TECHNIK

PODRĘCZNIK

OPRACOWANY WEDŁUG NIEMIECKIEGO PIERWOWZORU,

WYDAWANEGO PRZEZ STOWARZYSZENIE:

„HÜTTE".

TOM I.

WYDANIE STARANIEM KOMITETU REDAKCYJNEGO.

BIBLIOTEKA
Publicznej Biblioteki Technicznej
w Lublinie

SKŁAD GŁÓWNY W KSIĘGARNIACH:
GEBETHNERA I WOLFFA W WARSZAWIE
I G. GEBETHNERA I SPÓŁKI W KRAKOWIE.

1905.

Дозволено Цензурою.
Варшава, 28 Декабря 1904 года.



I 304/1

Drukarnia Rubieszewskiego i Wrotnowskiego w Warszawie.

Spis treści Tomu I-go.

Stronica

Przedmowa V
Słowo wstępne do konkursu na ulepszenie słownictwa XI
Warunki konkursu na ulepszenie słownictwa XIX
Omyłki druku i poprawki wyrazownictwa XXIII

DZIAŁ PIERWSZY.
Matematyka.

I. Tablice 1
II. Arytmetyka 43
III. Funkcye kołowe i hyperboliczne 60
IV. Rachunek różniczkowy i całkowy 69
V. Rachunek prawdopodobieństwa i teorya błędów . . . 87
VI. Geometrya analityczna 93
VII. Pola powierzchni i objętości brył 130
VIII. Półperspektywiczne rzuty równoległe 139

DZIAŁ DRUGI.
Mechanika.

I. Geometryczne prawa ruchu 143
II. Statyka ciał sztywnych 160
III. Dynamika ciał sztywnych 192
IV. Opory spowodowane tarciem 215
V. Statyka cieczy 235
VI. Dynamika cieczy 238
VII. Mechanika gazów i par 275

DZIAŁ TRZECI.
Ciepło 311

DZIAŁ CZWARTY.
Wytrzymałość materyałów.

I. Prawa ogólne i spółczynniki doświadczalne 327
II. Wytrzymałość prętów prostych 342
III. Wytrzymałość sprężyn 412
IV. Wytrzymałość płyt i naczyń 418

DZIAŁ PIĄTY.

Części maszyn.

Stronica

I. Części maszyn łączące (Złączniaki) 423
II. Części maszyn o ruchu obrotowym (Obrotniaki) . . . 448
III. Części maszyn do wciągania ciężarów (Wciągniki) . . 519
IV. Części maszyn wstrzymujące (Wstrzymniki) 536
V. Tłoki, tłoczyska i dławnice (Tłoczniaki) 542
VI. Napęd korbowy 551
VII. Części maszyn na przewody płynów (Przewodniaki) . 576
VIII. Części maszyn wyrównawcze (Równiaki) 615

DZIAŁ SZÓSTY.

Robniki (Silnice robocze).

Uwagi wstępne 649
I. Obrabiarki 653
II. Dźwignice (silnice do podnoszenia ciężarów) 669
III. Dźwignice hydrauliczne, t. j. napędzane wodą . . . 718
IV. Dźwigi 729
V. Wyciągi (kopalniane) 738
VI. Przenośniki i podnośniki 755
VII. Silnice do podnoszenia cieczy 759
VIII. Dmuchawy i kompresory (sprężarki) 780

DZIAŁ SIÓDMY.

Silniki.

Część ogólna 801
I. Silniki żywe 802
II. Silniki wodne 805
III. Silniki parowe 848
IV. Kotły parowe 951
V. Silniki spalinowe. 1077
Dodatek. Uzupełnienie rozdziału o turbinach parowych 1125

Spisy alfabetyczne.

Niemiecko-polski spis wyrazów technicznych . . . 1148
Rosyjsko-polski spis wyrazów technicznych 1164
Spis rzeczy 1177

PRZEDMOWA.

Celem niniejszego wydawnictwa jest danie technikom polskim obszernego podręcznika w języku ojczystym; z celem tym związał się zarazem cel drugi, stokroć może ważniejszy: przyczynienie się do przyswojenia technicznemu językowi naszemu wyrazownictwa rodzimego, dążącego do wyplenienia zeń cudzoziemczyzny wogóle, a zwłaszcza niemczyzny, wszechwładnie dotąd w nim panującej.

Myśl podjęcia niniejszego wydawnictwa wyłoniła się w komisyi, wybranej przez sekcyę techniczną przy oddziale warszawskim Towarzystwa Popierania Przemysłu i Handlu, wybranej dla poczynienia kroków w celu urzeczywistnienia budowy Politechniki warszawskiej. Po ukończeniu swej pracy, komisya uznała za stosowne przy rozwiązywaniu się wyznaczyć z pośród swych członków kilku, którzyby się podjęli zaradzenia drugiej z najpilniejszych potrzeb techniki miejscowej: wydawania polskich podręczników technicznych.

Dlaczego uznano pracę nad słownictwem technicznem za najpierwszy i tymczasem najważniejszy krok w wykonaniu postawionego zadania, jak tę pracę pojęto i jak prowadzono—temu poświęcamy poniżej oddzielnie słów parę, tu zaś wspomnimy chociaż pobieżnie, o historyi i treści niniejszego wydawnictwa.

W październiku 1899 r. powyżej wspomniane grono osób wybrało komitet redakcyjny podręcznika.

Drogą doboru, w miarę wzrastających potrzeb, czy to z powodu różnorodności obrabianego materyału, czy też z powodu wyjazdu niektórych członków komitetu z Warszawy*), skład jego podlegał uzupełnianiu i powiększaniu. Należeli do Redakcyi pp.: Eberhardt Julian, Gryżewski Jan, Hofman Józef, Lewenberg Alfons, Lisiecki Stanisław, Lutosławski Maryan, Michalikowski Jan, Obrębowicz Kazimierz, Podworski Aleksander, Rosset Aleksander i Żerański Tadeusz.

Komitet na przeszło 250 posiedzeniach, które od samego początku do tej pory, w ciągu lat pięciu, odbywał co poniedziałek, w lokalu Stowarzyszenia Techników w Warszawie, opracowywał słownictwo i załatwiał nieliczne stosunkowo sprawy gospodarcze.

W tłomaczeniu i opracowaniu treści brali udział pp.: Błachowski Zygmunt, Cichocki Władysław, Czopowski Henryk, Dickstein Samuel, Dobrowolski Franciszek, Domaniewski Czesław, Drzewiecki Piotr, Gryżewski Jan, Heurich Jan, Hofman Józef, Homułko Maksymilian, Kojusa Józef, Kruszewski Stanisław, Kuszelewski Antoni, Lewenberg Alfons, Lilpop Franciszek, Lisiecki Stanisław, Lutosławski Maryan, Łubieński Józef, Małyszczycki Stanisław, Michalikowski Jan, Natanson Edward, Obrębowicz Bolesław, Obrębowicz Kazimierz, Okolski Stanisław, Ossowski Kazimierz, Plater Konstanty, Podworski Aleksander, Potworowski Gustaw, Procner Jan, Rosset Aleksander, Rychter Tadeusz, Skotnicki

*) Opuścili Warszawę, nie przestając brać czynnego udziału w pracach komitetu, pp.: Gryżewski Jan, Hofman Józef, Lewenberg Alfons.

Czesław, Słucki Adam, Srokowski Kazimierz, Święcicki Mieczysław, Świerczewski Czesław, Winer Ignacy, Witkowski Władysław, Żerański Tadeusz i inni.

W treści stosowaliśmy się początkowo do 17-go wydania niemieckiego, gdy jednak podczas pracy ukazało się wydanie 18-te, wypadło wiele dodać, wiele zmienić, aby skorzystać ze wszystkich ulepszeń i uzupełnień, wprowadzonych do nowego wydania. Niektóre rozdziały rozwinęliśmy szerzej (turbiny parowe, pędnie, wodnictwo, rury), inne skróciliśmy, jako mniej ważne dla naszych potrzeb (np. formalności niemieckie przy zatwierdzaniu kotłów); czasem zmiana układu przyczyniała się do większej jasności (np. w rozdziale o miarkownikach), gdzieindziej trzeba było sporo dodać, aby przystosować podręcznik do różnorodności potrzeb techniki we wszystkich trzech dzielnicach; miało to miejsce szczególnie w przepisach, obowiązujących w poszczególnych państwach; staraliśmy się, o ile można, przedstawić i uwydatnić różnice, zachodzące w tym względzie pod rządem austryackim, niemieckim i rosyjskim. Wreszcie wydanie niniejsze zawiera pierwsze, o ile nam wiadomo, w literaturze naukowej określenie pojęcia entropii.

„Technik“ zatem powinienby stać się bardziej potrzebny polskiemu technikowi, niż niemiecka „Hütte“, jest bowiem w treść obfitszy i bardziej przystosowany do miejscowych potrzeb. I tak np. zamiast przytaczać podawane w podręczniku niemieckim dane o wyrobach fabryk zagranicznych, staraliśmy się, gdzie było można, powoływać się na wyroby wytwórni krajowych, z których niejedna stworzyła odrębne ustroje. Podobnie, zamiast danych o rzekach niemieckich podaliśmy wiadomości o naszych.

Przez wcielenie rozdziału o materyałach budowlanych do II tomu, otrzymaliśmy podział treści równiejszy; oprócz tego zaś pragnęlibyśmy dodać, jako tom trzeci, słownik techniczny, zawierający wyrazy, zastosowane w wydawnictwie, wraz z tłomaczeniem na języki obce. Wobec obfitości nowotworów, by ułatwić czytelnikowi ich zrozumienie, opracowaliśmy spis rzeczy znacznie szczegółowiej, niż to uczyniono w niemieckim pierwowzorze, dodając tłomaczenie niemieckie i rosyjskie, oraz spisy alfabetyczne ważniejszych wyrażeń niemieckich i rosyjskich z podaniem ich znaczenia polskiego.

We wzorach matematyczno-technicznych zachowaliśmy znakowanie niemieckiego pierwowzoru, pomimo, iż się ono opiera przeważnie na wyrazownictwie niemieckiem. Wprawdzie III Zjazd techników polskich uchwalił znakowanie wielkości matematyczno-technicznych, nie mogliśmy się jednak, mimo chęci najszczersze, do tej uchwały zastosować z dwóch mianowicie powodów: Po pierwsze, znakowanie to nie obejmuje całej dziedziny techniki i nie obejmuje oznaczeń wszystkich wielkości, jakie się spotykają w podręczniku: dla pozostałych trzebaby zatem albo stosować znakowanie pierwowzoru niemieckiego, co wiodłoby do nieporozumień, gdyż te same znaki mogłyby oznaczać różnorodne pojęcia, albo też trzebaby opracować uzupełnienia uchwalonego znakowania. Ponieważ znaki i wskaźniki najdogodniej tworzyć z pierwszych głosek wyrazów, oznaczających pojęcia, którym odpowiadają, należy przeto posiadać najpierw ustalone słownictwo, a potem dopiero opracować według niego znakowanie, któreby można polecić, jako właściwe do powszechnego użytku. Uważaliśmy zatem za konieczne poczekać z uzupełnieniem

znakowania do czasu, aż będzie można poczytywać nasze słownictwo techniczne za dostatecznie ustalone. Drugi powód dotyczył techniki redakcyjnej: rzecz prosta, że przy zachowaniu znakowania pierwowzoru łatwiej nam było ustrzedz się od omyłek drukarskich i redakcyjnych, prawie nieuniknionych przy przekształcaniu wzorów z jednego znakowania na drugie.

W następnem wydaniu „Technika“, o ileby do tego czasu nowy zjazd techników uchwalił, na podstawie już ustalonego słownictwa, wyczerpujące znakowanie wielkości matematyczno-technicznych, uważalibyśmy za swój obowiązek zastosować się do takiego znakowania, tak, jak w pisowni stosowaliśmy przepisy Akademii Umiejętności w Krakowie.

Poza pracą redakcyjno-wydawniczą i poza współpracownictwem licznego grona zawodowców, wydanie „Technika“ wymaga kilkunastotysięcznego kapitału, bez którego wszelkie dobre chęci nie doprowadziłyby do celu. Nie uzyskawszy pomocy Kasy Mianowskiego, musieliśmy się uciec do ofiarności prywatnej: oprócz innych drobniejszych ofiar, największą pomoc, jaką uzyskaliśmy, stanowiły: zakupienie przez Stowarzyszenie Techników w Warszawie, za przedpłatą, tysiąca egzemplarzy „Technika“ do rozdania między członków; hojny dar W-go Piotra Wertheima (2000 rubli), w myśli uczczenia ś. p. swego ojca Juliusza, który wydanie „Technika“ uznał za wielce pożądane; pożyczki warunkowo zwrotne (1500 rubli za pośrednictwem W-go Edwarda Natansona i 500 rubli od stow. stud. „Arconia“), a wreszcie uczynność tych, którzy, nie bacząc na dość wysoką cenę, poparli wydawnictwo nasze przez umieszczenie swych ogłoszeń. Wszystkim tym, którzy, czy

to pieniędzmi, czy też bezinteresowną pracą umożliwili wydanie I tomu „Technika“, składamy dzięki w imieniu polskiego piśmiennictwa technicznego. Poparcie to umożliwiło nam naznaczenie ceny sprzedażnej, tak niskiej, że nie pokrywa ona nawet kosztów druku, rycin i papieru. Wykończenie II tomu, którego wydrukowano dopiero 16 arkuszy, wymagać będzie jeszcze paroletniej pracy.

Komitet Redakcyjny.

Warszawa, w styczniu 1905 r.

SŁOWO WSTĘPNE

DO KONKURSU

NA ULEPSZENIE SŁOWNICTWA TECHNICZNEGO,

ZASTOSOWANEGO W I TOMIE PODRĘCZNIKA

„TECHNIK".

Na początku przedmowy wykazaliśmy, jaki cel nakreślił sobie Komitet redakcyjny „Technika". Zdawał on sobie sprawę, że do tego celu nasz język techniczny nadaje się z trudnością. Przy niezwykle nizkim stopniu rozwoju przemysłu i szkolnictwa wiele wyrażeń wogóle nie istnieje, inne utarły się w formie skażonej, wziętej bezpośrednio z języka cudzoziemskiego, lub na wzór zagranicznego wyrazu błędnie utworzone, obce są brzmieniem i budową naszemu językowi. Mogą one od biedy służyć do porozumiewania się pomiędzy inżynierami, kształconymi przeważnie zagranicą, lub pomiędzy majstrami najczęściej cudzoziemcami. Ale wobec silnej dążności do wyzwolenia się z pod przewagi przemysłu obcoplemiennego, wobec widoków rozszerzenia wytwórczości własnej i wyplenienia z już istniejącej pierwiastka cudzoziemskiego, nowożytny makaronizm języka technicznego stanowi poważne niebezpieczeństwo zatracenia poczucia odrębności i czystości języka w masach robotniczych. Czerpią one swe wiadomości techniczne od kierowników, którzy sami kształceni pod obcym wpływem, a pozbawieni źródeł do uzupełnienia swego wykształcenia w języku ojczystym, nie mogą nie wywrzeć wpływu zgu-

bnego na językowe wykształcenie ludu, którego wogóle nic nie podtrzymuje prócz zmysłu samozachowawczego.

Zaradzić temu może jedynie rozwój popularnego piśmiennictwa technicznego, w któremby na czystość języka zwrócono szczególną uwagę, a należało rozpocząć przedewszystkiem od przygotowania możliwie wszechstronnego materyału wyrazownictwa w poszczególnych dziedzinach techniki.

Wydanie słownika niezupełnie do celuby prowadziło — wydać słownik techniczny można dopiero wtedy, gdy się do pewnego stopnia samo polskie słownictwo techniczne już ustali, a celowi temu może współdziałać taka książka, która dla większości techników potrafi być niezbędna; trudno zas znaleźć bardziej rozpowszechnione dzieło techniczne, jak wydawany co kilka lat przez niemieckie Stowarzyszenie techniczne „Hütte“ podręcznik techniczny p. t. „Taschenbuch der Hütte“.

Dobrze obmyślany i należycie opracowany dobór treści pierwowzoru wymagał stosunkowo nieznacznych zmian i ulepszeń, aby odpowiedzieć potrzebom polskiej techniki we wszystkich trzech dzielnicach; pozwalało to na skupienie całej uwagi ku dopięciu głównego celu: zebrać istniejące już słownictwo techniczne, poprawić co poprawy wymaga, uzupełnić je poza tem nowotworami, obmyślonymi celowo, zgodnie z zasadami języka i potrzebami techniki, pozostawiając z cudzoziemczyzny jedynie wyrazy zupełnie już utarte i przystosowane do brzmienia mowy polskiej, oraz te wyrazy pochodzenia łacińskiego i greckiego, których się zastąpić dobrym wyrazem polskim nie dało, lub które mają znaczenie bardziej naukowe niż techniczne.

Czyż wyrażenia jak: *kuplunek*, *kuplować*, *kolbensztanga*, *na feder i nut*, *bormaszyna* i t. p. nie są chwastami języka, które corychlej wyplenić należy, tembardziej że można je zastąpić wyrazami odrazu zrozumiałymi, nawet dla zwykłego robotnika, a więc *sprzęgło*, *sprzęgać*, *tłoczysko*, *na wpust i wpustkę*, *wiertarka* i t. p.

Jeszcze bardziej niebezpieczne, bo usypiające czujność nawet wrażliwych na cudzoziemczyznę osobników,

są wyrażenia, tłomaczone bezkrytycznie z obcych języków. Czyż np. siła żywa, chociaż brzmi niby po naszemu, maluje pojęcie, które ma przedstawiać? Przetłomaczona żywcem z przeżytych już obecnie co do swego znaczenia wyrażeń „lebendige Kraft“ czy też „force vive“, siła żywa nie jest *ani siłą*, *ani żywą*, lecz energią, czyli pracą masy będącej w rozpędzie. Czy więc mimo „utarcie się“ tego wyrażenia, nie wypada go zastąpić innem, lepiej malującem dane pojęcie i bardziej zgodnem z nowszymi poglądami na energię i siłę, np. wyrażeniem: *energia* lub *praca rozpędu?*

Licząc się z tem, że język potoczny bywa często nielogiczny, wielu mniema, iż język wogóle nie potrzebuje być logiczny. Otóż sądzimy, że logiczność nie zaszkodziłaby i językowi potocznemu — nielogiczność zaś szkodzi bardzo językowi technicznemu; utrudnia ona bowiem przyswajanie sobie nowych pojęć drogą kojarzenia, a w technice nieraz w krótkim czasie trzeba się oswoić z olbrzymią ilością nowych pojęć.

Zasada „Vox populi suprema lex“ bynajmniej przez to nie upada, bo gdy lud ukuje samorzutnie jaką nazwę na często spotykany przedmiot, nadaje się ona przeważnie do użytku, pomimo zbytniej nieraz dosadności (np. małpiarka=Kopiermaschine). Ale gdy zachodzi potrzeba tworzenia licznych nazw drogą rozbiorczego rozumowania, niema powodu, któryby zwalniał w tym wypadku od porządkowego i logicznego myślenia.

Dlatego, unikając tłomaczenia na oślep, wychodziliśmy zawsze z pojęcia, które należało oddać wyrazem polskim; staraliśmy się powinowactwo pojęć odtworzyć w podobieństwie końcówek lub przybranek, a do tworzenia wyrazów nowych korzystaliśmy z istniejących już w znaczeniach pokrewnych, jeżeli nie w współczesnym, to w dawnym języku.

Natomiast usuwaliśmy niepotrzebne nowotwory, jeżeli na te same pojęcia w języku istniały i były używane przez dawniejszych pisarzy wyrażenia lepiej je określające: jeżeli np. Bronisław Marczewski w „Przewodniku praktycznym dla inżynierów“, wydanym w r. 1859,

„motor“ określa jędrnem i męskiem wyrażeniem „silnik“ (str. 153), nie mieliśmy powodu przyznać prawa obywatelstwa nowszemu wyrażeniu „silnica“, któremu nadaliśmy wyłącznie znaczenie maszyny napędzanej silnikiem, a więc bardziej biernej. Przykłady powyższe przytaczamy dla uwydatnienia rodzaju pracy i wytycznych, jakiemi się kierował komitet redakcyjny „Technika“ w swej pracy nad słownictwem technicznem. Rozkład prac komitetu był następujący: treść niemiecką rozdano działami osobom, które albo same zajmowały się tłomaczeniem, albo na swoją rękę starały się o tłómaczy i doręczały komitetowi gotowy rękopis wraz ze spisem zastosowanych w nim wyrażeń technicznych—braki treści, tłómaczenia i spisu uzupełniał przeważnie główny redaktor, opracowując nieraz na nowo ustępy, wymagające przeróbki.

Tłómaczom rozdano, opracowane w komitecie „wskazówki“, jak należy tłómaczyć, jaki wygląd nadać rękopisowi dla ułatwienia pracy redakcyjnej. Do „wskazówek“ dołączono prawidła pisowni, wydane przez Akademię Umiejętności w Krakowie, której wyroki uznano za obowiązujące dla naszego wydawnictwa.

Spis wyrazów niemieckich tłómaczonego tekstu poddawano rozbiorowi na posiedzeniach komitetu, o ile można było, w obecności redaktora danego działu lub tłómacza.

Wybrane wyrazy zwykle podlegały ostatecznemu postanowieniu na zebraniach następnych; wprowadzano je do druku, a wątpliwości, jakie się nasuwały przy przeglądaniu korekty, rozstrzygano w ponownych rozprawach na zebraniach komitetu.

Przy pracy posiłkowano się polskimi słownikami, szczególnymi jak Podczaszyński, narzędziowy Łódzki, kolejowy Lwowski, ogólnymi jak Wileński i obecnie wydawany „Słownik języka polskiego“, a przedewszystkiem nieprzebraną skarbnicę wyrazownictwa znajdowano w słowniku Lindego. Wiele bardzo wyrazów, mogących się wydać nowotworami, czerpano wprost z Lindego; korzystając z tego, że dany wyraz wyszedł z po-

tocznego użycia, przywracano go do języka w znaczeniu pokrewnem, a szczególnem.

Często bowiem, szukając w Lindem nazw podobnych, znajdowano odsyłacze do wyrazów zapomnianych, które z powodzeniem można było zastosować. Chętnie też korzystano z łatwości, z jaką lud tworzy wyrażenia w swych gwarach.

Nieraz spostrzegano popełnione pomyłki i, gdzie było można, wprowadzono zmiany w korekcie; w paru wypadkach odstąpiono w późniejszych rozdziałach od powziętego i już urzeczywistnionego w druku postanowienia, doszedłszy z biegiem czasu do przekonania, że było ono niewłaściwe; komitet z pewnością nie był zaślepiony w swojej nieomylności. Zadanie podjęto trudne i niewdzięczne, bo buntują się przeciw wprowadzeniu nowotworów ci, których przyzwyczajenie czyni zadowolonymi z obecnego stanu rzeczy, których nie rażą „utarte“ wyrazy niemieckie, a rażą czysto polskiego brzmienia nowotwory, lub wyrażenia, często przed kilkudziesięciu laty jeszcze w potocznem użyciu będące. Niestety, ilość ludzi, odczuwających potrzebę gruntownego oczyszczenia naszego języka z obcych naleciałości, jakkolwiek coraz większa, nie jest może dość wielka i wobec tego komitet przygotowany jest nie tylko na słuszne zarzuty, lecz nawet na ryczałtowe potępianie swej pracy.

Nie tylko o wskazówki i rady, ale i o krytykę prosimy; uważamy bowiem pierwsze wydanie za początek naszej pracy, której wynikiem po paru latach powinno być drugie, poprawne wydanie: w niem należałoby usunąć wszystko, co się okaże niewłaściwe, a wprowadzić wszystko, co dobrego wydadzą rozprawy, jakie przez niniejszą książkę wywołamy.

Pragnąc te rozprawy ożywić i powołać szerszy ogół do pracy nad wyrobieniem możliwie poprawnego polskiego słownictwa technicznego, ogłaszamy niniejszem

KONKURS

na ulepszenie zastosowanego przez nas słownictwa.

Warunki konkursu podajemy poniżej oddzielnie. Fundusz na nagrody pochodzi z ofiar na ten cel przeznaczonych, lub z dochodów nadzwyczajnych wydawnictwa. Pragniemy przez ogłoszenie tego konkursu dowiedzieć się, czy nie możnaby zamiast wybranych przez nas *nowotworów* znaleść lepszych: a więc lepiej odpowiadających pojęciu, bardziej dogodnych w użyciu (nadających się do tworzenia pochodnych i do odmiany), zgodniejszych z tradycyami języka polskiego, krótszych lub dźwięczniejszych.

Przy ogłoszeniu konkursu nie chodziło nam o otrzymanie zdań ogólnikowych, że wyraz przez nas proponowany jest zły, zbyteczny, że należałoby pozostawić dawny wyraz cudzoziemski lub wyrażenie nie zastosowane przez nas z powodu swej niewłaściwości, lecz chodzi nam równocześnie o powody, dla których wyraz przez nas stosowany ma być niewłaściwy, a przedewszystkiem o otrzymanie lepszego.

Wobec tego, że każde nasze wyrażenie zostało uchwalone po wyczerpujących rozprawach, pragnęlibyśmy aby materyał konkursu, był również odpowiednio omówiony, nie stawiamy jednak tego za warunek, bo czasem poczucie języka pozwoli i bez motywów utworzyć wyraz lepszy, niż wszystkie osiągnięte mozolną pracą.

Zastrzegamy sobie jednak prawo wypowiedzenia naszego zdania o nadesłanych wyrazach przed gronem sądu konkursowego; o ile jednak, nawet wbrew naszym wywodom, nadesłany na konkurs wyraz zostanie, zgodnie z warunkami konkursu, uznany za lepszy od naszego, chętnie go zastosujemy w drugiem wydaniu i cieszyć się będziemy, jeśli podobnych zmian wprowadzić wypadnie jak najwięcej.

Sąd konkursowy pragnęliśmy uczynić możliwie niezależnym, aby tem łatwiej jego postanowienia zyskały uznanie ogółu.

Pominęliśmy więc wszystkich, którzy brali udział w pracach niniejszego wydawnictwa; sami usunęliśmy się od udziału w uchwałach sądu, zastrzegając sobie jedynie możność obrony wyrazów przez nas dobranych.

Pracując nad ustaleniem słownictwa technicznego, zdawaliśmy sobie sprawę z tego, że zadaniu tak trudnemu odrazu sprostać nie podobna: życie samo wypleni z utworzonego przez nas wyrazownictwa to, co nie będzie miało dość żywotności, a nastąpi to tem prędzej, im szersze koła zajmą się owym przedmiotem.

Komitet redakcyjny
podręcznika „Technik“.

Warszawa, w styczniu 1905 r.

WARUNKI KONKURSU

NA ULEPSZENIE SŁOWNICTWA TECHNICZNEGO

zastosowanego w I tomie podręcznika:

„TECHNIK“

OPRACOWANEGO PODŁUG NIEMIECKIEGO

„TASCHENBUCH DER HÜTTE“.

---

§ 1. Celem niniejszego konkursu jest zebranie obfitej ilości nowotworów, które sąd konkursowy uzna za *lepsze*, niż wyrazy zastosowane w danem znaczeniu w I tomie wydawnictwa „Technik“.

§ 2. Za *lepsze* *) uważane być mają w myśl warunków niniejszego konkursu wyrażenia, lepiej odpowiadające pojęciu, które mają oddawać, bardziej wygodne w użyciu (nadające się do tworzenia pochodnych i do odmiany), zgodniejsze z zasadami języka polskiego, krótsze i dźwięczniejsze, niż wyrazy, zastosowane w danem znaczeniu w I tomie „Technika“.

§ 3. Za *lepszy* od zastosowanego w podręczniku nowotworu nie może być uznany wyraz pochodzenia cudzoziemskiego, lub polski, używany w nowszem piśmiennictwie technicznem, a nie zastosowany przez redakcyę podręcznika w danem znaczeniu. Nie zaleca się do nagrody wyraz względnie lepszy od zastosowanego w Techniku, o ile Sąd uzna, że dawniej używany wyraz polski, nie cudzoziemskiego pochodzenia, jest jeszcze lepszy.

§ 4. Dla uniknięcia nieporozumień co do domniemanego znaczenia zastosowanych nowotworów, miarodajnem dla określenia pojęcia jest znaczenie wyrazu niemieckiego, umieszczonego w spisach alfabetycznych

---

*) *Lepsze*, t. j. zalecające się do nagrody.

DYREKCJA OKRĘGU GEOLOGICZNEGO W LUBLINIE BIBLIOTEKA OKRĘGOWA

lub w odpowiedniem miejscu 17-go albo 18-go wydania niemieckiego podręcznika; wyrazy te (niemieckie) powinny być umieszczone w spisie wyrazów nadesłanych na konkurs (§ 5), oraz w nagłówku kartek, zawierających odpowiedzi konkursowe (§ 6).

§ 5. Pragnący wziąć udział w konkursie powinien wybrać z I tomu podręcznika te wyrażenia, które zamierza zastąpić przez inne, utworzone przez siebie nowotwory; powinien odszukać odpowiednie wyrażenia niemieckie (§ 4) i spisać wszystkie 3 wyrażenia (niemieckie, zastosowane w podręczniku, oraz proponowane jako lepsze) na odpowiedniej kartce (§ 6), wraz z wywodami, które zdaniem stającego do konkursu powinny skłonić sąd konkursowy do przyznania mu słuszności.

Po opracowaniu wszystkich kartek należy sporządzić spis alfabetyczny nadsyłanych wyrazów niemieckich wraz z proponowanymi polskimi.

§ 6. Kartki konkursowe powinny mieć rozmiary karty pocztowej (9×14 *cm* z dość sztywnego papieru) i mają zawierać: *a)* na jednej stronie pisane równolegle do krótszego boku kolejno: 1) u góry wyraz niemiecki, określający pojęcie, 2) dalej wyraz zastosowany w tem znaczeniu w I tomie podręcznika, (z podaniem str. i wiersza), 3) w środku wyraz proponowany jako lepszy (w myśl § 2 z uwzględnieniem § 3), 4) u spodu godło stającego do konkursu; *b)* na drugiej stronie wywody, skłaniające projektodawcę do uczynionej propozycyi. Gdyby na pomieszczenie wywodów nie starczyło miejsca, można zaopatrzyć kartkę w odsyłacz, a wywody przytoczyć w załącznikach.

Pisać należy czytelnie i dobrym atramentem kopiowym, aby sąd konkursowy mógł z łatwością sporządzić zapasową odbitkę całego nadesłanego materyału.

§ 7. Sąd konkursowy ma prawo nie przyjąć prac, nadesłanych na konkurs, o ile nie odpowiadają §§ 5 i 6.

§ 8. Sąd konkursowy rozporządza dwoma rodzajami nagród:

a) jedna nagroda *ilościowa* **rb. 200** będzie przyznana autorowi największej ilości takich wyrażeń, które sąd konkursowy uzna za lepsze od zastosowanych w I tomie „Technika".

b) 20 nagród *jakościowych*, (10 po **dziesięć rubli,** 10 po **pięć rubli),** które będą przyznawane za poszczególne wyrazy, stosownie do ich trafności i pożytku, jaki mogą, zdaniem sądu konkursowego, przynieść polskiemu językowi technicznemu.

§ 9. Nagroda ilościowa będzie przyznana, jeżeli ilość uznanych przez sąd konkursowy wyrazów jednego autora będzie przewyższała pięć. Nagród jakościowych sąd konkursowy ma prawo nie udzielać, jeżeli nadesłane propozycye zdaniem sądu nie będą zasługiwały na wyróżnienie. Fundusz, pozostały z nieprzyznanych nagród, będzie zużytkowany na powtórzenie konkursu po wyjściu drugiego tomu wydawnictwa.

Przyznanie nagrody ilościowej nie pozbawia prawa do nagród jakościowych.

§ 10. Członkami sądu konkursowego mogą być osoby, zaproszone na tę godność przez redakcyę podręcznika lub wydelegowane przez instytucye wskutek odnośnego zaproszenia, o ile nie są lub nie byli współpracownikami wydawnictwa.

§ 11 Posiedzenia sądu konkursowego odbywają się według regulaminu przez tenże sąd ustanowionego, są jednak ważne jedynie, jeżeli komitet redakcyjny „Technika" otrzymał zawiadomienie o posiedzeniu.

§ 12. Członkowie komitetu redakcyjnego „Technika" mają wstęp dozwolony na posiedzenia sądu konkursowego i przyjmują udział w rozprawach, lecz nie w głosowaniu.

§ 13. Na członków sądu konkursowego obiecały wyznaczyć delegatów instytucye:

1. Akademia Umiejętności w Krakowie.
2. Tow. przyjaciół nauk w Poznaniu.
3. Tow. Techniczne Krakowskie.
4. Tow. Politechniczne we Lwowie

5. Sekcya Techniczna
6. Koło Elektrotechników
7. „ Architektów
8. „ Mierników
9. Sekcya Górnicza

} Warsz. Oddziału Towarzystwa Pop. przemysłu i handlu.

10. Stowarzyszenie Techników w Warszawie.
10a. Wydział kotłowy przy Stow. Technikow.
10b. „ słownictwa „ „ „
11. Sekcya Łódzka T. pop. przem. i handlu.
12. Redakcya „Architekta".
13. Redakcya Gazety cukrowniczej.
14. Redakcya Przeglądu technicznego.
15. Redakcya Przeglądu górniczo-hutniczego.

§ 14. Zebraniem sądu konkursowego zajmie się komitet redakcyjny „Technika" w przeciągu 2 tygodni od terminu nadsyłania prac; pożądane zaś byłoby ukończenie prac sądu przed wydaniem II tomu podręcznika, aby w nim mogły być ogłoszone wyniki niniejszego, oraz warunki powtórnego konkursu.

§ 15. Prace konkursowe powinny być nadsyłane w kopercie zapieczętowanej, zaopatrzonej w godło, pod adresem Stowarzyszenia Techników w Warszawie (Włodzimierska 3), z napisem „Konkurs Technika" nie później jak **1 września 1905 r.** Prace nadesłane po tym terminie nie mogą współubiegać się o nagrody, a sąd konkursowy ma prawo nie rozpatrywać ich wcale.

Przed użytkowaniem wypada poprawić poniższe

OMYŁKI.

Uwaga. „g“ oznacza w skróceniu wiersz liczony od góry (przyczem nagłówków stronic nie wliczano); „d“ zaś oznacza w skróceniu wiersz liczony od dołu (przyczem wliczano i wiersze uwag w odsyłaczach).

Str.	Wiersz	Zamiast	Powinno być
76	2 g	$\frac{ac - \beta b}{c}$	$\frac{ac - \beta b}{c}$
116	9 g	ar	arc.
229	Nagłówek	VI	IV
230	2 d	zazębiania	przyporu
231	1 i 2 g	zazębiania się	przyporu
231	2 d	rozwijając	rozwijającą
251	Nagłówek	V	VI
276	7 d	kg/cm^2	kg/m^2
284	2 g	za t^0 dodać:	z wyłączeniem zewnętrznego cieplika parowania
296	13 d	dmuchawkach	dmuchawach
413	1 i 2 g; 12 d	giętkie	giętne
415	8 d	giętkie	giętne
416	3, 10, 14, 15, 16 d	skrętne	krętne
438	9 d	za wyrazem „wagi“ dodać:	1000 *ca* łbów lub nakówków
459	14 d	długość	szerokość
460	5 i 22 g	długość	szerokość
475	1 d	pędnych	napędnych
496	14 g	obsady	odsady
518	22 g	prowadziło	prowadziła
520	9 g	koponi	konopi
624	4 d	X	x
675	17 g	**II**	**D**
679	10 d	rys. 552	rys. 551
698	9 d	*)	**)
703	14 d	kotrolery	kontrolery
712	16 g	brami	bramami
717	3 g	pociągarki	przyciągarki
717	6 g	pociągarki	przyciągarki
738	8 g	sprawozdań	sprawdzań
739	19 g	za wyr. „przystawce“ dodać:	, albo
754	10 d	**wskazy**	**wskaźniki**
759	19 d	przed wyrazem „Podnośnica“ dodać:	2.
780	5 d	małem	małym
848	12 g	wskazana	silnika (wskazano pożytkowa)
921	3 g	, miedzianą	miedzianej

Poprawki dotyczące wyrazownictwa.

Zamiast wyrazu	Lepiej wprowadzić	Stronica i wiersz
równoboczna	równoramienna	105 w. 3 d.; 290 w. 13 g.
kapiaste	łęczaste	137 w. 14 g.
spad	spadanie	145 w. 9, 11 i 12 d.; 148 w. 6 g.
nietrwała	chwiejna	168 w. 16 d.; 238 w. 15 g.
cholewa	natłoczka	219 w. 17 i 18 g.; w. 27 g.
pras	tłoczarek	228 w. 17 d.
mutra	naśrubek	229 w. 1, 2, 4, 7 d.; 230 w, 5 i 7 g.
szerokość szczęki	rozwartość szczęki	229 w. 12 d.
profil	zarys	230 w. 12 g.; 231 w. 2 d.
kół podziałkowych	obwodów podziałowych	231 w. 16 d.
śruby bez końca	ślimaka	231 w. 3 d.
wyciąganie	rozciąganie	232 w. 1 d.
wałek	sworzeń	233 w. 11 d.; 234 w. 8 g.
w świetle	w prześwicie	240 w 16 d.; 259 w. 16 i 19 g.; 260 w. 11 d.
glinka	glina	267 w. 8 d.; 268 w. 4 i 6 g.
silnica	silnik	279 w. 14 g.; 293 w. 1 i 5 d.; 306 w. 13, 17, 23 g.
ściskania	sprężania	294 w. 18 g.
oświetlającego	świetlanego	299 w. 3 d.
zgęszcza się	spręża się	311 w. 14 g.
maszyn wiatrowych	dmuchaw	311 w. 10 d.
gazy spalenia	spaliny	322 w. 11, 15 i 18 g.
parter	przyziom	389 w. 1 g.
zwijana	zwita	415 w. 5 i 8 d.; 416 w. 1 i 5 g.; 417 w. 1 i 6 g.
den	dennic	420 w. 6 d.
zam. całego wiersza	**b. Dennice płaskie**	420 w. 12 d.
zaokrąglenia w wywinięciu	zaoblenia	420 w. 8 d.
fundamentowe	posadowe	436 w. 14 g.
sfrezować	zgryzować	447 w. 1 g.
frezowanych	gryzowanych	467 w. 16 d.
szybkość	prędkość	484 w. 11 d.
dźwigarek mostowych	suwnic dźwigarkowych	488 w. 5, 13 i 14 d.
głębokości	głębizn	523 w. 6 i 7 g.

Zamiast wyrazu	Lepiej wprowadzić	Stronica i wiersz
punkt martwy	punkt zwrotu	552 w. 11 g., w. 7 d.; 554 w. 11 g.; 558 w. 15 g.
nastawiany prowadnik	nastawiana prowadnica	561 w. 7 g.
obręcz	opaskę	561 w. 20 g.
obwoda na śruby	wieńca śrub	581 nagłówek 5-ta rubryka.
ściśnic	sprężarek	608 w. 15 d.
wywietrzaki	dyszaki	651 w. 8 g. i str. nast.
rozdział	rozrząd	665 w. 6 d.; 752 w. 5 i 4 d.; 753 w. 23 g.
przesuwniki	przesuwacze	677 w. 25 d.
ssącej	ssawczej	719 w. 21 d.
uzbrojenie	osprzęt	720 w. 10 d.
suwak-rozprężak	suwak-zmieniak	721 w. 24 d.
tłoczący	tłoczczy	722 w. 14 g.
lustro	gładź	726 w. 19 g.; 727 w. 15 g.
kułakami	ksiukami	752 w 1 g.
wlotu	dopływu	761 w. 18 g.
kompresory	sprężarki	780 w. 1 g. i str. nast.
skoku	podskoku	791 w. 12 d.
nakreśloną	wskazaną	793 w. 2 g.
pośredek	przelotnia	793 w. 6 d. i str. nast.
przelewnicę blaszaną	przewał blaszany	815 w. 8 i 9 d.

TECHNIK.

BIBLIOTEKA
Państw. Gimnazjum dla Ziemiaństwa
w Lublinie

CENY KSIĘGARSKIE:

	Bez oprawy		Z oprawą	
	Tom I	Tom II	Tom I	Tom II
Rubli . . .	4,00	1,50	5,00	2,00
Marek niem.	10,00	3,50	12,50	5,00
Koron austr.	10,50	4,00	13,00	5,25

Po cenach powyżej podanych można będzie nabywać tom II **jedynie za zwrotem dołączonego tu bonu;** bez niego zaś ceny księgarskie tomu II będą równe cenom, podanym powyżej za tom I.

DZIAŁ PIERWSZY.

MATEMATYKA.

I. TABLICE.

(Uwagi do tablic niniejszych znajdują się na str. 41—42).

A. Tablice potęg, pierwiastków, logarytmów zwyczajnych, wartości odwrotnych, obwodów i powierzchni koła.

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
1	1	1	1,0000	1,0000	0,00000	1000,000	3,142	0,7854	1
2	4	8	1,4142	1,2599	0,30103	500,000	6,283	3,1416	2
3	9	27	1,7321	1,4422	0,47712	333,333	9,425	7,0686	3
4	16	64	2,0000	1,5874	0,60206	250,000	12,566	12,5664	4
5	25	125	2,2361	1,7100	0,69897	200,000	15,708	19,6350	5
6	36	216	2,4495	1,8171	0,77815	166,667	18,850	28,2743	6
7	49	343	2,6458	1,9129	0,84510	142,857	21,991	38,4845	7
8	64	512	2,8284	2,0000	0,90309	125,000	25,133	50,2655	8
9	81	729	3,0000	2,0801	0,95424	111,111	28,274	63,6173	9
10	100	1000	3,1623	2,1544	1,00000	100,000	31,416	78,5398	10
11	121	1331	3,3166	2,2240	1,04139	90,9091	34,558	95,0332	11
12	144	1728	3,4641	2,2894	1,07918	83,3333	37,699	113,097	12
13	169	2197	3,6056	2,3513	1,11394	76,9231	40,841	132,732	13
14	196	2744	3,7417	2,4101	1,14613	71,4286	43,982	153,938	14
15	225	3375	3,8730	2,4662	1,17609	66,6667	47,124	176,715	15
16	256	4096	4,0000	2,5198	1,20412	62,5000	50,265	201,062	16
17	289	4913	4,1231	2,5713	1,23045	58,8235	53,407	226,980	17
18	324	5832	4,2426	2,6207	1,25527	55,5556	56,549	254,469	18
19	361	6859	4,3589	2,6684	1,27875	52,6316	59,690	283,529	19
20	400	8000	4,4721	2,7144	1,30103	50,0000	62,832	314,159	20
21	441	9261	4,5826	2,7589	1,32222	47,6190	65,973	346,361	21
22	484	10648	4,6904	2,8020	1,34242	45,4545	69,115	380,133	22
23	529	12167	4,7958	2,8439	1,36173	43,4783	72,257	415,476	23
24	576	13824	4,8990	2,8845	1,38021	41,6667	75,398	452,389	24
25	625	15625	5,0000	2,9240	1,39794	40,0000	78,540	490,874	25
26	676	17576	5,0990	2,9625	1,41497	38,4615	81,681	530,929	26
27	729	19683	5,1962	3,0000	1,43136	37,0370	84,823	572,555	27
28	784	21952	5,2915	3,0366	1,44716	35,7143	87,965	615,752	28
29	841	24389	5,3852	3,0723	1,46240	34,4828	91,106	660,520	29
30	900	27000	5,4772	3,1072	1,47712	33,3333	94,248	706,858	30
31	961	29791	5,5678	3,1414	1,49136	32,2581	97,389	754,768	31
32	1024	32768	5,6569	3,1748	1,50515	31,2500	100,531	804,248	32
33	1089	35937	5,7446	3,2075	1,51851	30,3030	103,673	855,299	33
34	1156	39304	5,8310	3,2396	1,53148	29,4118	106,814	907,920	34
35	1225	42875	5,9161	3,2711	1,54407	28,5714	109,956	962,113	35
36	1296	46656	6,0000	3,3019	1,55630	27,7778	113,097	1017,88	36
37	1369	50653	6,0828	3,3322	1,56820	27,0270	116,239	1075,21	37
38	1444	54872	6,1644	3,3620	1,57978	26,3158	119,381	1134,11	38
39	1521	59319	6,2450	3,3912	1,59106	25,6410	122,522	1194,59	39
40	1600	64000	6,3246	3,4200	1,60206	25,0000	125,66	1256,64	40
41	1681	68921	6,4031	3,4482	1,61278	24,3902	128,81	1320,25	41
42	1764	74088	6,4807	3,4760	1,62325	23,8095	131,95	1385,44	42
43	1849	79507	6,5574	3,5034	1,63347	23,2558	135,09	1452,20	43
44	1936	85184	6,6332	3,5303	1,64345	22,7273	138,23	1520,53	44
45	2025	91125	6,7082	3,5569	1,65321	22,2222	141,37	1590,43	45
46	2116	97336	6,7823	3,5830	1,66276	21,7391	144,51	1661,90	46
47	2209	103823	6,8557	3,6088	1,67210	21,2766	147,65	1734,94	47
48	2304	110592	6,9282	3,6342	1,68124	20,8333	150,80	1809,56	48
49	2401	117649	7,0000	3,6593	1,69020	20,4082	153,94	1885,74	49
50	2500	125000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	50

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
50	2500	125000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	**50**
51	2601	132651	7,1414	3,7084	1,70757	19,6078	160,22	2042,82	51
52	2704	140608	7,2111	3,7325	1,71600	19,2308	163,36	2123,72	52
53	2809	148877	7,2801	3,7563	1,72428	18,8679	166,50	2206,18	53
54	2916	157464	7,3485	3,7798	1,73239	18,5185	169,65	2290,22	54
55	3025	166375	7,4162	3,8030	1,74036	18,1818	172,79	2375,83	55
56	3136	175616	7,4833	3,8259	1,74819	17,8571	175,93	2463,01	56
57	3249	185193	7,5498	3,8485	1,75587	17,5439	179,07	2551,76	57
58	3364	195112	7,6158	3,8709	1,76343	17,2414	182,21	2642,08	58
59	3481	205379	7,6811	3,8930	1,77085	16,9492	185,35	2733,97	59
60	3600	216000	7,7460	3,9149	1,77815	16,6667	188,50	2827,43	**60**
61	3721	226981	7,8102	3,9365	1,78533	16,3934	191,64	2922,47	61
62	3844	238328	7,8740	3,9579	1,79239	16,1290	194,78	3019,07	62
63	3969	250047	7,9373	3,9791	1,79934	15,8730	197,92	3117,25	63
64	4096	262144	8,0000	4,0000	1,80618	15,6250	201,06	3216,99	64
65	4225	274625	8,0623	4,0207	1,81291	15,3846	204,20	3318,31	65
66	4356	287496	8,1240	4,0412	1,81954	15,1515	207,35	3421,19	66
67	4489	300763	8,1854	4,0615	1,82607	14,9254	210,49	3525,65	67
68	4624	314432	8,2462	4,0817	1,83251	14,7059	213,63	3631,68	68
69	4761	328509	8,3066	4,1016	1,83885	14,4928	216,77	3739,28	69
70	4900	343000	8,3666	4,1213	1,84510	14,2857	219,91	3848,45	**70**
71	5041	357911	8,4261	4,1408	1,85126	14,0845	223,05	3959,19	71
72	5184	373248	8,4853	4,1602	1,85733	13,8889	226,19	4071,50	72
73	5329	389017	8,5440	4,1793	1,86332	13,6986	229,34	4185,39	73
74	5476	405224	8,6023	4,1983	1,86923	13,5135	232,48	4300,84	74
75	5625	421875	8,6603	4,2172	1,87506	13,3333	235,62	4417,86	75
76	5776	438976	8,7178	4,2358	1,88081	13,1579	238,76	4536,46	76
77	5929	456533	8,7750	4,2543	1,88649	12,9870	241,90	4656,63	77
78	6084	474552	8,8318	4,2727	1,89209	12,8205	245,04	4778,36	78
79	6241	493039	8,8882	4,2908	1,89763	12,6582	248,19	4901,67	79
80	6400	512000	8,9443	4,3089	1,90309	12,5000	251,33	5026,55	**80**
81	6561	531441	9,0000	4,3267	1,90849	12,3457	254,47	5153,00	81
82	6724	551368	9,0554	4,3445	1,91381	12,1951	257,61	5281,02	82
83	6889	571787	9,1104	4,3621	1,91908	12,0482	260,75	5410,61	83
84	7056	592704	9,1652	4,3795	1,92428	11,9048	263,89	5541,77	84
85	7225	614125	9,2195	4,3968	1,92942	11,7647	267,04	5674,50	85
86	7396	636056	9,2736	4,4140	1,93450	11,6279	270,18	5808,80	86
87	7569	658503	9,3274	4,4310	1,93952	11,4943	273,32	5944,68	87
88	7744	681472	9,3808	4,4480	1,94448	11,3636	276,46	6082,12	88
89	7921	704969	9,4340	4,4647	1,94939	11,2360	279,60	6221,14	89
90	8100	729000	9,4868	4,4814	1,95424	11,1111	282,74	6361,73	**90**
91	8281	753571	9,5394	4,4979	1,95904	10,9890	285,88	6503,88	91
92	8464	778688	9,5917	4,5144	1,96379	10,8696	289,03	6647,61	92
93	8649	804357	9,6437	4,5307	1,96848	10,7527	292,17	6792,91	93
94	8836	830584	9,6954	4,5468	1,97313	10,6383	295,31	6939,78	94
95	9025	857375	9,7468	4,5629	1,97772	10,5263	298,45	7088,22	95
96	9216	884736	9,7980	4,5789	1,98227	10,4167	301,59	7238,23	96
97	9409	912673	9,8489	4,5947	1,98677	10,3093	304,73	7389,81	97
98	9604	941192	9,8995	4,6104	1,99123	10,2041	307,88	7542,96	98
99	9801	970299	9,9499	4,6261	1,99564	10,1010	311,02	7697,69	99
00	10000	1000000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	**100**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
100	10000	1000000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	**100**
101	10201	1030301	10,0499	4,6570	2,00432	9,90099	317,30	8011,85	101
102	10404	1061208	10,0995	4,6723	2,00860	9,80392	320,44	8171,28	102
103	10609	1092727	10,1489	4,6875	2,01284	9,70874	323,58	8332,29	103
104	10816	1124864	10,1980	4,7027	2,01703	9,61538	326,73	8494,87	104
105	11025	1157625	10,2470	4,7177	2,02119	9,52381	329,87	8659,01	105
106	11236	1191016	10,2956	4,7326	2,02531	9,43396	333,01	8824,73	106
107	11449	1225043	10,3441	4,7475	2,02938	9,34579	336,15	8992,02	107
108	11664	1259712	10,3923	4,7622	2,03342	9,25926	339,29	9160,88	108
109	11881	1295029	10,4403	4,7769	2,03743	9,17431	342,43	9331,32	109
110	12100	1331000	10,4881	4,7914	2,04139	9,09091	345,58	9503,32	**110**
111	12321	1367631	10,5357	4,8059	2,04532	9,00901	348,72	9676,89	111
112	12544	1404928	10,5830	4,8203	2,04922	8,92857	351,86	9852,03	112
113	12769	1442897	10,6301	4,8346	2,05308	8,84956	355,00	10028,7	113
114	12996	1481544	10,6771	4,8488	2,05690	8,77193	358,14	10207,0	114
115	13225	1520875	10,7238	4,8629	2,06070	8,69565	361,28	10386,9	115
116	13456	1560896	10,7703	4,8770	2,06446	8,62069	364,42	10568,3	116
117	13689	1601613	10,8167	4,8910	2,06819	8,54701	367,57	10751,3	117
118	13924	1643032	10,8628	4,9049	2,07188	8,47458	370,71	10935,9	118
119	14161	1685159	10,9087	4,9187	2,07555	8,40336	373,85	11122,0	119
120	14400	1728000	10,9545	4,9324	2,07918	8,33333	376,99	11309,7	**120**
121	14641	1771561	11,0000	4,9461	2,08279	8,26446	380,13	11499,0	121
122	14884	1815848	11,0454	4,9597	2,08636	8,19672	383,27	11689,9	122
123	15129	1860867	11,0905	4,9732	2,08991	8,13008	386,42	11882,3	123
124	15376	1906624	11,1355	4,9866	2,09342	8,06452	389,56	12076,3	124
125	15625	1953125	11,1803	5,0000	2,09691	8,00000	392,70	12271,8	125
126	15876	2000376	11,2250	5,0133	2,10037	7,93651	395,84	12469,0	126
127	16129	2048383	11,2694	5,0265	2,10380	7,87402	398,98	12667,7	127
128	16384	2097152	11,3137	5,0397	2,10721	7,81250	402,12	12868,0	128
129	16641	2146689	11,3578	5,0528	2,11059	7,75194	405,27	13069,8	129
130	16900	2197000	11,4018	5,0658	2,11394	7,69231	408,41	13273,2	**130**
131	17161	2248091	11,4455	5,0788	2,11727	7,63359	411,55	13478,2	131
132	17424	2299968	11,4891	5,0916	2,12057	7,57576	414,69	13684,8	132
133	17689	2352637	11,5326	5,1045	2,12385	7,51880	417,83	13892,9	133
134	17956	2406104	11,5758	5,1172	2,12710	7,46269	420,97	14102,6	134
135	18225	2460375	11,6190	5,1299	2,13033	7,40741	424,12	14313,9	135
136	18496	2515456	11,6619	5,1426	2,13354	7,35294	427,26	14526,7	136
137	18769	2571353	11,7047	5,1551	2,13672	7,29927	430,40	14741,1	137
138	19044	2628072	11,7473	5,1676	2,13988	7,24638	433,54	14957,1	138
139	19321	2685619	11,7898	5,1801	2,14301	7,19424	436,68	15174,7	139
140	19600	2744000	11,8322	5,1925	2,14613	7,14286	439,82	15393,8	**140**
141	19881	2803221	11,8743	5,2048	2,14922	7,09220	442,96	15614,5	141
142	20164	2863288	11,9164	5,2171	2,15229	7,04225	446,11	15836,8	142
143	20449	2924207	11,9583	5,2293	2,15534	6,99301	449,25	16060,6	143
144	20736	2985984	12,0000	5,2415	2,15836	6,94444	452,39	16286,0	144
145	21025	3048625	12,0416	5,2536	2,16137	6,89655	455,53	16513,0	145
146	21316	3112136	12,0830	5,2656	2,16435	6,84932	458,67	16741,5	146
147	21609	3176523	12,1244	5,2776	2,16732	6,80272	461,81	16971,7	147
148	21904	3241792	12,1655	5,2896	2,17026	6,75676	464,96	17203,4	148
149	22201	3307949	12,2066	5,3015	2,17319	6,71141	468,10	17436,6	149
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	**150**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	**150**
151	22801	3442951	12,2882	5,3251	2,17898	6,62252	474,38	17907,9	151
152	23104	3511808	12,3288	5,3368	2,18184	6,57895	477,52	18145,8	152
153	23409	3581577	12,3693	5,3485	2,18469	6,53595	480,66	18385,4	153
154	23716	3652264	12,4097	5,3601	2,18752	6,49351	483,81	18626,5	154
155	24025	3723875	12,4499	5,3717	2,19033	6,45161	486,95	18869,2	155
156	24336	3796416	12,4900	5,3832	2,19312	6,41026	490,09	19113,4	156
157	24649	3869893	12,5300	5,3947	2,19590	6,36943	493,23	19359,3	157
158	24964	3944312	12,5698	5,4061	2,19866	6,32911	496,37	19606,7	158
159	25281	4019679	12,6095	5,4175	2,20140	6,28931	499,51	19855,7	159
160	25600	4096000	12,6491	5,4288	2,20412	6,25000	502,65	20106,2	**160**
161	25921	4173281	12,6886	5,4401	2,20683	6,21118	505,80	20358,3	161
162	26244	4251528	12,7279	5,4514	2,20952	6,17284	508,94	20612,0	162
163	26569	4330747	12,7671	5,4626	2,21219	6,13497	512,08	20867,2	163
164	26896	4410944	12,8062	5,4737	2,21484	6,09756	515,22	21124,1	164
165	27225	4492125	12,8452	5,4848	2,21748	6,06061	518,36	21382,5	165
166	27556	4574296	12,8841	5,4959	2,22011	6,02410	521,50	21642,4	166
167	27889	4657463	12,9228	5,5069	2,22272	5,98802	524,65	21904,0	167
168	28224	4741632	12,9615	5,5178	2,22531	5,95238	527,79	22167,1	168
169	28561	4826809	13,0000	5,5288	2,22789	5,91716	530,93	22431,8	169
170	28900	4913000	13,0384	5,5397	2,23045	5,88235	534,07	22698,0	**170**
171	29241	5000211	13,0767	5,5505	2,23300	5,84795	537,21	22965,8	171
172	29584	5088448	13,1149	5,5613	2,23553	5,81395	540,35	23235,2	172
173	29929	5177717	13,1529	5,5721	2,23805	5,78035	543,50	23506,2	173
174	30276	5268024	13,1909	5,5828	2,24055	5,74713	546,64	23778,7	174
175	30625	5359375	13,2288	5,5934	2,24304	5,71429	549,78	24052,8	175
176	30976	5451776	13,2665	5,6041	2,24551	5,68182	552,92	24328,5	176
177	31329	5545233	13,3041	5,6147	2,24797	5,64972	556,06	24605,7	177
178	31684	5639752	13,3417	5,6252	2,25042	5,61798	559,20	24884,6	178
179	32041	5735339	13,3791	5,6357	2,25285	5,58659	562,35	25164,9	179
180	32400	5832000	13,4164	5,6462	2,25527	5,55556	565,49	25446,9	**180**
181	32761	5929741	13,4536	5,6567	2,25768	5,52486	568,63	25730,4	181
182	33124	6028568	13,4907	5,6671	2,26007	5,49451	571,77	26015,5	182
183	33489	6128487	13,5277	5,6774	2,26245	5,46448	574,91	26302,2	183
184	33856	6229504	13,5647	5,6877	2,26482	5,43478	578,05	26590,4	184
185	34225	6331625	13,6015	5,6980	2,26717	5,40541	581,19	26880,3	185
186	34596	6434856	13,6382	5,7083	2,26951	5,37634	584,34	27171,6	186
187	34969	6539203	13,6748	5,7185	2,27184	5,34759	587,48	27464,6	187
188	35344	6644672	13,7113	5,7287	2,27416	5,31915	590,62	27759,1	188
189	35721	6751269	13,7477	5,7388	2,27646	5,29101	593,76	28055,2	189
190	36100	6859000	13,7840	5,7489	2,27875	5,26316	596,90	28352,9	**190**
191	36481	6967871	13,8203	5,7590	2,28103	5,23560	600,04	28652,1	191
192	36864	7077888	13,8564	5,7690	2,28330	5,20833	603,19	28952,9	192
193	37249	7189057	13,8924	5,7790	2,28556	5,18135	606,33	29255,3	193
194	37636	7301384	13,9284	5,7890	2,28780	5,15464	609,47	29559,2	194
195	38025	7414875	13,9642	5,7989	2,29003	5,12821	612,61	29864,8	195
196	38416	7529536	14,0000	5,8088	2,29226	5,10204	615,75	30171,9	196
197	38809	7645373	14,0357	5,8186	2,29447	5,07614	618,89	30480,5	197
198	39204	7762392	14,0712	5,8285	2,29667	5,05051	622,04	30790,7	198
199	39601	7880599	14,1067	5,8383	2,29885	5,02513	625,18	31102,6	199
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	**200**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	**200**
201	40401	8120601	14,1774	5,8578	2,30320	4,97512	631,46	31730,9	201
202	40804	8242408	14,2127	5,8675	2,30535	4,95050	634,60	32047,4	202
203	41209	8365427	14,2478	5,8771	2,30750	4,92611	637,74	32365,5	203
204	41616	8489664	14,2829	5,8868	2,30963	4,90196	640,88	32685,1	204
205	42025	8615125	14,3178	5,8964	2,31175	4,87805	644,03	33006,4	205
206	42436	8741816	14,3527	5,9059	2,31387	4,85437	647,17	33329,2	206
207	42849	8869743	14,3875	5,9155	2,31597	4,83092	650,31	33653,5	207
208	43264	8998912	14,4222	5,9250	2,31806	4,80769	653,45	33979,5	208
209	43681	9129329	14,4568	5,9345	2,32015	4,78469	656,59	34307,0	209
210	44100	9261000	14,4914	5,9439	2,32222	4,76190	659,73	34636,1	**210**
211	44521	9393931	14,5258	5,9533	2,32428	4,73934	662,88	34966,7	211
212	44944	9528128	14,5602	5,9627	2,32634	4,71698	666,02	35298,9	212
213	45369	9663597	14,5945	5,9721	2,32838	4,69484	669,16	35632,7	213
214	45796	9800344	14,6287	5,9814	2,33041	4,67290	672,30	35968,1	214
215	46225	9938375	14,6629	5,9907	2,33244	4,65116	675,44	36305,0	215
216	46656	10077696	14,6969	6,0000	2,33445	4,62963	678,58	36643,5	216
217	47089	10218313	14,7309	6,0092	2,33646	4,60829	681,73	36983,6	217
218	47524	10360232	14,7648	6,0185	2,33846	4,58716	684,87	37325,3	218
219	47961	10503459	14,7986	6,0277	2,34044	4,56621	688,01	37668,5	219
220	48400	10648000	14,8324	6,0368	2,34242	4,54545	691,15	38013,3	**220**
221	48841	10793861	14,8661	6,0459	2,34439	4,52489	694,29	38359,6	221
222	49284	10941048	14,8997	6,0550	2,34635	4,50450	697,43	38707,6	222
223	49729	11089567	14,9332	6,0641	2,34830	4,48430	700,58	39057,1	223
224	50176	11239424	14,9666	6,0732	2,35025	4,46429	703,72	39408,1	224
225	50625	11390625	15,0000	6,0822	2,35218	4,44444	706,86	39760,8	225
226	51076	11543176	15,0333	6,0912	2,35411	4,42478	710,00	40115,0	226
227	51529	11697083	15,0665	6,1002	2,35603	4,40529	713,14	40470,8	227
228	51984	11852352	15,0997	6,1091	2,35793	4,38596	716,28	40828,1	228
229	52441	12008989	15,1327	6,1180	2,35984	4,36681	719,42	41187,1	229
230	52900	12167000	15,1658	6,1269	2,36173	4,34783	722,57	41547,6	**230**
231	53361	12326391	15,1987	6,1358	2,36361	4,32900	725,71	41909,6	231
232	53824	12487168	15,2315	6,1446	2,36549	4,31034	728,85	42273,3	232
233	54289	12649337	15,2643	6,1534	2,36736	4,29185	731,99	42638,5	233
234	54756	12812904	15,2971	6,1622	2,36922	4,27350	735,13	43005,3	234
235	55225	12977875	15,3297	6,1710	2,37107	4,25532	738,27	43373,6	235
236	55696	13144256	15,3623	6,1797	2,37291	4,23729	741,42	43743,5	236
237	56169	13312053	15,3948	6,1885	2,37475	4,21941	744,56	44115,0	237
238	56644	13481272	15,4272	6,1972	2,37658	4,20168	747,70	44488,1	238
239	57121	13651919	15,4596	6,2058	2,37840	4,18410	750,84	44862,7	239
240	57600	13824000	15,4919	6,2145	2,38021	4,16667	753,98	45238,9	**240**
241	58081	13997521	15,5242	6,2231	2,38202	4,14938	757,12	45616,7	241
242	58564	14172488	15,5563	6,2317	2,38382	4,13223	760,27	45996,1	242
243	59049	14348907	15,5885	6,2403	2,38561	4,11523	763,41	46377,0	243
244	59536	14526784	15,6205	6,2488	2,38739	4,09836	766,55	46759,5	244
245	60025	14706125	15,6525	6,2573	2,38917	4,08163	769,69	47143,5	245
246	60516	14886936	15,6844	6,2658	2,39094	4,06504	772,83	47529,2	246
247	61009	15069223	15,7162	6,2743	2,39270	4,04858	775,97	47916,4	247
248	61504	15252992	15,7480	6,2828	2,39445	4,03226	779,11	48305,1	248
249	62001	15438249	15,7797	6,2912	2,39620	4,01606	782,26	48695,5	249
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	**250**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
250	62500	15625000	15,8114	6,2990	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	**250**
251	63001	15813251	15,8430	6,3080	2,39967	3,98406	788,54	49480,9	251
252	63504	16003008	15,8745	6,3164	2,40140	3,96825	791,68	49875,9	252
253	64009	16194277	15,9060	6,3247	2,40312	3,95257	794,82	50272,6	253
254	64516	16387064	15,9374	6,3330	2,40483	3,93701	797,96	50670,7	254
255	65025	16581375	15,9687	6,3413	2,40654	3,92157	801,11	51070,5	255
256	65536	16777216	16,0000	6,3496	2,40824	3,90625	804,25	51471,9	256
257	66049	16974593	16,0312	6,3579	2,40993	3,89105	807,39	51874,8	257
258	66564	17173512	16,0624	6,3661	2,41162	3,87597	810,53	52279,2	258
259	67081	17373979	16,0935	6,3743	2,41330	3,86100	813,67	52685,3	259
260	67600	17576000	16,1245	6,3825	2,41497	3,84615	816,81	53092,9	**260**
261	68121	17779581	16,1555	6,3907	2,41664	3,83142	819,96	53502,1	261
262	68644	17984728	16,1864	6,3988	2,41830	3,81679	823,10	53912,9	262
263	69169	18191447	16,2173	6,4070	2,41996	3,80228	826,24	54325,2	263
264	69696	18399744	16,2481	6,4151	2,42160	3,78788	829,38	54739,1	264
265	70225	18609625	16,2788	6,4232	2,42325	3,77358	832,52	55154,6	265
266	70756	18821096	16,3095	6,4312	2,42488	3,75940	835,66	55571,6	266
267	71289	19034163	16,3401	6,4393	2,42651	3,74532	838,81	55990,3	267
268	71824	19248832	16,3707	6,4473	2,42813	3,73134	841,95	56410,4	268
269	72361	19465109	16,4012	6,4553	2,42975	3,71747	845,09	56832,2	269
270	72900	19683000	16,4317	6,4633	2,43136	3,70370	848,23	57255,5	**270**
271	73441	19902511	16,4621	6,4713	2,43297	3,69004	851,37	57680,4	271
272	73984	20123648	16,4924	6,4792	2,43457	3,67647	854,51	58106,9	272
273	74529	20346417	16,5227	6,4872	2,43616	3,66300	857,65	58534,9	273
274	75076	20570824	16,5529	6,4951	2,43775	3,64964	860,80	58964,6	274
275	75625	20796875	16,5831	6,5030	2,43933	3,63636	863,94	59395,7	275
276	76176	21024576	16,6132	6,5108	2,44091	3,62319	867,08	59828,5	276
277	76729	21253933	16,6433	6,5187	2,44248	3,61011	870,22	60262,8	277
278	77284	21484952	16,6733	6,5265	2,44404	3,59712	873,36	60698,7	278
279	77841	21717639	16,7033	6,5343	2,44560	3,58423	876,50	61136,2	279
280	78400	21952000	16,7332	6,5421	2,44716	3,57143	879,65	61575,2	**280**
281	78961	22188041	16,7631	6,5499	2,44871	3,55872	882,79	62015,8	281
282	79524	22425768	16,7929	6,5577	2,45025	3,54610	885,93	62458,0	282
283	80089	22665187	16,8226	6,5654	2,45179	3,53357	889,07	62901,8	283
284	80656	22906304	16,8523	6,5731	2,45332	3,52113	892,21	63347,1	284
285	81225	23149125	16,8819	6,5808	2,45484	3,50877	895,35	63794,0	285
286	81796	23393656	16,9115	6,5885	2,45637	3,49650	898,50	64242,4	286
287	82369	23639903	16,9411	6,5962	2,45788	3,48432	901,64	64692,5	287
288	82944	23887872	16,9706	6,6039	2,45939	3,47222	904,78	65144,1	288
289	83521	24137569	17,0000	6,6115	2,46090	3,46021	907,92	65597,2	289
290	84100	24389000	17,0294	6,6191	2,46240	3,44828	911,06	66052,0	**290**
291	84681	24642171	17,0587	6,6267	2,46389	3,43643	914,20	66508,3	291
292	85264	24897088	17,0880	6,6343	2,46538	3,42466	917,35	66966,2	292
293	85849	25153757	17,1172	6,6419	2,46687	3,41297	920,49	67425,6	293
294	86436	25412184	17,1464	6,6494	2,46835	3,40136	923,63	67886,7	294
295	87025	25672375	17,1756	6,6569	2,46982	3,38983	926,77	68349,3	295
296	87616	25934336	17,2047	6,6644	2,47129	3,37838	929,91	68813,4	296
297	88209	26198073	17,2337	6,6719	2,47276	3,36700	933,05	69279,2	297
298	88804	26463592	17,2627	6,6794	2,47422	3,35570	936,19	69746,5	298
299	89401	26730899	17,2916	6,6869	2,47567	3,34448	939,34	70215,4	299
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	**300**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	**300**
301	90601	27270901	17,3494	6,7018	2,47857	3,32226	945,62	71157,9	301
302	91204	27543608	17,3781	6,7092	2,48001	3,31126	948,76	71631,5	302
303	91809	27818127	17,4069	6,7166	2,48144	3,30033	951,90	72106,6	303
304	92416	28094464	17,4356	6,7240	2,48287	3,28947	955,04	72583,4	304
305	93025	28372625	17,4642	6,7313	2,48430	3,27869	958,19	73061,7	305
306	93636	28652616	17,4929	6,7387	2,48572	3,26797	961,33	73541,5	306
307	94249	28934443	17,5214	6,7460	2,48714	3,25733	964,47	74023,0	307
308	94864	29218112	17,5499	6,7533	2,48855	3,24675	967,61	74506,0	308
309	95481	29503629	17,5784	6,7606	2,48996	3,23625	970,75	74990,6	309
310	96100	29791000	17,6068	6,7679	2,49136	3,22581	973,89	75476,8	**310**
311	96721	30080231	17,6352	6,7752	2,49276	3,21543	977,04	75964,5	311
312	97344	30371328	17,6635	6,7824	2,49415	3,20513	980,18	76453,8	312
313	97969	30664297	17,6918	6,7897	2,49554	3,19489	983,32	76944,7	313
314	98596	30959144	17,7200	6,7969	2,49693	3,18471	986,46	77437,1	314
315	99225	31255875	17,7482	6,8041	2,49831	3,17460	989,60	77931,1	315
316	99856	31554496	17,7764	6,8113	2,49969	3,16456	992,74	78426,7	316
317	100489	31855013	17,8045	6,8185	2,50106	3,15457	995,88	78923,9	317
318	101124	32157432	17,8326	6,8256	2,50243	3,14465	999,03	79422,6	318
319	101761	32461759	17,8606	6,8328	2,50379	3,13480	1002,2	79922,9	319
320	102400	32768000	17,8885	6,8399	2,50515	3,12500	1005,3	80424,8	**320**
321	103041	33076161	17,9165	6,8470	2,50651	3,11526	1008,5	80928,2	321
322	103684	33386248	17,9444	6,8541	2,50786	3,10559	1011,6	81433,2	322
323	104329	33698267	17,9722	6,8612	2,50920	3,09598	1014,7	81939,8	323
324	104976	34012224	18,0000	6,8683	2,51055	3,08642	1017,9	82448,0	324
325	105625	34328125	18,0278	6,8753	2,51188	3,07692	1021,0	82957,7	325
326	106276	34645976	18,0555	6,8824	2,51322	3,06748	1024,2	83469,0	326
327	106929	34965783	18,0831	6,8894	2,51455	3,05810	1027,3	83981,8	327
328	107584	35287552	18,1108	6,8964	2,51587	3,04878	1030,4	84496,3	328
329	108241	35611289	18,1384	6,9034	2,51720	3,03951	1033,6	85012,3	329
330	108900	35937000	18,1659	6,9104	2,51851	3,03030	1036,7	85529,9	**330**
331	109561	36264691	18,1934	6,9174	2,51983	3,02115	1039,9	86049,0	331
332	110224	36594368	18,2209	6,9244	2,52114	3,01205	1043,0	86569,7	332
333	110889	36926037	18,2483	6,9313	2,52244	3,00300	1046,2	87092,0	333
334	111556	37259704	18,2757	6,9382	2,52375	2,99401	1049,3	87615,9	334
335	112225	37595375	18,3030	6,9451	2,52504	2,98507	1052,4	88141,3	335
336	112896	37933056	18,3303	6,9521	2,52634	2,97619	1055,6	88668,3	336
337	113569	38272753	18,3576	6,9589	2,52763	2,96736	1058,7	89196,9	337
338	114244	38614472	18,3848	6,9658	2,52892	2,95858	1061,9	89727,0	338
339	114921	38958219	18,4120	6,9727	2,53020	2,94985	1065,0	90258,7	339
340	115600	39304000	18,4391	6,9795	2,53148	2,94118	1068,1	90792,0	**340**
341	116281	39651821	18,4662	6,9864	2,53275	2,93255	1071,3	91326,9	341
342	116964	40001688	18,4932	6,9932	2,53403	2,92398	1074,4	91863,3	342
343	117649	40353607	18,5203	7,0000	2,53529	2,91545	1077,6	92401,3	343
344	118336	40707584	18,5472	7,0068	2,53656	2,90698	1080,7	92940,9	344
345	119025	41063625	18,5742	7,0136	2,53782	2,89855	1083,8	93482,0	345
346	119716	41421736	18,6011	7,0203	2,53908	2,89017	1087,0	94024,7	346
347	120409	41781923	18,6279	7,0271	2,54033	2,88184	1090,1	94569,0	347
348	121104	42144192	18,6548	7,0338	2,54158	2,87356	1093,3	95114,9	348
349	121801	42508549	18,6815	7,0406	2,54283	2,86533	1096,4	95662,3	349
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	**350**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	**350**
351	123201	43243551	18,7350	7,0540	2,54531	2,84900	1102,7	96761,8	351
352	123904	43614208	18,7617	7,0607	2,54654	2,84091	1105,8	97314,0	352
353	124609	43986977	18,7883	7,0674	2,54777	2,83286	1109,0	97867,7	353
354	125316	44361864	18,8149	7,0740	2,54900	2,82486	1112,1	98423,0	354
355	126025	44738875	18,8414	7,0807	2,55023	2,81690	1115,3	98979,8	355
356	126736	45118016	18,8680	7,0873	2,55145	2,80899	1118,4	99538,2	356
357	127449	45499293	18,8944	7,0940	2,55267	2,80112	1121,5	100098	357
358	128164	45882712	18,9209	7,1006	2,55388	2,79330	1124,7	100660	358
359	128881	46268279	18,9473	7,1072	2,55509	2,78552	1127,8	101223	359
360	129600	46656000	18,9737	7,1138	2,55630	2,77778	1131,0	101788	**360**
361	130321	47045881	19,0000	7,1204	2,55751	2,77008	1134,1	102354	361
362	131044	47437928	19,0263	7,1269	2,55871	2,76243	1137,3	102922	362
363	131769	47832147	19,0526	7,1335	2,55991	2,75482	1140,4	103491	363
364	132496	48228544	19,0788	7,1400	2,56110	2,74725	1143,5	104062	364
365	133225	48627125	19,1050	7,1466	2,56229	2,73973	1146,7	104635	365
366	133956	49027896	19,1311	7,1531	2,56348	2,73224	1149,8	105209	366
367	134689	49430863	19,1572	7,1596	2,56467	2,72480	1153,0	105785	367
368	135424	49836032	19,1833	7,1661	2,56585	2,71739	1156,1	106362	368
369	136161	50243409	19,2094	7,1726	2,56703	2,71003	1159,2	106941	369
370	136900	50653000	19,2354	7,1791	2,56820	2,70270	1162,4	107521	**370**
371	137641	51064811	19,2614	7,1855	2,56937	2,69542	1165,5	108103	371
372	138384	51478848	19,2873	7,1920	2,57054	2,68817	1168,7	108687	372
373	139129	51895117	19,3132	7,1984	2,57171	2,68097	1171,8	109273	373
374	139876	52313624	19,3391	7,2048	2,57287	2,67380	1175,0	109858	374
375	140625	52734375	19,3649	7,2112	2,57403	2,66667	1178,1	110447	375
376	141376	53157376	19,3907	7,2177	2,57519	2,65957	1181,2	111036	376
377	142129	53582633	19,4165	7,2240	2,57634	2,65252	1184,4	111628	377
378	142884	54010152	19,4422	7,2304	2,57749	2,64550	1187,5	112221	378
379	143641	54439939	19,4679	7,2368	2,57864	2,63852	1190,7	112815	379
380	144400	54872000	19,4936	7,2432	2,57978	2,63158	1193,8	113411	**380**
381	145161	55306341	19,5192	7,2495	2,58092	2,62467	1196,9	114009	381
382	145924	55742968	19,5448	7,2558	2,58206	2,61780	1200,1	114608	382
383	146689	56181887	19,5704	7,2622	2,58320	2,61097	1203,2	115209	383
384	147456	56623104	19,5959	7,2685	2,58433	2,60417	1206,4	115812	384
385	148225	57066625	19,6214	7,2748	2,58546	2,59740	1209,5	116416	385
386	148996	57512456	19,6469	7,2811	2,58659	2,59067	1212,7	117021	386
387	149769	57960603	19,6723	7,2874	2,58771	2,58398	1215,8	117628	387
388	150544	58411072	19,6977	7,2936	2,58883	2,57732	1218,9	118237	388
389	151321	58863869	19,7231	7,2999	2,58995	2,57069	1222,1	118847	389
390	152100	59319000	19,7484	7,3061	2,59106	2,56410	1225,2	119459	**390**
391	152881	59776471	19,7737	7,3124	2,59218	2,55754	1228,4	120072	391
392	153664	60236288	19,7990	7,3186	2,59329	2,55102	1231,5	120687	392
393	154449	60698457	19,8242	7,3248	2,59439	2,54453	1234,6	121304	393
394	155236	61162984	19,8494	7,3310	2,59550	2,53807	1237,8	121922	394
395	156025	61629875	19,8746	7,3372	2,59660	2,53165	1240,9	122542	395
396	156816	62099136	19,8997	7,3434	2,59770	2,52525	1244,1	123163	396
397	157609	62570773	19,9249	7,3496	2,59879	2,51889	1247,2	123786	397
398	158404	63044792	19,9499	7,3558	2,59988	2,51256	1250,4	124410	398
399	159201	63521199	19,9750	7,3619	2,60097	2,50627	1253,5	125036	399
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	**400**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	**400**
401	160801	64481201	20,0250	7,3742	2,60314	2,49377	1259,8	126293	401
402	161604	64964808	20,0499	7,3803	2,60423	2,48756	1262,9	126923	402
403	162409	65450827	20,0749	7,3864	2,60531	2,48139	1266,1	127556	403
404	163216	65939264	20,0998	7,3925	2,60638	2,47525	1269,2	128190	404
405	164025	66430125	20,1246	7,3986	2,60746	2,46914	1272,3	128825	405
406	164836	66923416	20,1494	7,4047	2,60853	2,46305	1275,5	129462	406
407	165649	67419143	20,1742	7,4108	2,60959	2,45700	1278,6	130100	407
408	166464	67917312	20,1990	7,4169	2,61066	2,45098	1281,8	130741	408
409	167281	68417929	20,2237	7,4229	2,61172	2,44499	1284,9	131382	409
410	168100	68921000	20,2485	7,4290	2,61278	2,43902	1288,1	132025	**410**
411	168921	69426531	20,2731	7,4350	2,61384	2,43309	1291,2	132670	411
412	169744	69934528	20,2978	7,4410	2,61490	2,42718	1294,3	133317	412
413	170569	70444997	20,3224	7,4470	2,61595	2,42131	1297,5	133965	413
414	171396	70957944	20,3470	7,4530	2,61700	2,41546	1300,6	134614	414
415	172225	71473375	20,3715	7,4590	2,61805	2,40964	1303,8	135265	415
416	173056	71991296	20,3961	7,4650	2,61909	2,40385	1306,9	135918	416
417	173889	72511713	20,4206	7,4710	2,62014	2,39808	1310,0	136572	417
418	174724	73034632	20,4450	7,4770	2,62118	2,39234	1313,2	137228	418
419	175561	73560059	20,4695	7,4829	2,62221	2,38663	1316,3	137885	419
420	176400	74088000	20,4939	7,4889	2,62325	2,38095	1319,5	138544	**420**
421	177241	74618461	20,5183	7,4948	2,62428	2,37530	1322,6	139205	421
422	178084	75151448	20,5426	7,5007	2,62531	2,36967	1325,8	139867	422
423	178929	75686967	20,5670	7,5067	2,62634	2,36407	1328,9	140531	423
424	179776	76225024	20,5913	7,5126	2,62737	2,35849	1332,0	141196	424
425	180625	76765625	20,6155	7,5185	2,62839	2,35294	1335,2	141863	425
426	181476	77308776	20,6398	7,5244	2,62941	2,34742	1338,3	142531	426
427	182329	77854483	20,6640	7,5302	2,63043	2,34192	1341,5	143201	427
428	183184	78402752	20,6882	7,5361	2,63144	2,33645	1344,6	143872	428
429	184041	78953589	20,7123	7,5420	2,63246	2,33100	1347,7	144545	429
430	184900	79507000	20,7364	7,5478	2,63347	2,32558	1350,9	145220	**430**
431	185761	80062991	20,7605	7,5537	2,63448	2,32019	1354,0	145896	431
432	186624	80621568	20,7846	7,5595	2,63548	2,31481	1357,2	146574	432
433	187489	81182737	20,8087	7,5654	2,63649	2,30947	1360,3	147254	433
434	188356	81746504	20,8327	7,5712	2,63749	2,30415	1363,5	147934	434
435	189225	82312875	20,8567	7,5770	2,63849	2,29885	1366,6	148617	435
436	190096	82881856	20,8806	7,5828	2,63949	2,29358	1369,7	149301	436
437	190969	83453453	20,9045	7,5886	2,64048	2,28833	1372,9	149987	437
438	191844	84027672	20,9284	7,5944	2,64147	2,28311	1376,0	150674	438
439	192721	84604519	20,9523	7,6001	2,64246	2,27790	1379,2	151363	439
440	193600	85184000	20,9762	7,6059	2,64345	2,27273	1382,3	152053	**440**
441	194481	85766121	21,0000	7,6117	2,64444	2,26757	1385,4	152745	441
442	195364	86350888	21,0238	7,6174	2,64542	2,26244	1388,6	153439	442
443	196249	86938307	21,0476	7,6232	2,64640	2,25734	1391,7	154134	443
444	197136	87528384	21,0713	7,6289	2,64738	2,25225	1394,9	154830	444
445	198025	88121125	21,0950	7,6346	2,64836	2,24719	1398,0	155528	445
446	198916	88716536	21,1187	7,6403	2,64933	2,24215	1401,2	156228	446
447	199809	89314623	21,1424	7,6460	2,65031	2,23714	1404,3	156930	447
448	200704	89915392	21,1660	7,6517	2,65128	2,23214	1407,4	157633	448
449	201601	90518849	21,1896	7,6574	2,65225	2,22717	1410,6	158337	449
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	**450**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	**450**
451	203401	91733851	21,2368	7,6688	2,65418	2,21729	1416,9	159751	451
452	204304	92345408	21,2603	7,6744	2,65514	2,21239	1420,0	160460	452
453	205209	92959677	21,2838	7,6801	2,65610	2,20751	1423,1	161171	453
454	206116	93576664	21,3073	7,6857	2,65706	2,20264	1426,3	161883	454
455	207025	94196375	21,3307	7,6914	2,65801	2,19780	1429,4	162597	455
456	207936	94818816	21,3542	7,6970	2,65896	2,19298	1432,6	163313	456
457	208849	95443993	21,3776	7,7026	2,65992	2,18818	1435,7	164030	457
458	209764	96071912	21,4009	7,7082	2,66087	2,18341	1438,8	164748	458
459	210681	96702579	21,4243	7,7138	2,66181	2,17865	1442,0	165468	459
460	211600	97336000	21,4476	7,7194	2,66276	2,17391	1445,1	166190	**460**
461	212521	97972181	21,4709	7,7250	2,66370	2,16920	1448,3	166914	461
462	213444	98611128	21,4942	7,7306	2,66464	2,16450	1451,4	167639	462
463	214369	99252847	21,5174	7,7362	2,66558	2,15983	1454,6	168365	463
464	215296	99897344	21,5407	7,7418	2,66652	2,15517	1457,7	169093	464
465	216225	100544625	21,5639	7,7473	2,66745	2,15054	1460,8	169823	465
466	217156	101194696	21,5870	7,7529	2,66839	2,14592	1464,0	170554	466
467	218089	101847563	21,6102	7,7584	2,66932	2,14133	1467,1	171287	467
468	219024	102503232	21,6333	7,7639	2,67025	2,13675	1470,3	172021	468
469	219961	103161709	21,6564	7,7695	2,67117	2,13220	1473,4	172757	469
470	220900	103823000	21,6795	7,7750	2,67210	2,12766	1476,5	173494	**470**
471	221841	104487111	21,7025	7,7805	2,67302	2,12314	1479,7	174234	471
472	222784	105154048	21,7256	7,7860	2,67394	2,11864	1482,8	174974	472
473	223729	105823817	21,7486	7,7915	2,67486	2,11416	1486,0	175716	473
474	224676	106496424	21,7715	7,7970	2,67578	2,10970	1489,1	176460	474
475	225625	107171875	21,7945	7,8025	2,67669	2,10526	1492,3	177205	475
476	226576	107850176	21,8174	7,8079	2,67761	2,10084	1495,4	177952	476
477	227529	108531333	21,8403	7,8134	2,67852	2,09644	1498,5	178701	477
478	228484	109215352	21,8632	7,8188	2,67943	2,09205	1501,7	179451	478
479	229441	109902239	21,8861	7,8243	2,68034	2,08768	1504,8	180203	479
480	230400	110592000	21,9089	7,8297	2,68124	2,08333	1508,0	180956	**480**
481	231361	111284641	21,9317	7,8352	2,68215	2,07900	1511,1	181711	481
482	232324	111980168	21,9545	7,8406	2,68305	2,07469	1514,2	182467	482
483	233289	112678587	21,9773	7,8460	2,68395	2,07039	1517,4	183225	483
484	234256	113379904	22,0000	7,8514	2,68485	2,06612	1520,5	183984	484
485	235225	114084125	22,0227	7,8568	2,68574	2,06186	1523,7	184745	485
486	236196	114791256	22,0454	7,8622	2,68664	2,05761	1526,8	185508	486
487	237169	115501303	22,0681	7,8676	2,68753	2,05339	1530,0	186272	487
488	238144	116214272	22,0907	7,8730	2,68842	2,04918	1533,1	187038	488
489	239121	116930169	22,1133	7,8784	2,68931	2,04499	1536,2	187805	489
490	240100	117649000	22,1359	7,8837	2,69020	2,04082	1539,4	188574	**490**
491	241081	118370771	22,1585	7,8891	2,69108	2,03666	1542,5	189345	491
492	242064	119095488	22,1811	7,8944	2,69197	2,03252	1545,7	190117	492
493	243049	119823157	22,2036	7,8998	2,69285	2,02840	1548,8	190890	493
494	244036	120553784	22,2261	7,9051	2,69373	2,02429	1551,9	191665	494
495	245025	121287375	22,2486	7,9105	2,69461	2,02020	1555,1	192442	495
496	246016	122023936	22,2711	7,9158	2,69548	2,01613	1558,2	193221	496
497	247009	122763473	22,2935	7,9211	2,69636	2,01207	1561,4	194000	497
498	248004	123505992	22,3159	7,9264	2,69723	2,00803	1564,5	194782	498
499	249001	124251499	22,3383	7,9317	2,69810	2,00401	1567,7	195565	499
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	**500**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	**500**
501	251001	125751501	22,3830	7,9423	2,69984	1,99601	1573,9	197136	501
502	252004	126506008	22,4054	7,9476	2,70070	1,99203	1577,1	197923	502
503	253009	127263527	22,4277	7,9528	2,70157	1,98807	1580,2	198713	503
504	254016	128024064	22,4499	7,9581	2,70243	1,98413	1583,4	199504	504
505	255025	128787625	22,4722	7,9634	2,70329	1,98020	1586,5	200296	505
506	256036	129554216	22,4944	7,9686	2,70415	1,97628	1589,6	201090	506
507	257049	130323843	22,5167	7,9739	2,70501	1,97239	1592,8	201886	507
508	258064	131096512	22,5389	7,9791	2,70586	1,96850	1595,9	202683	508
509	259081	131872229	22,5610	7,9843	2,70672	1,96464	1599,1	203482	509
510	260100	132651000	22,5832	7,9896	2,70757	1,96078	1602,2	204282	**510**
511	261121	133432831	22,6053	7,9948	2,70842	1,95695	1605,4	205084	511
512	262144	134217728	22,6274	8,0000	2,70927	1,95312	1608,5	205887	512
513	263169	135005697	22,6495	8,0052	2,71012	1,94932	1611,6	206692	513
514	264196	135796744	22,6716	8,0104	2,71096	1,94553	1614,8	207499	514
515	265225	136590875	22,6936	8,0156	2,71181	1,94175	1617,9	208307	515
516	266256	137388096	22,7156	8,0208	2,71265	1,93798	1621,1	209117	516
517	267289	138188413	22,7376	8,0260	2,71349	1,93424	1624,2	209928	517
518	268324	138991832	22,7596	8,0311	2,71433	1,93050	1627,3	210741	518
519	269361	139798359	22,7816	8,0363	2,71517	1,92678	1630,5	211556	519
520	270400	140608000	22,8035	8,0415	2,71600	1,92308	1633,6	212372	**520**
521	271441	141420761	22,8254	8,0466	2,71684	1,91939	1636,8	213189	521
522	272484	142236648	22,8473	8,0517	2,71767	1,91571	1639,9	214008	522
523	273529	143055667	22,8692	8,0569	2,71850	1,91205	1643,1	214829	523
524	274576	143877824	22,8910	8,0620	2,71933	1,90840	1646,2	215651	524
525	275625	144703125	22,9129	8,0671	2,72016	1,90476	1649,3	216475	525
526	276676	145531576	22,9347	8,0723	2,72099	1,90114	1652,5	217301	526
527	277729	146363182	22,9565	8,0774	2,72181	1,89753	1655,6	218128	527
528	278784	147197952	22,9783	8,0825	2,72263	1,89394	1658,8	218956	528
529	279841	148035889	23,0000	8,0876	2,72346	1,89036	1661,9	219787	529
530	280900	148877000	23,0217	8,0927	2,72428	1,88679	1665,0	220618	**530**
531	281961	149721291	23,0434	8,0978	2,72509	1,88324	1668,2	221452	531
532	283024	150568768	23,0651	8,1028	2,72591	1,87970	1671,3	222287	532
533	284089	151419437	23,0868	8,1079	2,72673	1,87617	1674,5	223123	533
534	285156	152273304	23,1084	8,1130	2,72754	1,87266	1677,6	223961	534
535	286225	153130375	23,1301	8,1180	2,72835	1,86916	1680,8	224801	535
536	287296	153990656	23,1517	8,1231	2,72916	1,86567	1683,9	225642	536
537	288369	154854153	23,1733	8,1281	2,72997	1,86220	1687,0	226484	537
538	289444	155720872	23,1948	8,1332	2,73078	1,85874	1690,2	227329	538
539	290521	156590819	23,2164	8,1382	2,73159	1,85529	1693,3	228175	539
540	291600	157464000	23,2379	8,1433	2,73239	1,85185	1696,5	229022	**540**
541	292681	158340421	23,2594	8,1483	2,73320	1,84843	1699,6	229871	541
542	293764	159220088	23,2809	8,1533	2,73400	1,84502	1702,7	230722	542
543	294849	160103007	23,3024	8,1583	2,73480	1,84162	1705,9	231574	543
544	295936	160989184	23,3238	8,1633	2,73560	1,83824	1709,0	232428	544
545	297025	161878625	23,3452	8,1683	2,73640	1,83486	1712,2	233283	545
546	298116	162771336	23,3666	8,1733	2,73719	1,83150	1715,3	234140	546
547	299209	163667323	23,3880	8,1783	2,73799	1,82815	1718,5	234998	547
548	300304	164566592	23,4094	8,1833	2,73878	1,82482	1721,6	235858	548
549	301401	165469149	23,4307	8,1882	2,73957	1,82149	1724,7	236720	549
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	**550**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	**550**
551	303601	167284151	23,4734	8,1982	2,74115	1,81488	1731,0	238448	551
552	304704	168196608	23,4947	8,2031	2,74194	1,81159	1734,2	239314	552
553	305809	169112377	23,5160	8,2081	2,74273	1,80832	1737,3	240182	553
554	306916	170031464	23,5372	8,2130	2,74351	1,80505	1740,4	241051	554
555	308025	170953875	23,5584	8,2180	2,74429	1,80180	1743,6	241922	555
556	309136	171879616	23,5797	8,2229	2,74507	1,79856	1746,7	242795	556
557	310249	172808693	23,6008	8,2278	2,74586	1,79533	1749,9	243669	557
558	311364	173741112	23,6220	8,2327	2,74663	1,79211	1753,0	244545	558
559	312481	174676879	23,6432	8,2377	2,74741	1,78891	1756,2	245422	559
560	313600	175616000	23,6643	8,2426	2,74819	1,78571	1759,3	246301	**560**
561	314721	176558481	23,6854	8,2475	2,74896	1,78253	1762,4	247181	561
562	315844	177504328	23,7065	8,2524	2,74974	1,77936	1765,6	248063	562
563	316969	178453547	23,7276	8,2573	2,75051	1,77620	1768,7	248947	563
564	318096	179406144	23,7487	8,2621	2,75128	1,77305	1771,9	249832	564
565	319225	180362125	23,7697	8,2670	2,75205	1,76991	1775,0	250719	565
566	320356	181321496	23,7908	8,2719	2,75282	1,76678	1778,1	251607	566
567	321489	182284263	23,8118	8,2768	2,75358	1,76367	1781,3	252497	567
568	322624	183250432	23,8328	8,2816	2,75435	1,76056	1784,4	253388	568
569	323761	184220009	23,8537	8,2865	2,75511	1,75747	1787,6	254281	569
570	324900	185193000	23,8747	8,2913	2,75587	1,75439	1790,7	255176	**570**
571	326041	186169411	23,8956	8,2962	2,75664	1,75131	1793,8	256072	571
572	327184	187149248	23,9165	8,3010	2,75740	1,74825	1797,0	256970	572
573	328329	188132517	23,9374	8,3059	2,75815	1,74520	1800,1	257869	573
574	329476	189119224	23,9583	8,3107	2,75891	1,74216	1803,3	258770	574
575	330625	190109375	23,9792	8,3155	2,75967	1,73913	1806,4	259672	575
576	331776	191102976	24,0000	8,3203	2,76042	1,73611	1809,6	260576	576
577	332929	192100033	24,0208	8,3251	2,76118	1,73310	1812,7	261482	577
578	334084	193100552	24,0416	8,3300	2,76193	1,73010	1815,8	262389	578
579	335241	194104539	24,0624	8,3348	2,76268	1,72712	1819,0	263298	579
580	336400	195112000	24,0832	8,3396	2,76343	1,72414	1822,1	264208	**580**
581	337561	196122941	24,1039	8,3443	2,76418	1,72117	1825,3	265120	581
582	338724	197137368	24,1247	8,3491	2,76492	1,71821	1828,4	266033	582
583	339889	198155287	24,1454	8,3539	2,76567	1,71527	1831,6	266948	583
584	341056	199176704	24,1661	8,3587	2,76641	1,71233	1834,7	267865	584
585	342225	200201625	24,1868	8,3634	2,76716	1,70940	1837,8	268783	585
586	343396	201230056	24,2074	8,3682	2,76790	1,70648	1841,0	269703	586
587	344569	202262003	24,2281	8,3730	2,76864	1,70358	1844,1	270624	587
588	345744	203297472	24,2487	8,3777	2,76938	1,70068	1847,3	271547	588
589	346921	204336469	24,2693	8,3825	2,77012	1,69779	1850,4	272471	589
590	348100	205379000	24,2899	8,3872	2,77085	1,69492	1853,5	273397	**590**
591	349281	206425071	24,3105	8,3919	2,77159	1,69205	1856,7	274325	591
592	350464	207474688	24,3311	8,3967	2,77232	1,68919	1859,8	275254	592
593	351649	208527857	24,3516	8,4014	2,77305	1,68634	1863,0	276184	593
594	352836	209584584	24,3721	8,4061	2,77379	1,68350	1866,1	277117	594
595	354025	210644875	24,3926	8,4108	2,77452	1,68067	1869,2	278051	595
596	355216	211708736	24,4131	8,4155	2,77525	1,67785	1872,4	278986	596
597	356409	212776173	24,4336	8,4202	2,77597	1,67504	1875,5	279923	597
598	357604	213847192	24,4540	8,4249	2,77670	1,67224	1878,8	280862	598
599	358801	214921799	24,4745	8,4296	2,77743	1,66945	1881,8	281802	599
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	**600**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	**600**
601	361201	217081801	24,5153	8,4390	2,77887	1,66389	1888,1	283687	601
602	362404	218167208	24,5357	8,4437	2,77960	1,66113	1891,2	284631	602
603	363609	219256227	24,5561	8,4484	2,78032	1,65837	1894,4	285578	603
604	364816	220348864	24,5764	8,4530	2,78104	1,65563	1897,5	286526	604
605	366025	221445125	24,5967	8,4577	2,78176	1,65289	1900,7	287475	605
606	367236	222545016	24,6171	8,4623	2,78247	1,65017	1903,8	288426	606
607	368449	223648543	24,6374	8,4670	2,78319	1,64745	1906,9	289379	607
608	369664	224755712	24,6577	8,4716	2,78390	1,64474	1910,1	290333	608
609	370881	225866529	24,6779	8,4763	2,78462	1,64204	1913,2	291289	609
610	372100	226981000	24,6982	8,4809	2,78533	1,63934	1916,4	292247	**610**
611	373321	228099131	24,7184	8,4856	2,78604	1,63666	1919,5	293206	611
612	374544	229220928	24,7386	8,4902	2,78675	1,63399	1922,7	294166	612
613	375769	230346397	24,7588	8,4948	2,78746	1,63132	1925,8	295128	613
614	376996	231475544	24,7790	8,4994	2,78817	1,62866	1928,9	296092	614
615	378225	232608375	24,7992	8,5040	2,78888	1,62602	1932,1	297057	615
616	379456	233744896	24,8193	8,5086	2,78958	1,62338	1935,2	298024	616
617	380689	234885113	24,8395	8,5132	2,79029	1,62075	1938,4	298992	617
618	381924	236029032	24,8596	8,5178	2,79099	1,61812	1941,5	299962	618
619	383161	237176659	24,8797	8,5224	2,79169	1,61551	1944,6	300934	619
620	384400	238328000	24,8998	8,5270	2,79239	1,61290	1947,8	301907	**620**
621	385641	239483061	24,9199	8,5316	2,79309	1,61031	1950,9	302882	621
622	386884	240641848	24,9399	8,5362	2,79379	1,60772	1954,1	303858	622
623	388129	241804367	24,9600	8,5408	2,79449	1,60514	1957,2	304836	623
624	389376	242970624	24,9800	8,5453	2,79518	1,60256	1960,4	305815	624
625	390625	244140625	25,0000	8,5499	2,79588	1,60000	1963,5	306796	625
626	391876	245314376	25,0200	8,5544	2,79657	1,59744	1966,6	307779	626
627	393129	246491883	25,0400	8,5590	2,79727	1,59490	1969,8	308763	627
628	394384	247673152	25,0599	8,5635	2,79796	1,59236	1972,9	309748	628
629	395641	248858189	25,0799	8,5681	2,79865	1,58983	1976,1	310735	629
630	396900	250047000	25,0998	8,5726	2,79934	1,58730	1979,2	311725	**630**
631	398161	251239591	25,1197	8,5772	2,80003	1,58479	1982,3	312715	631
632	399424	252435968	25,1396	8,5817	2,80072	1,58228	1985,5	313707	632
633	400689	253636137	25,1595	8,5862	2,80140	1,57978	1988,6	314700	633
634	401956	254840104	25,1794	8,5907	2,80209	1,57729	1991,8	315696	634
635	403225	256047875	25,1992	8,5952	2,80277	1,57480	1994,9	316692	635
636	404496	257259456	25,2190	8,5997	2,80346	1,57233	1998,1	317690	636
637	405769	258474853	25,2389	8,6043	2,80414	1,56986	2001,2	318690	637
638	407044	259694072	25,2587	8,6088	2,80482	1,56740	2004,3	319692	638
639	408321	260917119	25,2784	8,6132	2,80550	1,56495	2007,5	320695	639
640	409600	262144000	25,2982	8,6177	2,80618	1,56250	2010,6	321699	**640**
641	410881	263374721	25,3180	8,6222	2,80686	1,56006	2013,8	322705	641
642	412164	264609288	25,3377	8,6267	2,80754	1,55763	2016,9	323713	642
643	413449	265847707	25,3574	8,6312	2,80821	1,55521	2020,0	324722	643
644	414736	267089984	25,3772	8,6357	2,80889	1,55280	2023,2	325733	644
645	416025	268336125	25,3969	8,6401	2,80956	1,55039	2026,3	326745	645
646	417316	269586136	25,4165	8,6446	2,81023	1,54799	2029,5	327759	646
647	418609	270840023	25,4362	8,6490	2,81090	1,54560	2032,6	328775	647
648	419904	272097792	25,4558	8,6535	2,81158	1,54321	2035,8	329792	648
649	421201	273359449	25,4755	8,6579	2,81224	1,54083	2038,9	330810	649
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	**650**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[4]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	**650**
651	423801	275894451	25,5147	8,6668	2,81358	1,53610	2045,2	332853	651
652	425104	277167808	25,5343	8,6713	2,81425	1,53374	2048,3	333876	652
653	426409	278445077	25,5539	8,6757	2,81491	1,53139	2051,5	334901	653
654	427716	279726264	25,5734	8,6801	2,81558	1,52905	2054,6	335927	654
655	429025	281011375	25,5930	8,6845	2,81624	1,52672	2057,7	336955	655
656	430336	282300416	25,6125	8,6890	2,81690	1,52439	2060,9	337985	656
657	431649	283593393	25,6320	8,6934	2,81757	1,52207	2064,0	339016	657
658	432964	284890312	25,6515	8,6978	2,81823	1,51976	2067,2	340049	658
659	434281	286191179	25,6710	8,7022	2,81889	1,51745	2070,3	341084	659
660	435600	287496000	25,6905	8,7066	2,81954	1,51515	2073,5	342119	**660**
661	436921	288804781	25,7099	8,7110	2,82020	1,51286	2076,6	343157	661
662	438244	290117528	25,7294	8,7154	2,82086	1,51057	2079,7	344196	662
663	439569	291434247	25,7488	8,7198	2,82151	1,50830	2082,9	345237	663
664	440896	292754944	25,7682	8,7241	2,82217	1,50602	2086,0	346279	664
665	442225	294079625	25,7876	8,7285	2,82282	1,50376	2089,2	347323	665
666	443556	295408296	25,8070	8,7329	2,82347	1,50150	2092,3	348368	666
667	444889	296740963	25,8263	8,7373	2,82413	1,49925	2095,4	349415	667
668	446224	298077632	25,8457	8,7416	2,82478	1,49701	2098,6	350464	668
669	447561	299418309	25,8650	8,7460	2,82543	1,49477	2101,7	351514	669
670	448900	300763000	25,8844	8,7503	2,82607	1,49254	2104,9	352565	**670**
671	450241	302111711	25,9037	8,7547	2,82672	1,49031	2108,0	353618	671
672	451584	303464448	25,9230	8,7590	2,82737	1,48810	2111,2	354673	672
673	452929	304821217	25,9422	8,7634	2,82802	1,48588	2114,3	355730	673
674	454276	306182024	25,9615	8,7677	2,82866	1,48368	2117,4	356788	674
675	455625	307546875	25,9808	8,7721	2,82930	1,48148	2120,6	357847	675
676	456976	308915776	26,0000	8,7764	2,82995	1,47929	2123,7	358908	676
677	458329	310288733	26,0192	8,7807	2,83059	1,47710	2126,9	359971	677
678	459684	311665752	26,0384	8,7850	2,83123	1,47493	2130,0	361035	678
679	461041	313046839	26,0576	8,7893	2,83187	1,47275	2133,1	362101	679
680	462400	314432000	26,0768	8,7937	2,83251	1,47059	2136,3	363168	**680**
681	463761	315821241	26,0960	8,7980	2,83315	1,46843	2139,4	364237	681
682	465124	317214568	26,1151	8,8023	2,83378	1,46628	2142,6	365308	682
683	466489	318611987	26,1343	8,8066	2,83442	1,46413	2145,7	366380	683
684	467856	320013504	26,1534	8,8109	2,83506	1,46199	2148,8	367453	684
685	469225	321419125	26,1725	8,8152	2,83569	1,45985	2152,0	368528	685
686	470596	322828856	26,1916	8,8194	2,83632	1,45773	2155,1	369605	686
687	471969	324242703	26,2107	8,8237	2,83696	1,45560	2158,3	370684	687
688	473344	325660672	26,2298	8,8280	2,83759	1,45349	2161,4	371764	688
689	474721	327082769	26,2488	8,8323	2,83822	1,45138	2164,6	372845	689
690	476100	328509000	26,2679	8,8366	2,83885	1,44928	2167,7	373928	**690**
691	477481	329939371	26,2869	8,8408	2,83948	1,44718	2170,8	375013	691
692	478864	331373888	26,3059	8,8451	2,84011	1,44509	2174,0	376099	692
693	480249	332812557	26,3249	8,8493	2,84073	1,44300	2177,1	377187	693
694	481636	334255384	26,3439	8,8536	2,84136	1,44092	2180,3	378276	694
695	483025	335702375	26,3629	8,8578	2,84198	1,43885	2183,4	379367	695
696	484416	337153536	26,3818	8,8621	2,84261	1,43678	2186,5	380459	696
697	485809	338608873	26,4008	8,8663	2,84323	1,43472	2189,7	381553	697
698	487204	340068392	26,4197	8,8706	2,84386	1,43266	2192,8	382649	698
699	488601	341532099	26,4386	8,8748	2,84448	1,43062	2196,0	383746	699
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	**700**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	**700**
701	491401	344472101	26,4764	8,8833	2,84572	1,42653	2202,3	385945	701
702	492804	345948408	26,4953	8,8875	2,84634	1,42450	2205,4	387047	702
703	494209	347428927	26,5141	8,8917	2,84696	1,42248	2208,5	388151	703
704	495616	348913664	26,5330	8,8959	2,84757	1,42045	2211,7	389256	704
705	497025	350402625	26,5518	8,9001	2,84819	1,41844	2214,8	390363	705
706	498436	351895816	26,5707	8,9043	2,84880	1,41643	2218,0	391471	706
707	499849	353393243	26,5895	8,9085	2,84942	1,41443	2221,1	392580	707
708	501264	354894912	26,6083	8,9127	2,85003	1,41243	2224,2	393692	708
709	502681	356400829	26,6271	8,9169	2,85065	1,41044	2227,4	394805	709
710	504100	357911000	26,6458	8,9211	2,85126	1,40845	2230,5	395919	**710**
711	505521	359425431	26,6646	8,9253	2,85187	1,40647	2233,7	397035	711
712	506944	360944128	26,6833	8,9295	2,85248	1,40449	2236,8	398153	712
713	508369	362467097	26,7021	8,9337	2,85309	1,40252	2240,0	399272	713
714	509796	363994344	26,7208	8,9378	2,85370	1,40056	2243,1	400393	714
715	511225	365525875	26,7395	8,9420	2,85431	1,39860	2246,2	401515	715
716	512656	367061696	26,7582	8,9462	2,85491	1,39665	2249,4	402639	716
717	514089	368601813	26,7769	8,9503	2,85552	1,39470	2252,5	403765	717
718	515524	370146232	26,7955	8,9545	2,85612	1,39276	2255,7	404892	718
719	516961	371694959	26,8142	8,9587	2,85673	1,39082	2258,8	406020	719
720	518400	373248000	26,8328	8,9628	2,85733	1,38889	2261,9	407150	**720**
721	519841	374805361	26,8514	8,9670	2,85794	1,38696	2265,1	408282	721
722	521284	376367048	26,8701	8,9711	2,85854	1,38504	2268,2	409415	722
723	522729	377933067	26,8887	8,9752	2,85914	1,38313	2271,4	410550	723
724	524176	379503424	26,9072	8,9794	2,85974	1,38122	2274,5	411687	724
725	525625	381078125	26,9258	8,9835	2,86034	1,37931	2277,7	412825	725
726	527076	382657176	26,9444	8,9876	2,86094	1,37741	2280,8	413965	726
727	528529	384240583	26,9629	8,9918	2,86153	1,37552	2283,9	415106	727
728	529984	385828352	26,9815	8,9959	2,86213	1,37363	2287,1	416248	728
729	531441	387420489	27,0000	9,0000	2,86273	1,37174	2290,2	417393	729
730	532900	389017000	27,0185	9,0041	2,86332	1,36986	2293,4	418539	**730**
731	534361	390617891	27,0370	9,0082	2,86392	1,36799	2296,5	419686	731
732	535824	392223168	27,0555	9,0123	2,86451	1,36612	2299,6	420835	732
733	537289	393832837	27,0740	9,0164	2,86510	1,36426	2302,8	421986	733
734	538756	395446904	27,0924	9,0205	2,86570	1,36240	2305,9	423138	734
735	540225	397065375	27,1109	9,0246	2,86629	1,36054	2309,1	424293	735
736	541696	398688256	27,1293	9,0287	2,86688	1,35870	2312,2	425447	736
737	543169	400315553	27,1477	9,0328	2,86747	1,35685	2315,4	426604	737
738	544644	401947272	27,1662	9,0369	2,86806	1,35501	2318,5	427762	738
739	546121	403583419	27,1846	9,0410	2,86864	1,35318	2321,6	428922	739
740	547600	405224000	27,2029	9,0450	2,86923	1,35135	2324,8	430084	**740**
741	549081	406869021	27,2213	9,0491	2,86982	1,34953	2327,9	431247	741
742	550564	408518488	27,2397	9,0532	2,87040	1,34771	2331,1	432412	742
743	552049	410172407	27,2580	9,0572	2,87099	1,34590	2334,2	433578	743
744	553536	411830784	27,2764	9,0613	2,87157	1,34409	2337,3	434746	744
745	555025	413493625	27,2947	9,0654	2,87216	1,34228	2340,5	435916	745
746	556516	415160936	27,3130	9,0694	2,87274	1,34048	2343,6	437087	746
747	558009	416832723	27,3313	9,0735	2,87332	1,33869	2346,8	438259	747
748	559504	418508992	27,3496	9,0775	2,87390	1,33690	2349,9	439433	748
749	561001	420189749	27,3679	9,0816	2,87448	1,33511	2353,1	440609	749
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	**750**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	**750**
751	564001	423564751	27,4044	9,0896	2,87564	1,33156	2359,3	442965	751
752	565504	425259008	27,4226	9,0937	2,87622	1,32979	2362,5	444146	752
753	567009	426957777	27,4408	9,0977	2,87679	1,32802	2365,6	445328	753
754	568516	428661064	27,4591	9,1017	2,87737	1,32626	2368,8	446511	754
755	570025	430368875	27,4773	9,1057	2,87795	1,32450	2371,9	447697	755
756	571536	432081216	27,4955	9,1098	2,87852	1,32275	2375,0	448883	756
757	573049	433798093	27,5136	9,1138	2,87910	1,32100	2378,2	450072	757
758	574564	435519512	27,5318	9,1178	2,87967	1,31926	2381,3	451262	758
759	576081	437245479	27,5500	9,1218	2,88024	1,31752	2384,5	452453	759
760	577600	438976000	27,5681	9,1258	2,88081	1,31579	2387,6	453646	**760**
761	579121	440711081	27,5862	9,1298	2,88138	1,31406	2390,8	454841	761
762	580644	442450728	27,6043	9,1338	2,88195	1,31234	2393,9	456037	762
763	582169	444194947	27,6225	9,1378	2,88252	1,31062	2397,0	457234	763
764	583696	445943744	27,6405	9,1418	2,88309	1,30890	2400,2	458434	764
765	585225	447697125	27,6586	9,1458	2,88366	1,30719	2403,3	459635	765
766	586756	449455096	27,6767	9,1498	2,88423	1,30548	2406,5	460837	766
767	588289	451217663	27,6948	9,1537	2,88480	1,30378	2409,6	462041	767
768	589824	452984832	27,7128	9,1577	2,88536	1,30208	2412,7	463247	768
769	591361	454756609	27,7308	9,1617	2,88593	1,30039	2415,9	464454	769
770	592900	456533000	27,7489	9,1657	2,88649	1,29870	2419,0	465663	**770**
771	594441	458314011	27,7669	9,1696	2,88705	1,29702	2422,2	466873	771
772	595984	460099648	27,7849	9,1736	2,88762	1,29534	2425,3	468085	772
773	597529	461889917	27,8029	9,1775	2,88818	1,29366	2428,5	469298	773
774	599076	463684824	27,8209	9,1815	2,88874	1,29199	2431,6	470513	774
775	600625	465484375	27,8388	9,1855	2,88930	1,29032	2434,7	471730	775
776	602176	467288576	27,8568	9,1894	2,88986	1,28866	2437,9	472948	776
777	603729	469097433	27,8747	9,1933	2,89042	1,28700	2441,0	474168	777
778	605284	470910952	27,8927	9,1973	2,89098	1,28535	2444,2	475389	778
779	606841	472729139	27,9106	9,2012	2,89154	1,28370	2447,3	476612	779
780	608400	474552000	27,9285	9,2052	2,89209	1,28205	2450,4	477836	**730**
781	609961	476379541	27,9464	9,2091	2,89265	1,28041	2453,6	479062	781
782	611524	478211768	27,9643	9,2130	2,89321	1,27877	2456,7	480290	782
783	613089	480048687	27,9821	9,2170	2,89376	1,27714	2459,9	481519	783
784	614656	481890304	28,0000	9,2209	2,89432	1,27551	2463,0	482750	784
785	616225	483736625	28,0179	9,2248	2,89487	1,27389	2466,2	483982	785
786	617796	485587656	28,0357	9,2287	2,89542	1,27226	2469,3	485216	786
787	619369	487443403	28,0535	9,2326	2,89597	1,27065	2472,4	486451	787
788	620944	489303872	28,0713	9,2365	2,89653	1,26904	2475,6	487688	788
789	622521	491169069	28,0891	9,2404	2,89708	1,26743	2478,7	488927	789
790	624100	493039000	28,1069	9,2443	2,89763	1,26582	2481,9	490167	**790**
791	625681	494913671	28,1247	9,2482	2,89818	1,26422	2485,0	491409	791
792	627264	496793088	28,1425	9,2521	2,89873	1,26263	2488,1	492652	792
793	628849	498677257	28,1603	9,2560	2,89927	1,26103	2491,3	493897	793
794	630436	500566184	28,1780	9,2599	2,89982	1,25945	2494,4	495143	794
795	632025	502459875	28,1957	9,2638	2,90037	1,25786	2497,6	496391	795
796	633616	504358336	28,2135	9,2677	2,90091	1,25628	2500,7	497641	796
797	635209	506261573	28,2312	9,2716	2,90146	1,25471	2503,8	498892	797
798	636804	508169592	28,2489	9,2754	2,90200	1,25313	2507,0	500145	798
799	638401	510082399	28,2666	9,2793	2,90255	1,25156	2510,1	501399	799
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	**800**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	**800**
801	641601	513922401	28,3019	9,2870	2,90363	1,24844	2516,4	503912	801
802	643204	515849608	28,3196	9,2909	2,90417	1,24688	2519,6	505171	802
803	644809	517781627	28,3373	9,2948	2,90472	1,24533	2522,7	506432	803
804	646416	519718464	28,3549	9,2986	2,90526	1,24378	2525,8	507694	804
805	648025	521660125	28,3725	9,3025	2,90580	1,24224	2529,0	508958	805
806	649636	523606616	28,3901	9,3063	2,90634	1,24069	2532,1	510223	806
807	651249	525557943	28,4077	9,3102	2,90687	1,23916	2535,3	511490	807
808	652864	527514112	28,4253	9,3140	2,90741	1,23762	2538,4	512758	808
809	654481	529475129	28,4429	9,3179	2,90795	1,23609	2541,5	514028	809
810	656100	531441000	28,4605	9,3217	2,90849	1,23457	2544,7	515300	**810**
811	657721	533411731	28,4781	9,3255	2,90902	1,23305	2547,8	516573	811
812	659344	535387328	28,4956	9,3294	2,90956	1,23153	2551,0	517848	812
813	660969	537367797	28,5132	9,3332	2,91009	1,23001	2554,1	519124	813
814	662596	539353144	28,5307	9,3370	2,91062	1,22850	2557,3	520402	814
815	664225	541343375	28,5482	9,3408	2,91116	1,22699	2560,4	521681	815
816	665856	543338496	28,5657	9,3447	2,91169	1,22549	2563,5	522962	816
817	667489	545338513	28,5832	9,3485	2,91222	1,22399	2566,7	524245	817
818	669124	547343432	28,6007	9,3523	2,91275	1,22249	2569,8	525529	818
819	670761	549353259	28,6182	9,3561	2,91328	1,22100	2573,0	526814	819
820	672400	551368000	28,6356	9,3599	2,91381	1,21951	2576,1	528102	**820**
821	674041	553387661	28,6531	9,3637	2,91434	1,21803	2579,2	529391	821
822	675684	555412248	28,6705	9,3675	2,91487	1,21655	2582,4	530681	822
823	677329	557441767	28,6880	9,3713	2,91540	1,21507	2585,5	531973	823
824	678976	559476224	28,7054	9,3751	2,91593	1,21359	2588,7	533267	824
825	680625	561515625	28,7228	9,3789	2,91645	1,21212	2591,8	534562	825
826	682276	563559976	28,7402	9,3827	2,91698	1,21065	2595,0	535858	826
827	683929	565609283	28,7576	9,3865	2,91751	1,20919	2598,1	537157	827
828	685584	567663552	28,7750	9,3902	2,91803	1,20773	2601,2	538456	828
829	687241	569722789	28,7924	9,3940	2,91855	1,20627	2604,4	539758	829
830	688900	571787000	28,8097	9,3978	2,91908	1,20482	2607,5	541061	**830**
831	690561	573856191	28,8271	9,4016	2,91960	1,20337	2610,7	542365	831
832	692224	575930368	28,8444	9,4053	2,92012	1,20192	2613,8	543671	832
833	693889	578009537	28,8617	9,4091	2,92065	1,20048	2616,9	544979	833
834	695556	580093704	28,8791	9,4129	2,92117	1,19904	2620,1	546288	834
835	697225	582182875	28,8964	9,4166	2,92169	1,19760	2623,2	547599	835
836	698896	584277056	28,9137	9,4204	2,92221	1,19617	2626,4	548912	836
837	700569	586376253	28,9310	9,4241	2,92273	1,19474	2629,5	550226	837
838	702244	588480472	28,9482	9,4279	2,92324	1,19332	2632,7	551541	838
839	703921	590589719	28,9655	9,4316	2,92376	1,19190	2635,8	552858	839
840	705600	592704000	28,9828	9,4354	2,92428	1,19048	2638,9	554177	**840**
841	707281	594823321	29,0000	9,4391	2,92480	1,18906	2642,1	555497	841
842	708964	596947688	29,0172	9,4429	2,92531	1,18765	2645,2	556819	842
843	710649	599077107	29,0345	9,4466	2,92583	1,18624	2648,4	558142	843
844	712336	601211584	29,0517	9,4503	2,92634	1,18483	2651,5	559467	844
845	714025	603351125	29,0689	9,4541	2,92686	1,18343	2654,6	560794	845
846	715716	605495736	29,0861	9,4578	2,92737	1,18203	2657,8	562122	846
847	717409	607645423	29,1033	9,4615	2,92788	1,18064	2660,9	563452	847
848	719104	609800192	29,1204	9,4652	2,92840	1,17925	2664,1	564783	848
849	720801	611960049	29,1376	9,4690	2,92891	1,17786	2667,2	566116	849
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	**850**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	**850**
851	724201	616295051	29,1719	9,4764	2,92993	1,17509	2673,5	568786	851
852	725904	618470208	29,1890	9,4801	2,93044	1,17371	2676,6	570124	852
853	727609	620650477	29,2062	9,4838	2,93095	1,17233	2679,8	571463	853
854	729316	622835864	29,2233	9,4875	2,93146	1,17096	2682,9	572803	854
855	731025	625026375	29,2404	9,4912	2,93197	1,16959	2686,1	574146	855
856	732736	627222016	29,2575	9,4949	2,93247	1,16822	2689,2	575490	856
857	734449	629422793	29,2746	9,4986	2,93298	1,16686	2692,3	576835	857
858	736164	631628712	29,2916	9,5023	2,93349	1,16550	2695,5	578182	858
859	737881	633839779	29,3087	9,5060	2,93399	1,16414	2698,6	579530	859
860	739600	636056000	29,3258	9,5097	2,93450	1,16279	2701,8	580880	**860**
861	741321	638277381	29,3428	9,5134	2,93500	1,16144	2704,9	582232	861
862	743044	640503928	29,3598	9,5171	2,93551	1,16009	2708,1	583585	862
863	744769	642735647	29,3769	9,5207	2,93601	1,15875	2711,2	584940	863
864	746496	644972544	29,3939	9,5244	2,93651	1,15741	2714,3	586297	864
865	748225	647214625	29,4109	9,5281	2,93702	1,15607	2717,5	587655	865
866	749956	649461896	29,4279	9,5317	2,93752	1,15473	2720,6	589014	866
867	751689	651714363	29,4449	9,5354	2,93802	1,15340	2723,8	590375	867
868	753424	653972032	29,4618	9,5391	2,93852	1,15207	2726,9	591738	868
869	755161	656234909	29,4788	9,5427	2,93902	1,15075	2730,0	593102	869
870	756900	658503000	29,4958	9,5464	2,93952	1,14943	2733,2	594468	**870**
871	758641	660776311	29,5127	9,5501	2,94002	1,14811	2736,3	595835	871
872	760384	663054848	29,5296	9,5537	2,94052	1,14679	2739,5	597204	872
873	762129	665338617	29,5466	9,5574	2,94101	1,14548	2742,6	598575	873
874	763876	667627624	29,5635	9,5610	2,94151	1,14416	2745,8	599947	874
875	765625	669921875	29,5804	9,5647	2,94201	1,14286	2748,9	601320	875
876	767376	672221376	29,5973	9,5683	2,94250	1,14155	2752,0	602696	876
877	769129	674526133	29,6142	9,5719	2,94300	1,14025	2755,2	604073	877
878	770884	676836152	29,6311	9,5756	2,94349	1,13895	2758,3	605451	878
879	772641	679151439	29,6479	9,5792	2,94399	1,13766	2761,5	606831	879
880	774400	681472000	29,6648	9,5828	2,94448	1,13636	2764,6	608212	**880**
881	776161	683797841	29,6816	9,5865	2,94498	1,13507	2767,7	609595	881
882	777924	686128968	29,6985	9,5901	2,94547	1,13379	2770,9	610980	882
883	779689	688465387	29,7153	9,5937	2,94596	1,13250	2774,0	612366	883
884	781456	690807104	29,7321	9,5973	2,94645	1,13122	2777,2	613754	884
885	783225	693154125	29,7489	9,6010	2,94694	1,12994	2780,3	615143	885
886	784996	695506456	29,7658	9,6046	2,94743	1,12867	2783,5	616534	886
887	786769	697864103	29,7825	9,6082	2,94792	1,12740	2786,6	617927	887
888	788544	700227072	29,7993	9,6118	2,94841	1,12613	2789,7	619321	888
889	790321	702595369	29,8161	9,6154	2,94890	1,12486	2792,9	620717	889
890	792100	704969000	29,8329	9,6190	2,94939	1,12360	2796,0	622114	**890**
891	793881	707347971	29,8496	9,6226	2,94988	1,12233	2799,2	623513	891
892	795664	709732288	29,8664	9,6262	2,95036	1,12108	2802,3	624913	892
893	797449	712121957	29,8831	9,6298	2,95085	1,11982	2805,4	626315	893
894	799236	714516984	29,8998	9,6334	2,95134	1,11857	2808,6	627718	894
895	801025	716917375	29,9166	9,6370	2,95182	1,11732	2811,7	629124	895
896	802816	719323136	29,9333	9,6406	2,95231	1,11607	2814,9	630530	896
897	804609	721734273	29,9500	9,6442	2,95279	1,11483	2818,0	631938	897
898	806404	724150792	29,9666	9,6477	2,95328	1,11359	2821,2	633348	898
899	808201	726572699	29,9833	9,6513	2,95376	1,11235	2824,3	634760	899
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	**900**

DYREKCJA BIBLIOTEKA OKRĘGOWA

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000 \cdot \frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	**900**
901	811801	731432701	30,0167	9,6585	2,95472	1,10988	2830,6	637587	901
902	813604	733870808	30,0333	9,6620	2,95521	1,10865	2833,7	639003	902
903	815409	736314327	30,0500	9,6656	2,95569	1,10742	2836,9	640421	903
904	817216	738763264	30,0666	9,6692	2,95617	1,10619	2840,0	641840	904
905	819025	741217625	30,0832	9,6727	2,95665	1,10497	2843,1	643261	905
906	820836	743677416	30,0998	9,6763	2,95713	1,10375	2846,3	644683	906
907	822649	746142643	30,1164	9,6799	2,95761	1,10254	2849,4	646107	907
908	824464	748613312	30,1330	9,6834	2,95809	1,10132	2852,6	647533	908
909	826281	751089429	30,1496	9,6870	2,95856	1,10011	2855,7	648960	909
910	828100	753571000	30,1662	9,6905	2,95904	1,09890	2858,8	650388	**910**
911	829921	756058031	30,1828	9,6941	2,95952	1,09769	2862,0	651818	911
912	831744	758550528	30,1993	9,6976	2,95999	1,09649	2865,1	653250	912
913	833569	761048497	30,2159	9,7012	2,96047	1,09529	2868,3	654684	913
914	835396	763551944	30,2324	9,7047	2,96095	1,09409	2871,4	656118	914
915	837225	766060875	30,2490	9,7082	2,96142	1,09290	2874,6	657555	915
916	839056	768575296	30,2655	9,7118	2,96190	1,09170	2877,7	658993	916
917	840889	771095213	30,2820	9,7153	2,96237	1,09051	2880,8	660433	917
918	842724	773620632	30,2985	9,7188	2,96284	1,08932	2884,0	661874	918
919	844561	776151559	30,3150	9,7224	2,96332	1,08814	2887,1	663317	919
920	846400	778688000	30,3315	9,7259	2,96379	1,08696	2890,3	664761	**920**
921	848241	781229961	30,3480	9,7294	2,96426	1,08578	2893,4	666207	921
922	850084	783777448	30,3645	9,7329	2,96473	1,08460	2896,5	667654	922
923	851929	786330467	30,3809	9,7364	2,96520	1,08342	2899,7	669103	923
924	853776	788889024	30,3974	9,7400	2,96567	1,08225	2902,8	670554	924
925	855625	791453125	30,4138	9,7435	2,96614	1,08108	2906,0	672006	925
926	857476	794022776	30,4302	9,7470	2,96661	1,07991	2909,1	673460	926
927	859329	796597983	30,4467	9,7505	2,96708	1,07875	2912,3	674915	927
928	861184	799178752	30,4631	9,7540	2,96755	1,07759	2915,4	676372	928
929	863041	801765089	30,4795	9,7575	2,96802	1,07643	2918,5	677831	929
930	864900	804357000	30,4959	9,7610	2,96848	1,07527	2921,7	679291	**930**
931	866761	806954491	30,5123	9,7645	2,96895	1,07411	2924,8	680752	931
932	868624	809557568	30,5287	9,7680	2,96942	1,07296	2928,0	682216	932
933	870489	812166237	30,5450	9,7715	2,96988	1,07181	2931,1	683680	933
934	872356	814780504	30,5614	9,7750	2,97035	1,07066	2934,2	685147	934
935	874225	817400375	30,5778	9,7785	2,97081	1,06952	2937,4	686615	935
936	876096	820025856	30,5941	9,7819	2,97128	1,06838	2940,5	688084	936
937	877969	822656953	30,6105	9,7854	2,97174	1,06724	2943,7	689555	937
938	879844	825293672	30,6268	9,7889	2,97220	1,06610	2946,8	691028	938
939	881721	827936019	30,6431	9,7924	2,97267	1,06496	2950,0	692502	939
940	883600	830584000	30,6594	9,7959	2,97313	1,06383	2953,1	693978	**940**
941	885481	833237621	30,6757	9,7993	2,97359	1,06270	2956,2	695455	941
942	887364	835896888	30,6920	9,8028	2,97405	1,06157	2959,4	696934	942
943	889249	838561807	30,7083	9,8063	2,97451	1,06045	2962,5	698415	943
944	891136	841232384	30,7246	9,8097	2,97497	1,05932	2965,7	699897	944
945	893025	843908625	30,7409	9,8132	2,97543	1,05820	2968,8	701380	945
946	894916	846590536	30,7571	9,8167	2,97589	1,05708	2971,9	702865	946
947	896809	849278123	30,7734	9,8201	2,97635	1,05597	2975,1	704352	947
948	898704	851971392	30,7896	9,8236	2,97681	1,05485	2978,2	705840	948
949	900601	854670349	30,8058	9,8270	2,97727	1,05374	2981,4	707330	949
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	**950**

n	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$1000.\frac{1}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	**950**
951	904401	860085351	30,8383	9,8339	2,97818	1,05152	2987,7	710315	951
952	906304	862801408	30,8545	9,8374	2,97864	1,05042	2990,8	711809	952
953	908209	865523177	30,8707	9,8408	2,97909	1,04932	2993,9	713306	953
954	910116	868250664	30,8869	9,8443	2,97955	1,04822	2997,1	714803	954
955	912025	870983875	30,9031	9,8477	2,98000	1,04712	3000,2	716303	955
956	913936	873722816	30,9192	9,8511	2,98046	1,04603	3003,4	717804	956
957	915849	876467493	30,9354	9,8546	2,98091	1,04493	3006,5	719306	957
958	917764	879217912	30,9516	9,8580	2,98137	1,04384	3009,6	720810	958
959	919681	881974079	30,9677	9,8614	2,98182	1,04275	3012,8	722316	959
960	921600	884736000	30,9839	9,8648	2,98227	1,04167	3015,9	723823	**960**
961	923521	887503681	31,0000	9,8683	2,98272	1,04058	3019,1	725332	961
962	925444	890277128	31,0161	9,8717	2,98318	1,03950	3022,2	726842	962
963	927369	893056347	31,0322	9,8751	2,98363	1,03842	3025,4	728354	963
964	929296	895841344	31,0483	9,8785	2,98408	1,03734	3028,5	729867	964
965	931225	898632125	31,0644	9,8819	2,98453	1,03627	3031,6	731382	965
966	933156	901428696	31,0805	9,8854	2,98498	1,03520	3034,8	732899	966
967	935089	904231063	31,0966	9,8888	2,98543	1,03413	3037,9	734417	967
968	937024	907039232	31,1127	9,8922	2,98588	1,03306	3041,1	735937	968
969	938961	909853209	31,1288	9,8956	2,98632	1,03199	3044,2	737458	969
970	940900	912673000	31,1448	9,8990	2,98677	1,03093	3047,3	738981	**970**
971	942841	915498611	31,1609	9,9024	2,98722	1,02987	3050,5	740506	971
972	944784	918330048	31,1769	9,9058	2,98767	1,02881	3053,6	742032	972
973	946729	921167317	31,1929	9,9092	2,98811	1,02775	3056,8	743559	973
974	948676	924010424	31,2090	9,9126	2,98856	1,02669	3059,9	745088	974
975	950625	926859375	31,2250	9,9160	2,98900	1,02564	3063,1	746619	975
976	952576	929714176	31,2410	9,9194	2,98945	1,02459	3066,2	748151	976
977	954529	932574833	31,2570	9,9227	2,98989	1,02354	3069,3	749685	977
978	956484	935441352	31,2730	9,9261	2,99034	1,02249	3072,5	751221	978
979	958441	938313739	31,2890	9,9295	2,99078	1,02145	3075,6	752758	979
980	960400	941192000	31,3050	9,9329	2,99123	1,02041	3078,8	754296	**980**
981	962361	944076141	31,3209	9,9363	2,99167	1,01937	3081,9	755837	981
982	964324	946966168	31,3369	9,9396	2,99211	1,01833	3085,0	757378	982
983	966289	949862087	31,3528	9,9430	2,99255	1,01729	3088,2	758922	983
984	968256	952763904	31,3688	9,9464	2,99300	1,01626	3091,3	760466	984
985	970225	955671625	31,3847	9,9497	2,99344	1,01523	3094,5	762013	985
986	972196	958585256	31,4006	9,9531	2,99388	1,01420	3097,6	763561	986
987	974169	961504803	31,4166	9,9565	2,99432	1,01317	3100,8	765111	987
988	976144	964430272	31,4325	9,9598	2,99476	1,01215	3103,9	766662	988
989	978121	967361669	31,4484	9,9632	2,99520	1,01112	3107,0	768214	989
990	980100	970299000	31,4643	9,9666	2,99564	1,01010	3110,2	769769	**990**
991	982081	973242271	31,4802	9,9699	2,99607	1,00908	3113,3	771325	991
992	984064	976191488	31,4960	9,9733	2,99651	1,00806	3116,5	772882	992
993	986049	979146657	31,5119	9,9766	2,99695	1,00705	3119,6	774441	993
994	988036	982107784	31,5278	9,9800	2,99739	1,00604	3122,7	776002	994
995	990025	985074875	31,5436	9,9833	2,99782	1,00503	3125,9	777564	995
996	992016	988047936	31,5595	9,9866	2,99826	1,00402	3129,0	779128	996
997	994009	991026973	31,5753	9,9900	2,99870	1,00301	3132,2	780693	997
998	996004	994011992	31,5911	9,9933	2,99913	1,00200	3135,3	782260	998
999	998001	997002999	31,6070	9,9967	2,99957	1,00100	3138,5	783828	999

1/8 — 49 7/8 B. Obwody i powierzchnie

d	1/8		1/4		3/8		5/8		3/4		7/8		d
	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	
0	0,393	0,0123	0,785	0,0491	1,178	0,1104	1,963	0,3068	2,356	0,4418	2,749	0,6013	0
1	3,534	0,9940	3,927	1,2272	4,320	1,4849	5,105	2,0739	5,4[illegible]8	2,4053	5,890	2,7612	1
2	6,676	3,5466	7,069	3,9761	7,461	4,4301	8,247	5,4119	8,639	5,9396	9,032	6,4918	2
3	9,817	7,6699	10,21	8,2958	10,60	8,9462	11,39	10,321	11,78	11,045	12,17	11,793	3
4	12,96	13,364	13,35	14,186	13,74	15,033	14,53	16,800	14,92	17,721	15,32	18,665	4
5	16,10	20,629	16,49	21,648	16,89	22,691	17,67	24,850	18,06	25,967	18,46	27,109	5
6	19,24	29,465	19,63	30,680	20,03	31,919	20,81	34,472	21,21	35,785	21,60	37,122	6
7	22,38	39,871	22,78	41,282	23,17	42,718	23,95	45,664	24,35	47,173	24,74	48,707	7
8	25,53	51,849	25,92	53,456	26,31	55,088	27,10	58,426	27,49	60,132	27,88	61,862	8
9	28,67	65,397	29,06	67,201	29,45	69,029	30,24	72,760	30,63	74,662	31,02	76,589	9
10	31,81	80,516	32,20	82,516	32,59	84,541	33,38	88,664	33,77	90,763	34,16	92,886	10
11	34,95	97,205	35,34	99,402	35,74	101,62	36,52	106,14	36,91	108,43	37,31	110,75	11
12	38,09	115,47	38,48	117,86	38,88	120,28	39,66	125,19	40,06	127,68	40,45	130,19	12
13	41,23	135,30	41,63	137,89	42,02	140,50	42,80	145,80	43,20	148,49	43,59	151,20	13
14	44,37	156,70	44,77	159,48	45,16	162,30	45,95	167,99	46,34	170,87	46,73	173,78	14
15	47,52	179,67	47,91	182,65	48,30	185,66	49,09	191,75	49,48	194,83	49,87	197,93	15
16	50,66	204,22	51,05	207,39	51,44	210,60	52,23	217,08	52,62	220,35	53,01	223,65	16
17	53,80	230,33	54,19	233,71	54,59	237,10	55,37	243,98	55,76	247,45	56,16	250,95	17
18	56,94	258,02	57,33	261,59	57,73	265,18	58,51	272,45	58,90	276,12	59,30	279,81	18
19	60,08	287,27	60,48	291,04	60,87	294,83	61,65	302,49	62,05	306,35	62,44	310,24	19
20	63,22	318,10	63,62	322,06	64,01	326,05	64,80	334,10	65,19	338,16	65,58	342,25	20
21	66,37	350,50	66,76	354,66	67,15	358,84	67,94	367,28	68,33	371,54	68,72	375,83	21
22	69,51	384,46	69,90	388,82	70,29	393,20	71,08	402,04	71,47	406,49	71,86	410,97	22
23	72,65	420,00	73,04	424,56	73,43	429,13	74,22	438,36	74,61	443,01	75,01	447,69	23
24	75,79	457,11	76,18	461,86	76,58	466,64	77,36	476,26	77,75	481,11	78,15	485,98	24
25	78,93	495,79	79,33	500,74	79,72	505,71	80,50	515,72	80,90	520,77	81,29	525,84	25
26	82,07	536,05	82,47	541,19	82,86	546,35	83,64	556,76	84,04	562,00	84,43	567,27	26
27	85,22	577,87	85,61	583,21	86,00	588,57	86,79	599,37	87,18	604,81	87,57	610,27	27
28	88,36	621,26	88,75	626,80	89,14	632,36	89,93	643,55	90,32	649,18	90,71	654,84	28
29	91,50	666,23	91,89	671,96	92,28	677,71	93,07	689,30	93,46	695,13	93,86	700,98	29
30	94,64	712,76	95,03	718,69	95,43	724,64	96,21	736,62	96,60	742,64	97,00	748,69	30
31	97,78	760,87	98,17	766,99	98,57	773,14	99,35	785,51	99,75	791,73	100,1	797,98	31
32	100,9	810,54	101,3	816,86	101,7	823,21	102,5	835,97	102,9	842,39	103,3	848,83	32
33	104,1	861,79	104,5	868,31	104,8	874,85	105,6	888,00	106,0	894,62	106,4	901,26	33
34	107,2	914,61	107,6	921,32	108,0	928,06	108,8	941,61	109,2	948,42	109,6	955,25	34
35	110,3	969,00	110,7	975,91	111,1	982,84	111,9	996,78	112,3	1003,8	112,7	1010,8	35
36	113,5	1025,0	113,9	1032,1	114,3	1039,2	115,1	1053,5	115,5	1060,7	115,8	1068,0	36
37	116,6	1082,5	117,0	1089,8	117,4	1097,1	118,2	1111,8	118,6	1119,2	119,0	1126,7	37
38	119,8	1141,6	120,2	1149,1	120,6	1156,6	121,3	1171,7	121,7	1179,3	122,1	1186,9	38
39	122,9	1202,3	123,3	1210,0	123,7	1217,7	124,5	1233,2	124,9	1241,0	125,3	1248,8	39
40	126,1	1264,5	126,4	1272,4	126,8	1280,3	127,6	1296,2	128,0	1304,2	128,4	1312,2	40
41	129,2	1328,3	129,6	1336,4	130,0	1344,5	130,8	1360,8	131,2	1369,0	131,6	1377,2	41
42	132,3	1393,7	132,7	1402,0	133,1	1410,3	133,9	1427,0	134,3	1435,4	134,7	1443,8	42
43	135,5	1460,7	135,9	1469,1	136,3	1477,6	137,1	1494,7	137,4	1503,3	137,8	1511,9	43
44	138,6	1529,2	139,0	1537,9	139,4	1546,6	140,2	1564,0	140,6	1572,8	141,0	1581,6	44
45	141,8	1599,3	142,2	1608,2	142,5	1617,0	143,3	1634,9	143,7	1643,9	144,1	1652,9	45
46	144,9	1670,9	145,3	1680,0	145,7	1689,1	146,5	1707,4	146,9	1716,5	147,3	1725,7	46
47	148,0	1744,2	148,4	1753,5	148,8	1762,7	149,6	1781,4	150,0	1790,8	150,4	1800,1	47
48	151,2	1819,0	151,6	1828,5	152,0	1837,9	152,8	1857,0	153,2	1866,5	153,5	1876,1	48
49	154,3	1895,4	154,7	1905,0	155,1	1914,7	155,9	1934,2	156,3	1943,9	156,7	1953,7	49

koła o średnicy od 1/8 do 99 7/8.

d	1/8		1/4		3/8		5/8		3/4		7/8		d
	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	πd	$\frac{1}{4}\pi d^2$	
50	157,5	1973,3	157,9	1983,2	158,3	1993,1	159,0	2012,9	159,4	2022,8	159,8	2032,8	**50**
51	160,6	2052,8	161,0	2062,9	161,4	2073,0	162,2	2093,2	162,6	2103,3	163,0	2113,5	51
52	163,8	2133,9	164,1	2144,2	164,5	2154,5	165,3	2175,1	165,7	2185,4	166,1	2195,8	52
53	166,9	2216,6	167,3	2227,0	167,7	2237,5	168,5	2258,5	168,9	2269,1	169,3	2279,6	53
54	170,0	2300,8	170,4	2311,5	170,8	2322,1	171,6	2343,5	172,0	2354,3	172,4	2365,0	54
55	173,2	2386,6	173,6	2397,5	174,0	2408,3	174,8	2430,1	175,1	2441,1	175,5	2452,0	55
56	176,3	2474,0	176,7	2485,0	177,1	2496,1	177,9	2518,3	178,3	2529,4	178,7	2540,6	56
57	179,5	2563,0	179,9	2574,2	180,2	2585,4	181,0	2608,0	181,4	2619,4	181,8	2630,7	57
58	182,6	2653,5	183,0	2664,9	183,4	2676,4	184,2	2699,3	184,6	2710,9	185,0	2722,4	58
59	185,7	2745,6	186,1	2757,2	186,5	2768,8	187,3	2792,2	187,7	2803,9	188,1	2815,7	59
60	188,9	2839,2	189,3	2851,0	189,7	2862,9	190,5	2886,6	190,9	2898,6	191,2	2910,5	**60**
61	192,0	2934,5	192,4	2946,5	192,8	2958,5	193,6	2982,7	194,0	2994,8	194,4	3006,9	61
62	195,2	3031,3	195,6	3043,5	196,0	3055,7	196,7	3080,2	197,1	3092,6	197,5	3104,9	62
63	198,3	3129,6	198,7	3142,0	199,1	3154,5	199,9	3179,4	200,3	3191,9	200,7	3204,4	63
64	201,5	3229,6	201,8	3242,2	202,2	3254,8	203,0	3280,1	203,4	3292,8	203,8	3305,6	64
65	204,6	3331,1	205,0	3343,9	205,4	3356,7	206,2	3382,4	206,6	3395,3	207,0	3408,2	65
66	207,7	3434,2	208,1	3447,2	208,5	3460,2	209,3	3486,3	209,7	3499,4	210,1	3512,5	66
67	210,9	3538,8	211,3	3552,0	211,7	3565,2	212,5	3591,7	212,8	3605,0	213,2	3618,3	67
68	214,0	3645,0	214,4	3658,4	214,8	3671,8	215,6	3698,7	216,0	3712,2	216,4	3725,7	68
69	217,2	3752,8	217,6	3766,4	217,9	3780,0	218,7	3807,3	219,1	3821,0	219,5	3834,7	69
70	220,3	3862,2	220,7	3876,0	221,1	3889,8	221,9	3917,5	222,3	3931,4	222,7	3945,3	**70**
71	223,4	3973,1	223,8	3987,1	224,2	4001,1	225,0	4029,2	225,4	4043,3	225,8	4057,4	71
72	226,6	4085,7	227,0	4099,8	227,4	4114,0	228,2	4142,5	228,6	4156,8	228,9	4171,1	72
73	229,7	4199,7	230,1	4214,1	230,5	4228,5	231,3	4257,4	231,7	4271,8	232,1	4286,3	73
74	232,9	4315,4	233,3	4329,9	233,7	4344,5	234,4	4373,8	234,8	4388,5	235,2	4403,2	74
75	236,0	4432,6	236,4	4447,4	236,8	4462,2	237,6	4491,8	238,0	4506,7	238,4	4521,5	75
76	239,2	4551,4	239,5	4566,4	239,9	4581,3	240,7	4611,4	241,1	4626,4	241,5	4641,5	76
77	242,3	4671,8	242,7	4686,9	243,1	4702,1	243,9	4732,5	244,3	4747,8	244,7	4763,1	77
78	245,4	4793,7	245,8	4809,0	246,2	4824,4	247,0	4855,2	247,4	4870,7	247,8	4886,2	78
79	248,6	4917,2	249,0	4932,7	249,4	4948,3	250,1	4979,5	250,5	4995,2	250,9	5010,9	79
80	251,7	5042,3	252,1	5058,0	252,5	5073,8	253,3	5105,4	253,7	5121,2	254,1	5137,1	**80**
81	254,9	5168,9	255,3	5184,9	255,6	5200,8	256,4	5232,8	256,8	5248,9	257,2	5264,9	81
82	258,0	5297,1	258,4	5313,3	258,8	5329,4	259,6	5361,8	260,0	5378,1	260,4	5394,3	82
83	261,1	5426,9	261,5	5443,3	261,9	5459,6	262,7	5492,4	263,1	5508,8	263,5	5525,3	83
84	264,3	5558,3	264,7	5574,8	265,1	5591,4	265,9	5624,5	266,2	5641,2	266,6	5657,8	84
85	267,4	5691,2	267,8	5707,9	268,2	5724,7	269,0	5758,3	269,4	5775,1	269,8	5791,9	85
86	270,6	5825,7	271,0	5842,6	271,4	5859,6	272,1	5893,5	272,5	5910,6	272,9	5927,6	86
87	273,7	5961,8	274,1	5978,9	274,5	5996,0	275,3	6030,4	275,7	6047,6	276,1	6064,9	87
88	276,9	6099,4	277,2	6116,7	277,6	6134,1	278,4	6168,8	278,8	6186,2	279,2	6203,7	88
89	280,0	6238,6	280,4	6256,1	280,8	6273,7	281,6	6308,8	282,0	6326,4	282,4	6344,1	89
90	283,1	6379,4	283,5	6397,1	283,9	6414,8	284,7	6450,4	285,1	6468,2	285,5	6486,0	**90**
91	286,3	6521,8	286,7	6539,7	287,1	6557,6	287,8	6593,5	288,2	6611,5	288,6	6629,6	91
92	289,4	6665,7	289,8	6683,8	290,2	6701,9	291,0	6738,2	291,4	6756,4	291,8	6774,7	92
93	292,6	6811,2	293,0	6829,5	293,3	6847,8	294,1	6884,5	294,5	6902,9	294,9	6921,3	93
94	295,7	6958,2	296,1	6976,7	296,5	6995,3	297,3	7032,4	297,7	7051,0	298,1	7069,6	94
95	298,8	7106,9	299,2	7125,6	299,6	7144,3	300,4	7181,8	300,8	7200,6	301,2	7219,4	95
96	302,0	7257,1	302,4	7276,0	302,8	7294,9	303,6	7332,8	303,9	7351,8	304,3	7370,8	96
97	305,1	7408,9	305,5	7428,0	305,9	7447,1	306,7	7485,3	307,1	7504,5	307,5	7523,7	97
98	308,3	7562,2	308,7	7581,5	309,1	7600,8	309,8	7639,5	310,2	7658,9	310,6	7678,3	98
99	311,4	7717,1	311,8	7736,6	312,2	7756,1	313,0	7795,2	313,4	7814,8	313,8	7834,4	99

0—499 C. Logarytmy

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	— ∞	0,0000	0,6931	1,0986	1,3863	1,6094	1,7918	1,9459	2,0794	2,1972
10	2,3026	2,3979	2,4849	2,5649	2,6391	2,7081	2,7726	2,8332	2,8904	2,9444
20	2,9957	3,0445	3,0910	3,1355	3,1781	3,2189	3,2581	3,2958	3,3322	3,3673
30	3,4012	3,4340	3,4657	3,4965	3,5264	3,5553	3,5835	3,6109	3,6376	3,6636
40	3,6889	3,7136	3,7377	3,7612	3,7842	3,8067	3,8286	3,8501	3,8712	3,8918
50	3,9120	3,9318	3,9512	3,9703	3,9890	4,0073	4,0254	4,0431	4,0604	4,0775
60	4,0943	4,1109	4,1271	4,1431	4,1589	4,1744	4,1879	4,2047	4,2195	4,2341
70	4,2485	4,2627	4,2767	4,2905	4,3041	4,3175	4,3307	4,3438	4,3567	4,3694
80	4,3820	4,3944	4,4067	4,4188	4,4308	4,4427	4,4543	4,4659	4,4773	4,4886
90	4,4998	4,5109	4,5218	4,5326	4,5433	4,5539	4,5643	4,5747	4,5850	4,5951
100	4,6052	4,6151	4,6250	4,6347	4,6444	4,6540	4,6634	4,6728	4,6821	4,6913
110	4,7005	4,7095	4,7185	4,7274	4,7362	4,7449	4,7536	4,7622	4,7707	4,7791
120	4,7875	4,7958	4,8040	4,8122	4,8203	4,8283	4,8363	4,8442	4,8520	4,8598
130	4,8675	4,8752	4,8828	4,8903	4,8978	4,9053	4,9127	4,9200	4,9273	4,9345
140	4,9416	4,9488	4,9558	4,9628	4,9698	4,9767	4,9836	4,9904	4,9972	5,0039
150	5,0106	5,0173	5,0239	5,0304	5,0370	5,0434	5,0499	5,0562	5,0626	5,0689
160	5,0752	5,0814	5,0876	5,0938	5,0999	5,1059	5,1120	5,1180	5,1240	5,1299
170	5,1358	5,1417	5,1475	5,1533	5,1591	5,1648	5,1705	5,1761	5,1818	5,1874
180	5,1930	5,1985	5,2040	5,2095	5,2149	5,2204	5,2257	5,2311	5,2364	5,2417
190	5,2470	5,2523	5,2575	5,2627	5,2679	5,2730	5,2781	5,2832	5,2883	5,2933
200	5,2983	5,3033	5,3083	5,3132	5,3181	5,3230	5,3279	5,3327	5,3375	5,3423
210	5,3471	5,3519	5,3566	5,3613	5,3660	5,3706	5,3753	5,3799	5,3845	5,3891
220	5,3936	5,3982	5,4027	5,4072	5,4116	5,4161	5,4205	5,4250	5,4293	5,4337
230	5,4381	5,4424	5,4467	5,4510	5,4553	5,4596	5,4638	5,4681	5,4723	5,4765
240	5,4806	5,4848	5,4889	5,4931	5,4972	5,5013	5,5053	5,5094	5,5134	5,5175
250	5,5215	5,5255	5,5294	5,5334	5,5373	5,5413	5,5452	5,5491	5,5530	5,5568
260	5,5607	5,5645	5,5683	5,5722	5,5759	5,5797	5,5835	5,5872	5,5910	5,5947
270	5,5984	5,6021	5,6058	5,6095	5,6131	5,6168	5,6204	5,6240	5,6276	5,6312
280	5,6348	5,6384	5,6419	5,6454	5,6490	5,6525	5,6560	5,6595	5,6630	5,6664
290	5,6699	5,6733	5,6768	5,6802	5,6836	5,6870	5,6904	5,6937	5,6971	5,7004
300	5,7038	5,7071	5,7104	5,7137	5,7170	5,7203	5,7236	5,7268	5,7301	5,7333
310	5,7366	5,7398	5,7430	5,7462	5,7494	5,7526	5,7557	5,7589	5,7621	5,7652
320	5,7683	5,7714	5,7746	5,7777	5,7807	5,7838	5,7869	5,7900	5,7930	5,7961
330	5,7991	5,8021	5,8051	5,8081	5,8111	5,8141	5,8171	5,8201	5,8230	5,8260
340	5,8289	5,8319	5,8348	5,8377	5,8406	5,8435	5,8464	5,8493	5,8522	5,8551
350	5,8579	5,8608	5,8636	5,8665	5,8693	5,8721	5,8749	5,8777	5,8805	5,8833
360	5,8861	5,8889	5,8916	5,8944	5,8972	5,8999	5,9026	5,9054	5,9081	5,9011
370	5,9135	5,9162	5,9189	5,9216	5,9243	5,9269	5,9296	5,9322	5,9349	5,9375
380	5,9402	5,9428	5,9454	5,9480	5,9506	5,9532	5,9558	5,9584	5,9610	5,9636
390	5,9661	5,9687	5,9713	5,9738	5,9764	5,9789	5,9814	5,9839	5,9865	5,9890
400	5,9915	5,9940	5,9965	5,9989	6,0014	6,0039	6,0064	6,0088	6,0113	6,0137
410	6,0162	6,0186	6,0210	6,0234	6,0259	6,0283	6,0307	6,0331	6,0355	6,0379
420	6,0403	6,0426	6,0450	6,0474	6,0497	6,0521	6,0544	6,0568	6,0591	6,0615
430	6,0638	6,0661	6,0684	6,0707	6,0730	6,0753	6,0776	6,0799	6,0822	6,0845
440	6,0868	6,0890	6,0913	6,0936	6,0958	6,0981	6,1003	6,1026	6,1048	6,1070
450	6,1092	6,1115	6,1137	6,1159	6,1181	6,1203	6,1225	6,1247	6,1269	6,1291
460	6,1312	6,1334	6,1356	6,1377	6,1399	6,1420	6,1442	6,1463	6,1485	6,1506
470	6,1527	6,1549	6,1570	6,1591	6,1612	6,1633	6,1654	6,1675	6,1696	6,1717
480	6,1738	6,1759	6,1779	6,1800	6,1821	6,1841	6,1862	6,1883	6,1903	6,1924
490	6,1944	6,1964	6,1985	6,2005	6,2025	6,2046	6,2066	6,2085	6,2106	6,2126

naturalne. 500—999

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
500	6,2146	6,2166	6,2186	6,2206	6,2226	6,22,6	6,2265	6,2285	6,2305	,2324
510	6,2344	6,2364	6,2383	6,2403	6,2422	6,2442	6,2461	6,2480	6,2500	0,2519
520	6,2538	6,2558	6,2577	6,2596	6,2615	6,2634	6,2653	6,2672	6,2691	6,2710
530	6,2729	6,2748	6,2766	6,2785	6,2804	6,2823	6,2841	6,2860	6,2879	6,2897
540	6,2916	6,2934	6,2953	6,2971	6,2989	6,3008	6,3026	6,3044	6,3063	6,3081
550	6,3099	6,3117	6,3135	6,3154	6,3172	6,3190	6,3208	6,3226	6,3244	6,3261
560	6,3279	6,3297	6,3315	6,3333	6,3351	6,3368	6,3386	6,3404	6,3421	6,3439
570	6,3456	6,3474	6,3491	6,3509	6,3526	6,3544	6,3561	6,3578	6,3596	6,3613
580	6,3630	6,3648	6,3665	6,3682	6,3699	6,3716	6,3733	6,3750	6,3767	6,3784
590	6,3801	6,3818	6,3835	6,3852	6,3869	6,3886	6,3902	6,3919	6,3936	6,3953
600	6,3969	6,3986	6,4003	6,4019	6,4036	6,4052	6,4069	6,4085	6,4102	6,4118
610	6,4135	6,4151	6,4167	6,4184	6,4200	6,4216	6,4232	6,4249	6,4265	6,4281
620	6,4297	6,4313	6,4329	6,4345	6,4362	6,4378	6,4394	6,4409	6,4425	6,4441
630	6,4457	6,4473	6,4489	6,4505	6,4520	6,4536	6,4552	6,4568	6,4583	6,4599
640	6,4615	6,4630	6,4646	6,4661	6,4677	6,4693	6,4708	6,4723	6,4739	6,4754
650	6,4770	6,4785	6,4800	6,4816	6,4831	6,4846	6,4862	6,4877	6,4892	6,4907
660	6,4922	6,4938	6,4953	6,4968	6,4983	6,4998	6,5013	6,5028	6,5043	6,5058
670	6,5073	6,5088	6,5103	6,5117	6,5132	6,5147	6,5162	6,5177	6,5191	6,5206
680	6,5221	6,5236	6,5250	6,5265	6,5280	6,5294	6,5309	6,5323	6,5338	6,5352
690	6,5367	6,5381	6,5396	6,5410	6,5425	6,5439	6,5453	6,5468	6,5482	6,5497
700	6,5511	6,5525	6,5539	6,5554	6,5568	6,5582	6,5596	6,5610	6,5624	6,5639
710	6,5653	6,5667	6,5681	6,5695	6,5709	6,5723	6,5737	6,5751	6,5765	6,5779
720	6,5793	6,5806	6,5820	6,5834	6,5848	6,5862	6,5876	6,5889	6,5903	6,5917
730	6,5930	6,5944	6,5958	6,5971	6,5985	6,5999	6,6012	6,6026	6,6039	6,6053
740	6,6067	6,6080	6,6093	6,6107	6,6120	6,6134	6,6147	6,6161	6,6174	6,6187
750	6,6201	6,6214	6,6227	6,6241	6,6254	6,6267	6,6280	6,6294	6,6307	6,6320
760	6,6333	6,6346	6,6359	6,6373	6,6386	6,6399	6,6412	6,6425	6,6438	6,6451
770	6,6464	6,6477	6,6490	6,6503	6,6516	6,6529	6,6542	6,6554	6,6567	6,6580
780	6,6593	6,6606	6,6619	6,6631	6,6644	6,6657	6,6670	6,6682	6,6695	6,6708
790	6,6720	6,6733	6,6746	6,6758	6,6771	6,6783	6,6796	6,6809	6,6821	6,6834
800	6,6846	6,6859	6,6871	6,6884	6,6896	6,6908	6,6921	6,6933	6,6946	6,6958
810	6,6970	6,6983	6,6995	6,7007	6,7020	6,7032	6,7044	6,7056	6,7069	6,7081
820	6,7093	6,7105	6,7117	6,7130	6,7142	6,7154	6,7166	6,7178	6,7190	6,7202
830	6,7214	6,7226	6,7238	6,7250	6,7262	6,7274	6,7286	6,7298	6,7310	6,7322
840	6,7334	6,7346	6,7358	6,7370	6,7382	6,7393	6,7405	6,7417	6,7429	6,7441
850	6,7452	6,7464	6,7476	6,7488	6,7499	6,7511	6,7523	6,7534	6,7546	6,7558
860	6,7569	6,7581	6,7593	6,7604	6,7616	6,7627	6,7639	6,7650	6,7662	6,7673
870	6,7685	6,7696	6,7708	6,7719	6,7731	6,7742	6,7754	6,7765	6,7776	6,7788
880	6,7799	6,7811	6,7822	6,7833	6,7845	6,7856	6,7867	6,7878	6,7890	6,7901
890	6,7912	6,7923	6,7935	6,7946	6,7957	6,7968	6,7979	6,7991	6,8002	6,8013
900	6,8024	6,8035	6,8046	6,8057	6,8068	6,8079	6,8090	6,8101	6,8112	6,8123
910	6,8134	6,8145	6,8156	6,8167	6,8178	6,8189	6,8200	6,8211	6,8222	6,8233
920	6,8244	6,8255	6,8265	6,8276	6,8287	6,8298	6,8309	6,8320	6,8330	6,8341
930	6,8352	6,8363	6,8373	6,8384	6,8395	6,8405	6,8416	6,8427	6,8437	6,8448
940	6,8459	6,8469	6,8480	6,8491	6,8501	6,8512	6,8522	6,8533	6,8544	6,8554
950	6,8565	6,8575	6,8586	6,8596	6,8607	6,8617	6,8628	6,8638	6,8648	6,8659
960	6,8669	6,8680	6,8690	6,8701	6,8711	6,8721	6,8732	6,8742	6,8752	6,8763
970	6,8773	6,8783	6,8794	6,8804	6,8814	6,8824	6,8835	6,8845	6,8855	6,8865
980	6,8876	6,8886	6,8896	6,8906	6,8916	6,8926	6,8937	6,8947	6,8957	6,8967
990	6,8977	6,8987	6,8997	6,9007	6,9017	6,9027	6,9037	6,9047	6,9057	6,9068

Stopni	Wstawa (Sinus). 0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01454	0,0745	89
1	0,01745	0,02036	0,02327	0,02618	0,02908	0,03199	0,03490	88
2	0,03490	0,03781	0,04071	0,04362	0,04653	0,04943	0,05234	87
3	0,05234	0,05524	0,05814	0,06105	0,06395	0,06685	0,06976	86
4	0,06976	0,07266	0,07556	0,07846	0,08136	0,08426	0,08716	85
5	0,08716	0,09005	0,09295	0,09585	0,09874	0,10164	0,10453	84
6	0,10453	0,10742	0,11031	0,11320	0,11609	0,11898	0,12187	83
7	0,12187	0,12476	0,12764	0,13053	0,13341	0,13629	0,13917	82
8	0,13917	0,14205	0,14493	0,14781	0,15069	0,15356	0,15643	81
9	0,15643	0,15931	0,16218	0,16505	0,16792	0,17078	0,17365	80
10	0,17365	0,17651	0,17937	0,18224	0,18509	0,18795	0,19081	79
11	0,19081	0,19366	0,19652	0,19937	0,20222	0,20507	0,20791	78
12	0,20791	0,21076	0,21360	0,21644	0,21928	0,22212	0,22495	77
13	0,22495	0,22778	0,23062	0,23345	0,23627	0,23910	0,24192	76
14	0,24192	0,24474	0,24756	0,25038	0,25320	0,25601	0,25882	75
15	0,25882	0,26163	0,26443	0,26724	0,27004	0,27284	0,27564	74
16	0,27564	0,27843	0,28123	0,28402	0,28680	0,28959	0,29237	73
17	0,29237	0,29515	0,29793	0,30071	0,30348	0,30625	0,30902	72
18	0,30902	0,31178	0,31454	0,31730	0,32006	0,32282	0,32557	71
19	0,32557	0,32832	0,33106	0,33381	0,33655	0,33929	0,34202	70
20	0,34202	0,34475	0,34748	0,35021	0,35293	0,35565	0,35837	69
21	0,35837	0,36108	0,36379	0,36650	0,36921	0,37191	0,37461	68
22	0,37461	0,37730	0,37999	0,38268	0,38537	0,38805	0,39073	67
23	0,39073	0,39341	0,39608	0,39875	0,40142	0,40408	0,40674	66
24	0,40674	0,40939	0,41204	0,41469	0,41734	0,41998	0,42262	65
25	0,42262	0,42525	0,42788	0,43051	0,43313	0,43575	0,43837	64
26	0,43837	0,44098	0,44359	0,44620	0,44880	0,45140	0,45399	63
27	0,45399	0,45658	0,45917	0,46175	0,46433	0,46690	0,46947	62
28	0,46947	0,47204	0,47460	0,47716	0,47971	0,48226	0,48481	61
29	0,48481	0,48735	0,48989	0,49242	0,49495	0,49748	0,50000	60
30	0,50000	0,50252	0,50503	0,50754	0,51004	0,51254	0,51504	59
31	0,51504	0,51753	0,52002	0,52250	0,52498	0,52745	0,52992	58
32	0,52992	0,53238	0,53484	0,53730	0,53975	0,54220	0,54464	57
33	0,54464	0,54708	0,54951	0,55194	0,55436	0,55678	0,55919	56
34	0,55919	0,56160	0,56401	0,56641	0,56880	0,57119	0,57358	55
35	0,57358	0,57596	0,57833	0,58070	0,58307	0,58543	0,58779	54
36	0,58779	0,59014	0,59248	0,59482	0,59716	0,59949	0,60182	53
37	0,60182	0,60414	0,60645	0,60876	0,61107	0,61337	0,61566	52
38	0,61566	0,61795	0,62024	0,62251	0,62479	0,62706	0,62932	51
39	0,62932	0,63158	0,63383	0,63608	0,63832	0,64056	0,64279	50
40	0,64279	0,64501	0,64723	0,64945	0,65166	0,65386	0,65606	49
41	0,65606	0,65825	0,66044	0,66262	0,66480	0,66697	0,66913	48
42	0,66913	0,67129	0,67344	0,67559	0,67773	0,67987	0,68200	47
43	0,68200	0,68412	0,68624	0,68835	0,69046	0,69256	0,69466	46
44	0,69466	0,69675	0,69883	0,70091	0,70298	0,70505	0,70711	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Stopni
	Dostawa (Cosinus).							

Stopni	Dostawa (Cosinus). 0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	1,00000	1,00000	0,99998	0,99996	0,99993	0,99989	0,99985	89
1	0,99985	0,99979	0,99973	0,99966	0,99958	0,99949	0,99939	88
2	0,99939	0,99929	0,99917	0,99905	0,99892	0,99878	0,99863	87
3	0,99863	0,99847	0,99831	0,99813	0,99795	0,99776	0,99756	86
4	0,99756	0,99736	0,99714	0,99692	0,99668	0,99644	0,99619	85
5	0,99619	0,99594	0,99567	0,99540	0,99511	0,99482	0,99452	84
6	0,99452	0,99421	0,99390	0,99357	0,99324	0,99290	0,99255	83
7	0,99255	0,99219	0,99182	0,99144	0,99105	0,99067	0,99027	82
8	0,99027	0,98986	0,98944	0,98902	0,98858	0,98814	0,98769	81
9	0,98769	0,98723	0,98676	0,98629	0,98580	0,98531	0,98481	**80**
10	0,98481	0,98430	0,98378	0,98325	0,98272	0,98218	0,98163	79
11	0,98163	0,98107	0,98050	0,97992	0,97934	0,97875	0,97815	78
12	0,97815	0,97754	0,97692	0,97630	0,97566	0,97502	0,97437	77
13	0,97437	0,97371	0,97304	0,97237	0,97169	0,97100	0,97030	76
14	0,97030	0,96959	0,96887	0,96815	0,96742	0,96667	0,96593	75
15	0,96593	0,96517	0,96440	0,96363	0,96285	0,96206	0,96126	74
16	0,96126	0,96046	0,95964	0,95882	0,95799	0,95715	0,95630	73
17	0,95630	0,95545	0,95459	0,95372	0,95284	0,95195	0,95106	72
18	0,95106	0,95015	0,94924	0,94832	0,94740	0,94646	0,94552	71
19	0,94552	0,94457	0,94361	0,94264	0,94167	0,94068	0,93969	**70**
20	0,93969	0,93869	0,93769	0,93667	0,93565	0,93462	0,93358	69
21	0,93358	0,93253	0,93148	0,93042	0,92935	0,92827	0,92718	68
22	0,92718	0,92609	0,92499	0,92388	0,92276	0,92164	0,92050	67
23	0,92050	0,91936	0,91822	0,91706	0,91590	0,91472	0,91355	66
24	0,91355	0,91236	0,91116	0,90996	0,90875	0,90753	0,90631	65
25	0,90631	0,90507	0,90383	0,90259	0,90133	0,90007	0,89879	64
26	0,89879	0,89752	0,89623	0,89493	0,89363	0,89232	0,89101	63
27	0,89101	0,88968	0,88835	0,88701	0,88566	0,88431	0,88295	62
28	0,88295	0,88158	0,88020	0,87882	0,87743	0,87603	0,87462	61
29	0,87462	0,87321	0,87178	0,87036	0,86892	0,86748	0,86603	**60**
30	0,86603	0,86457	0,86310	0,86163	0,86015	0,85866	0,85717	59
31	0,85717	0,85567	0,85416	0,85264	0,85112	0,84959	0,84805	58
32	0,84805	0,84650	0,84495	0,84339	0,84182	0,84025	0,83867	57
33	0,83867	0,83708	0,83549	0,83389	0,83228	0,83066	0,82904	56
34	0,82904	0,82741	0,82577	0,82413	0,82248	0,82082	0,81915	55
35	0,81915	0,81748	0,81580	0,81412	0,81242	0,81072	0,80902	54
36	0,80902	0,80730	0,80558	0,80386	0,80212	0,80038	0,79864	53
37	0,79864	0,79688	0,79512	0,79335	0,79158	0,78980	0,78801	52
38	0,78801	0,78622	0,78442	0,78261	0,78079	0,77897	0,77715	51
39	0,77715	0,77531	0,77347	0,77162	0,76977	0,76791	0,76604	**50**
40	0,76604	0,76417	0,76229	0,76041	0,75851	0,75661	0,75471	49
41	0,75471	0,75280	0,75088	0,74896	0,74703	0,74509	0,74314	48
42	0,74314	0,74120	0,73924	0,73728	0,73531	0,73333	0,73135	47
43	0,73135	0,72937	0,72737	0,72537	0,72337	0,72136	0,71934	46
44	0,71934	0,71732	0,71529	0,71325	0,71121	0,70916	0,70711	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Stopni
	Wstawa (Sinus).							

Stopni	Styczna (Tangens). 0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01455	0,01746	89
1	0,01746	0,02036	0,02328	0,02619	0,02910	0,03201	0,03492	88
2	0,03492	0,03783	0,04075	0,04366	0,04658	0,04949	0,05241	87
3	0,05241	0,05533	0,05824	0,06116	0,06408	0,06700	0,06993	86
4	0,06993	0,07285	0,07578	0,07870	0,08163	0,08456	0,08749	85
5	0,08749	0,09042	0,09335	0,09629	0,09923	0,10216	0,10510	84
6	0,10510	0,10805	0,11099	0,11394	0,11688	0,11983	0,12278	83
7	0,12278	0,12574	0,12869	0,13165	0,13461	0,13758	0,14054	82
8	0,14054	0,14351	0,14648	0,14945	0,15243	0,15540	0,15838	81
9	0,15838	0,16137	0,16435	0,16734	0,17033	0,17333	0,17633	**80**
10	0,17633	0,17933	0,18233	0,18534	0,18835	0,19136	0,19438	79
11	0,19438	0,19740	0,20042	0,20345	0,20648	0,20952	0,21256	78
12	0,21256	0,21560	0,21864	0,22169	0,22475	0,22781	0,23087	77
13	0,23087	0,23393	0,23700	0,24008	0,24316	0,24624	0,24933	76
14	0,24933	0,25242	0,25552	0,25862	0,26172	0,26483	0,26795	75
15	0,26795	0,27107	0,27419	0,27732	0,28046	0,28360	0,28675	74
16	0,28675	0,28990	0,29305	0,29621	0,29938	0,30255	0,30573	73
17	0,30573	0,30891	0,31210	0,31530	0,31850	0,32171	0,32492	72
18	0,32492	0,32814	0,33136	0,33460	0,33783	0,34108	0,34433	71
19	0,34433	0,34758	0,35085	0,35412	0,35740	0,36068	0,36397	**70**
20	0,36397	0,36727	0,37057	0,37388	0,37720	0,38053	0,38386	69
21	0,38368	0,38721	0,39055	0,39391	0,39727	0,40065	0,40403	68
22	0,40403	0,40741	0,41081	0,41421	0,41763	0,42105	0,42447	67
23	0,42447	0,42791	0,43136	0,43481	0,43828	0,44175	0,44523	66
24	0,44523	0,44872	0,45222	0,45573	0,45924	0,46277	0,46631	65
25	0,46631	0,46985	0,47341	0,47698	0,48055	0,48414	0,48773	64
26	0,48773	0,49134	0,49495	0,49858	0,50222	0,50587	0,50953	63
27	0,50953	0,51320	0,51688	0,52057	0,52427	0,52798	0,53171	62
28	0,53171	0,53545	0,53920	0,54296	0,54673	0,55051	0,55431	61
29	0,55431	0,55812	0,56194	0,56577	0,56962	0,57348	0,57735	**60**
30	0,57735	0,58124	0,58513	0,58905	0,59297	0,59691	0,60086	59
31	0,60086	0,60483	0,60881	0,61280	0,61681	0,62083	0,62487	58
32	0,62487	0,62892	0,63299	0,63707	0,64117	0,64528	0,64941	57
33	0,64941	0,65355	0,65771	0,66189	0,66608	0,67028	0,67451	56
34	0,67451	0,67875	0,68301	0,68728	0,69157	0,69588	0,70021	55
35	0,70021	0,70455	0,70891	0,71329	0,71769	0,72211	0,72654	54
36	0,72654	0,73100	0,73547	0,73996	0,74447	0,74900	0,75355	53
37	0,75355	0,75812	0,76272	0,76733	0,77196	0,77661	0,78129	52
38	0,78129	0,78598	0,79070	0,79544	0,80020	0,80498	0,80978	51
39	0,80978	0,81461	0,81946	0,82434	0,82923	0,83415	0,83910	**50**
40	0,83910	0,84407	0,84906	0,85408	0,85912	0,86419	0,86929	49
41	0,86929	0,87441	0,87955	0,88473	0,88992	0,89515	0,90040	48
42	0,90040	0,90569	0,91099	0,91633	0,92170	0,92709	0,93252	47
43	0,93252	0,93797	0,94345	0,94896	0,95451	0,96008	0,96569	46
44	0,96569	0,97133	0,97700	0,98270	0,98843	0,99420	1,00000	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Stopni
	Dotyczna (Cotangens).							

Stopni	Dotyczna (Cotangens). 0′	10′	20′	30′	40′	50′	60′	
0	∞	343,77371	171,88540	114,58865	85,93979	68,75009	57,28996	89
1	57,28996	49,10388	42,96408	38,18846	34,36777	31,24158	28,63625	88
2	28,63625	26,43160	24,54176	22,90377	21,47040	20,20555	19,08114	87
3	19,08114	18,07498	17,16934	16,34986	15,60478	14,92442	14,30067	86
4	14,30067	13,72674	13,19688	12,70621	12,25051	11,82617	11,43005	85
5	11,43005	11,05943	10,71191	10,38540	10,07803	9,78817	9,51436	84
6	9,51436	9,25530	9,00983	8,77689	8,55555	8,34496	8,14435	83
7	8,14435	7,95302	7,77035	7,59575	7,42871	7,26873	7,11537	82
8	7,11537	6,96823	6,82694	6,69116	6,56055	6,43484	6,31375	81
9	6,31375	6,19703	6,08444	5,97576	5,87080	5,76937	5,67128	80
10	5,67128	5,57638	5,48451	5,39552	5,30928	5,22566	5,14455	79
11	5,14455	5,06584	4,98940	4,91516	4,84300	4,77286	4,70463	78
12	4,70463	4,63825	4,57363	4,51071	4,44942	4,38969	4,33148	77
13	4,33148	4,27471	4,21933	4,16530	4,11256	4,06107	4,01078	76
14	4,01078	3,96165	3,91364	3,86671	3,82083	3,77595	3,73205	75
15	3,73205	3,68909	3,64705	3,60588	3,56557	3,52609	3,48741	74
16	3,48741	3,44951	3,41236	3,37594	3,34023	3,30521	3,27085	73
17	3,27085	3,23714	3,20406	3,17159	3,13972	3,10842	3,07768	72
18	3,07768	3,04749	3,01783	2,98869	2,96004	2,93189	2,90421	71
19	2,90421	2,87700	2,85023	2,82391	2,79802	2,77254	2,74748	70
20	2,74748	2,72281	2,69853	2,67462	2,65109	2,62791	2,60509	69
21	2,60509	2,58261	2,56046	2,53865	2,51715	2,49597	2,47509	68
22	2,47509	2,45451	2,43422	2,41421	2,39449	2,37504	2,35585	67
23	2,35585	2,33693	2,31826	2,29984	2,28167	2,26374	2,24604	66
24	2,24604	2,22857	2,21132	2,19430	2,17749	2,16090	2,14451	65
25	2,14451	2,12832	2,11233	2,09654	2,08094	2,06553	2,05030	64
26	2,05030	2,03526	2,02039	2,00569	1,99116	1,97680	1,96261	63
27	1,96261	1,94858	1,93470	1,92098	1,90741	1,89400	1,88073	62
28	1,88073	1,86760	1,85462	1,84177	1,82906	1,81649	1,80405	61
29	1,80405	1,79174	1,77955	1,76749	1,75556	1,74375	1,73205	60
30	1,73205	1,72047	1,70901	1,69766	1,68643	1,67530	1,66428	59
31	1,66428	1,65337	1,64256	1,63185	1,62125	1,61074	1,60033	58
32	1,60033	1,59002	1,57981	1,56969	1,55966	1,54972	1,53987	57
33	1,53987	1,53010	1,52043	1,51084	1,50133	1,49190	1,48256	56
34	1,48256	1,47330	1,46411	1,45501	1,44598	1,43703	1,42815	55
35	1,42815	1,41934	1,41061	1,40195	1,39336	1,38484	1,37638	54
36	1,37638	1,36800	1,35968	1,35142	1,34323	1,33511	1,32704	53
37	1,32704	1,31904	1,31110	1,30323	1,29541	1,28764	1,27994	52
38	1,27994	1,27230	1,26471	1,25717	1,24969	1,24227	1,23490	51
39	1,23490	1,22758	1,22031	1,21310	1,20593	1,19882	1,19175	50
40	1,19175	1,18474	1,17777	1,17085	1,16398	1,15715	1,15037	49
41	1,15037	1,14363	1,13694	1,13029	1,12369	1,11713	1,11061	48
42	1,11061	1,10414	1,09770	1,09131	1,08496	1,07864	1,07237	47
43	1,07237	1,06613	1,05994	1,05378	1,04766	1,04158	1,03553	46
44	1,03553	1,02952	1,02355	1,01761	1,01170	1,00583	1,00000	45
	60′	50′	40′	30′	20′	10′	0′	Stopni
	Styczna (Tangens).							

E. Tablice funkcyi hyperbolicznych.

Funkcya hyperboliczna sinh φ dla $\varphi = 0$ do 5,09.

φ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	D
0,0	0,0000	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0701	0801	0901	101
0,1	0,1002	1102	1203	1304	1405	1506	1607	1708	1810	1911	102
0,2	0,2013	2115	2218	2320	2423	2526	2629	2733	2837	2941	104
0,3	0,3045	3150	3255	3360	3466	3572	3678	3785	3892	4000	108
0,4	0,4108	4216	4325	4434	4543	4653	4764	4875	4986	5098	113
0,5	0,5211	5324	5438	5552	5666	5782	5897	6014	6131	6248	119
0,6	0,6367	6485	6605	6725	6846	6967	7090	7213	7336	7461	125
0,7	0,7586	7712	7838	7966	8094	8223	8353	8484	8615	8748	133
0,8	0,8881	9015	9150	9286	9423	9561	9700	9840	9981	0122*	143
0,9	1,0265	0409	0554	0700	0847	0995	1144	1294	1446	1598	154
1,0	1,1752	1907	2063	2220	2379	2539	2700	2862	3025	3190	166
1,1	1,3356	3524	3693	3863	4035	4208	4382	4558	4735	4914	181
1,2	1,5095	5276	5460	5645	5831	6019	6209	6400	6593	6788	196
1,3	1,6984	7182	7381	7583	7786	7991	8198	8406	8617	8829	214
1,4	1,9043	9259	9477	9697	9919	0143*	0369*	0597*	0827*	1059*	234
1,5	2,1293	1529	1768	2008	2251	2496	2743	2993	3245	3499	257
1,6	2,3756	4015	4276	4540	4806	5075	5346	5620	5896	6175	281
1,7	2,6456	6740	7027	7317	7609	7904	8202	8503	8806	9112	310
1,8	2,9422	9734	0049*	0367*	0689*	1013*	1340*	1671*	2005*	2341*	341
1,9	3,2682	3025	3372	3722	4075	4432	4792	5156	5523	5894	375
2,0	3,6269	6647	7028	7414	7803	8196	8593	8993	9398	9806	413
2,1	4,0219	0635	1056	1480	1909	2342	2779	3221	3666	4117	454
2,2	4,4571	5030	5494	5962	6434	6912	7394	7880	8372	8868	502
2,3	4,9370	9876	0387*	0903*	1425*	1951*	2483*	3020*	3562*	4109*	553
2,4	5,4662	5221	5785	6354	6929	7510	8097	8689	9288	9892	610
2,5	6,0502	1118	1741	2369	3004	3645	4293	4946	5607	6274	673
2,6	6,6947	7628	8315	9009	9709	0417*	1132*	1854*	2583*	3319*	744
2,7	7,4063	4814	5572	6338	7112	7894	8683	9480	0285*	1098*	821
2,8	8,1919	2749	3586	4432	5287	6150	7021	7902	8791	9689	907
2,9	9,0596	1512	2437	3371	4315	5268	6231	7203	8185	9177	1002
3,0	10,0179	1191	2212	3245	4287	5340	6403	7477	8562	9658	1107
3,1	11,0765	1882	3011	4151	5303	6466	7641	8827	0026*	1236*	1223
3,2	12,2459	3694	4941	6201	7473	8758	0056*	1367*	2691*	4028*	1351
3,3	13,5379	6743	8121	9513	0919*	2338*	3772*	5221*	6684*	8161*	1493
3,4	14,965	15,116	15,268	15,422	15,577	15,734	15,893	16,053	16,214	16,378	165
3,5	16,543	16,709	16,877	17,047	17,219	17,392	17,567	17,744	17,923	18,103	182
3,6	18,285	18,470	18,655	18,843	19,033	19,224	19,418	19,613	19,811	20,010	201
3,7	20,211	20,415	20,620	20,828	21,037	21,249	21,463	21,679	21,897	22,117	222
3,8	22,339	22,564	22,791	23,020	23,252	23,486	23,722	23,961	24,202	24,445	246
3,9	24,691	24,939	25,190	25,444	25,700	25,958	26,219	26,483	26,749	27,018	272
4,0	27,290	27,564	27,842	28,122	28,404	28,690	28,979	29,270	29,564	29,862	300
4,1	30,162	30,465	30,772	31,081	31,393	31,709	32,028	32,350	32,675	33,004	332
4,2	33,336	33,671	34,009	34,351	34,697	35,046	35,398	35,754	36,113	36,476	367
4,3	36,843	37,214	37,588	37,966	38,347	38,733	39,122	39,515	39,913	40,314	405
4,4	40,719	41,129	41,542	41,960	42,382	42,808	43,238	43,673	44,112	44,555	448
4,5	45,003	45,455	45,912	46,374	46,840	47,311	47,787	48,267	48,752	49,242	495
4,6	49,737	50,237	50,742	51,252	51,767	52,288	52,813	53,344	53,880	54,422	547
4,7	54,969	55,522	56,080	56,643	57,213	57,788	58,369	58,955	59,548	60,147	604
4,8	60,751	61,362	61,979	62,601	63,231	63,866	64,508	65,157	65,812	66,473	668
4,9	67,141	67,816	68,498	69,186	69,882	70,584	71,293	72,010	72,734	73,465	738
5,0	74,203	74,949	75,702	76,463	77,232	78,008	78,792	79,584	80,384	81,192	816

Funkcya hyperboliczna cosh φ dla $\varphi = 0$ do 5,09.

φ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	D
0,0	1,0000	0001	0002	0005	0008	0013	0018	0025	0032	0041	9
0,1	1,0050	0061	0072	0085	0098	0113	0128	0145	0162	0181	20
0,2	1,0201	0221	0243	0266	0289	0314	0340	0367	0395	0423	30
0,3	1,0453	0484	0516	0549	0584	0619	0655	0692	0731	0770	41
0,4	1,0811	0852	0895	0939	0984	1030	1077	1125	1174	1225	51
0,5	1,1276	1329	1383	1438	1494	1551	1609	1669	1730	1792	63
0,6	1,1855	1919	1984	2051	2119	2188	2258	2330	2402	2476	76
0,7	1,2552	2628	2706	2785	2865	2947	3030	3114	3199	3286	88
0,8	1,3374	3464	3555	3647	3740	3835	3932	4029	4128	4229	102
0,9	1,4331	4434	4539	4645	4753	4862	4973	5085	5199	5314	117
1,0	1,5431	5549	5669	5790	5913	6038	6164	6292	6421	6552	133
1,1	1,6685	6820	6956	7093	7233	7374	7517	7662	7808	7956	151
1,2	1,8107	8258	8412	8568	8725	8884	9045	9208	9373	9540	169
1,3	1,9709	9880	0053*	0228*	0404*	0583*	0764*	0947*	1132*	1320*	189
1,4	2,1509	1700	1894	2090	2288	2488	2691	2896	3103	3312	212
1,5	2,3524	3738	3955	4174	4395	4619	4845	5073	5305	5538	237
1,6	2,5775	6013	6255	6499	6746	6995	7247	7502	7760	8020	263
1,7	2,8283	8549	8818	9090	9364	9642	9922	0206*	0492*	0782*	293
1,8	3,1075	1371	1669	1972	2277	2585	2897	3212	3530	3852	325
1,9	3,4177	4506	4838	5173	5512	5855	6201	6551	6904	7261	361
2,0	3,7622	7987	8355	8727	9103	9483	9867	0255*	0647*	1043*	400
2,1	4,1443	1847	2256	2668	3085	3507	3932	4362	4797	5236	443
2,2	4,5679	6127	6580	7037	7499	7966	8437	8914	9395	9881	491
2,3	5,0372	0868	1370	1876	2388	2905	3427	3954	4487	5026	543
2,4	5,5569	6119	6674	7235	7801	8373	8951	9535	0125*	0721*	602
2,5	6,1323	1931	2545	3166	3793	4426	5066	5712	6365	7024	666
2,6	6,7690	8363	9043	9729	0423*	1123*	1831*	2546*	3268*	3998*	737
2,7	7,4735	5479	6231	6990	7758	8533	9136	0106*	0905*	1712*	815
2,8	8,2527	3351	4182	5022	5871	6728	7594	8469	9352	0244*	902
2,9	9,1146	2056	2976	3905	4844	5791	6749	7716	8693	9680	998
3,0	10,0678	1683	2700	3728	4765	5813	6872	7942	9022	0113*	1102
3,1	11,1215	2328	3453	4588	5736	6895	8065	9247	0442*	1648*	1218
3,2	12,2866	4097	5340	6596	7864	9146	0440*	1747*	3067*	4401*	1347
3,3	13,5748	7108	8482	9871	1273*	2689*	4120*	5565*	7024*	8498*	1489
3,4	14,999	15,149	15,301	15,455	15,610	15,766	15,924	16,084	16,245	16,408	165
3,5	16,573	16,739	16,907	17,077	17,248	17,421	17,596	17,772	17,951	18,131	182
3,6	18,313	18,497	18,682	18,870	19,059	19,250	19,444	19,639	19,836	20,035	201
3,7	20,236	20,439	20,644	20,852	21,061	21,272	21,486	21,702	21,919	22,139	222
3,8	22,362	22,586	22,813	23,042	23,273	23,507	23,743	23,982	24,222	24,466	245
3,9	24,711	24,959	25,210	25,463	25,719	25,977	26,238	26,502	26,768	27,037	271
4,0	27,308	27,582	27,860	28,139	28,422	28,707	28,996	29,287	29,581	29,878	300
4,1	30,178	30,482	30,788	31,097	31,409	31,725	32,044	32,365	32,691	33,019	332
4,2	33,351	33,686	34,024	34,366	34,711	35,060	35,412	35,768	36,127	36,490	367
4,3	36,857	37,227	37,601	37,979	38,360	38,746	39,135	39,528	39,925	40,326	406
4,4	40,732	41,141	41,554	41,972	42,393	42,819	43,250	43,684	44,123	44,566	448
4,5	45,014	45,466	45,923	46,385	46,851	47,321	47,797	48,277	48,762	49,252	495
4,6	49,747	50,247	50,752	51,262	51,777	52,297	52,823	53,354	53,890	54,431	547
4,7	54,978	55,531	56,089	56,652	57,221	57,796	58,377	58,964	59,556	60,155	604
4,8	60,759	61,370	61,987	62,609	63,239	63,874	64,516	65,164	65,819	66,481	668
4,9	67,149	67,823	68,505	69,193	69,889	70,591	71,300	72,017	72,741	73,472	738
5,0	74,210	74,956	75,709	76,470	77,238	78,014	78,798	79,590	80,390	81,198	816

Logarytmy zwyczajne funkcyi hyperbolicznej sinh φ dla $\varphi = 0$ do 5,09, powiększone o 10.

φ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	D
0,0	$-\infty$	8,0000	3011	4772	6022	6992	7784	8455	9036	9548	459
0,1	9,0037	0423	0802	1152	1475	1777	2060	2325	2576	2814	225
0,2	9,3039	3254	3459	3656	3844	4025	4199	4366	4528	4685	151
0,3	9,4836	4983	5125	5264	5398	5529	5656	5781	5902	6020	116
0,4	9,6136	6249	6359	6468	6574	6678	6780	6880	6978	7074	95
0,5	9,7169	7262	7354	7444	7533	7620	7707	7791	7875	7958	81
0,6	9,8039	8119	8199	8277	8354	8431	8506	8581	8655	8728	72
0,7	9,8800	8872	8942	9012	9082	9150	9218	9286	9353	9419	66
0,8	9,9485	9550	9614	9678	9742	9805	9868	9930	9992	0053	61
0,9	10,0114	0174	0234	0294	0353	0412	0470	0529	0586	0644	57
1,0	10,0701	0758	0815	0871	0927	0982	1038	1093	1148	1203	54
1,1	10,1257	1311	1365	1419	1472	1525	1578	1631	1684	1736	52
1,2	10,1788	1840	1892	1944	1995	2046	2098	2148	2199	2250	50
1,3	10,2300	2351	2401	2451	2501	2551	2600	2650	2699	2748	49
1,4	10,2797	2846	2895	2944	2993	3041	3090	3138	3186	3234	48
1,5	10,3282	3330	3378	3426	3474	3521	3569	3616	3663	3711	47
1,6	10,3758	3805	3852	3899	3946	3992	4039	4086	4132	4179	46
1,7	10,4225	4272	4318	4364	4411	4457	4503	4549	4595	4641	46
1,8	10,4687	4733	4778	4824	4870	4915	4961	5007	5052	5098	45
1,9	10,5143	5188	5234	5279	5324	5370	5415	5460	5505	5550	45
2,0	10,5595	5640	5685	5730	5775	5820	5865	5910	5955	6000	45
2,1	10,6044	6089	6134	6178	6223	6268	6312	6357	6401	6446	45
2,2	10,6491	6535	6580	6624	6668	6713	6757	6802	6846	6890	45
2,3	10,6935	6979	7023	7067	7112	7156	7200	7244	7289	7333	44
2,4	10,7377	7421	7465	7509	7553	7597	7642	7686	7730	7774	44
2,5	10,7818	7862	7906	7950	7994	8038	8082	8126	8169	8213	44
2,6	10,8257	8301	8345	8389	8433	8477	8521	8564	8608	8652	44
2,7	10,8696	8740	8784	8827	8871	8915	8959	9003	9046	9090	44
2,8	10,9134	9178	9221	9265	9309	9353	9396	9440	9484	9527	44
2,9	10,9571	9615	9658	9702	9746	9789	9833	9877	9920	9964	44
3,0	11,0008	0051	0095	0139	0182	0226	0270	0313	0357	0400	44
3,1	11,0444	0488	0531	0575	0618	0662	0706	0749	0793	0836	44
3,2	11,0880	0923	0967	1011	1054	1098	1141	1185	1228	1272	44
3,3	11,1316	1359	1403	1446	1490	1533	1577	1620	1664	1707	44
3,4	11,1751	1794	1838	1881	1925	1968	2012	2056	2099	2143	43
3,5	11,2186	2230	2273	2317	2360	2404	2447	2491	2534	2578	43
3,6	11,2621	2665	2708	2752	2795	2839	2882	2925	2969	3012	44
3,7	11,3056	3099	3143	3186	3230	3273	3317	3360	3404	3447	44
3,8	11,3491	3534	3578	3621	3665	3708	3752	3795	3839	3882	43
3,9	11,3925	3969	4012	4056	4099	4143	4186	4230	4273	4317	43
4,0	11,4360	4403	4447	4490	4534	4577	4621	4664	4708	4751	44
4,1	11,4795	4838	4881	4925	4968	5012	5055	5099	5142	5186	43
4,2	11,5229	5273	5316	5359	5403	5446	5490	5533	5577	5620	44
4,3	11,5664	5707	5750	5794	5837	5881	5924	5968	6011	6055	43
4,4	11,6098	6141	6185	6228	6272	6315	6359	6402	6446	6489	43
4,5	11,6532	6576	6619	6663	6706	6750	6793	6836	6880	6923	44
4,6	11,6967	7010	7054	7097	7141	7184	7227	7271	7314	7358	43
4,7	11,7401	7445	7488	7531	7575	7618	7662	7705	7749	7792	44
4,8	11,7836	7879	7922	7966	8009	8053	8096	8140	8183	8226	44
4,9	11,8270	8313	8357	8400	8444	8487	8530	8574	8617	8661	43
5,0	11,8704	8748	8791	8835	8878	8921	8965	9008	9052	9095	43

Logarytmy zwyczajne funkcyi hyperbolicznej cosh φ dla $\varphi = 0$ do 5,09.

φ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	D
0,0	0,0000	0000	0001	0002	0003	0005	0008	0011	0014	0018	4
0,1	0,0022	0026	0031	0037	0042	0049	0055	0062	0070	0078	8
0,2	0,0086	0095	0104	0114	0124	0134	0145	0156	0168	0180	13
0,3	0,0193	0205	0219	0232	0246	0261	0276	0291	0306	0322	17
0,4	0,0339	0355	0372	0390	0407	0426	0444	0463	0482	0502	20
0,5	0,0522	0542	0562	0583	0605	0626	0648	0670	0693	0716	23
0,6	0,0739	0762	0786	0810	0835	0859	0884	0910	0935	0961	26
0,7	0,0987	1013	1040	1067	1094	1122	1149	1177	1206	1234	29
0,8	0,1263	1292	1321	1350	1380	1410	1440	1470	1501	1532	31
0,9	0,1563	1594	1625	1657	1689	1721	1753	1785	1818	1851	33
1,0	0,1884	1917	1950	1984	2018	2051	2086	2120	2154	2189	34
1,1	0,2223	2258	2293	2328	2364	2399	2435	2470	2506	2542	36
1,2	0,2578	2615	2651	2688	2724	2761	2798	2835	2872	2909	38
1,3	0,2947	2984	3022	3059	3097	3135	3173	3211	3249	3288	38
1,4	0,3326	3365	3403	3442	3481	3520	3559	3598	3637	3676	39
1,5	0,3715	3754	3794	3833	3873	3913	3952	3992	4032	4072	40
1,6	0,4112	4152	4192	4232	4273	4313	4353	4394	4434	4475	40
1,7	0,4515	4556	4597	4637	4678	4719	4760	4801	4842	4883	41
1,8	0,4924	4965	5006	5048	5089	5130	5172	5213	5254	5296	41
1,9	0,5337	5379	5421	5462	5504	5545	5587	5629	5671	5713	41
2,0	0,5754	5796	5838	5880	5922	5964	6006	6048	6090	6132	43
2,1	0,6175	6217	6259	6301	6343	6386	6428	6470	6512	6555	42
2,2	0,6597	6640	6682	6724	6767	6809	6852	6894	6937	6979	43
2,3	0,7022	7064	7107	7150	7192	7235	7278	7320	7363	7406	42
2,4	0,7448	7491	7534	7577	7619	7662	7705	7748	7791	7833	43
2,5	0,7876	7919	7962	8005	8048	8091	8134	8176	8219	8262	43
2,6	0,8305	8348	8391	8434	8477	8520	8563	8606	8649	8692	43
2,7	0,8735	8778	8821	8864	8907	8951	8994	9037	9080	9123	43
2,8	0,9166	9209	9252	9295	9338	9382	9425	9468	9511	9554	43
2,9	0,9597	9641	9684	9727	9770	9813	9856	9900	9943	9986	43
3,0	1,0029	0073	0116	0159	0202	0245	0289	0332	0375	0418	44
3,1	1,0462	0505	0548	0591	0635	0678	0721	0764	0808	0851	43
3,2	1,0894	0938	0981	1024	1067	1111	1154	1197	1241	1284	43
3,3	1,1327	1371	1414	1457	1501	1544	1587	1631	1674	1717	44
3,4	1,1761	1804	1847	1891	1934	1977	2021	2064	2107	2151	43
3,5	1,2194	2237	2281	2324	2367	2411	2454	2497	2541	2584	44
3,6	1,2628	2671	2714	2758	2801	2844	2888	2931	2974	3018	43
3,7	1,3061	3105	3148	3191	3235	3278	3322	3365	3408	3452	43
3,8	1,3495	3538	3582	3625	3669	3712	3755	3799	3842	3886	43
3,9	1,3929	3972	4016	4059	4103	4146	4189	4233	4276	4320	43
4,0	1,4363	4406	4450	4493	4537	4580	4623	4667	4710	4754	43
4,1	1,4797	4840	4884	4927	4971	5014	5057	5101	5144	5188	43
4,2	1,5231	5274	5318	5361	5405	5448	5492	5535	5578	5622	43
4,3	1,5665	5709	5752	5795	5839	5882	5926	5969	6012	6056	43
4,4	1,6099	6143	6186	6230	6273	6316	6360	6403	6447	6490	43
4,5	1,6533	6577	6620	6664	6707	6751	6794	6837	6881	6924	44
4,6	1,6968	7011	7055	7098	7141	7185	7228	7272	7315	7358	44
4,7	1,7402	7445	7489	7532	7576	7619	7662	7706	7749	7793	43
4,8	1,7836	7880	7923	7966	8010	8053	8097	8140	8184	8227	43
4,9	1,8270	8314	8357	8401	8444	8487	8531	8574	8618	8661	44
5,0	1,8705	8748	8791	8835	8878	8922	8965	9009	9052	9095	43

Funkcya hyperboliczna tgh φ dla $\varphi = 0$ do 2,39.

φ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	D
0,0	0,0000	0100	0200	0300	0400	0500	0599	0699	0798	0898	99
0,1	0,0997	1096	1194	1293	1391	1489	1587	1684	1781	1878	96
0,2	0,1974	2070	2165	2260	2355	2449	2543	2636	2729	2821	92
0,3	0,2913	3004	3095	3185	3275	3364	3452	3540	3627	3714	86
0,4	0,3800	3885	3969	4053	4137	4219	4301	4382	4462	4542	79
0,5	0,4621	4700	4777	4854	4930	5005	5080	5154	5227	5299	71
0,6	0,5370	5441	5511	5581	5649	5717	5784	5850	5915	5980	64
0,7	0,6044	6107	6169	6231	6291	6352	6411	6469	6527	6584	56
0,8	0,6640	6696	6751	6805	6858	6911	6963	7014	7064	7114	49
0,9	0,7163	7211	7259	7306	7352	7398	7443	7487	7531	7574	42
1,0	0,7616	7658	7699	7739	7779	7818	7857	7895	7932	7969	36
1,1	0,8005	8041	8076	8110	8144	8178	8210	8243	8275	8306	31
1,2	0,8337	8367	8397	8426	8455	8483	8511	8538	8565	8591	26
1,3	0,8617	8643	8668	8693	8717	8741	8764	8787	8810	8832	22
1,4	0,8854	8875	8896	8917	8937	8957	8977	8996	9015	9033	19
1,5	0,9052	9069	9087	9104	9121	9138	9154	9170	9186	9202	15
1,6	0,9217	9232	9246	9261	9275	9289	9302	9316	9329	9342	12
1,7	0,9354	9367	9379	9391	9402	9414	9425	9436	9447	9458	10
1,8	0,9468	9478	9488	9498	9508	9518	9527	9536	9545	9554	8
1,9	0,9562	9571	9579	9587	9595	9603	9611	9619	9626	9633	7
2,0	0,9640	9647	9654	9661	9668	9674	9680	9687	9693	9699	6
2,1	0,9705	9710	9716	9722	9727	9732	9738	9743	9748	9753	5
2,2	0,9757	9762	9767	9771	9776	9780	9785	9789	9793	9797	4
2,3	0,9801	9805	9809	9812	9816	9820	9823	9827	9830	9834	3

Logarytmy zwyczajne funkcyi hyperbolicznej tgh φ dla $\varphi = 0$ do 2,39, powiększone o 10.

φ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	D
0,0	$-\infty$	8,0000	3010	4770	6018	6986	7776	8444	9022	9531	455
0,1	8,9986	0396*	0771*	1115*	1433*	1729*	2004*	2263*	2506*	2736*	217
0,2	9,2953	3159	3355	3542	3720	3890	4053	4210	4360	4505	139
0,3	9,4644	4778	4907	5031	5152	5268	5381	5490	5596	5698	99
0,4	9,5797	5894	5987	6078	6166	6252	6336	6417	6496	6573	75
0,5	9,6648	6720	6792	6861	6928	6994	7058	7121	7182	7242	58
0,6	9,7300	7357	7413	7467	7520	7571	7622	7671	7720	7767	46
0,7	9,7813	7858	7902	7945	7988	8029	8069	8109	8147	8185	37
0,8	9,8222	8258	8293	8328	8362	8395	8428	8459	8491	8521	30
0,9	0,8551	8580	8609	8637	8664	8691	8717	8743	8768	8793	24
1,0	0.8817	8841	8864	8887	8909	8931	8952	8973	8994	9014	20
1,1	9,9034	9053	9072	9090	9108	9126	9144	9161	9177	9194	16
1,2	9,9210	9226	9241	9256	9271	9285	9300	9314	9327	9341	13
1,3	9,9354	9367	9379	9391	9404	9415	9427	9438	9450	9460	11
1,4	9,9471	9482	9492	9502	9512	9522	9531	9540	9550	9558	9
1,5	9,9567	9576	9584	9592	9601	9608	9616	9624	9631	9639	7
1,6	9,9646	9653	9660	9666	9673	9679	9686	9692	9698	9704	6
1,7	9,9710	9716	9721	9727	9732	9738	9743	9748	9753	9758	5
1,8	9,9763	9767	9772	9776	9781	9785	9789	9794	9798	9802	4
1,9	9,9806	9810	9813	9817	9821	9824	9828	9831	9834	9838	3
2,0	9,9841	9844	9847	9850	9853	9856	9859	9862	9864	9867	3
2,1	9,9870	9872	9875	9877	9880	9882	9884	9887	9889	9891	2
2,2	9,9893	9895	9898	9900	9902	9904	9905	9907	9909	9911	2
2,3	9,9913	9914	9916	9918	9919	9921	9923	9924	9926	9927	2

F. Wielokąty foremne.

n	$\frac{F}{a^2}$	$\frac{F}{R^2}$	$\frac{F}{r^2}$	$\frac{R}{a}$	$\frac{R}{r}$	$\frac{a}{R}$	$\frac{a}{r}$	$\frac{r}{R}$	$\frac{r}{a}$
3	0,4330	1,2990	5,1962	0,5774	2,0000	1,7321	3,4641	0,5000	0,2887
4	1,0000	2,0000	4,0000	0,7071	1,4142	1,4142	2,0000	0,7071	0,5000
5	1,7205	2,3776	3,6327	0,8507	1,2361	1,1756	1,4531	0,8090	0,6882
6	2,5981	2,5981	3,4641	1,0000	1,1547	1,0000	1,1547	0,8660	0,8660
7	3,6339	2,7364	3,3710	1,1524	1,1099	0,8678	0,9631	0,9010	1,0383
8	4,8284	2,8284	3,3137	1,3066	1,0824	0,7654	0,8284	0,9239	1,2071
9	6,1818	2,8925	3,2757	1,4619	1,0642	0,6840	0,7279	0,9397	1,3737
10	7,6942	2,9389	3,2492	1,6180	1,0515	0,6180	0,6498	0,9511	1,5388
12	11,196	3,0000	3,2154	1,9319	1,0353	0,5176	0,5359	0,9659	1,8660
15	17,642	3,0505	3,1883	2,4049	1,0223	0,4158	0,4251	0,9781	2,3523
16	20,109	3,0615	3,1826	2,5629	1,0196	0,3902	0,3978	0,9808	2,5137
20	31,569	3,0902	3,1677	3,1962	1,0125	0,3129	0,3168	0,9877	3,1569
24	45,575	3,1058	3,1597	3,8306	1,0086	0,2611	0,2633	0,9914	3,7979
32	81,225	3,1214	3,1517	5,1011	1,0048	0,1960	0,1970	0,9952	5,0766
48	183,08	3,1326	3,1461	7,6449	1,0021	0,1308	0,1311	0,9979	7,6285
64	325,69	3,1365	3,1441	10,190	1,0012	0,0981	0,0983	0,9988	10,178

G. Spółczynniki dwumianu Newtona $(n)_1$ do $(n)_{15}$.

n	$(n)_0$	$(n)_1$	$(n)_2$	$(n)_3$	$(n)_4$	$(n)_5$	$(n)_6$	$(n)_7$	$(n)_8$	$(n)_9$	$(n)_{10}$	$(n)_{11}$	$(n)_{12}$	$(n)_{13}$	$(n)_{14}$	$(n)_{15}$
1	1	1														
2	1	2	1													
3	1	3	3	1												
4	1	4	6	4	1											
5	1	5	10	10	5	1										
6	1	6	15	20	15	6	1									
7	1	7	21	35	35	21	7	1								
8	1	8	28	56	70	56	28	8	1							
9	1	9	36	84	126	126	84	36	9	1						
10	1	10	45	120	210	252	210	120	45	10	1					
11	1	11	55	165	330	462	462	330	165	55	11	1				
12	1	12	66	220	495	792	924	792	495	220	66	12	1			
13	1	13	78	286	715	1287	1716	1716	1287	715	286	78	13	1		
14	1	14	91	364	1001	2002	3003	3432	3003	2002	1001	364	91	14	1	
15	1	15	105	455	1365	3003	5005	6435	6435	5005	3003	1365	455	105	15	1

H. Różnoczynniki (fakultety) 1! do 12!.

p	$p!$	$1:p!$	p	$p!$	$1:p!$
1	1	1,0	7	5 040	0,000 198 412 698
2	2	0,5	8	40 320	0,000 024 801 587
3	6	0,166 666 666 667	9	362 880	0,000 002 755 732
4	24	0,041 666 666 667	10	3 628 800	0,000 000 275 573
5	120	0,008 333 333 333	11	39 916 800	0,000 000 025 052
6	720	0,001 388 888 889	12	479 001 600	0,000 000 002 088

I. Długości łuków, strzałki łuków, długości cięciw

Kąt środkowy stopni	Długość łuku	Strzałka łuku	Długość cięciwy	Powierzch. odcinka kołowego	Kąt środkowy stopni	Długość łuku	Strzałka łuku	Długość cięciwy	Powierzch. odcinka kołowego
1	0,0175	0,0000	0,0175	0,00000	46	0,8029	0,0795	0,7815	0,04176
2	0,0349	0,0002	0,0349	0,00000	47	0,8203	0,0829	0,7975	0,04448
3	0,0524	0,0003	0,0524	0,00001	48	0,8378	0,0865	0,8135	0,04731
4	0,0698	0,0006	0,0698	0,00003	49	0,8552	0,0900	0,8294	0,05025
5	0,0873	0,0010	0,0872	0,00006	50	0,8727	0,0937	0,8452	0,05331
6	0,1047	0,0014	0,1047	0,00010	51	0,8901	0,0974	0,8610	0,05649
7	0,1222	0,0019	0,1221	0,00015	52	0,9076	0,1012	0,8767	0,05978
8	0,1396	0,0024	0,1395	0,00023	53	0,9250	0,1051	0,8924	0,06319
9	0,1571	0,0031	0,1569	0,00032	54	0,9425	0,1090	0,9080	0,06673
10	0,1745	0,0038	0,1743	0,00044	55	0,9599	0,1130	0,9235	0,07039
11	0,1920	0,0046	0,1917	0,00059	56	0,9774	0,1171	0,9389	0,07417
12	0,2094	0,0055	0,2091	0,00076	57	0,9948	0,1212	0,9543	0,07808
13	0,2269	0,0064	0,2264	0,00097	58	1,0123	0,1254	0,9696	0,08212
14	0,2443	0,0075	0,2437	0,00121	59	1,0297	0,1296	0,9848	0,08629
15	0,2618	0,0086	0,2611	0,00149	60	1,0472	0,1340	1,0000	0,09059
16	0,2793	0,0097	0,2783	0,00181	61	1,0647	0,1384	1,0151	0,09502
17	0,2967	0,0110	0,2956	0,00217	62	1,0821	0,1428	1,0301	0,09958
18	0,3142	0,0123	0,3129	0,00257	63	1,0996	0,1474	1,0450	0,10428
19	0,3316	0,0137	0,3301	0,00302	64	1,1170	0,1520	1,0598	0,10911
20	0,3491	0,0152	0,3473	0,00352	65	1,1345	0,1566	1,0746	0,11408
21	0,3665	0,0167	0,3645	0,00408	66	1,1519	0,1613	1,0893	0,11919
22	0,3840	0,0184	0,3816	0,00468	67	1,1694	0,1661	1,1039	0,12443
23	0,4014	0,0201	0,3987	0,00535	68	1,1868	0,1710	1,1184	0,12982
24	0,4189	0,0219	0,4158	0,00607	69	1,2043	0,1759	1,1328	0,13535
25	0,4363	0,0237	0,4329	0,00686	70	1,2217	0,1808	1,1472	0,14102
26	0,4538	0,0256	0,4499	0,00771	71	1,2392	0,1859	1,1614	0,14683
27	0,4712	0,0276	0,4669	0,00862	72	1,2566	0,1910	1,1756	0,15279
28	0,4887	0,0297	0,4838	0,00961	73	1,2741	0,1961	1,1896	0,15889
29	0,5061	0,0319	0,5008	0,01067	74	1,2915	0,2014	1,2036	0,16514
30	0,5236	0,0341	0,5176	0,01180	75	1,3090	0,2066	1,2175	0,17154
31	0,5411	0,0364	0,5345	0,01301	76	1,3265	0,2120	1,2313	0,17808
32	0,5585	0,0387	0,5512	0,01429	77	1,3439	0,2174	1,2450	0,18477
33	0,5760	0,0412	0,5680	0,01566	78	1,3614	0,2229	1,2586	0,19160
34	0,5934	0,0437	0,5847	0,01711	79	1,3788	0,2284	1,2722	0,19859
35	0,6109	0,0463	0,6014	0,01864	80	1,3963	0,2340	1,2856	0,20573
36	0,6283	0,0489	0,6180	0,02027	81	1,4137	0,2396	1,2989	0,21301
37	0,6458	0,0517	0,6346	0,02198	82	1,4312	0,2453	1,3121	0,22045
38	0,6632	0,0545	0,6511	0,02378	83	1,4486	0,2510	1,3252	0,22804
39	0,6807	0,0574	0,6676	0,02568	84	1,4661	0,2569	1,3383	0,23578
40	0,6981	0,0603	0,6840	0,02767	85	1,4835	0,2627	1,3512	0,24367
41	0,7156	0,0633	0,7004	0,02976	86	1,5010	0,2686	1,3640	0,25171
42	0,7330	0,0664	0,7167	0,03195	87	1,5184	0,2746	1,3767	0,25990
43	0,7505	0,0696	0,7330	0,03425	88	1,5359	0,2807	1,3893	0,26825
44	0,7679	0,0728	0,7492	0,03664	89	1,5533	0,2867	1,4018	0,27675
45	0,7854	0,0761	0,7654	0,03915	90	1,5708	0,2929	1,4142	0,28540

Jeżeli r jest promieniem koła i φ kątem środkowym w stopniach, to:

1) Długość cięciwy: $s = 2r \sin \frac{\varphi}{2}$;

2) Strzałka łuku: $h = r\left(1 - \cos \frac{\varphi}{2}\right) = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4} = 2r \sin^2 \frac{\varphi}{4}$;

3) Długość łuku: $l = \pi r \frac{\varphi}{180} = 0{,}017\,453\, r\varphi = \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} h^2}$ (w przybliżeniu).

i powierzchnie odcinków kołowych dla promieni = 1.

Kąt środkowy stopni	Długość łuku	Strzałka łuku	Długość cięciwy	Powierzch. odcinka kołowego	Kąt środkowy stopni	Długość łuku	Strzałka łuku	Długość cięciwy	Powierzch. odcinka kołowego
91	1,5882	0,2991	1,4265	0,29420	136	2,3736	0,6254	1,8544	0,83949
92	1,6057	0,3053	1,4387	0,30316	137	2,3911	0,6335	1,8608	0,85455
93	1,6232	0,3116	1,4507	0,31226	138	2,4086	0,6416	1,8672	0,86971
94	1,6406	0,3180	1,4627	0,32152	139	2,4260	0,6498	1,8733	0,88497
95	1,6580	0,3244	1,4746	0,33093	**140**	2,4435	0,6580	1,8794	0,90034
96	1,6755	0,3309	1,4863	0,34050	141	2,4609	0,6662	1,8853	0,91580
97	1,6930	0,3374	1,4979	0,35021	142	2,4784	0,6744	1,8910	0,93135
98	1,7104	0,3439	1,5094	0,36008	143	2,4958	0,6827	1,8966	0,94700
99	1,7279	0,3506	1,5208	0,37009	144	2,5133	0,6910	1,9021	0,96274
100	1,7453	0,3572	1,5321	0,38026	145	2,5307	0,6993	1,9074	0,97858
101	1,7628	0,3639	1,5432	0,39058	146	2,5482	0,7076	1,9126	0,99449
102	1,7802	0,3707	1,5543	0,40104	147	2,5656	0,7160	1,9176	1,01050
103	1,7977	0,3775	1,5652	0,41166	148	2,5831	0,7244	1,9225	1,02658
104	1,8151	0,3843	1,5760	0,42242	149	2,6005	0,7328	1,9273	1,04275
105	1,8326	0,3912	1,5867	0,43333	**150**	2,6180	0,7412	1,9319	1,05900
106	1,8500	0,3982	1,5973	0,44439	151	2,6354	0,7496	1,9363	1,07532
107	1,8675	0,4052	1,6077	0,45560	152	2,6529	0,7581	1,9406	1,09171
108	1,8850	0,4122	1,6180	0,46695	153	2,6704	0,7666	1,9447	1,10818
109	1,9024	0,4193	1,6282	0,47844	154	2,6878	0,7750	1,9487	1,12472
110	1,9199	0,4264	1,6383	0,49008	155	2,7053	0,7836	1,9526	1,14132
111	1,9373	0,4336	1,6483	0,50187	156	2,7227	0,7921	1,9563	1,15799
112	1,9548	0,4408	1,6581	0,51379	157	2,7402	0,8006	1,9598	1,17472
113	1,9722	0,4481	1,6678	0,52586	158	2,7576	0,8092	1,9633	1,19151
114	1,9897	0,4554	1,6773	0,53807	159	2,7751	0,8178	1,9665	1,20835
115	2,0071	0,4627	1,6868	0,55041	**160**	2,7925	0,8264	1,9696	1,22525
116	2,0246	0,4701	1,6961	0,56289	161	2,8100	0,8350	1,9726	1,24221
117	2,0420	0,4775	1,7053	0,57551	162	2,8274	0,8436	1,9754	1,25921
118	2,0595	0,4850	1,7143	0,58827	163	2,8449	0,8522	1,9780	1,27626
119	2,0769	0,4925	1,7233	0,60116	164	2,8623	0,8608	1,9805	1,29335
120	2,0944	0,5000	1,7321	0,61418	165	2,8798	0,8695	1,9829	1,31049
121	2,1118	0,5076	1,7407	0,62734	166	2,8972	0,8781	1,9851	1,32766
122	2,1293	0,5152	1,7492	0,64063	167	2,9147	0,8868	1,9871	1,34487
123	2,1468	0,5228	1,7576	0,65404	168	2,9322	0,8955	1,9890	1,36212
124	2,1642	0,5305	1,7659	0,66759	169	2,9496	0,9042	1,9908	1,37940
125	2,1817	0,5383	1,7740	0,68125	**170**	2,9671	0,9128	1,9924	1,39671
126	2,1991	0,5460	1,7820	0,69505	171	2,9845	0,9215	1,9938	1,41404
127	2,2166	0,5538	1,7899	0,70897	172	3,0020	0,9302	1,9951	1,43140
128	2,2340	0,5616	1,7976	0,72301	173	3,0194	0,9390	1,9963	1,44878
129	2,2515	0,5695	1,8052	0,73716	174	3,0369	0,9477	1,9973	1,46617
130	2,2689	0,5774	1,8126	0,75144	175	3,0543	0,9564	1,9981	1,48359
131	2,2864	0,5853	1,8199	0,76584	176	3,0718	0,9651	1,9988	1,50101
132	2,3038	0,5933	1,8271	0,78034	177	3,0892	0,9738	1,9993	1,51845
133	2,3213	0,6013	1,8341	0,79497	178	3,1067	0,9825	1,9997	1,53589
134	2,3387	0,6093	1,8410	0,80970	179	3,1241	0,9913	1,9999	1,55334
135	2,3562	0,6173	1,8478	0,82454	**180**	3,1416	1,0000	2,0000	1,57080

4) Powierzchnia odcinka kołowego $= \frac{r^2}{2}\left(\frac{\pi}{180}\varphi - \sin\varphi\right)$;

5) Powierzchnia wycinka kołowego $= \frac{\varphi}{360}\,\pi r^2 = 0{,}008\,726\,65\,\varphi r^2$;

6) $l = r$ odpowiada $\varphi = 57^\circ\ 17'\ 44{,}806'' = 57{,}295\,779\,5^\circ = 206\,264{,}806''$;

7) arc $1^\circ = \pi : 180 = 0{,}017\,453\,292\,52$; log arc $1^\circ = 0{,}241\,877\,367\,6 - 2$;

8) arc $1' = \pi : 10800 = 0{,}000\,290\,888\,21$; log arc $1' = 0{,}463\,726\,117\,2 - 4$;

9) arc $1'' = \pi : 648000 = 0{,}000\,004\,848\,14$; log arc $1'' = 0{,}685\,574\,866\,8 - 6$;

K. Objętość kuli o średnicy $d=1$ do 200.

d	$\frac{\pi}{6}d^3$	d	$\frac{\pi}{6}d^3$	d	$\frac{\pi}{6}d^3$	d	$\frac{\pi}{6}d^3$	d	$\frac{\pi}{6}d^3$
1	0,523599	41	36086,95	81	278261,8	121	927587,2	161	2185125
2	4,188790	42	38792,39	82	288695,6	122	950775,8	162	2226094
3	14,13717	43	41629,77	83	299387,0	123	974347,7	163	2267574
4	33,51032	44	44602,24	84	310339,1	124	998305,9	164	2309565
5	65,44985	45	47712,94	85	321555,1	125	1022654	165	2352071
6	113,0973	46	50965,01	86	333038,2	126	1047394	166	2395096
7	179,5944	47	54361,60	87	344791,4	127	1072531	167	2438642
8	268,0826	48	57905,84	88	356817,9	128	1098066	168	2482713
9	381,7035	49	61600,87	89	369120,9	129	1124004	169	2527311
10	523,5988	50	65449,85	90	381703,5	130	1150347	170	2572441
11	696,9100	51	69455,91	91	394568,9	131	1177098	171	2618104
12	904,7787	52	73622,18	92	407720,1	132	1204260	172	2664305
13	1150,347	53	77951,81	93	421160,3	133	1231838	173	2711046
14	1436,755	54	82447,92	94	434892,8	134	1259833	174	2758331
15	1767,146	55	87113,75	95	448920,5	135	1288249	175	2806162
16	2144,660	56	91952,32	96	463246,7	136	1317090	176	2854543
17	2572,441	57	96966,83	97	477874,5	137	1346357	177	2903477
18	3053,628	58	102160,4	98	492807,0	138	1376055	178	2952967
19	3591,364	59	107536,2	99	508047,4	139	1406187	179	3003006
20	4188,790	60	113097,3	100	523598,8	140	1436755	180	3053628
21	4849,048	61	118847,0	101	539464,3	141	1467763	181	3104805
22	5575,280	62	124788,2	102	555647,2	142	1499214	182	3156551
23	6370,626	63	130924,3	103	572150,5	143	1531112	183	3208869
24	7238,229	64	137258,2	104	588977,4	144	1563457	184	3261761
25	8181,231	65	143793,3	105	606131,0	145	1596256	185	3315231
26	9202,772	66	150532,6	106	623614,5	146	1629511	186	3369282
27	10305,99	67	157479,1	107	641431,0	147	1663224	187	3423919
28	11494,04	68	164636,2	108	659583,7	148	1697398	188	3479142
29	12770,05	69	172006,9	109	678075,6	149	1732038	189	3534956
30	14137,17	70	179594,4	110	696910,0	150	1767146	190	3591364
31	15598,53	71	187401,8	111	716090,0	151	1802725	191	3648369
32	17157,28	72	195432,2	112	735618,6	152	1838778	192	3705973
33	18816,57	73	203688,8	113	755499,1	153	1875309	193	3764181
34	20579,53	74	212174,8	114	775734,6	154	1912321	194	3822996
35	22449,30	75	220893,2	115	796328,3	155	1949816	195	3882419
36	24429,02	76	229847,3	116	817283,2	156	1987799	196	3942456
37	26521,85	77	239040,1	117	838602,7	157	2026271	197	4003108
38	28730,91	78	248474,9	118	860289,5	158	2065237	198	4064379
39	31059,36	79	258154,6	119	882347,3	159	2104699	199	4126272
40	33510,32	80	268082,6	120	904778,7	160	2144660	200	4188790

L. Tablica czynników *)
dla liczb nieparzystych od 1 do 999.

n	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900
1	P	P	$3 \cdot 67$	$7 \cdot 43$	P	$3 \cdot 167$	P	P	$3^2 \cdot 89$	$17 \cdot 53$
3	P	P	$7 \cdot 29$	$3 \cdot 101$	$13 \cdot 31$	P	$3^2 \cdot 67$	$19 \cdot 37$	$11 \cdot 73$	$3 \cdot 7 \cdot 43$
5	P	$3 \cdot 5 \cdot 7$	$5 \cdot 41$	$5 \cdot 61$	$3^2 \cdot 5$	$5 \cdot 101$	$5 \cdot 11^2$	$3 \cdot 5 \cdot 47$	$5 \cdot 7 \cdot 23$	$5 \cdot 181$
7	P	P	$3^2 \cdot 23$	P	$11 \cdot 37$	$3 \cdot 13^2$	P	$7 \cdot 101$	$3 \cdot 269$	P
9	3^2	P	$11 \cdot 19$	$3 \cdot 103$	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 29$	P	P	$3^2 \cdot 101$
11	P	$3 \cdot 37$	P	P	$3 \cdot 137$	$7 \cdot 73$	$13 \cdot 47$	$3^2 \cdot 79$	P	P
13	P	P	$3 \cdot 71$	P	$7 \cdot 59$	$3^3 \cdot 19$	P	$23 \cdot 31$	$3 \cdot 271$	$11 \cdot 83$
15	$3 \cdot 5$	$5 \cdot 23$	$7 \cdot 43$	$3^2 \cdot 5 \cdot 7$	$5 \cdot 83$	$5 \cdot 103$	$3 \cdot 5 \cdot 41$	$5 \cdot 11 \cdot 13$	$5 \cdot 163$	$3 \cdot 5 \cdot 61$
17	P	$3^2 \cdot 13$	$7 \cdot 31$	P	$3 \cdot 139$	$11 \cdot 47$	P	$3 \cdot 239$	$19 \cdot 43$	$7 \cdot 131$
19	P	$7 \cdot 17$	$3 \cdot 73$	$11 \cdot 29$	P	$3 \cdot 173$	P	P	$3^2 \cdot 7 \cdot 13$	P
21	$3 \cdot 7$	11^2	$13 \cdot 17$	$3 \cdot 107$	P	P	$3^3 \cdot 23$	$7 \cdot 103$	P	$3 \cdot 307$
23	P	$3 \cdot 41$	P	$17 \cdot 19$	$3^2 \cdot 47$	P	$7 \cdot 89$	$3 \cdot 241$	P	$13 \cdot 71$
25	5^2	5^3	$3^2 \cdot 5^2$	$5^2 \cdot 13$	$5^2 \cdot 17$	$3 \cdot 5^2 \cdot 7$	5^4	$5^2 \cdot 29$	$2 \cdot 5^2 \cdot 11$	$5^2 \cdot 37$
27	3^3	P	P	$3 \cdot 109$	$7 \cdot 61$	$17 \cdot 31$	$3 \cdot 11 \cdot 19$	P	P	$3^2 \cdot 103$
29	P	$3 \cdot 43$	P	$7 \cdot 47$	$3 \cdot 11 \cdot 13$	23^2	$17 \cdot 37$	3^6	P	P
31	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 11$	P	P	$3^2 \cdot 59$	P	$17 \cdot 43$	$3 \cdot 277$	$7^2 \cdot 19$
33	$3 \cdot 11$	$7 \cdot 19$	P	$3^2 \cdot 37$	P	$13 \cdot 41$	$3 \cdot 211$	P	$7^2 \cdot 17$	$3 \cdot 311$
35	$5 \cdot 7$	$3^3 \cdot 5$	$5 \cdot 47$	$5 \cdot 67$	$3 \cdot 5 \cdot 29$	$5 \cdot 107$	$5 \cdot 127$	$3 \cdot 5 \cdot 7^2$	$5 \cdot 167$	$5 \cdot 11 \cdot 17$
37	P	P	$3 \cdot 79$	P	$19 \cdot 23$	$3 \cdot 179$	$7^2 \cdot 13$	$11 \cdot 67$	$3^3 \cdot 31$	P
39	$3 \cdot 13$	P	P	$3 \cdot 113$	P	$7^2 \cdot 11$	$3^2 \cdot 71$	P	P	$3 \cdot 313$
41	P	$3 \cdot 47$	P	$11 \cdot 31$	$3^2 \cdot 7^2$	P	P	$3 \cdot 13 \cdot 19$	29^2	P
43	P	$11 \cdot 13$	3^5	7^3	P	$3 \cdot 181$	P	P	$3 \cdot 281$	$23 \cdot 41$
45	$3^2 \cdot 5$	$5 \cdot 29$	$5 \cdot 7^2$	$3 \cdot 5 \cdot 23$	$5 \cdot 89$	$5 \cdot 109$	$3 \cdot 5 \cdot 43$	$5 \cdot 149$	$5 \cdot 13^2$	$3^3 \cdot 5 \cdot 7$
47	P	$3 \cdot 7^2$	$13 \cdot 19$	P	$3 \cdot 149$	P	P	$3^2 \cdot 83$	$7 \cdot 11^2$	P
49	7^2	P	$3 \cdot 83$	P	P	$3^2 \cdot 61$	$11 \cdot 59$	$7 \cdot 107$	$3 \cdot 283$	$13 \cdot 73$
51	$3 \cdot 17$	P	P	$3^3 \cdot 13$	$11 \cdot 41$	$19 \cdot 29$	$3 \cdot 7 \cdot 31$	P	$23 \cdot 37$	$3 \cdot 317$
53	P	$3^2 \cdot 17$	$11 \cdot 23$	P	$3 \cdot 151$	$7 \cdot 79$	P	$3 \cdot 251$	P	P
55	$5 \cdot 11$	$5 \cdot 31$	$3 \cdot 5 \cdot 17$	$5 \cdot 71$	$5 \cdot 7 \cdot 13$	$3 \cdot 5 \cdot 37$	$5 \cdot 131$	$5 \cdot 151$	$5 \cdot 3^2 \cdot 19$	$5 \cdot 191$
57	$3 \cdot 19$	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 17$	P	P	$3^2 \cdot 73$	P	P	$3 \cdot 11 \cdot 29$
59	P	$3 \cdot 53$	$7 \cdot 37$	P	$3^3 \cdot 17$	$13 \cdot 43$	P	$3 \cdot 11 \cdot 23$	P	$7 \cdot 137$
61	P	$7 \cdot 23$	$3^2 \cdot 29$	19^2	P	$3 \cdot 11 \cdot 17$	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 41$	31^2
63	$3^2 \cdot 7$	P	P	$3 \cdot 11^2$	P	P	$3 \cdot 13 \cdot 17$	$7 \cdot 109$	P	$3^2 \cdot 107$
65	$5 \cdot 13$	$3 \cdot 5 \cdot 11$	$5 \cdot 53$	$5 \cdot 73$	$3 \cdot 5 \cdot 31$	$5 \cdot 113$	$5 \cdot 7 \cdot 19$	$3^2 \cdot 5 \cdot 17$	$5 \cdot 173$	$5 \cdot 193$
67	P	P	$3 \cdot 89$	P	P	$3^4 \cdot 7$	$23 \cdot 29$	$13 \cdot 59$	$3 \cdot 17^2$	P
69	$3 \cdot 23$	13^2	P	$3^2 \cdot 41$	$7 \cdot 67$	P	$3 \cdot 223$	P	$11 \cdot 79$	$3 \cdot 17 \cdot 19$
71	P	$3^2 \cdot 19$	P	$7 \cdot 53$	$3 \cdot 157$	P	$11 \cdot 61$	$3 \cdot 257$	$13 \cdot 67$	P
73	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 13$	P	$11 \cdot 43$	$3 \cdot 191$	P	P	$3^2 \cdot 97$	$7 \cdot 139$
75	$3 \cdot 5^2$	$5^2 \cdot 7$	$5^2 \cdot 11$	$3 \cdot 5^3$	$5^2 \cdot 19$	$5^2 \cdot 23$	$3^3 \cdot 5^2$	$5^2 \cdot 31$	$5^3 \cdot 7$	$3 \cdot 5^2 \cdot 13$
77	$7 \cdot 11$	$3 \cdot 59$	P	$13 \cdot 29$	$3^2 \cdot 53$	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 37$	P	P
79	P	P	$3^2 \cdot 31$	P	P	$3 \cdot 193$	$7 \cdot 97$	$19 \cdot 41$	$3 \cdot 293$	$11 \cdot 89$
81	3^4	P	P	$3 \cdot 127$	$13 \cdot 37$	$7 \cdot 83$	$3 \cdot 227$	$11 \cdot 71$	P	$3^2 \cdot 109$
83	P	$3 \cdot 61$	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 23$	$11 \cdot 53$	P	$3^3 \cdot 29$	P	P
85	$5 \cdot 17$	$5 \cdot 37$	$3 \cdot 5 \cdot 19$	$5 \cdot 7 \cdot 11$	$5 \cdot 97$	$3^2 \cdot 5 \cdot 13$	$5 \cdot 137$	$5 \cdot 157$	$3 \cdot 5 \cdot 59$	$5 \cdot 197$
87	$3 \cdot 29$	$11 \cdot 17$	$7 \cdot 41$	$3^2 \cdot 43$	P	P	$3 \cdot 229$	P	P	$3 \cdot 7 \cdot 47$
89	P	$3^3 \cdot 7$	17^2	P	$3 \cdot 163$	$19 \cdot 31$	$13 \cdot 53$	$3 \cdot 263$	$7 \cdot 127$	$23 \cdot 43$
91	$7 \cdot 13$	P	$3 \cdot 97$	$17 \cdot 23$	P	$3 \cdot 197$	P	$7 \cdot 113$	$3^4 \cdot 11$	P
93	$3 \cdot 31$	P	P	$3 \cdot 131$	$17 \cdot 29$	P	$3^2 \cdot 7 \cdot 11$	$13 \cdot 61$	$19 \cdot 47$	$3 \cdot 331$
95	$5 \cdot 19$	$3 \cdot 5 \cdot 13$	$5 \cdot 59$	$5 \cdot 79$	$3^2 \cdot 5 \cdot 11$	$5 \cdot 7 \cdot 17$	$5 \cdot 139$	$3 \cdot 5 \cdot 53$	$5 \cdot 179$	$5 \cdot 199$
97	P	P	$3^3 \cdot 11$	P	$7 \cdot 71$	$3 \cdot 199$	$17 \cdot 41$	P	$3 \cdot 13 \cdot 23$	P
99	$3^2 \cdot 11$	P	$13 \cdot 23$	$3 \cdot 7 \cdot 19$	P	P	$3 \cdot 233$	$17 \cdot 47$	$29 \cdot 31$	$3^3 \cdot 37$
n	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900

*) Podług tablic H. Zimmermanna, str. 202; Berlin 1891, Wilh. Ernst & Sohn.

M. Ważne wartości liczbowe.

π : Liczba Ludolpha = 3,141 592 653 589 793....,
g : Przyśpieszenie wskutek siły ciężkości przyjęto = 9,81 m/Sek.^{2}
e : Podstawa logarytmów naturalnych = 2,718 281 828 459 045 2353...

Wielk.	n	log n	$1:n$	log $(1:n)$	wielkość	n	log n
π	3,1415927	0,49715	0,3183099	0,50285−1	$\pi:\sqrt{2}$	2,221441	0,34663
2π	6,2831853	0,79818	0,1591549	0,20182−1	$2\sqrt{\pi}$	3,544908	0,54961
3π	9,4247780	0,97427	0,1061033	0,02573−1	$\sqrt{2\pi}$	2,506628	0,39909
4π	12,566371	1,09921	0,0795775	0,90079−2	$\sqrt{\pi:2}$	1,253314	0,09806
5π	15,707963	1,19612	0,0636620	0,80388−2	$\sqrt{2:\pi}$	0,797885	0,90194−1
6π	18,849556	1,27530	0,0530516	0,72470−2	$\sqrt{3:\pi}$	0,977205	0,98998−1
7π	21,991149	1,34225	0,0454728	0,65775−2	$\sqrt{90:\pi}$	5,352372	0,72855
8π	25,132741	1,40024	0,0397887	0,59976−2	$\sqrt[3]{2\pi}$	1,845261	0,26606
9π	28,274334	1,45139	0,0353678	0,54861−2	$\sqrt[3]{\pi:2}$	1,162447	0,06537
$\pi:2$	1,5707963	0,19612	0,6366198	0,80388−1	$\sqrt[3]{\pi:4}$	0,922635	0,96503−1
$\pi:3$	1,0471976	0,02003	0,9549297	0,97997−1	$\sqrt[3]{2:\pi}$	0,860254	0,93463−1
$\pi:4$	0,7853982	0,89509−1	1,2732395	0,10491	$\sqrt[3]{3:\pi}$	0,984745	0,99332−1
$\pi:5$	0,6283185	0,79818−1	1,5915494	0,20182	$\sqrt[3]{6:\pi}$	1,240701	0,09367
$\pi:6$	0,5235988	0,71900−1	1,9098593	0,28100	$\sqrt[3]{\pi^2}$	2,145029	0,33144
$\pi:7$	0,4487990	0,65205−1	2,2281692	0,34795	$\pi\sqrt[3]{\pi^2}$	6,738808	0,82859
$\pi:8$	0,3926991	0,59406−1	2,5464791	0,40594	$1:2g$	0,050968	0,70730−2
$\pi:9$	0,3490659	0,54291−1	2,8647890	0,45709	$2\sqrt{g}$	6,264184	0,79686
$\pi:12$	0,2617994	0,41797−1	3,8197186	0,58203	$\sqrt{2g}$	4,429447	0,64635
$\pi:16$	0,1963495	0,29303−1	5,0929582	0,70697	$\pi\sqrt{g}$	9,839757	0,99298
$\pi:32$	0,0981748	0,99200−2	10,185916	1,00800	$\pi\sqrt{2g}$	13,91536	1,14350
$\pi:64$	0,0490874	0,69097−2	20,371833	1,30903	$\pi:\sqrt{g}$	1,003033	0,00132
$\pi:108$	0,0290888	0,46373−2	34,377468	1,53627	$\pi:\sqrt{2g}$	0,709252	0,85080−1
$\pi:180$	0,0174533	0,24188−2	57,295780	1,75812	$\pi^2:g$	1,006076	0,00263
π^2	9,8696044	0,99430	0,1013212	0,00570−1	e	2,718282	0,43429
π^3	31,006277	1,49145	0,0322515	0,50855−2	e^2	7,389056	0,86859
π^4	97,409091	1,98860	0,0102660	0,01140−2	e^3	20,08554	1,30288
π^5	306,01969	2,48575	0,0032678	0,51425−3	e^4	54,59815	1,73718
π^6	961,38919	2,98290	0,0010402	0,01710−3	$1:e$	0,367879	0,56571−1
$\sqrt{\pi}$	1,7724539	0,24858	0,5641896	0,75143−1	$1:e^2$	0,135335	0,13141−1
$\sqrt[3]{\pi}$	1,4645919	0,16572	0,6827841	0,83428−1	$1:e^3$	0,049787	0,69712−2
$\sqrt[6]{\pi}$	1,2102032	0,08286	0,8263075	0,91714−1	$1:e^4$	0,018316	0,26282−2
$\pi\sqrt{\pi}$	5,5683280	0,74572	0,1795871	0,25428−1	$\sqrt{e}$	1,648721	0,21715
$\pi\sqrt[3]{\pi}$	4,6011511	0,66287	0,2173352	0,33713−1	$\sqrt[3]{e}$	1,395611	0,14476
$4\pi^2$	39,478418	1,59636	0,0253303	0,40364−2			
$\pi^2:4$	2,4674011	0,39224	0,4052847	0,60776−1			
$\pi\sqrt{2}$	4,4428829	0,64767	0,2250791	0,35234−1			
g	9,81	0,99167	0,1019368	0,00833−1			
g^2	96,2361	1,98334	0,0103911	0,01666−2			
$\sqrt{g}$	3,1320919	0,49583	0,3192754	0,50417−1			

N. Pierwiastki kwadratowe i sześcienne niektórych ułamków.

n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	n	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
$^1/_3$	0,57735	0,69336	$^1/_7$	0,37796	0,52276	$^1/_8$	0,35355	0,50000	$^4/_9$	0,66667	0,76314
$^2/_3$	0,81650	0,87358	$^2/_7$	0,53452	0,65863	$^3/_8$	0,61237	0,72112	$^5/_9$	0,74536	0,82207
$^1/_4$	0,50000	0,62996	$^3/_7$	0,65465	0,75395	$^5/_8$	0,79057	0,85499	$^7/_9$	0,88192	0,91964
$^3/_4$	0,86603	0,90856	$^4/_7$	0,75593	0,82983	$^7/_8$	0,93541	0,95647	$^1/_{12}$	0,28868	0,43679
$^1/_6$	0,40825	0,55032	$^5/_7$	0,84515	0,89390	$^1/_9$	0,33333	0,48075	$^5/_{12}$	0,64550	0,74690
$^5/_6$	0,91287	0,94104	$^6/_7$	0,92582	0,94991	$^2/_9$	0,47140	0,60571	$^7/_{12}$	0,76376	0,83555

Uwagi do tablic A do L. (Str. 1 do 39).

Uwagi do tablicy A (str. 1 do 21).

1) Szukamy logarytmu zwyczajnego liczby 0,032 252. (Por. str. 46).
   a) Podług str. 8: mantysa log 323=50 920; mantysa log 322=50 786.
   b) Różnica mantys logarytmów: 50 920—50 786=134.
   c) Mnożymy tę różnicę przez 0,52=134×0,52=69,68.
   d) Dodajemy wartości a) i c): 50 786+69,68=50 856.
   e) Przeto: mantysa log 32 252=50 856, a log 0,032 252=0,508 56—2.

2) Szukamy liczby (Numerus), której logarytm zwyczajny równa się 1,491 45.
   a) Podług str. 8: log 310=2,491 36, więc mantysie 49 136 odpowiada liczba 310.
   b) Dzielimy różnicę danej i najbliższej mniejszej mantysy (49 145—49 136=9) przez różnicę najbliższych do danej mantys: większej i mniejszej (49 276——49 136=140), a otrzymamy: 9 : 140=0,06.
   c) Dodajemy wartości a) i b): 310+0,06=310,06.
   d) Przeto: Num. log 1,491 45=31,006.

3) Do wyciągania pierwiastków kwadratowych i sześciennych danych liczb stosujemy wzory przybliżone **b.** 16 str. 45.

Przykład. Znaleźć $\sqrt{404\,527}$. Na str. 14 najbliższe $a^2=404\,496$, a przeto $a=636$ i $b=404\,527-404\,496=31$; $2a=1272$; $b:2a=31:1272=0{,}024$. Zatem: $\sqrt{404\,527}=$
$=a+\frac{b}{2a}=636+0{,}024=636{,}024$.

4) Wielokrotne wartości π, np. 34 573 π. Znajdujemy 34 000 $\pi=106\,814$ (str. 2) i 573 $\pi=1800$ (str. 13), przeto 34 573 $\pi=106\,814+1800=108\,614$.

5) Chcąc wyliczyć 180 : π, znajdujemy najbliższe (str. 3) 57 $\pi=179{,}07$; (180—179,07)× ×1000=930=296 π (por. str. 7), przeto 180 : $\pi=57{,}296$.

Rubryka $^1/_4\,\pi n^2$ oraz tablica **K.** (str. 38) mogą również służyć do dzielenia przez π. Np. podług str. 17 dla $n=771$; $46{,}6873:\pi=7{,}71^2:4=59{,}4441:4=14{,}861\,025$; następnie podług str. 38: $2352071:\pi=165^3:6$; to (podług str. 5) $=4492\,125:6=748\,687{,}5$.

6) Znaleźć powierzchnię koła o średnicy 1,784. Powierzchnia koła o pół tak wielkiej średnicy 0,892 (str. 19) $F_1=0{,}624\,913$; przeto $F=4\,F_1=4\times0{,}624\,913=2{,}499\,652$.

Uwagi do tablicy B (str. 22 i 23).

1) Dla $d=65^3/_4$ mamy $U=\pi d=206{,}6$ i $F=^1/_4\,\pi d^2=3395{,}3$.

2) Dla wielokrotności liczby $^1/_2$ używamy tablicy **A** (str. 1 — 21); np. (str. 18): Dla $d=81^1/_2$ mamy $U=256{,}0$ i $F=5216{,}8$.

Uwagi do tablicy C (str. 24 i 25). Przykłady:

1) *ln* 80=3,4012.
2) *ln* 799=6,6834.
3) *ln* 2,738=*ln* 273,8—*ln* 100=5,6124—4,6052=1,0072.
4) *ln* 2895=*ln* 289,5+*ln* 10=5,6681+2,3026=7,9707.
5) *Num. ln* 1,0629 = [*Num. ln.* (1,0629+*ln* 100)] : 100.
   = [*Num. ln* (1,0629+4,6052)] : 100.
   = [*Num. ln* 5,6681] : 100=289,5 : 100=2,895.

Uwagi do tablic D (str. 26 do 29).

1) Szukamy wartości stycznej (tg), odpowiadającej kątowi 58° 47′ 22″,5.

Mamy: $58^\circ\,47'\,22'',5 = 58^\circ\,47',375$.

a) Na str. 29 znajdujemy: tg $58^\circ\,40' = 1,64256$; następnie:

b) tg $58^\circ\,50' = 1,65337$.

Różnica 0,01081 odpowiada kątowi 10′, przeto kątowi 7′,375 odpowiada $\frac{7,375}{10}$ powyższej różnicy, a zatem:

c) $\frac{0,01081 \times 7,375}{10} = 0,00797$.

d) Dodając wartości a) i c), otrzymamy: tg $58^\circ\,47'\,22'',5 = 1,65053$.

2) Znaleźć kąt, którego wstawa (sin) jest 0,63662.

a) Na str. 26 znajdujemy: arc sin $0,63608 = 39^\circ 30'$.

b) Mnożymy różnicę pomiędzy daną i najbliższą mniejszą wstawą ($0,63662 - 0,63608 = 0,00054$) przez 10; $0,00054 \times 10 = 0,0054$.

c) Dzielimy iloczyn 0,0054 przez różnicę wstaw ($0,63832 - 0,63608 = 0,00224$); $0,0054 : 0,00224 = 2,4107$.

d) Dodajemy wartości a) i c), skąd otrzymamy: arc sin $0,63662 = 39^\circ\,32',4107 = 39^\circ\,32'\,24'',64$.

Uwagi do tablic E (str. 30 do 34).

1) Przykłady: *Sinh* $1,34 = 1,7786$. *Sinh* $3,37 = 14,5221$. *Cosh* $0,65 = 1,2188$. *Cosh* $2,66 = 7,1831$. *Log sinh* $4,52 = 11,6619 - 10 = 1,6619$. *Log tgh* $0,17 = 9,2263 - 10$.

2) Dla wartości $\varphi > 5,09$ jest w przybliżeniu: *Sinh* φ = *Cosh* $\varphi = {}^1/_2 e^{\varphi}$, dla $\varphi = 5,09$ do 6,908 z dokładnością do jednej dziesiętnej, a dla $\varphi = 6,908$ do 9,210 z dokładnością do jednej setnej.

3) Dla wartości $\varphi = 2,39$ i więcej *tgh* φ coraz to bardziej zbliża się do 1.

4) Dla małych wartości φ mamy w przybliżeniu:
log sinh $\varphi = log\ \varphi + {}^1/_3$ *log cosh* φ; *log tgh* $\varphi = log\ \varphi - {}^2/_3$ *log cosh* φ.

5) Dla wartości $\varphi > 5,09$ mamy w przybliżeniu:

log sinh φ = *log cosh* $\varphi = 0,43429\ \varphi + 0,69897 - 1$ i

$\varphi = 2,30259$ (*log sinh* $\varphi + 0,30103$),

gdzie *log* $0,43429 = 0,63778 - 1$ i *log* $2,30259 = 0,36222$.

6) Wartości *log tgh* φ i *log ctgh* φ otrzymują się również (str. 32 i 33), jak następuje: *log tgh* φ = *log sinh* φ − *log cosh* φ (−10); *log ctgh* φ = *log cosh* φ − *log sinh* φ (+10).

7) Suma *cosh* φ i *sinh* φ dla jednego i tego samego φ daje wartość e^{φ}, różnica daje $e^{-\varphi}$, a przeto: *cosh* $\varphi \pm$ *sinh* $\varphi = e^{\pm\varphi}$.

Uwagi do tablicy F (str. 35). Szczegóły patrz rozdział VII działu pierwszego. W tablicy tej oznacza: n liczbę boków, F powierzchnię wielokąta, a bok, R promień koła opisanego, r promień koła wpisanego.

Uwagi do tablicy G i H (str. 35). Szczegóły patrz str. 43 i 44.

Uwagi do tablicy J (str. 36 i 37). Mamy znaleźć:

1) Długość łuku o kącie środkowym $75^\circ\,33'\,16'',2$.

Mamy: $75^\circ\,33'\,16'',2 = 75^\circ\,33',27$.

a) Na str. 36 znajdujemy: łuk kąta $75^\circ = 1,3090$;

b) „ „ $76^\circ = 1,3265$.

Różnica łuków = 0,0175.

Różnica ta odpowiada kątowi 60′.

c) Kątowi 33′,27 odpowiada przeto: $\frac{0,0175 \times 33,27}{60} = 0,0097$.

d) Suma wartości a) i c) daje szukaną długość łuku 1,3187.

2) Szukamy kąta środkowego łuku 2,2254.

a) Na str. 37 znajdujemy dla kąta 127° łuk 2,2166.

b) Mnożymy różnicę pomiędzy łukiem samym, a najbliższym mniejszym ($2,2254 - 2,2166 = 0,0088$) przez 60; $0,0088 \times 60 = 0,528$.

c) Dzielimy otrzymany iloczyn 0,528 przez różnicę łuków 128° i 127°, to jest ($2,2340 - 2,2166 = 0,0174$); $0,528 : 0,0174 = 30,3448$.

d) Suma wartości a) i c) daje dla łuku 2,2254; kąt środkowy: $127^\circ\,30',3448 = 127^\circ\,30'\,20'',688$.

Uwagi do tablicy L (str. 39). Przykłady: $225 = 3 \times 3 \times 5 \times 5$; $987 = 3 \times 7 \times 47$. P oznacza liczbę pierwszą, tak że np. 419. 971 są liczby pierwsze. Liczby parzyste, dzieląc stosowną ilość razy przez 2, sprowadzamy w końcu do nieparzystych.

II. ARYTMETYKA.

A. Potęgi, pierwiastki, logarytmy.

a. Potęgi.

1. $(+a)^n = +a^n$.
2. $(-a)^{2n} = +a^{2n}$.
3. $(-a)^{2n+1} = -a^{2n+1}$.
4. $1^m = 1$; $a^1 = a$.
5. $a^m a^n = a^{m+n}$.
6. $a^m : a^n = a^{m-n} = 1 : a^{n-m}$.
7. $a^m b^m = (ab)^m$.
8. $a^m : b^m = (a : b)^m$.
9. $1 : a^m = (1 : a)^m = a^{-m}$.
10. $(a^m)^n = a^{mn} = (a^n)^m = (a^{-m})^{-n}$.
11. $a^0 = 1$; $0^a = 0$; $0^0 =$ ilości nieoznaczonej.
12. $a^2 - b^2 = (a+b)(a-b)$; $a^2 = (a+b)(a-b) + b^2$.
13. $(a \pm b)^2 = a^2 \pm 2ab + b^2$; $(a \pm b)^2 = (a \mp b)^2 \pm 4ab$.
14. $(a \pm b)^3 = a^3 \pm 3a^2b + 3ab^2 \pm b^3$; $a^3 \pm b^3 = (a \pm b)(a^2 \mp ab + b^2)$.
15. $$\frac{a^n - b^n}{a-b} = a^{n-1} + a^{n-2}b + a^{n-3}b^2 + \ldots + b^{n-1}.$$
16. $$\frac{a^{2n+1} + b^{2n+1}}{a+b} = a^{2n} - a^{2n-1}b + a^{2n-2}b^2 - \ldots + b^{2n}.$$
17. $$\frac{a^{2n} - b^{2n}}{a+b} = a^{2n-1} - a^{2n-2}b + a^{2n-3}b^2 - \ldots - b^{2n-1}.$$
18. Jeżeli $a > 1$, to dla $n = \infty$ $\lim a^n = \infty$ i $\lim (1:a)^n = 0$.

Dwumian Newtona.

Dla całkowitych dodatnich wartości n (oraz dla ułamkowych i odjemnych wartości n, jeżeli $a > b$) mamy:

19. $$(a \pm b)^n = a^n \pm n a^{n-1} b + \frac{n(n-1)}{1 \cdot 2} a^{n-2} b^2 \pm \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} a^{n-3} b^3 + \ldots$$

Spółczynniki przy potęgach noszą nazwę **spółczynników dwumianu.** Piszemy w skróceniu:

$$\frac{n(n-1)(n-2)\ldots[n-(p-1)]}{1 \cdot 2 \cdot 3 \ldots p} = (n)_p \text{ albo } \binom{n}{p},$$

gdzie n wykładnik potęgi dwumianu, p skaźnik. Mianownik $1\cdot2\cdot3\ldots p$ oznacza się przez $p!$. Mamy $0! = 1$. (Por. tablice G i H, str. 35).

Wzory na spółczynniki dwumianu.

Jeżeli n (wykładnik potęgi dwumianu) i p (skaźnik) są liczby całkowite dodatne, to:

20. $(n)_p = (n)_{n-p}$. 21. $(n)_n = (n)_0 = 1$. 22. $(n)_1 = n$; $(1)_p = 0$.

23. $(n)_{n+p} = 0$. 24. $(n)_{p+1} = (n)_p \frac{n-p}{p+1}$.

25. $(n+1)_{p+1} = (n)_{p+1} + (n)_p$.

26. $(n+1)_{p+1} = (n)_p + (n-1)_p + (n-2)_p + \cdots + (p)_p$.

Zastosowania dwumianu Newtona.

Dla n dowolnego, jeżeli $1 > x > -1$, mamy:

27. $(1 \pm x)^n = 1 \pm (n)_1 x + (n)_2 x^2 \pm (n)_3 x^3 + (n)_4 x^4 \pm (n)_5 x^5 + \cdots$

28. $\frac{1}{1 \pm x} = (1 \pm x)^{-1} = 1 \mp x + x^2 \mp x^3 + x^4 \mp x^5 + x^6 \mp x^7 + \cdots$

29. $\sqrt{1 \pm x} = (1 \pm x)^{1/2} = 1 \pm \frac{1}{2} x - \frac{1}{2^2 \cdot 2!} x^2 \pm \frac{1 \cdot 3}{2^3 \cdot 3!} x^3 - \frac{1 \cdot 3 \cdot 5}{2^4 \cdot 4!} x^4 \pm \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 7}{2^5 \cdot 5!} x^5 - \cdots\cdots$

30. $\frac{1}{\sqrt{1 \pm x}} = (1 \pm x)^{-1/2} = 1 \mp \frac{1}{2} x + \frac{1 \cdot 3}{2^2 \cdot 2!} x^2 \mp \frac{1 \cdot 3 \cdot 5}{2^3 \cdot 3!} x^3 + \cdots$

b. Pierwiastki.

1. $\left(\sqrt[m]{a}\right)^m = a$.

2. $\sqrt[m]{ab} = \sqrt[m]{a}\,\sqrt[m]{b}$.

3. $\sqrt[m]{a : b} = \sqrt[m]{a} : \sqrt[m]{b}$.

4. $\sqrt[m]{\frac{1}{a}} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} = a^{-\frac{1}{m}}$.

5. $a^n = (a^p)^{n:p} = \left(\sqrt[p]{a}\right)^{np}$.

6. $\sqrt[m]{a^n} = \sqrt[mp]{a^{np}} = \sqrt[m:q]{a^{n:q}} = \sqrt[q]{\sqrt[m:q]{a^n}}$.

7. $\sqrt[m]{a^n} = \left(\sqrt[m]{a}\right)^n = a^{\frac{n}{m}} = \sqrt[m:n]{a}$.

8. $\sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[mn]{a} = \sqrt[n]{\sqrt[m]{a}}$.

9. $\sqrt{a} + \sqrt{b} = \sqrt{a + b + 2\sqrt{ab}}$.

10. $a\sqrt[n]{b} = \sqrt[n]{a^n b}$.

11. $\frac{1}{b}\sqrt[n]{a} = \sqrt[n]{\frac{a}{b^n}}$.

12. $\sqrt{a \pm b} = \sqrt{\frac{a + \sqrt{a^2 - b^2}}{2}} \pm \sqrt{\frac{a - \sqrt{a^2 - b^2}}{2}}$.

13. $\sqrt{a^2} = \pm a$; $\sqrt[2n]{a} = \pm a^{\frac{1}{2n}}$. 14. $\sqrt[2n+1]{-a} = -a^{\frac{1}{2n+1}} = -\sqrt[2n+1]{a}$.

15. $\sqrt[2n]{-a} = \sqrt[n]{\sqrt{-a}} = \sqrt[n]{i\sqrt{a}}$, wielkość urojona; patrz niżej.

16. $\sqrt{a^2 \pm b} = a \pm \frac{b}{2a}$, $\sqrt[3]{a^3 \pm b} = a \pm \frac{b}{3a^2}$, } (w przybliżeniu) jeżeli b w porównaniu z a jest bardzo małe.

17. Jeżeli $a > b$, to (w przybliżeniu) $\sqrt{a^2 + b^2} = 0{,}960\, a + 0{,}368\, b$. Błąd jest mniejszy, niż 4% wartości dokładnej.

Dokładniej (podług Schlömilch'a):

$$\sqrt{a^2 + b^2} = 0{,}9938\, a + 0{,}0703\, b + 0{,}3567 \frac{b^2}{a}.$$

18. Jeżeli $a > b > c$, to $\sqrt{a^2 + b^2 + c^2} = 0{,}939\, a + 0{,}389\, b + 0{,}297\, c$. Błąd jest mniejszy, niż 6% wartości dokładnej.

Wielkości urojone.

19. $i = \sqrt{-1}$, $i^2 = -1$, $i^3 = -i$, $i^4 = 1$, $\frac{1}{i} = -i$.

20. $i^{4n+m} = i^m$, więc $i^{4n} = +1$, $i^{4n+1} = +i$, $i^{4n+2} = -1$, $i^{4n+3} = -i$.

21. Każde wyrażenie, składające się z wielkości urojonych, może być przedstawione w postaci $a \pm bi$, gdzie a i b są wielkości rzeczywiste.

22. Jeżeli $a + bi = 0$, to $a = 0$, $b = 0$.

Jeżeli $a + bi = \alpha + \beta i$, to $a = \alpha$, $b = \beta$.

23. $(a + bi)(a - bi) = a^2 + b^2$; $\frac{a + bi}{\alpha + \beta i} = \frac{a\alpha + b\beta}{\alpha^2 + \beta^2} = \frac{b\alpha - a\beta}{\alpha^2 + \beta^2} i$.

24. $\sqrt{a \pm bi} = \sqrt{\frac{\sqrt{a^2 + b^2} + a}{2}} \pm i\sqrt{\frac{\sqrt{a^2 + b^2} - a}{2}}$.

25. Każdą wielkość zespoloną można doprowadzić do postaci normalnej:

$$a \pm bi = r\,[\cos(\varphi + 2k\pi) \pm i \sin(\varphi + 2k\pi)];$$

gdzie: $r = +\sqrt{a^2 + b^2}$ jest modułem; $\cos\varphi = \frac{a}{r}$, $\sin\varphi = \frac{b}{r}$,

$\operatorname{tg}\varphi = \frac{b}{a}$, k liczbą całkowitą.

26. $\cos x + i \sin x = e^{ix}$, $\cos x - i \sin x = e^{-ix}$, } gdzie e oznacza podstawę logarytmów naturalnych (patrz niżej).

27. $(\cos x \pm i \sin x)(\cos y \pm i \sin y) = \cos(x+y) \pm i \sin(x+y)$.

28. $(\cos x \pm i \sin x) : (\cos y \pm i \sin y) = \cos(x-y) \pm i \sin(x-y)$.

29. $1 : (\cos x + i \sin x) = \cos x - i \sin x$.

30. **Wzór Moivre'a** (ważny dla wszelkiej wartości n).

$$(\cos x \pm i \sin x)^n = \cos nx \pm i \sin nx.$$

31. $$\sqrt[n]{a+bi} + \sqrt[n]{a-bi} = 2\sqrt[n]{r}\cos\frac{\varphi + 2k\pi}{n} = u.$$

Jeżeli $n = 3$, to $u_1 = 2\sqrt[3]{r}\cos\frac{\varphi}{3}$, $u_2 = 2\sqrt[3]{r}\cos\left(\frac{\varphi}{3} + \frac{2\pi}{3}\right)$,

$u_3 = 2\sqrt[3]{r}\cos\left(\frac{\varphi}{3} - \frac{2\pi}{3}\right)$. r, φ i k patrz wzór 25.

32. **Pierwiastki jedności.**

$$\sqrt[n]{1} = \cos\frac{2k\pi}{n} \pm i \sin\frac{2k\pi}{n}.$$

$$\sqrt[n]{-1} = \cos\frac{(2k+1)\pi}{n} \pm i \sin\frac{(2k+1)\pi}{n}.$$

} k jest liczbą całkowitą, dodatną od 0 do $\frac{n}{2}$.

c. Logarytmy.

1. Jeżeli $\overset{b}{\log} a = c$, to $b^c = a$.

Jeżeli $b > 1$, to $\overset{b}{\log} 0 = -\infty$, $\overset{b}{\log} 1 = 0$, $\overset{b}{\log} b = 1$, $\overset{b}{\log}\infty = \infty$.

2. $\overset{b}{\log}(ac) = \overset{b}{\log} a + \overset{b}{\log} c$.

3. $\overset{b}{\log}\frac{a}{c} = \overset{b}{\log} a - \overset{b}{\log}. c.$

4. $\overset{b}{\log}(a^n) = n \overset{b}{\log} a$.

5. $\overset{b}{\log}\sqrt[n]{a} = \frac{1}{n}\overset{b}{\log} a$.

6. $\overset{a}{\log} x = \overset{a}{\log} b \overset{b}{\log} x = (1 : \overset{b}{\log} a)\overset{b}{\log} x$.

7. Logarytmy o podstawie $e = 2{,}718\,281\,828\,459\cdots$ noszą nazwę logarytmów naturalnych, o podstawie 10—logarytmów zwyczajnych. Piszą zamiast $\overset{e}{\log} a$ w skróceniu $\ln a$ lub prościej la, i zamiast $\overset{10}{\log} a$ w skróceniu $\log a$.

8. Mamy: $\log(10^n) = n$; $\log(10^{-n}) = -n$; $\log(a \cdot 10^n) = \log a + n$; $\log(a : 10^n) = \log a - n$. Następnie: $\ln(e^{\pm n}) = \pm n$; $\ln(a \cdot 10^n) = \ln a + \ln(10^n)$; $\ln(a : 10^n) = \ln a - \ln(10^n)$.

9. Liczba (dodatna alboodjemna) całkowitych jedności logarytmu nosi nazwę cechy (K), ułamek dziesiętny mantysy (M) logarytmu. Jeżeli $10 > a > 1$, to $\log a$ ma cechę $K = 0$.

Przykłady dla logarytmów zwyczajnych:

$$\log 6494 = \log(6{,}494 \cdot 10^{+3}) = 0{,}812\,51 + 3 = 3{,}812\,51;$$

$$\log 0{,}006\,494 = \log(6{,}494 \cdot 10^{-4}) = 0{,}812\,51 - 4 = (6{,}812\,51 - 10).$$

10. $\ln x = \ln 10 \log x = 2{,}3025850930 \log x$; $\log x = \log e \ln x = 0{,}4342944819 \ln x$ } $\ln 10 \cdot \log e = 1$.

11. $\ln (a+bi) = \ln r + i(\varphi + 2k\pi)$ dla $a > 0$, $= \ln r + i[\varphi + (2k+1)\pi]$ dla $a < 0$. } r, φ i k patrz wzór 25, str. 45.

12. $\ln i = i\frac{\pi}{2}$ 13. $i^i = e^{i \ln i} = e^{-\frac{\pi}{2}} = \frac{1}{\sqrt{e^{\pi}}} = 0{,}20788.$

B. Nauka o kombinacyach.

1. Liczba możliwych **przemian** (permutacyi) z n różnych przedmiotów (elementów) wynosi $n!$

Jeżeli w liczbie n przedmiotów znajduje się p jednakowych przedmiotów jednego rodzaju, q jednakowych przedmiotów drugiego rodzaju, r jednakowych przedmiotów trzeciego rodzaju i t. d., to liczba wszelkich możliwych przemian wynosi $\frac{n!}{p!\,q!\,r!\cdots}$.

2. Liczba możliwych **kombinacyi** z n przedmiotów, branych po r na raz wynosi:

a) bez powtórzeń, t. j. jeżeli każdy przedmiot wchodzi do kombinacyi jeden raz tylko: $(n)_r$;

b) z powtórzeniami, t. j. jeżeli każdy przedmiot wchodzi do kombinacyi r razy: $(n+r-1)_r$.

3. Liczba możliwych **waryacyi** z n przedmiotów, branych po r na raz, wynosi:

a) bez powtórzeń (podobnie jak w p. 2): $(n)_r r!$;

b) z powtórzeniami: n^r.

Waryacye otrzymują się z kombinacyi przez uskutecznienie wszelkich możliwych przemian w każdej kombinacyi.

C. Wyznaczniki.

1. Wyznacznik, składający się z n wierszy i n kolumn (n^2 elementów) nosi nazwę wyznacznika stopnia n-go.

2. Typ ogólny wyznacznika stopnia n-go jest następujący:

$$\begin{vmatrix} a_1 b_1 c_1 \cdots p_1 \\ a_2 b_2 c_2 \cdots p_2 \\ a_3 b_3 c_3 \cdots p_3 \\ \vdots\ \vdots\ \vdots\ \ \vdots \\ a_n b_n c_n \cdots p_n \end{vmatrix} = \Sigma(\pm a_1 b_2 c_3 \cdots p_n),$$

gdzie $a_1, b_1, \cdots p_n$ oznacza n^2 elementów wyznacznika.

Wyznacznik jest sumą $n!$ wyrazów, z których pierwszy przedstawia szereg elementów, idących po przekątni $a_1, b_2, c_3 \cdots p_n$, a pozostałe tworzą się przez przemiany skaźników. Połowa tak otrzyma-

nych wyrazów ma znak dodatny druga połowa znakodjemny. Znak oddzielnego wyrazu będzie dodatny, jeżeli liczba przemian jego skaźników jest parzysta-odjemny zaś dla nieparzystej liczby przemian.

3. Obliczenie wyznacznika stopnia n-go można uskutecznić, rozkładając go na n podwyznaczników stopnia $(n-1)$-go, np.

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix} = a_1 b_2 - a_2 b_1.$$

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = a_1 \begin{vmatrix} b_2 & c_2 \\ b_3 & c_3 \end{vmatrix} - a_2 \begin{vmatrix} b_1 & c_1 \\ b_3 & c_3 \end{vmatrix} + a_3 \begin{vmatrix} b_1 & c_1 \\ b_2 & c_2 \end{vmatrix}$$

$$= a_1 (b_2 c_3 - b_3 c_2) - a_2 (b_1 c_3 - b_3 c_1) + a_3 (b_1 c_2 - b_2 c_1).$$

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 & d_3 \\ a_4 & b_4 & c_4 & d_4 \end{vmatrix} = a_1 \begin{vmatrix} b_2 & c_2 & d_2 \\ b_3 & c_3 & d_3 \\ b_4 & c_4 & d_4 \end{vmatrix} - a_2 \begin{vmatrix} b_1 & c_1 & d_1 \\ b_3 & c_3 & d_3 \\ b_4 & c_4 & d_4 \end{vmatrix} + a_3 \begin{vmatrix} b_1 & c_1 & d_1 \\ b_2 & c_2 & d_2 \\ b_4 & c_4 & d_4 \end{vmatrix} - a_4 \begin{vmatrix} b_1 & c_1 & d_1 \\ b_2 & c_2 & d_2 \\ b_3 & c_3 & d_3 \end{vmatrix}.$$

Podwyznacznik do elementu a_p otrzymuje się, jeżeli skreślimy kolumnę a i wiersz p w danym wyznaczniku. Podwyznacznik będzie dodatny albo odjemny zależnie od tego, czy skaźnik będzie nieparzysty albo parzysty.

4. W wyznaczniku można wiersze zmienić na kolumny, np.:

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & a_2 \\ b_1 & b_2 \end{vmatrix}; \quad \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}.$$

5. Przestawienie dwóch wierszy lub dwóch kolumn wyznacznika daje nam nowy wyznacznik, równy pierwszemu, lecz ze znakiem przeciwnym.

6. Jeżeli w wyznaczniku wszystkie elementy dwóch wierszy albo dwóch kolumn są odpowiednio równe albo proporcyonalne, to wyznacznik równa się zeru, np.

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \end{vmatrix} = 0; \quad \begin{vmatrix} a_1 & a_1 & b_1 \\ a_2 & a_2 & b_2 \\ a_3 & a_3 & b_3 \end{vmatrix} = 0; \quad \begin{vmatrix} a_1 & n a_1 & b_1 \\ a_2 & n a_2 & b_2 \\ a_3 & n a_3 & b_3 \end{vmatrix} = 0. \quad \begin{vmatrix} a_1 & a_1 & b_1 \\ a_2 & a_2 & b_2 \\ a_3 & a_3 & b_3 \end{vmatrix} = 0.$$

7. Mnożymy lub dzielimy wyznacznik przez daną liczbę, jeżeli mnożymy lub dzielimy przez nią wszystkie wyrazy jednego wiersza lub jednej kolumny.

$$p \cdot \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} pa_1 & pb_1 & pc_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} pa_1 & b_1 & c_1 \\ pa_2 & b_2 & c_2 \\ pa_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix}.$$

8. $$\begin{vmatrix} a_1 + p_1 + q_1, & b_1 & c_1 \\ a_2 + p_2 + q_2, & b_2 & c_2 \\ a_3 + p_3 + q_3, & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} p_1 & b_1 & c_1 \\ p_2 & b_2 & c_2 \\ p_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} q_1 & b_1 & c_1 \\ q_2 & b_2 & c_2 \\ q_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix}.$$

$$\begin{vmatrix} a_1 + p_1, & b_1 + q_1 \\ a_2 + p_2, & b_2 + q_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} p_1 & b_1 \\ p_2 & b_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} a_1 & q_1 \\ a_2 & q_2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} p_1 & q_1 \\ p_2 & q_2 \end{vmatrix}.$$

9. Wyznacznik nie zmienia swojej wartości, jeżeli dodamy do elementów wiersza lub kolumny odpowiednie elementy innego wiersza lub kolumny, pomnożone przez liczbę dowolną, np.:

$$\begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_1 + pb_1, & b_1 & c_1 \\ a_2 + pb_2, & b_2 & c_2 \\ a_3 + pb_3, & b_3 & c_3 \end{vmatrix}.$$

10. $$\begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ x_1 - a, & x_2 - a, & x_3 - a \\ y_1 - b, & y_2 - b, & y_3 - b \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1, & x_1 - a, & y_1 - b \\ 1, & x_2 - a, & y_2 - b \\ 1, & x_3 - a, & y_3 - b \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{vmatrix}.$$

D. Równania.

a. Równania stopnia pierwszego.

1. Dwa równania z dwiema niewiadomemi.

$$\left.\begin{aligned} ax + by &= c \\ a_1 x + b_1 y &= c_1 \end{aligned}\right\}; \quad x = \begin{vmatrix} c & b \\ c_1 & b_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} a & b \\ a_1 & b_1 \end{vmatrix} = \frac{c b_1 - c_1 b}{a b_1 - a_1 b},$$

$$y = \begin{vmatrix} a & c \\ a_1 & c_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} a & b \\ a_1 & b_1 \end{vmatrix} = \frac{a c_1 - a_1 c}{a b_1 - a_1 b}.$$

2. Dwa równania jednorodne z trzema niewiadomemi.

$$\left.\begin{aligned} a\,x + b\,y + c\,z &= 0 \\ a_1 x + b_1 y + c_1 z &= 0 \end{aligned}\right\}; \quad x : y : z = \begin{vmatrix} b & c \\ b_1 & c_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} c & a \\ c_1 & a_1 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} a & b \\ a_1 & b_1 \end{vmatrix}.$$

3. Trzy równania z trzema niewiadomemi.

$$\left.\begin{aligned} a\,x + b\,y + c\,z &= d \\ a_1 x + b_1 y + c_1 z &= d_1 \\ a_2 x + b_2 y + c_2 z &= d_2 \end{aligned}\right\}.$$ Kładąc $$\begin{vmatrix} a & b & c \\ a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \end{vmatrix} = D,$$ otrzymamy:

$$x = \begin{vmatrix} d & b & c \\ d_1 & b_1 & c_1 \\ d_2 & b_2 & c_2 \end{vmatrix} : D, \qquad y = \begin{vmatrix} a & d & c \\ a_1 & d_1 & c_1 \\ a_2 & d_2 & c_2 \end{vmatrix} : D, \qquad z = \begin{vmatrix} a & b & d \\ a_1 & b_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & d_2 \end{vmatrix} : D.$$

Znaczenie arytmetyczne wyznaczników patrz str. 47 i n.

4. *n* równań z *n* niewiadomemi.

1. **Rozwiązanie za pomocą wyznaczników** podane w p. **3.** W równaniach liczbowych sposób ten jest dogodny najwyżej przy $n = 4$.

2. **Rugowanie niewiadomych.** Rugujemy jedną i tę samą niewiadomą z n danych równań, łącząc $n - 1$ razy każde dwa z pomiędzy n równań. Z otrzymanych $n - 1$ nowych równań rugujemy w podobny sposób drugą niewiadomą i t. d. postępujemy dotąd, dopóki nie otrzymamy jednego równania z jedną niewiadomą, z którego wyznaczamy wartość tej n-tej niewiadomej. Przez podstawienie znalezionej wartości do jednego z dwóch równań z dwiema niewiadomemi, otrzymamy wartość $(n - 1)$-ej niewiadomej i t. d. kolejno wyznaczamy wartości pozostałych niewiadomych.

Przykład:

	Czynniki.		
$2x - y + 3z + 5u = 29$	3	1	2
$5x + 2y - 2z + 3u = 15$	−5		
$3x - 4y + 7z - u = 12$		5	
$4x + 3y - 5z + 2u = 3$			−5
$-19x - 13y + 19z = 12$	−2	−31	
$17x - 21y + 38z = 89$	1		
$-16x - 17y + 31z = 43$		19	
$55x + 5y = 65$	16		
$285x + 80y = 445$	−1		

$595x = 595$; $x = 1$.

$5y = 65 - 55x = 65 - 55 = 10$; $y = 2$.

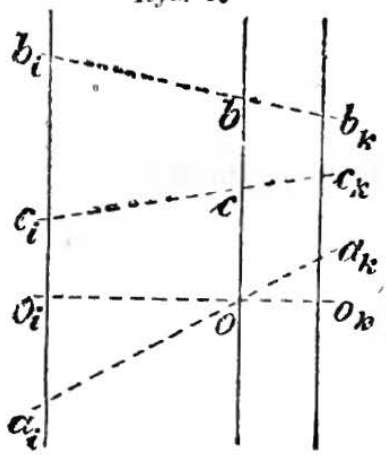
$19z = 12 + 19x + 13y = 12 + 19 + 26 = 57$; $z = 3$.

$2u = 3 - 4x - 3y + 5z = 3 - 4 - 6 + 15 = 8$; $u = 4$.

3. Rugowanie wykreślne. (Sposób van-den Berg-Mehmke'go*).

Przeprowadzamy w odległościach dowolnych tyle osi równoległych, ile mamy niewiadomych; na każdej z nich wybieramy dowolny punkt zerowy, jednostkę długości, oraz kierunek dodatni i odcinamy na odpowiedniej osi (podług danej skali i z zachowaniem znaków) od punktu zerowego odcinki równe spółczynnikom każdego równania; tym sposobem dla każdego równania otrzymujemy szereg punktów na prostej.

Rys. 1.



Jeżeli chcemy np. z i-go i k-go równania wyrugować niewiadomą x (spółczynnikami w tych równaniach są a_i i a_k), to wyznaczamy przecięcie prostej $a_i\ a_k$ z prostą $o_i\ o_k$, łączącą punkty zerowe (fig. 1) i przez punkt o przecięcia przeprowadzamy nową oś, równoległą do pozostałych. Linie $b_i\ b_k$, $c_i\ c_k \ldots$, odpowiadające pozostałym parom spółczynników, przecinają nową oś w punktach b i c, odpowiadających spółczynnikom szukanego równania.

(Sposób ten jest dogodny, lecz przy wielkiej liczbie równań nie zawsze dość dokładny i lepiej jest używać go w połączeniu z następującym).

4. Sposób przybliżony Seidel-Mehmke'go *) jest dogodnym w użyciu, gdy liczba równań i niewiadomych jest bardzo wielka. Przedewszystkiem należy dany układ n równań z n niewiadomemi:

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + \cdots + a_{1n}x_n + c_1 = 0,$$
$$a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + \cdots + a_{2n}x_n + c_2 = 0,$$
$$\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots$$
$$a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + a_{n3}x_3 + \cdots + a_{nn}x_n + c_n = 0$$

*) Por. L. Seidel, Abhandl. d. math.-physik. Klasse d. kgl. bayrischen Akademie d. Wissensch. 1874, tom 11, część III, str. 81; następnie R. Mehmke w zbiorze prac Towarzystwa matematycznego moskiewskiego, 1892, tom 16, str. 342 i str. 437 do 459.

połączyć w grupy po dwa, albo więcej równań. Niech grupa taka, utworzona z i-go i k-go równania, będzie:

$$a_{i1}x_1 + a_{i2}x_2 + \cdots + a_{ii}x_i + \cdots + a_{ik}x_k + \cdots + c_i = 0,$$
$$a_{k1}x_1 + a_{k2}x_2 + \cdots + a_{ki}x_i + \cdots + a_{kk}x_k + \cdots + c_k = 0.$$

Jeżeli znamy już dość przybliżone wartości niewiadomych, to podstawiamy je we wszystkie równania (nie znając tych wartości, przyjmujemy zero, jako pierwszą przybliżoną wartość dla każdej niewiadomej). Lewe strony równań dadzą wówczas wartości w_1, w_2, $w_3 \ldots$, które nazwać można „sprzecznościami“ (Widersprüche). Poprawki ξ_i, ξ_k dla przybliżonych wartości niewiadomych x_i, x_k otrzymamy z równań:

$$a_{ii}\xi_i + a_{ik}\xi_k + w_i = 0,$$
$$a_{ki}\xi_i + a_{kk}\xi_k + w_k = 0,$$

a najlepiej przy pomocy metody wskazanej pod 3.

Po wprowadzeniu tych poprawek otrzymamy z równań danych jako wyrażenia „sprzeczności“:

$$w_1' = w_1 + a_{1i}\xi_i + a_{1k}\xi_k,$$
$$w_2' = w_2 + a_{2i}\xi_i + a_{2k}\xi_k.$$

Przechodzimy następnie do nowej grupy niewiadomych i postępujemy w ten sam sposób. Po poprawieniu wszystkich niewiadomych powtarzamy, w razie potrzeby, te same działania. Aby przy tem postępowaniu módz zbliżać się ciągle do istotnych wartości niewiadomych, wystarcza, żeby dla $l = 1, 2, 3, 4 \ldots (n-1)$, n było za każdym razem a_{ll}, bezwzględnie biorąc, równe przynajmniej sumie bezwzględnej wartości liczb:

$$a_{1l}, a_{2l}, \ldots a_{l-1,l}, a_{l+1,l}, \ldots a_{nl}.$$

b. Równania stopnia drugiego.

1. Rozwiązanie algebraiczne.

1. $x^2 + px + q = 0;$ $\qquad x = -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}.$

$ax^2 + bx + c = 0;$ $\qquad x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}.$

2. $x^{2n} + px^n + q = 0;$ $\qquad x = \sqrt[n]{-\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}}.$

3. Jeżeli $x \pm y = s$ i $xy = p$, to:

$$x = \frac{s + \sqrt{s^2 \mp 4p}}{2}; \qquad y = \pm\frac{s - \sqrt{s^2 \mp 4p}}{2}.$$

2. Rozwiązanie goniometryczne. (Do obliczenia za pomocą logarytmów przy liczbach wielocyfrowych).

Przypadek 1. $x^2 \pm px - q = 0$; p i q dodatne.

Wyznaczamy kąt φ pomiędzy 0^0 i 90^0, tak, żeby:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{\sqrt{q}}{{}^1/_2 p};$$

wówczas pierwiastki będą:

$$x_1 = \pm\sqrt{q}\,\operatorname{tg}{}^1/_2\,\varphi, \qquad x_2 = \mp\frac{\sqrt{q}}{\operatorname{tg}{}^1/_2\,\varphi}.$$

Przypadek 2. $x^2 \pm px + q = 0$; p i q dodatne.

Po wyznaczeniu kąta φ, leżącego w pierwszej ćwierci koła, tak, aby było:

$$\sin\varphi = \frac{\sqrt{q}}{{}^1/_2 p}$$

otrzymamy pierwiastki równania z wzorów:

$$x_1 = \mp\sqrt{q}\,\operatorname{tg}{}^1/_2\,\varphi, \qquad x_2 = \mp\frac{\sqrt{q}}{\operatorname{tg}{}^1/_2\,\varphi}.$$

Jeżeli $\sin\varphi > 1$, wówczas pierwiastki są urojone, mianowicie:

$$x = \sqrt{q}\,(\cos\psi \pm i\sin\psi),$$

gdzie: $\cos\psi = \mp\dfrac{{}^1/_2 p}{\sqrt{q}}$ (ψ pomiędzy 0^0 a 180^0).

c. Równania stopnia trzeciego.

$$z^3 + az^2 + bz + c = 0.$$

Jeżeli założymy: $z = x - {}^1/_3\,a$,

to otrzymamy równanie stopnia trzeciego postaci:

$$x^3 + px + q = 0.$$

I. Rozwiązanie algebraiczne. Pierwiastki równania:

$$x^3 + px + q = 0$$

otrzymamy podług wzorów Cardana:

$$x_1 = \sqrt[3]{-{}^1/_2 q + \sqrt{({}^1/_2 q)^2 + ({}^1/_3 p)^3}} + \sqrt[3]{-{}^1/_2 q - \sqrt{({}^1/_2 q)^2 + ({}^1/_3 p)^3}},$$

$$x_2 = w_1\sqrt[3]{-{}^1/_2 q + \sqrt{({}^1/_2 q)^2 + ({}^1/_3 p)^3}} + w_2\sqrt[3]{-{}^1/_2 q - \sqrt{({}^1/_2 q)^2 + ({}^1/_3 p)^3}},$$

$$x_3 = w_2\sqrt[3]{-{}^1/_2 q + \sqrt{({}^1/_2 q)^2 + ({}^1/_3 p)^3}} + w_1\sqrt[3]{-{}^1/_2 q - \sqrt{({}^1/_2 q)^2 + ({}^1/_3 p)^3}},$$

gdzie w_1 i w_2 oznaczają pierwiastki urojone stopnia trzeciego z 1, mianowicie:

$$w_1 = \frac{-1 + i\sqrt{3}}{2}, \qquad w_2 = \frac{-1 - i\sqrt{3}}{2}.$$

Jeżeli $(1/2\,q)^2 + (1/3\,p)^3 < 0$, to wszystkie trzy pierwiastki występują w postaci urojonej, jakkolwiek są rzeczywistymi. W przypadku tym stosuje się rozwiązanie goniometryczne (por. przypadek 3).

2. Rozwiązanie goniometryczne.

Przypadek 1. $x^3 + px \pm q = 0$; p i q dodatne.

Wyznaczamy kąt φ, dla którego:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{1/3\,p\sqrt{1/3\,p}}{1/2\,q}$$

i następnie kąt ψ, dla którego:

$$\operatorname{tg}\psi = \sqrt[3]{\operatorname{tg} 1/2\,\varphi};$$

wówczas otrzymamy: $x_1 = \mp 2\sqrt{1/3\,p}\operatorname{ctg} 2\psi$,

$$x_2 = \pm\sqrt{1/3\,p}\operatorname{ctg} 2\psi + i\frac{\sqrt{p}}{\sin 2\psi},\quad x_3 = \pm\sqrt{1/3\,p}\operatorname{ctg} 2\psi - i\frac{\sqrt{p}}{\sin 2\psi}.$$

Przypadek 2. $x^3 - px \pm q = 0$; p i q dodatne; $(1/3\,p)^3 < (1/2\,q)^2$

Wyznaczamy kąty pomocnicze φ i ψ takie, że:

$$\sin\varphi = \frac{1/3\,p\sqrt{1/3\,p}}{1/2\,q},\qquad \operatorname{tg}\psi = \sqrt[3]{\operatorname{tg} 1/2\,\varphi}.$$

Wówczas otrzymamy: $x_1 = \mp 2\dfrac{\sqrt{1/3\,p}}{\sin 2\psi}$,

$$x_2 = \pm\frac{\sqrt{1/3\,p}}{\sin 2\psi} + i\sqrt{p}\operatorname{ctg} 2\psi,\qquad x_3 = \pm\frac{\sqrt{1/3\,p}}{\sin 2\psi} - i\sqrt{p}\operatorname{ctg} 2\psi.$$

W przypadkach 1 i 2 równania rozwiązują się łatwiej za pomocą funkcyi hyperbolicznych *).

Przypadek 3. $x^3 - px \pm q = 0$; p i q dodatne; $(1/3\,p)^3 > (1/2\,q)^2$.

Wyznaczamy kąt φ, dla którego:

$$\cos\varphi = \frac{1/2\,q}{1/3\,p\sqrt{1/3\,p}};$$

wówczas otrzymamy:

$$x_1 = \mp 2\sqrt{1/3\,p}\cos 1/3\,\varphi,\quad x_2 = \mp 2\sqrt{1/3\,p}\cos(1/3\,\varphi + 120^0),$$
$$x_3 = \mp 2\sqrt{1/3\,p}\cos(1/3\,\varphi + 240^0).$$

Przypadek 4. $x^3 - px \pm q = 0$; p i q dodatne; $(1/3\,p)^3 = (1/2\,q)^2$.

$$x_1 = \mp 2\sqrt{1/3\,p},\qquad x_2 = x_3 = \pm\sqrt{1/3\,p}.$$

---

*) Porówn. Ligowski, Tafeln der Hyperbelfunktionen; Berlin 1890; Wilhelm Ernst & Sohn. Ligowski, Taschenbuch der Mathematik, 3 wyd., str. 106; Berlin 1893, Wilhelm Ernst & Sohn.

d. Równania stopnia czwartego.

Sposób Ferrari'ego. Niechaj będzie do rozwiązania równanie:

$$x^4 + ax^3 + bx^2 + cx + d = 0; \qquad (1.)$$

dla wszelkiej wartości z mamy:

$$\left(x^2 + \frac{a}{2}x + z\right)^2 = \left(\frac{a^2}{4} - b + 2z\right)x^2 + (az - c)\,x + z^2 - d. \qquad (2.)$$

Wyznaczmy z z równania stopnia trzeciego:

$$\left(\frac{a^2}{4}\right) - b + 2z\left(z^2 - d\right) = \frac{(az - c)^2}{4}$$

albo $$2z^3 - bz^2 + \left(\frac{ac - 4d}{2}\right)z - \left(\frac{a^2}{4} - b\right)d - \frac{c^2}{4} = 0, \qquad (3.)$$

i podstawmy znalezioną wartość do równania (2), a strona prawa tego równania będzie przedstawiała kwadrat zupełny; po wyciągnięciu pierwiastku kwadratowego z obu stron otrzymujemy, przy uwzględnieniu znaku podwójnego, dwa równania stopnia drugiego, których pierwiastki będą czyniły zadość danemu równaniu stopnia czwartego.

e. Rozwiązanie przybliżone równań.

I. Sposób Newtona.

Niechaj będzie do rozwiązania równanie $f(x) = 0$. Oznaczmy przez $f'(x)$ pochodną pierwszą funkcyi $f(x)$ względem x (por. str. 70). Znajdujemy przedewszystkiem za pomocą podstawień próbnych wartość przybliżoną x_1 pierwiastka równania; bardziej przybliżoną wartość pierwiastka równania znajdziemy z wzoru:

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)};$$

wartością przybliżoną dokładniejszą jest:

$$x_3 = x_2 - \frac{f(x_2)}{f'(x_2)} \text{ i t. d.}$$

Rachunek często upraszcza się, jeżeli do wyznaczenia wartości x_1 korzystamy ze **sposobu wykreślnego;** nadajemy wówczas wielkości x kilka wartości całkowitych, obliczamy odpowiednie znaczenie funkcyi $f(x)$ i odcinamy je jako rzędne; końce rzędnych łączymy linią krzywą i wybieramy na niej taką wartość x_1, dla której $f(x) = 0$.

Jeżeli wybierzemy na x tylko dwie wartości x_o i x_u, blizko których znajduje się pierwiastek równania, to krzywa staje się linią prostą. Wartość przybliżona x_1 wyznacza się również za pomocą t. z. reguły fałszywego założenia, mianowicie:

$$x_1 = \frac{x_o f(x_u) - x_u f(x_o)}{f(x_u) - f(x_o)}.$$

2. Sposób logarytmowo-wykreślny *)

(podług R. Mehmke'go).

1. Rozkładamy stronę lewą równania $f(x) = 0$ sposobem dowolnym na różnicę $[f_1(x) - f_2(x)]$ dwóch funkcyi i czynimy każdą z tych funkcyi równą y; otrzymamy wówczas dwa równania:

$$y = f_1(x), \qquad y = f_2(x).$$

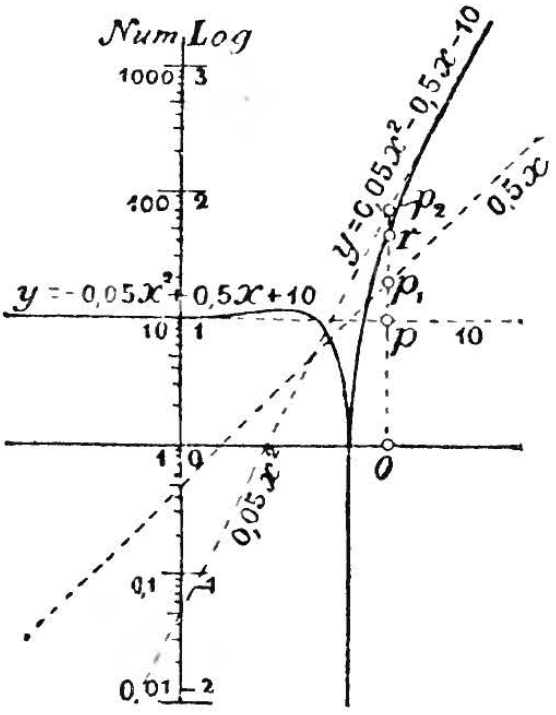
Wykreślamy krzywe, odpowiadające tym równaniom, lecz przyjmujemy przytem za rzędne punktu zmiennego nie x i y, lecz $\log x$ i $\log y$. Odcięte punktów przecięcia tych krzywych będą wyrażały logarytmy pierwiastków rzeczywistych dodatnych równania $f(x) = 0$. Pierwiastki odjemne otrzymamy, jeżeli wyznaczymy pierwiastki dodatne równania $f(-x) = 0$.

2. Jeżeli mamy równanie algebraiczne postaci:

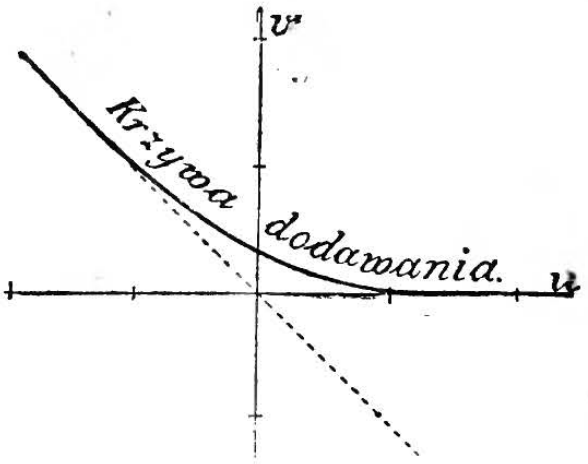
$$f(x) = a_n x^n + a_{n-1} x^{n-1} + \cdots + a_1 x + a_0 = 0,$$

to rozkład równania uskutecznia się najłatwiej przez oddzielenie wyrazów dodatnych i odjemnych. Dogodnie bywa czasem podzielić przez potęgę ilości x.

Rys. 2.



Rys. 3.



Rys. 4.



Rys. 5.



3. Równanie $y = ax^n$ przedstawia logarytmowo (ponieważ $\log y = n \log x + \log a$) linię prostą, przechodzącą przez punkt $\log a$ na osi rzędnych i mającą do osi odciętych nachylenie $n : 1$. Przytem n może mieć znaczenie dowolne.

---

*) Por. Civilingenieur, 1889, t. XXXV, str. 617.

4. Jeżeli $y = ax^n \pm a_1 x^{n_1} \pm \cdots$, to wykreślamy proste, odpowiadające oddzielnym wyrazom.

Jeżeli (fig. 2, str. 55) dowolna równoległa do osi rzędnych, przecina oś odciętych w o, a wykreślone proste w p_1, $p_2 \ldots$, to mierzymy za pomocą skali logarytmowej rzędne op, $op_1 \ldots$, tworzymy sumę algebraiczną znalezionych wartości i odcinamy ją według tej samej skali jako rzędną or, a r będzie punktem krzywej, odpowiadającej funkcyi y. Przykład, patrz fig. 2, str. 55.

5. Dodawanie i odejmowanie logarytmowe dwóch rzędnych op i op_1 można uskutecznić za pomocą **krzywej dodawania** (fig. 3), którą otrzymujemy, jeżeli dla różnych wartości t będziemy odcinali w skali logarytmowej, jako odcięte i rzędne, $u = \log t$, i $v = \log\left(1 + \frac{1}{t}\right)$. Szukamy dla pp_1 (fig. 4, str. 55), jako odciętej, odpowiedniej rzędnej na krzywej dodawania i czynimy jej równem $p_1 r$, wówczas:

$$or = \log (\text{num } op + \text{num } op_1).$$

Albo w przypadku odejmowania: Dla pp_1 (fig. 5), jako rzędnej, szukamy odpowiedniej odciętej na krzywej dodawania i odcinamy (z zachowaniem znaku) pr równe ilości odjemnej tej odciętej, wówczas:

$$or = \log (\text{num } op_1 - \text{num } op).$$

Tablica spółrzędnych dla krzywej dodawania.

u	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,	v=0,301	0,254	0,212	0,176	0,146	0,119	0,097	0,079	0,064	0,051
1,	0,041	0,033	0,027	0,021	0,017	0,014	0,011	0,009	0,007	0,005
2,	0,004	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001

Dla $u_1 = -u$ mamy $v_1 = u + v$.

E. Rachunek procentów składanych i rent.

1. Wartość K_n kapitału K po upływie n lat przy stopie procentowej k wynosi:

a) przy procencie składanym **rocznie**:

$$K_n = Kp^n,$$

gdzie $$p = 1 + \frac{k}{100} = \frac{100 + k}{100}$$

oznacza czynnik procentowy roczny;

b) przy procencie składanym okresami **półrocznymi** (papiery państwowe):

$$K_n = Kq^{2n},$$

gdzie $$q = 1 + \frac{k}{2 \cdot 100} = \frac{200 + k}{200}$$

oznacza półroczny czynnik procentowy.

c) przy procencie składanym **ciągłym** (gdy procenty co chwila doliczają się do kapitału):

$$K_n = Ke^{\frac{kn}{100}}; \ (e \text{ patrz str. } 40).$$

Dla procentów składanych r o c z n y c h służą prawidła następujące:

2. Jeżeli na początku każdego roku będziemy wkładali sumę S, to w końcu roku n-go wartość wkładów łącznie z procentami wyniesie:

$$W = \frac{p\,(p^n - 1)}{p - 1}\,S.$$

3. Jeżeli kapitał K w końcu każdego roku powiększa się albo zmniejsza o jednę i tę samą sumę R, to po upływie n lat wartość jego wyniesie:

$$K_n = Kp^n \pm \frac{R\,(p^n - 1)}{p - 1}.$$

4. Kapitał K w warunkach powyższych da nam kapitał K_1 po upływie:

$$n = \frac{\log\,[(p-1)\,K_1 \pm R] - \log\,[(p-1)\,K \pm R]}{\log p}\ \text{lat.}$$

5. Jeżeli corocznie odejmuje się od kapitału suma R (renta) większa od procentów rocznych kapitału K, to kapitał zamortyzuje się po upływie:

$$n = \frac{\log R - \log\,[R - (p-1)\,K]}{\log p}\ \text{lat.}$$

6. W celu nabycia renty R na następne n lat, należy wpłacić obecnie:

$$K = \frac{R(p^n - 1)}{p^n\,(p-1)}.$$

7. Wartość renty, płatnej w przeciągu n lat, z kapitału K wynosi:

$$R = \frac{Kp^n\,(p-1)}{p^n - 1}.$$

8. Jeżeli mamy do wpłacania:

K_1 po upływie n_1, K_2 po upływie n_2, ... K_m po upływie n_m jednostek czasu,

to można, licząc procent zwyczajny, bez straty lub zysku, całą sumę $(K_1 + K_2 + \cdots K_m)$ wpłacić po upływie:

$$n = \frac{K_1 n_1 + K_2 n_2 + \cdots\cdots + K_m n_m}{K_1 + K_2 + \cdots + K_m}\ \text{jednostek czasu.}$$

F. Szeregi.

Dwumian Newtona patrz str. 43 i 44.

a. Szeregi arytmetyczne.

W postępie arytmetycznym $a,\ a + d,\ a + 2d, \ldots\ a + (n-1)\,d$ wyraz n-ty jest:

$$u = a + (n-1)\,d,$$

a suma n pierwszych wyrazów:

$$S = {}^1/_2 (a + u)\, n = [a + {}^1/_2 (n - 1)\, d]\, n.$$

b. Szeregi arytmetyczne wyższe.

Niech będzie $a_1, a_2, a_3, a_4, \ldots a_n$ szereg arytmetyczny wyższy,

$\Delta a_1, \Delta a_2, \Delta a_3, \ldots \Delta a_{n-1}$ szereg różnic pierwszych,

$\Delta^2 a_1, \Delta^2 a_2, \Delta^2 a_3, \ldots \Delta^2 a_{n-2}$ szereg różnic drugich i t. d.

gdzie $\Delta a_1 = a_2 - a_1$, $\Delta a_2 = a_3 - a_2$, $\Delta^2 a_1 = \Delta a_2 - \Delta a_1$ i t. d., wówczas wyraz n-ty szeregu głównego będzie:

1. $a_n = a_1 + (n-1)\,\Delta a_1 + (n-1)_2\,\Delta^2 a_1 + (n-1)_3\,\Delta^3 a_1 + \ldots,$

a suma n pierwszych wyrazów:

2. $\Sigma a_n = n a_1 + (n)_2\,\Delta a_1 + (n)_3\,\Delta^2 a_1 + (n)_4\,\Delta^3 a_1 + \cdots\cdots$

(spółczynniki dwumianu Newtona patrz str. 43).

Wzór na wyraz n-ty stosuje się i do n ułamkowego i służy do interpolacyi wyrazów pomiędzy wyrazami szeregu danego.

Jeżeli mamy wyższy szereg arytmetyczny rzędu k-go, to wzór na a_n i na Σa_n kończy się na wyrazach, zawierających $\Delta^k a_1$.

Szereg zawierający n wyrazów, może być najwyżej $(n-1)$-go rzędu i wówczas przytoczone powyżej wzory kończą się na wyrazie, zawierającym $\Delta^{n-1} a_1$.

c. Szeregi geometryczne.

W szeregu geometrycznym: $a, aq, aq^2, \ldots, aq^{n-1}$ wyraz n-ty:

$$u = aq^{n-1},$$

a suma n pierwszych wyrazów:

$$S = \frac{a(q^n - 1)}{q - 1} = \frac{qu - a}{q - 1}.$$

Jeżeli $n = \infty$, a q jest ułamkiem właściwym dodatnym, albo odjemnym, to:

$$S = \frac{a}{1 - q}.$$

d. Niektóre szeregi szczególne.

1. $1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6 + 7 + \cdots + (n-1) + n = \dfrac{n(n+1)}{2}.$
2. $p + (p+1) + (p+2) + \cdots + (q-1) + q = \dfrac{(q+p)(q-p+1)}{2}.$
3. $2 + 4 + 6 + 8 + 10 + 12 + 14 + \cdots + (2n-2) + 2n = n(n+1).$
4. $1 + 3 + 5 + 7 + 9 + 11 + 13 + \cdots + (2n-3) + (2n-1) = n^2.$

5. $1^2+2^2+3^2+4^2+5^2+6^2+\cdots+(n-1)^2+n^2=\frac{n(n+1)(2n+1)}{1\cdot 2\cdot 3}$.

6. $1^3+2^3+3^3+4^3+5^3+6^3+\cdots+(n-1)^3+n^3=\left[\frac{n(n+1)}{2}\right]^2$.

7. $1^4+2^4+3^4+4^4+5^4+\cdots+(n-1)^4+n^4=\frac{n^5}{5}+\frac{n^4}{2}+\frac{n^3}{3}-\frac{n}{30}$.

8. $\left[\frac{1^m+2^m+3^m+4^m+5^m+6^m+\cdots(n-1)^m+n^m}{n^{m+1}}\right]_{n=\infty}=\frac{1}{m+1}$.

9. $e=\lim\left(1+\frac{1}{n}\right)^n=1+\frac{1}{1}+\frac{1}{1\cdot 2}+\frac{1}{1\cdot 2\cdot 3}+\frac{1}{1\cdot 2\cdot 3\cdot 4}+\cdots+\frac{1}{1\cdot 2\cdot 3\cdot 4\cdots n}$,

dla $n=\infty$. (Wartość e patrz str. 40).

e. Szeregi potęgowe i logarytmowe.

1. $e^x=1+\frac{x}{1!}+\frac{x^2}{2!}+\frac{x^3}{3!}+\frac{x^4}{4!}+\frac{x^5}{5!}+\cdots;\quad -\infty<x<+\infty$.

2. $a^x=1+\frac{\ln a}{1!}x+\frac{(\ln a)^2}{2!}x^2+\frac{(\ln a)^3}{3!}x^3+\cdots;\quad -\infty<x<+\infty$.

3. $\ln(1\pm x)=\pm x-\frac{x^2}{2}\pm\frac{x^3}{3}-\frac{x^4}{4}\pm\frac{x^5}{5}-\cdots;\quad -1<x<+1$.

4. $\ln\frac{1+x}{1-x}=2\left(x+\frac{x^3}{3}+\frac{x^5}{5}+\frac{x^7}{7}+\frac{x^9}{9}+\cdots\right);\quad -1<x<+1$.

5. $\ln\frac{x+1}{x-1}=2\left(\frac{1}{x}+\frac{1}{3x^3}+\frac{1}{5x^5}+\cdots\right);\quad -1>x,\qquad x>+1$.

6. $\ln x=2\left[\frac{x-1}{x+1}+\frac{1}{3}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^3+\frac{1}{5}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^5+\frac{1}{7}\left(\frac{x-1}{x+1}\right)^7+\cdots\right]$;
$0<x<\infty$.

7. $\ln(a+x)=\ln a+2\left[\frac{x}{2a+x}+\frac{1}{3}\left(\frac{x}{2a+x}\right)^3+\frac{1}{5}\left(\frac{x}{2a+x}\right)^5+\cdots\right]$;
$0<a<+\infty$ i $-a<x<+\infty$.

f. Szeregi wyrażające funkcye kołowe i odwrotne łuku.

We wzorach 1 do 4 oznacza: $x=(\pi:180)\,\varphi$, gdzie φ jest kątem środkowym w stopniach

1. $\sin x=\frac{x}{1!}-\frac{x^3}{3!}+\frac{x^5}{5!}-\frac{x^7}{7!}+\frac{x^9}{9!}-\frac{x^{11}}{11!}+\cdots;\quad -\infty<x<+\infty$.

2. $\cos x=1-\frac{x^2}{2!}+\frac{x^4}{4!}-\frac{x^6}{6!}+\frac{x^8}{8!}-\frac{x^{10}}{10!}+\cdots;\quad -\infty<x<+\infty$.

3. $\operatorname{tg} x=x+\frac{x^3}{3}+\frac{2\cdot x^5}{3\cdot 5}+\frac{17\cdot x^7}{3^2\cdot 5\cdot 7}+\frac{62\cdot x^9}{3^2\cdot 5\cdot 7\cdot 9}+\cdots;\quad -\frac{\pi}{2}<x<+\frac{\pi}{2}$.

DYREKCJA OKR. KOLEI PAŃSTW. BIBLIOTEKA OKRĘGOWA W LUBLINIE

4. $\operatorname{ctg} x = \frac{1}{x} - \frac{x}{3} - \frac{x^3}{3^2 \cdot 5} - \frac{2x^5}{3^3 \cdot 5 \cdot 7} - \frac{x^7}{3^3 \cdot 5^2 \cdot 7} - \cdots; \quad -\pi < x < +\pi.$

5. $\operatorname{arc\,sin} x = x + \frac{1}{2}\frac{x^3}{3} + \frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4}\frac{x^5}{5} + \frac{1 \cdot 3 \cdot 5}{2 \cdot 4 \cdot 6}\frac{x^7}{7} + \cdots; \quad -1 \leqq x \leqq +1.$

6. $\operatorname{arc\,tg} x = x - \frac{x^3}{3} + \frac{x^5}{5} - \frac{x^7}{7} + \frac{x^9}{9} - \cdots; \quad -1 \leqq x \leqq +1.$

7. $\frac{\pi}{6} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2 \cdot 3 \cdot 2^3} + \frac{3}{2 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 2^5} + \frac{3 \cdot 5}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 7 \cdot 2^7} + \frac{3 \cdot 5 \cdot 7}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 9 \cdot 2^9} + \cdots;$ (p. str. 40).

8. $\frac{\pi}{4} = 1 - 1/3 + 1/5 - 1/7 + 1/9 - 1/11 + 1/13 - 1/15 + \cdots - \cdots$ (Lubieniecki)

$= \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{3}\right) - 1/3\left(\frac{1}{2^3} + \frac{1}{3^3}\right) + 1/5\left(\frac{1}{2^5} + \frac{1}{3^5}\right) - 1/7\left(\frac{1}{2^7} + \frac{1}{3^7}\right) + \cdots$ (Euler)

$= 4\left(\frac{1}{5} - \frac{1}{3 \cdot 5^3} + \frac{1}{5 \cdot 5^5} + \frac{1}{7 \cdot 5^7} + \cdots\right) - \left(\frac{1}{239} - \frac{1}{3 \cdot 239^3} + \frac{1}{5 \cdot 239^5} - \cdots\right)$ (Machin)

$= 0{,}785\,398\,163\,397\,448 \cdots$

III. FUNKCYE KOŁOWE I HYPERBOLICZNE.

A. Funkcye kołowe.

(Tablice funkcyi kołowych patrz str. 26 — 29).

Stopni	0	90	180	270	360	30	45	60
sin =	0	+1	0	−1	0	$1/2$	$1/2\sqrt{2}$	$1/2\sqrt{3}$
cos =	+1	0	−1	0	+1	$1/2\sqrt{3}$	$1/2\sqrt{2}$	$1/2$
tg =	0	∞	0	∞	0	$1/3\sqrt{3}$	1	$\sqrt{3}$
ctg =	∞	0	∞	0	∞	$\sqrt{3}$	1	$1/3\sqrt{3}$

Funkcye	Kąt φ leży pomiędzy				Jeżeli $\alpha < 90^0$, a kąt $\varphi =$			
	0^0 i 90^0	90^0 i 180^0	180^0 i 270^0	270^0 i 360^0	$\pm\alpha$	$90 \pm \alpha$	$180 \pm \alpha$	$270 \pm \alpha$
$\sin\varphi =$	+	+	−	−	$\pm\sin\alpha$	$+\cos\alpha$	$\mp\sin\alpha$	$-\cos\alpha$
$\cos\varphi =$	+	−	−	+	$+\cos\alpha$	$\mp\sin\alpha$	$-\cos\alpha$	$\pm\sin\alpha$
$\operatorname{tg}\varphi =$	+	−	+	−	$\pm\operatorname{tg}\alpha$	$\mp\operatorname{ctg}\alpha$	$\pm\operatorname{tg}\alpha$	$\mp\operatorname{ctg}\alpha$
$\operatorname{ctg}\varphi =$	+	−	+	−	$\pm\operatorname{ctg}\alpha$	$\mp\operatorname{tg}\alpha$	$\pm\operatorname{ctg}\alpha$	$\mp\operatorname{tg}\alpha$

$\sin(45^0 \pm \alpha) = \cos(45^0 \mp \alpha)$; $\quad \operatorname{tg}(45^0 \pm \alpha) = \operatorname{ctg}(45^0 \mp \alpha)$.

a. Związki pomiędzy funkcyami jednego i tego samego kąta.

1. $\sin^2\alpha + \cos^2\alpha = 1.$ 2. $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}.$

3. $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{\cos\alpha}{\sin\alpha}.$ 4. $\operatorname{tg}\alpha \operatorname{ctg}\alpha = 1.$

5. $1 + \operatorname{tg}^2\alpha = \frac{1}{\cos^2\alpha}.$ 6. $1 + \operatorname{ctg}^2\alpha = \frac{1}{\sin^2\alpha}.$

7. $\sin\alpha = \sqrt{1-\cos^2\alpha} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{ctg}^2\alpha}}.$

8. $\cos\alpha = \sqrt{1-\sin^2\alpha} = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha}} = \frac{\operatorname{ctg}\alpha}{\sqrt{1+\operatorname{ctg}^2\alpha}}.$

9. $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sin\alpha}{\sqrt{1-\sin^2\alpha}} = \frac{\sqrt{1-\cos^2\alpha}}{\cos\alpha} = \frac{1}{\operatorname{ctg}\alpha}.$

10. $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{\sqrt{1-\sin^2\alpha}}{\sin\alpha} = \frac{\cos\alpha}{\sqrt{1-\cos^2\alpha}} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha}.$

b. Związki pomiędzy funkcyami dwóch kątów.

1. $\sin(\alpha \pm \beta) = \sin\alpha\cos\beta \pm \cos\alpha\sin\beta.$
2. $\cos(\alpha \pm \beta) = \cos\alpha\cos\beta \mp \sin\alpha\sin\beta.$
3. $\operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{tg}\alpha \pm \operatorname{tg}\beta] : [1 \mp \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\beta].$
4. $\operatorname{ctg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\beta \mp 1] : [\operatorname{ctg}\beta \pm \operatorname{ctg}\alpha].$

5. $\sin\alpha + \sin\beta = 2\sin{}^1/_2(\alpha+\beta)\cos{}^1/_2(\alpha-\beta).$
6. $\sin\alpha - \sin\beta = 2\cos{}^1/_2(\alpha+\beta)\sin{}^1/_2(\alpha-\beta).$
7. $\cos\alpha + \cos\beta = 2\cos{}^1/_2(\alpha+\beta)\cos{}^1/_2(\alpha-\beta).$
8. $\cos\alpha - \cos\beta = -2\sin{}^1/_2(\alpha+\beta)\sin{}^1/_2(\alpha-\beta).$

9. $\operatorname{tg}\alpha \pm \operatorname{tg}\beta = \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos\alpha\cos\beta}.$ 10. $\operatorname{ctg}\alpha \pm \operatorname{ctg}\beta = \frac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin\alpha\sin\beta}.$

11. $\sin^2\alpha - \sin^2\beta = \cos^2\beta - \cos^2\alpha = \sin(\alpha+\beta)\sin(\alpha-\beta).$
12. $\cos^2\alpha - \sin^2\beta - \cos^2\beta - \sin^2\alpha = \cos(\alpha+\beta)\cos(\alpha-\beta).$

13. $\sin\alpha\sin\beta = {}^1/_2\cos(\alpha-\beta) - {}^1/_2\cos(\alpha+\beta).$
14. $\cos\alpha\cos\beta = {}^1/_2\cos(\alpha-\beta) + {}^1/_2\cos(\alpha+\beta).$
15. $\sin\alpha\cos\beta = {}^1/_2\sin(\alpha+\beta) + {}^1/_2\sin(\alpha-\beta).$

16. $\operatorname{tg}\alpha\ \operatorname{tg}\beta = \frac{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{ctg}\alpha + \operatorname{ctg}\beta} = -\frac{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{ctg}\beta}.$

17. $\operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\beta = \frac{\operatorname{ctg}\alpha + \operatorname{ctg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta} = -\frac{\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{ctg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta}.$

18. $\operatorname{tg}\alpha\operatorname{ctg}\beta = \frac{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{ctg}\beta}{\operatorname{ctg}\alpha + \operatorname{tg}\beta} = -\frac{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{ctg}\beta}{\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{tg}\beta}.$

c. Wzory dla wielokrotności i części kąta.

1. $\sin 2\alpha = 2\sin\alpha\cos\alpha$; $\sin\alpha = 2\sin {}^1\!/_2\,\alpha\cos {}^1\!/_2\,\alpha$.
2. $\sin 3\alpha = 3\sin\alpha\cos^2\alpha - \sin^3\alpha = 3\sin\alpha - 4\sin^3\alpha$.
3. $\sin n\alpha = n\sin\alpha\cos^{n-1}\alpha - (n)_3\sin^3\alpha\cos^{n-3}\alpha + (n)_5\sin^5\alpha\cos^{n-5}\alpha - \cdots$
4. $\cos 2\alpha = \cos^2\alpha - \sin^2\alpha = 1 - 2\sin^2\alpha = 2\cos^2\alpha - 1$.
5. $\cos 3\alpha = \cos^3\alpha - 3\sin^2\alpha\cos\alpha = 4\cos^3\alpha - 3\cos\alpha$.
6. $\cos n\alpha = \cos^n\alpha - (n)_2\sin^2\alpha\cos^{n-2}\alpha + (n)_4\sin^4\alpha\cos^{n-4}\alpha - \cdots$
7. $\sin {}^1\!/_2\,\alpha = \sqrt{\dfrac{1-\cos\alpha}{2}} = {}^1\!/_2\sqrt{1+\sin\alpha} - {}^1\!/_2\sqrt{1-\sin\alpha}$.
8. $\cos {}^1\!/_2\,\alpha = \sqrt{\dfrac{1+\cos\alpha}{2}} = {}^1\!/_2\sqrt{1+\sin\alpha} + {}^1\!/_2\sqrt{1-\sin\alpha}$.
9. $\operatorname{tg} {}^1\!/_2\,\alpha = \dfrac{\sin\alpha}{1+\cos\alpha} = \dfrac{1-\cos\alpha}{\sin\alpha} = \sqrt{\dfrac{1-\cos\alpha}{1+\cos\alpha}}$.
10. $\operatorname{ctg} {}^1\!/_2\,\alpha = \dfrac{\sin\alpha}{1-\cos\alpha} = \dfrac{1+\cos\alpha}{\sin\alpha} = \sqrt{\dfrac{1+\cos\alpha}{1-\cos\alpha}}$.
11. $\operatorname{tg} 2\alpha = \dfrac{2\operatorname{tg}\alpha}{1-\operatorname{tg}^2\alpha} = \dfrac{2}{\operatorname{ctg}\alpha - \operatorname{tg}\alpha}$; $\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{2\operatorname{tg} {}^1\!/_2\,\alpha}{1-\operatorname{tg}^2 {}^1\!/_2\,\alpha}$.
12. $\operatorname{ctg} 2\alpha = \dfrac{\operatorname{ctg}^2\alpha - 1}{2\operatorname{ctg}\alpha} = {}^1\!/_2\operatorname{ctg}\alpha - {}^1\!/_2\operatorname{tg}\alpha$; $\operatorname{ctg}\alpha = \dfrac{\operatorname{ctg}^2 {}^1\!/_2\,\alpha - 1}{2\operatorname{ctg} {}^1\!/_2\,\alpha}$.
13. $\operatorname{tg} 3\alpha = \dfrac{3\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}^3\alpha}{1-3\operatorname{tg}^2\alpha}$.
14. $\operatorname{ctg} 3\alpha = \dfrac{\operatorname{ctg}^3\alpha - 3\operatorname{ctg}\alpha}{3\operatorname{ctg}^2\alpha - 1}$.
15. $\sin\alpha = \dfrac{2\operatorname{tg} {}^1\!/_2\,\alpha}{1+\operatorname{tg}^2 {}^1\!/_2\,\alpha}$.
16. $\cos\alpha = \dfrac{1-\operatorname{tg}^2 {}^1\!/_2\,\alpha}{1+\operatorname{tg}^2 {}^1\!/_2\,\alpha}$.
17. $\sin\alpha \pm \cos\alpha = \pm\sqrt{1 \pm \sin 2\alpha} = \sqrt{2}\sin(\alpha \pm {}^1\!/_4\,\pi)$.

d. Potęgi wstawy (Sin.) i dostawy (Cos.).

1. $2\sin^2\alpha = 1 - \cos 2\alpha$.
2. $2\cos^2\alpha = 1 + \cos 2\alpha$.
3. $4\sin^3\alpha = -\sin 3\alpha + 3\sin\alpha$.
4. $4\cos^3\alpha = \cos 3\alpha + 3\cos\alpha$.
5. Jeżeli n nieparzyste, to:

$$\sin^n\alpha = \left(\frac{1}{2i}\right)^{n-1}\Big[\sin n\alpha - (n)_1\sin(n-2)\alpha + (n)_2\sin(n-4)\alpha - (n)_3\sin(n-6)\alpha + \cdots + (-1)^{\frac{n-3}{2}}(n)_{\frac{n-3}{2}}\sin 3\alpha + (-1)^{\frac{n-1}{2}}(n)_{\frac{n-1}{2}}\sin\alpha\Big].$$

Jeżeli n parzyste, to:

$$\sin^n \alpha = \frac{1}{2^{n-1}\, i^n}\Big[\cos n\alpha - (n)_1 \cos(n-2)\alpha + (n)_2 \cos(n-4)\alpha - \cdots\cdots + (-1)^{\frac{n-4}{2}} (n)_{\frac{n-4}{2}} \cos 4\alpha + (-1)^{\frac{n-2}{2}} (n)_{\frac{n-2}{2}} \cos 2\alpha\Big] + (-1)^{\frac{n}{2}} (n)_{\frac{n}{2}} \left(\frac{1}{2^n\, i^n}\right).$$

6. Jeżeli n nieparzyste, to:

$$\cos^n \alpha = \left(\frac{1}{2}\right)^{n-1}\Big[\cos n\alpha + (n)_1 \cos(n-2)\alpha + (n)_2 \cos(n-4)\alpha + (n)_3 \cos(n-6)\alpha + \cdots + (n)_{\frac{n-3}{2}} \cos 3\alpha + (n)_{\frac{n-1}{2}} \cos\alpha\Big].$$

Jeżeli n parzyste, to:

$$\cos^n \alpha = \left(\frac{1}{2}\right)^{n-1}\Big[\cos n\alpha + (n)_1 \cos(n-2)\alpha + (n)_2 \cos(n-4)\alpha + \cdots\cdots + (n)_{\frac{n-4}{2}} \cos 4\alpha + (n)_{\frac{n-2}{2}} \cos 2\alpha\Big] + (n)_{\frac{n}{2}} \left(\frac{1}{2}\right)^n.$$

e. Wzory dla łuków różnych funkcyi.

1. $\operatorname{arc\,sin} u = \operatorname{arc\,cos} \sqrt{1-u^2} = \operatorname{arc\,tg} \frac{u}{\sqrt{1-u^2}} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,cos} u.$

2. $\operatorname{arc\,cos} u = \operatorname{arc\,sin} \sqrt{1-u^2} = \operatorname{arc\,tg} \frac{\sqrt{1-u^2}}{u} = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,sin} u.$

3. $\operatorname{arc\,tg} u = \operatorname{arc\,sin} \frac{u}{\sqrt{1+u^2}} = \operatorname{arc\,cos} \frac{1}{\sqrt{1+u^2}} = \operatorname{arc\,ctg} \frac{1}{u}$
$= {}^1/_2 \operatorname{arc\,tg} \frac{2u}{1-u^2} = {}^1/_2 \operatorname{arc\,sin} \frac{2u}{1+u^2} = {}^1/_2 \operatorname{arc\,cos} \frac{1-u^2}{1+u^2}.$

4. $\operatorname{arc\,sin} u \pm \operatorname{arc\,sin} v = \operatorname{arc\,sin}(u\sqrt{1-v^2} \pm v\sqrt{1-u^2})$
$= \operatorname{arc\,cos}(\sqrt{1-u^2}\sqrt{1-v^2} \mp uv).$

5. $\operatorname{arc\,cos} u \pm \operatorname{arc\,cos} v = \operatorname{arc\,sin}(v\sqrt{1-u^2} \pm u\sqrt{1-v^2})$
$= \operatorname{arc\,cos}(uv \mp \sqrt{1-u^2}\sqrt{1-v^2}).$

6. $\operatorname{arc\,tg} u \pm \operatorname{arc\,tg} v = \operatorname{arc\,tg} \frac{u \pm v}{1 \mp uv}.$ (Dalsze patrz p. **b.**, str. 68).

f. Związki pomiędzy trzema kątami $\alpha + \beta + \gamma = 180^0$.

1. $\sin\alpha + \sin\beta + \sin\gamma = 4\cos{}^1/_2\,\alpha \cos{}^1/_2\,\beta \cos{}^1/_2\,\gamma$.
2. $\cos\alpha + \cos\beta + \cos\gamma = 4\sin{}^1/_2\,\alpha \sin{}^1/_2\,\beta \sin{}^1/_2\,\gamma + 1$.
3. $\sin\alpha + \sin\beta - \sin\gamma = 4\sin{}^1/_2\,\alpha \sin{}^1/_2\,\beta \cos{}^1/_2\,\gamma$.
4. $\cos\alpha + \cos\beta - \cos\gamma = 4\cos{}^1/_2\,\alpha \cos{}^1/_2\,\beta \sin{}^1/_2\,\gamma - 1$.
5. $\sin^2\alpha + \sin^2\beta + \sin^2\gamma = 2\cos\alpha\cos\beta\cos\gamma + 2$.
6. $\sin^2\alpha + \sin^2\beta - \sin^2\gamma = 2\sin\alpha\sin\beta\cos\gamma$.
7. $\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta + \operatorname{tg}\gamma = \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\beta\operatorname{tg}\gamma$.
8. $\operatorname{ctg}{}^1/_2\,\alpha + \operatorname{ctg}{}^1/_2\,\beta + \operatorname{ctg}{}^1/_2\,\gamma = \operatorname{ctg}{}^1/_2\,\alpha \operatorname{ctg}{}^1/_2\,\beta \operatorname{ctg}{}^1/_2\,\gamma$.
9. $\operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\beta + \operatorname{ctg}\alpha\operatorname{ctg}\gamma + \operatorname{ctg}\beta\operatorname{ctg}\gamma = 1$.
10. $\sin 2\alpha + \sin 2\beta + \sin 2\gamma = 4\sin\alpha\sin\beta\sin\gamma$.
11. $\sin 2\alpha + \sin 2\beta - \sin 2\gamma = 4\cos\alpha\cos\beta\sin\gamma$.

B. Trójkąty płaskie.

Wzory dla pól trójkątów patrz rozdział VII działu pierwszego.

Niech będzie: a, b, c boki trójkątów,
α, β, γ kąty przeciwległe tym bokom,
ϱ promień koła wpisanego,
r promień koła opisanego,
$s = {}^1/_2\,(a + b + c)$ połowa sumy boków.

Ponieważ $\alpha + \beta + \gamma = 180^0$, więc i wzory 1 do 11 stosują się także.

a. Wzory ogólne.

1. $\dfrac{a}{\sin\alpha} = \dfrac{b}{\sin\beta} = \dfrac{c}{\sin\gamma} = 2r$.
2. $a = b\cos\gamma + c\cos\beta$; $b = c\cos\alpha + a\cos\gamma$; $c = a\cos\beta + b\cos\alpha$.
3. $a^2 = b^2 + c^2 - 2bc\cos\alpha$
$= (b + c)^2 - 4bc\cos^2{}^1/_2\,\alpha$
$= (b - c)^2 + 4bc\sin^2{}^1/_2\,\alpha$

4. $\operatorname{tg}\alpha = \dfrac{a\sin\gamma}{b - a\cos\gamma}$.

5. $\sin\dfrac{\alpha}{2} = \sqrt{\dfrac{(s-b)(s-c)}{bc}}$.

6. $\cos\dfrac{\alpha}{2} = \sqrt{\dfrac{s(s-a)}{bc}}$.

7. $\operatorname{tg}\dfrac{\alpha}{2} = \sqrt{\dfrac{(s-b)(s-c)}{s(s-a)}} = \dfrac{\varrho}{s-a}$; $\operatorname{tg}\dfrac{\beta}{2} = \dfrac{\varrho}{s-b}$.

8. $(a + b) : c = \cos{}^1/_2\,(\alpha - \beta) : \cos{}^1/_2\,(\alpha + \beta)$.
9. $(a - b) : c = \sin{}^1/_2\,(\alpha - \beta) : \sin{}^1/_2\,(\alpha + \beta)$.
10. $(a + b) : (a - b) = \operatorname{tg}{}^1/_2\,(\alpha + \beta) : \operatorname{tg}{}^1/_2\,(\alpha - \beta)$.

11. $\varrho = 4r\sin\dfrac{\alpha}{2}\sin\dfrac{\beta}{2}\sin\dfrac{\gamma}{2} = \dfrac{abc}{4rs} = \sqrt{\dfrac{(s-a)(s-b)(s-c)}{s}}$.

12. Długość dwójsiecznej, skierowanej ku bokowi c, wynosi:

$$w = \frac{2\sqrt{abs(s-c)}}{a+b} = \frac{\sqrt{ab[(a+b)^2 - c^2]}}{a+b}.$$

13. Długość ośrodkowej, skierowanej ku bokowi c, jest:

$$m = {}^1/_2\sqrt{2(a^2+b^2) - c^2}.$$

14. $c^2 = (a+b)^2\left(1 - \frac{w^2}{ab}\right) = 2(a^2+b^2-2m^2)$.

b. Trójkąty ukośnokątne.

Dane:	Szukane:	WZORY:
a, b, c	α	$\cos\alpha = \frac{b^2+c^2-a^2}{2bc}$; albo wzór 5 (dla kątów małych), albo wzór 6 (dla kątów bliskich 90°). patrz pod a., str. 64.
a, b, α	β	$\sin\beta = \frac{b\sin\alpha}{a}$.
	γ	$\gamma = 180^0 - (\alpha+\beta)$.
	c	$c = \frac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = b\cos\alpha \pm \sqrt{a^2 - b^2\sin^2\alpha}$.
		Jeżeli $a > b$, to $\beta < 90^0$ i $\beta < \alpha$. Jeżeli $b > a > b\sin\alpha$, to dla jednego z możliwych trójkątów będzie: $\alpha < \beta < 90^0$, a dla drugiego trójkąta $\beta > 90^0$. Jeżeli $b\sin\alpha > a$, to trójkąt odpowiadający elementom danym nie istnieje.
a, α, β	b, c	$b = \frac{a\sin\beta}{\sin\alpha}$; $c = \frac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = \frac{a\sin(\alpha+\beta)}{\sin\alpha}$.
a, b, γ	α, β	$\operatorname{tg}\alpha = \frac{a\sin\gamma}{b - a\cos\gamma}$; $\beta = 180^0 - (\alpha+\gamma)$. Albo: ${}^1/_2(\alpha+\beta) = 90^0 - {}^1/_2\gamma$ i $\operatorname{tg}{}^1/_2(\alpha-\beta) = \frac{a-b}{a+b}\operatorname{ctg}{}^1/_2\gamma$; z oznaczonych ${}^1/_2(\alpha+\beta)$ i ${}^1/_2(\alpha-\beta)$ określamy α i β.
	c	$c = \sqrt{a^2+b^2-2ab\cos\gamma} = \frac{a\sin\gamma}{\sin\alpha} = \frac{a-b}{\cos\varphi}$, jeżeli $\operatorname{tg}\varphi = \frac{2\,|\,ab\sin{}^1/_2\gamma}{a-b}$.

c. Trójkąty prostokątne.

a i b przyprostokątnie, c przeciwprostokątnia, α kąt, naprzeciw którego leży bok a.

1. $a = c\sin\alpha$. 2. $b = c\cos\alpha$. 3. $a = b\operatorname{tg}\alpha$. 4. $b = a\operatorname{ctg}\alpha$.
5. $a^2 + b^2 = c^2$.

C. Trójkąty kuliste.

Wzory na pole trójkąta kulistego patrz rozdział VII działu pierwszego.

Niech będą: a, b, c boki trójkąta,
α, β, γ kąty przeciwległe tymże bokom,
$s = {}^1/_2 (a + b + c)$,
$\sigma = {}^1/_2 (\alpha + \beta + \gamma)$,
$\varepsilon = \alpha + \beta + \gamma - 180^0$ tak zwany nadmiar kulisty, to:

1. $\dfrac{\sin a}{\sin \alpha} = \dfrac{\sin b}{\sin \beta} = \dfrac{\sin c}{\sin \gamma}$.
2. $\cos a = \cos b \cos c + \sin b \sin c \cos \alpha$.
3. $\cos \alpha = -\cos \beta \cos \gamma + \sin \beta \sin \gamma \cos a$.
4. $\cos a \sin b = \sin a \cos b \cos \gamma + \sin c \cos \alpha$.
   $\operatorname{ctg} a \sin b = \sin \gamma \operatorname{ctg} \alpha + \cos \gamma \cos b$.
5. $\cos \alpha \sin \beta = \sin \gamma \cos a - \sin \alpha \cos \beta \cos c$.
   $\operatorname{ctg} \alpha \sin \beta = \sin c \operatorname{ctg} a - \cos c \cos \beta$.
6. $\sin \dfrac{a}{2} = \sqrt{\dfrac{-\cos \sigma \cos (\sigma - \alpha)}{\sin \beta \sin \gamma}}$; $\cos \dfrac{a}{2} = \sqrt{\dfrac{\cos (\sigma - \beta) \cos (\sigma - \gamma)}{\sin \beta \sin \gamma}}$.
7. $\sin \dfrac{\alpha}{2} = \sqrt{\dfrac{\sin (s - b) \sin (s - c)}{\sin b \sin c}}$; $\cos \dfrac{\alpha}{2} = \sqrt{\dfrac{\sin s \sin (s - a)}{\sin b \sin c}}$.
8. $\operatorname{ctg} {}^1/_2 \varepsilon = \dfrac{\operatorname{ctg} {}^1/_2 a \operatorname{ctg} {}^1/_2 b + \cos \gamma}{\sin \gamma}$.
9. $\operatorname{tg} {}^1/_4 \varepsilon = \sqrt{\operatorname{tg} {}^1/_2 s \operatorname{tg} {}^1/_2 (s - a) \operatorname{tg} {}^1/_2 (s - b) \operatorname{tg} {}^1/_2 (s - c)}$.

Analogie Nepera.

1. $\operatorname{tg} {}^1/_2 (a + b) = \dfrac{\cos {}^1/_2 (\alpha - \beta)}{\cos {}^1/_2 (\alpha + \beta)} \operatorname{tg} \dfrac{c}{2}$; $\operatorname{tg} {}^1/_2 (a - b) = \dfrac{\sin {}^1/_2 (\alpha - \beta)}{\sin {}^1/_2 (\alpha + \beta)} \operatorname{tg} \dfrac{c}{2}$.
2. $\operatorname{tg} {}^1/_2 (\alpha + \beta) = \dfrac{\cos {}^1/_2 (a - b)}{\cos {}^1/_2 (a + b)} \operatorname{ctg} \dfrac{\gamma}{2}$; $\operatorname{tg} {}^1/_2 (\alpha - \beta) = \dfrac{\sin {}^1/_2 (a - b)}{\sin {}^1/_2 (a + b)} \operatorname{ctg} \dfrac{\gamma}{2}$.

Wzory Gaussa.

1. $\cos {}^1/_2 (\alpha + \beta) \cos {}^1/_2 c = \cos {}^1/_2 (a + b) \sin {}^1/_2 \gamma$.
2. $\sin {}^1/_2 (\alpha + \beta) \cos {}^1/_2 c = \cos {}^1/_2 (a - b) \cos {}^1/_2 \gamma$.
3. $\cos {}^1/_2 (\alpha - \beta) \sin {}^1/_2 c = \sin {}^1/_2 (a + b) \sin {}^1/_2 \gamma$.
4. $\sin {}^1/_2 (\alpha - \beta) \sin {}^1/_2 c = \sin {}^1/_2 (a - b) \cos {}^1/_2 \gamma$.

Dla trójkąta kulistego **prostokątnego**, w którym c jest przeciwprostokątną, a przeto $\gamma = 90^0$, mamy wzory następujące:

1. $\cos c = \cos a \cos b = \operatorname{ctg} \alpha \operatorname{ctg} \beta$;

2. $\cos a = \dfrac{\cos \alpha}{\sin \beta}$; 3. $\cos b = \dfrac{\cos \beta}{\sin \alpha}$;

4. $\sin \alpha = \dfrac{\sin a}{\sin c}$; 5. $\cos \alpha = \dfrac{\operatorname{tg} b}{\operatorname{tg} c}$; 6. $\operatorname{tg} \alpha = \dfrac{\operatorname{tg} a}{\sin b}$.

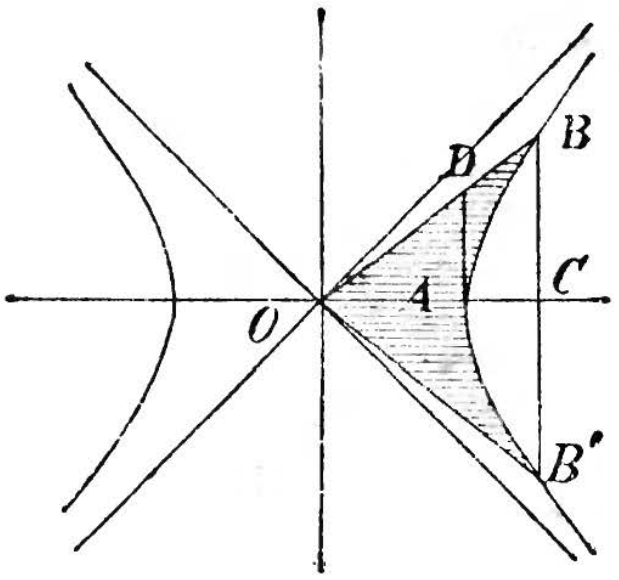
D. Funkcye hyperboliczne. *)

(Tablice funkcyi hyperbolicznych patrz str. 30 — 34).

a. Wzory zasadnicze.

1. Funkcye hyperboliczne znajdują się w takim samym związku odnośnie do hyperboli, w jakim funkcye kołowe (sin, cos, . . .) do koła. Niech (rys. 6) O będzie środkiem, A wierzchołkiem równobocznej hyperboli (por. rozdział VI **B. b 2**), której półoś rzeczywista OA równa się jedności; niech B będzie punktem dowolnym na krzywej; przeprowadzamy BB' prostopadle do OA i wyznaczamy punkt C przecięcia cięciwy BB' z osią rzeczywistą i punkt D przecięcia promienia OB ze styczną AD w wierzchołku hyperboli. Odcinki BC, OC i DA uważamy jako funkcye zakreskowanego pola hyperboli $OBAB'O$ i oznaczamy:

Rys. 6.



$$BC = \sinh \varphi,$$
$$OC = \cosh \varphi,$$
$$DA = \operatorname{tgh} \varphi,$$

gdzie φ = polu $OBAB'O$ = podwójnemu polu $OBAO$.

Następnie oznaczamy $\dfrac{1}{\operatorname{tgh} \varphi} = \operatorname{ctgh} \varphi$.

2. Mamy: $\sinh \varphi = \dfrac{e^{\varphi} - e^{-\varphi}}{2}$; $\cosh \varphi = \dfrac{e^{\varphi} + e^{-\varphi}}{2}$;

$\operatorname{tgh} \varphi = \dfrac{\sinh \varphi}{\cosh \varphi} = \dfrac{e^{\varphi} - e^{-\varphi}}{e^{\varphi} + e^{-\varphi}}$; $\operatorname{ctgh} \varphi = \dfrac{\cosh \varphi}{\sinh \varphi} = \dfrac{e^{\varphi} + e^{-\varphi}}{e^{\varphi} - e^{-\varphi}}$;

} e patrz str. 40.

$\cosh \varphi + \sinh \varphi = e^{\varphi}$; $\cosh \varphi - \sinh \varphi = e^{-\varphi}$; $\cosh^2 \varphi - \sinh^2 \varphi = 1$.

3. Funkcye hyperboliczne, podobnie jak kołowe, są funkcyami peryodycznemi; lecz peryod jest tu urojony i dla funkcyi sinh i cosh równa się $2i\pi$, dla funkcyi tgh i ctgh równa się $i\pi$. Dla rzeczywistej wartości zmiennej φ mamy:

$$\cosh \varphi \geqq 1, \qquad -1 \leqq \operatorname{tgh} \varphi \leqq +1, \qquad \operatorname{ctgh}^2 \varphi \geqq 1,$$

podczas gdy $\sinh \varphi$ może przyjmować wszelkie wartości (dodatnie lub odjemne).

4. Mamy: $\sinh(-\varphi) = -\sinh \varphi$; $\cosh(-\varphi) = +\cosh \varphi$;
$\operatorname{tgh}(-\varphi) = -\operatorname{tgh} \varphi$; $\operatorname{ctgh}(-\varphi) = -\operatorname{ctgh} \varphi$;

---

*) Zbiór szczegółowy wzorów i tablic znajduje się: Ligowski, Tafeln der Hyperbelfunktionen i t. d., Berlin 1890, Wilhelm Ernst & Sohn.

b. Jeżeli $\sinh \varphi = u$, to pisze się $\varphi = \operatorname{ar}\sinh u$, czyli, że $\operatorname{ar}\sinh u$ oznacza takie pole hyperboli, której sinh równy jest u. Odpowiednio oznacza się $\operatorname{ar}\cosh u$, $\operatorname{ar}\operatorname{tgh} u$, $\operatorname{ar}\operatorname{ctgh} u$*).

Mamy:

$$\operatorname{ar}\sinh u = \ln\left(u + \sqrt{u^2+1}\right); \qquad \operatorname{ar}\operatorname{tgh} u = \frac{1}{2}\ln\frac{1+u}{1-u};$$

$$\operatorname{ar}\cosh u = \ln\left(u + \sqrt{u^2-1}\right); \qquad \operatorname{ar}\operatorname{ctgh} u = \frac{1}{2}\ln\frac{u+1}{u-1};$$

b. Związki pomiędzy funkcyami kołowemi i hyperbolicznemi.

1. $\cos x = \cosh ix = \frac{e^{ix}+e^{-ix}}{2}$. 2. $\sin x = -i\sinh ix = \frac{e^{ix}-e^{-ix}}{2i}$.

3. $\operatorname{tg} x = -i\operatorname{tgh} ix = -i\frac{e^{ix}-e^{-ix}}{e^{ix}+e^{-ix}}$.

4. $\operatorname{ctg} x = i\operatorname{ctgh} ix = i\frac{e^{ix}+e^{-ix}}{e^{ix}-e^{-ix}}$.

5. $\cos ix = \cosh x = \frac{e^{x}+e^{-x}}{2}$. 6. $\sin ix = i\sinh x = i\frac{e^{x}-e^{-x}}{2}$.

7. $\operatorname{tg} ix = i\operatorname{tgh} x = i\frac{e^{x}-e^{-x}}{e^{x}+e^{-x}}$.

8. $\operatorname{ctg} ix = -i\operatorname{ctgh} x = -i\frac{e^{x}+e^{-x}}{e^{x}-e^{-x}}$.

9. $\operatorname{arc}\cos x = -i\operatorname{ar}\cosh x = -i\ln\left[x + i\sqrt{1-x^2}\right]$.

10. $\operatorname{arc}\sin x = -i\operatorname{ar}\sinh x = -i\ln\left[ix + \sqrt{1-x^2}\right]$.

11. $\operatorname{arc}\operatorname{tg} x = -i\operatorname{ar}\operatorname{tgh} ix = \frac{1}{2i}\ln\frac{1+ix}{1-ix}$.

12. $\operatorname{arc}\operatorname{ctg} x = i\operatorname{ar}\operatorname{ctgh} ix = \frac{1}{2i}\ln\frac{ix-1}{ix+1}$.

13. $\operatorname{arc}\cos ix = -i\operatorname{ar}\cosh ix = \frac{1}{2}\pi - i\ln\left[x + \sqrt{1+x^2}\right]$.

14. $\operatorname{arc}\sin ix = i\operatorname{ar}\sinh x = i\ln\left[x + \sqrt{1+x^2}\right]$.

15. $\operatorname{arc}\operatorname{tg} ix = i\operatorname{ar}\operatorname{tgh} x = \frac{i}{2}\ln\frac{1+x}{1-x}$.

16. $\operatorname{arc}\operatorname{ctg} ix = -i\operatorname{ar}\operatorname{ctgh} x = -\frac{i}{2}\ln\frac{x+1}{x-1}$.

Wzory 9 do 16 porównaj z wzorami pod **e.**, str. 63.

---

*) Oznaczenie ar pochodzi od area = powierzchnia (pole).

c. Właściwości funkcyi hyperbolicznych.

Związki, wyprowadzone w III., A. (str. 60 i n.) dla funkcyi kołowych i ich wartości odwrotnych, stosują się w swej postaci i do funkcyi hyperbolicznych, oraz ich wartości odwrotnych, należy jednakże niekiedy zmienić znak. Stosujemy zasadę następującą: ze związku dla funkcyi kołowej otrzymuje się odpowiedni związek dla funkcyi hyperbolicznej, podstawiając w pierwszy $\alpha = ix$, $\beta = iy$ i stosując równania:

$$\cos ix = \cosh x,\quad \sin ix = i \sinh x,\quad \operatorname{tg} ix = i \operatorname{tgh} x,\quad \operatorname{ctg} ix = -i \operatorname{ctgh} x$$

po uprzedniem podzieleniu, w razie potrzeby, obu stron przez i, i^2 .... (Por. uwagi do tablic **E.**, str. 42).

Przykłady.

1. Na str. 61 **b.** 11 mamy: $\sin^2\alpha - \sin^2\beta = \sin(\alpha+\beta)\sin(\alpha-\beta)$.
Dla $\alpha = ix$, $\beta = iy$ będzie $\sin^2 ix - \sin^2 iy = \sin i(x+y)\sin i(x-y)$,
albo $i^2\sinh^2 x - i^2\sinh^2 y = i\sinh(x+y)\, i\sinh(x-y) = i^2\sinh(x+y)\sinh(x-y)$;
przeto $\sinh^2 x - \sinh^2 y = \sinh(x+y)\sinh(x-y)$.

2. Z wzoru **f.** 1, str. 59 wynika:

$$\sin ix = \frac{ix}{1!} - \frac{(ix)^3}{3!} + \frac{(ix)^5}{5!} - \cdots = i\left(\frac{x}{1!} - \frac{i^2x^3}{3!} + \frac{i^4x^5}{5!} - \cdots\right);$$

$$\text{przeto } \sinh x = \frac{x}{1!} + \frac{x^3}{3!} + \frac{x^5}{5!} \cdots;\quad -\infty < x < +\infty.$$

IV. RACHUNEK RÓŻNICZKOWY I CAŁKOWY.

A. Wzory różniczkowe.

W wzorach przytoczonych poniżej x, y, z, u .... mogę być zmiennemi niezależnemi, jak również funkcyami jednej i tej samej zmiennej (t).

1. $d(a+x) = dx$.
2. $d(ax) = a \cdot dx$.
3. $d(x+y+z+u+\cdots) = dx+dy+dz+du+\cdots$
4. $d(xy) = x\cdot dy + y\cdot dx$.
5. $a(xyzu\cdots) = \left(\frac{dx}{x} + \frac{dy}{y} + \frac{dz}{z} + \frac{du}{u} + \cdots\right) xyzu\cdots$
6. $d\frac{x}{y} = \frac{y\cdot dx - x\cdot dy}{y^2}$.
7. $d\frac{m+nx}{p+qx} = \frac{np-mq}{(p+qx)^2}dx$.
8. $dx^m = mx^{m-1}\cdot dx$.
9. $d\sqrt{x} = \frac{dx}{2\sqrt{x}}$.
10. $d\frac{1}{x} = -\frac{dx}{x^2}$.

11. $de^x = e^x \cdot dx$. 12. $da^x = a^x \ln a \cdot dx$.

13. $dx^y = x^{y-1}(x \ln x \cdot dy + y \cdot dx)$.

14. $d \ln x = \frac{dx}{x}$. 15. $d \log_a x = \frac{1}{\ln a} \cdot \frac{dx}{x}$.

16. $d \sin x = \cos x \cdot dx$. 17. $d \frac{1}{\sin x} = -\frac{\cos x \cdot dx}{\sin^2 x}$.

18. $d \cos x = -\sin x \cdot dx$. 19. $d \frac{1}{\cos x} = \frac{\sin x \cdot dx}{\cos^2 x}$.

20. $d \operatorname{tg} x = \frac{dx}{\cos^2 x}$. 21. $d \operatorname{ctg} x = -\frac{dx}{\sin^2 x}$.

22. $d \operatorname{arc\,sin} x = \frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}$. 23. $d \operatorname{arc\,cos} x = -\frac{dx}{\sqrt{1-x^2}}$.

24. $d \operatorname{arc\,tg} x = \frac{dx}{1+x^2}$. 25. $d \operatorname{arc\,ctg} x = -\frac{dx}{1+x^2}$.

Wogóle:

26. $$dF(x,y,z,u\cdots) = \frac{\partial F}{\partial x}dx + \frac{\partial F}{\partial y}dy + \frac{\partial F}{\partial z}dz + \frac{\partial F}{\partial u}du + \cdots$$

27. $$d^n F(x,y,z,u\cdots) = \frac{\partial^n F}{\partial x^n}dx^n + n\frac{\partial^n F}{\partial x^{n-1}\partial y}dx^{n-1}dy + \cdots$$

albo (symbolicznie) $$= \left(\frac{\partial F}{\partial x}dx + \frac{\partial F}{\partial y}dy + \frac{\partial F}{\partial z}dz + \cdots\right)^n,$$

jeżeli, po rozwinięciu w prawej stronie nawiasu podług dwumianu Newtona, (p. str. 43) zastąpimy n-tą potęgę ∂F w liczniku n-tą pochodną cząstkową funkcyi F.

B. Szeregi Taylora i Maclaurina.

I. Szereg Maclaurina.

$$f(x) = f(0) + \frac{x}{1}f'(0) + \frac{x^2}{2!}f''(0) + \frac{x^3}{3!}f'''(0) + \cdots$$

$$\cdots + \frac{x^{n-2}}{(n-2)!}f^{(n-2)}(0) + \frac{x^{n-1}}{(n-1)!}f^{(n-1)}(0) + R_n.$$

$f(0), f'(0), f''(0), \ldots f^{(n-1)}(0)$ oznaczają wartości, które przybierają $f(x), f'(x), f''(x), \ldots f^{(n-1)}(x)$ dla $x=0$. Wyraz dopełniający, czyli resztę szeregu wyraża:

$$R_n = \frac{x^n}{n!}f^{(n)}(\Theta x) \text{ albo } R_n = \frac{(1-\Theta)^{n-1}x^n}{(n-1)!}f^{(n)}(\Theta x),$$

gdzie Θ oznacza dodatny ułamek właściwy.

2. Szereg Taylora.

$$f(x+h)=f(x)+\frac{h}{1}f'(x)+\frac{h^2}{2!}f''(x)+\frac{h^3}{3!}f'''(x)+\cdots\cdots$$
$$\cdots\cdots+\frac{h^{n-2}}{(n-2)!}f^{(n-2)}(x)+\frac{h^{n-1}}{(n-1)!}f^{(n-1)}(x)+R_n.$$

Reszta szeregu wynosi:

$$R_n=\frac{h^n}{n!}f^{(n)}(x+\Theta h) \text{ albo } R_n=\frac{(1-\Theta)^{n-1}h^n}{(n-1)!}f^{(n)}(x+\Theta h),$$

gdzie Θ oznacza dodatny ułamek właściwy.

3. $f(x+h, y+k)=f(x,y)+\delta f(x,y)+\frac{1}{2!}\delta^2 f(x,y)$
$$+\frac{1}{3!}\delta^3 f(x,y)+\frac{1}{4!}\delta^4 f(x,y)+\cdots\cdots, \text{ gdzie}$$

$$\delta f(x,y)=h\frac{\partial f(x,y)}{\partial x}+k\frac{\partial f(x,y)}{\partial y},$$

$$\delta^2 f(x,y)=h^2\frac{\partial^2 f(x,y)}{\partial x^2}+2hk\frac{\partial^2 f(x,y)}{\partial x\,\partial y}+k^2\frac{\partial^2 f(x,y)}{\partial y^2},$$

$$\delta^3 f(x,y)=h^3\frac{\partial^3 f(x,y)}{\partial x^3}+3h^2k\frac{\partial^3 f(x,y)}{\partial x^2\partial y}+3hk^2\frac{\partial^3 f(x,y)}{\partial x\,\partial y^2}+k^3\frac{\partial^3 f(x,y)}{\partial y^3}$$

i t. d.

Szeregi Maclaurina i Taylora można wtedy tylko stosować, gdy $f(x)$, oraz wszystkie pochodne, w granicach od 0 do x i od x do $x+h$ są skończone i ciągłe.

C. Postacie nieoznaczone.

1. $\frac{0}{0}$. Jeżeli ułamek $\frac{\varphi(x)}{\psi(x)}$ dla $x=a$ przybiera postać $\frac{0}{0}$, to otrzymamy wartość istotną, jeżeli utworzymy $\frac{\varphi'(x)}{\psi'(x)}$ i podstawimy $x=a$; $\varphi'(x)$ i $\psi'(x)$ są pochodnemi funkcyi $\varphi(x)$ i $\psi(x)$ względem x. Jeżeli $\frac{\varphi'(a)}{\psi'(a)}$ przybiera znów postać $\frac{0}{0}$, to wartość istotna będzie $\frac{\varphi''(a)}{\psi''(a)}$ i t. d.

2. $\frac{\infty}{\infty}$. Postępujemy tak samo, jak w przypadku $\frac{0}{0}$.

3. $0\cdot\infty$. Jeżeli w $\varphi(x)\cdot\psi(x)$ dla $x=a$, będzie $\varphi(x)=0$ i $\psi(x)=\infty$, to dla otrzymania wartości istotnej należy założyć $\frac{1}{\psi(x)}=f(x)$ i postąpić, jak w przypadku 1.

4. 0^0, 1^∞, ∞^0. Jeżeli wyrażenie $\varphi(x)^{\psi(x)}$ dla $x=a$ przyjmuje jedną z postaci powyższych, to, gdy założymy $\varphi(x)^{\psi(x)}=y$, otrzymamy: $\ln y=\psi(x)\cdot\ln\varphi(x)$, przeto $y=e^{\psi(x)\cdot\ln\varphi(x)}$. Załóżmy następnie $\ln\varphi(x)=f(x)$, a otrzymamy wyrażenie $e^{\psi(x)\cdot f(x)}$, w którem wykładnik wyznacza się jak w przypadku 3.

5. $\infty-\infty$. Wyrażenie $\varphi(x)-\psi(x)=\infty-\infty$ sprowadza się do przypadku 1, mianowicie:

$$\varphi(x)-\psi(x)=\frac{\frac{1}{\psi(x)}-\frac{1}{\varphi(x)}}{\frac{1}{\varphi(x)\cdot\psi(x)}}=\frac{\frac{1}{\infty}-\frac{1}{\infty}}{\frac{1}{\infty\cdot\infty}}=\frac{0}{0}.$$

D. Maxima i Minima.

(Największości i najmniejszości).

I. Funkcya jednej zmiennej. Wartość x, przy której funkcya $y=f(x)$ staje się największą, albo najmniejszą, wyznacza się z równania:

$$f'(x)=0,$$

gdzie: y jest największem, jeżeli $f''(x)<0$,
y „ najmniejszem, „ $f''(x)>0$.

Gdy $f''(x)=0$, a znalezione wartości x mają czynić zadość warunkom maximum i minimum, wówczas powinno być również $f'''(x)=0$, a odpowiednio $f^{IV}(x)\gtrless 0$; i t. d.

2. Funkcya niewyraźna: $f(x,y)=0$. Wartości, przy których y daje maximum albo minimum, winny zadość uczynić równaniom:

$$\frac{\partial f(x,y)}{\partial x}=0,\quad f(x,y)=0 \text{ i warunkowi } \frac{\partial f(x,y)}{\partial y}\gtrless 0.$$

y jest największem, jeżeli $\left[-\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\right]:\left[\frac{\partial f}{\partial y}\right]<0$;

y „ najmniejszem, „ $\left[-\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\right]:\left[\frac{\partial f}{\partial y}\right]>0$.

3. Funkcya z dwiema zmiennemi niezależnemi: $z=f(x,y)$. Wartości x i y, przy których funkcya daje maximum albo minimum, otrzymują się z równań:

$$\frac{\partial f(x,y)}{\partial x}=0,\qquad \frac{\partial f(x,y)}{\partial y}=0.$$

z warunkiem: $\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial y^2}-\left[\frac{\partial^2 f}{\partial x\,\partial y}\right]^2>0$,

natenczas, jeżeli $\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}$ i $\frac{\partial^2 f}{\partial y^2}<0$, to z jest maximum,

„ „ $\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}$ i $\frac{\partial^2 f}{\partial y^2}>0$, to z jest minimum.

4. **Maxima i minima względne.** Jeżeli maxima i minima funkcyi $v=f(x, y, z)$ mają jednocześnie czynić zadość warunkom $\varphi(x, y, z)=0$ i $\psi(x, y, z)=0$, to oznaczmy:

$$u=f(x, y, z)+\lambda\varphi(x, y, z)+\mu\psi(x, y, z)$$ i załóżmy:

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial u}{\partial x}&=f'(x)+\lambda\varphi'(x)+\mu\psi'(x)=0,\\ \frac{\partial u}{\partial y}&=f'(y)+\lambda\varphi'(y)+\mu\psi'(y)=0,\\ \frac{\partial u}{\partial z}&=f'(z)+\lambda\varphi'(z)+\mu\psi'(z)=0;\end{aligned}\right\}$$ $f'(x)$ oznacza pochodnę cząstkową funkcyi $f(x, y, z)$ względem x i t. d.

Następnie mamy:

$$\varphi(x, y, z)=0,$$
$$\psi(x, y, z)=0.$$

Z trzech pierwszych z pomiędzy pięciu tych równań rugujemy wielkości pomocnicze λ i μ i następnie z pomocą dwóch ostatnich równań znajdujemy wartości x, y i z, które odpowiadają maximum albo minimum.

E. Rozkład ułamków wymiernych na ułamki proste.

Na ułamki proste mogą być rozłożone tylko ułamki wymierne postaci:

$$\frac{f(x)}{F(x)}=\frac{Ax^{n-1}+Bx^{n-2}+Cx^{n-3}+\cdots Px+Q}{x^n+ax^{n-1}+bx^{n-2}+\cdots+px+q}.$$

Rozłóżmy $F(x)$ na iloczyn czynników linijnych i w tym celu rozwiążmy równanie:

$$F(x)=0.$$

Jeżeli $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \ldots$ będą pierwiastkami tego równania, to:

$$F(x)=(x-\alpha)(x-\beta)(x-\gamma)(x-\delta)\ldots\ldots$$

Odróżniamy trzy przypadki:

1. $\alpha, \beta, \gamma, \delta \ldots\ldots$ są **rzeczywiste i różne.**

$$\frac{f(x)}{F(x)}=\frac{\alpha_1}{x-\alpha}+\frac{\beta_1}{x-\beta}+\frac{\gamma_1}{x-\gamma}+\frac{\delta_1}{x-\delta}+\cdots\cdots$$

Liczniki $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1 \ldots\ldots$ otrzymamy z równań:

$$\alpha_1=\frac{f(\alpha)}{F'(\alpha)},\ \beta_1=\frac{f(\beta)}{F'(\beta)},\ \gamma_1=\frac{f(\gamma)}{F'(\gamma)},\ \delta_1=\frac{f(\delta)}{F'(\delta)}\ \text{i t. d.}$$

2. Pomiędzy pierwiastkami są **równe** i niechaj α powtarza się m razy, β r razy; wówczas:

$$F(x)=(x-\alpha)^m(x-\beta)^r(x-\gamma)(x-\delta)\ldots,$$

$$\frac{f(x)}{F(x)}=\frac{\alpha_1}{(x-\alpha)^m}+\frac{\alpha_2}{(x-\alpha)^{m-1}}+\frac{\alpha_3}{(x-\alpha)^{m-2}}+\cdots+\frac{\alpha_m}{x-\alpha}+\frac{\beta_1}{(x-\beta)^r}$$
$$+\frac{\beta_2}{(x-\beta)^{r-1}}+\cdots+\frac{\beta_r}{x-\beta}+\frac{\gamma_1}{x-\gamma}+\frac{\delta_1}{x-\delta}+\cdots\cdots$$

Liczniki $\alpha_1, \ldots \alpha_m$ otrzymujemy jako spółczynniki potęg $z^0, z^1, \ldots z^{m-1}$ przy rozwinięciu, podług wzrastających potęg z, następującego wyrażenia:

$$\frac{f(\alpha+z)}{(\alpha-\beta+z)^r\,(\alpha-\gamma+z)\,(\alpha-\delta+z)\ldots} = \alpha_1 + \alpha_2 z + \alpha_3 z^2 + \ldots + \alpha_m z^{m-1} + \ldots$$

Podobnie znajduje się $\beta_1, \ldots \beta_r$ z rozwinięcia:

$$\frac{f(\beta+z)}{(\beta-\alpha+z)^m\,(\beta-\gamma+z)\,(\beta-\delta+z)\ldots} = \beta_1 + \beta_2 z + \beta_3 z^2 + \ldots + \beta_r z^{r-1} + \ldots$$

γ_1, δ_1 i t d. znajdujemy sposobem wskazanym w **1.**

3. Niektóre albo wszystkie pierwiastki są **urojone**, tak iż:

$$F(x) = (x-p+qi)(x-p-qi)\,\Phi(x).$$

Jeżeli pierwiastki są różne, to postępujemy jak w punkcie **1.** i otrzymujemy:

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{\alpha_1}{x-p+qi} + \frac{\alpha_2}{x-p-qi} + \frac{\varphi(x)}{\Phi(x)},$$

gdzie $\alpha_1 = \dfrac{f(p-qi)}{F'(p-qi)} = A - iB, \quad \alpha_2 = \dfrac{f(p+qi)}{F'(p+qi)} = A + iB.$

Jeżeli rachunek chcemy przeprowadzić wyłącznie liczbami rzeczywistemi, to obydwa urojone (należące do siebie) ułamki proste łączymy w jeden; otrzymamy wtedy jeden ułamek prosty rzeczywisty, którego mianownik będzie stopnia drugiego; i będzie:

$$\frac{f(x)}{F(x)} = \frac{2A(x-p) - 2Bq}{(x-p)^2+q^2} + \frac{\varphi(x)}{\Phi(x)}.$$

Jeżeli napotykają się pierwiastki urojone równe, to postępujemy, jak w przypadku **2.**

F. Wzory całkowe.

a. Wzory ogólne.

We wzorach 1. do 3. u i v są funkcyami zmiennej x.

1. $\int a \cdot du = a \int du = au + C.$
2. $\int (u+v)\,dx = \int u \cdot dx + \int v \cdot dx.$ (Całkowanie przez rozkład).
3. $\int u \cdot dv = uv - \int v \cdot du.$ (Całkowanie przez części).
4. $\int f(x)\,dx = \int f[\varphi(y)]\,\varphi'(y)\,dy.$ (Całkowanie przez podstawienie).
5. $\dfrac{\partial}{\partial \alpha}\int f(x, \alpha)\,dx = \int \dfrac{\partial f(x, \alpha)}{\partial \alpha}\,dx.$ (Różniczkowanie pod znakiem całkowym).

6. $\int dy \int f(x, y)\, dx = \int dx \int f(x, y)\, dy.$ } (Odwrócenie porządku całkowania).

7. $\int \int \varphi(x)\, dx \cdot dx = x \int \varphi(x)\, dx - \int x \varphi(x)\, dx.$

b. Funkcye wymierne.

8. $\int x^n \cdot dx = \frac{x^{n+1}}{n+1} + C.$ 9. $\int \frac{1}{x^n} dx = -\frac{1}{(n-1)\, x^{n-1}} + C.$

10. $\int (a + bx)^n\, dx = \frac{(a + bx)^{n+1}}{(n+1)\, b} + C.$

11. $\int \frac{1}{x} dx = \ln x + C = \ln cx.$

12. $\int \frac{dx}{a + bx} = \frac{1}{b} \ln (a + bx) + C = \frac{1}{b} \ln c\,(a + bx).$

13. $\int \frac{1}{x^2} dx = -\frac{1}{x} + C.$ 14. $\int \frac{dx}{(a + bx)^2} = -\frac{1}{b\,(a + bx)} + C.$

15. $\int \frac{dx}{1 + x^2} = \text{arc tg}\, x + C = -\text{arc ctg}\, x + C.$

16.*) $\int \frac{dx}{1 - x^2} = {}^1/_2 \ln \frac{1 + x}{1 - x} + C = \text{ar tgh}\, x + C;$ $x < 1.$

17.*) $\int \frac{dx}{x^2 - 1} = {}^1/_2 \ln \frac{x - 1}{x + 1} + C = -\text{ar ctgh}\, x + C;$ $x > 1.$

18. $\int \frac{dx}{a + bx^2} = \frac{1}{\sqrt{ab}} \text{arc tg} \left(\sqrt{\frac{b}{a}}\, x \right) + C.$

19. $\int \frac{dx}{a - bx^2} = \frac{1}{2\sqrt{ab}} \ln \frac{\sqrt{ab} + bx}{\sqrt{ab} - bx} + C = \frac{1}{\sqrt{ab}} \text{ar tgh} \left(\sqrt{\frac{b}{a}}\, x \right) + C.$ } $a > 0, \quad b > 0.$

20. $\int \frac{dx}{a + 2bx + cx^2}$

$= \frac{1}{\sqrt{ac - b^2}} \text{arc tg} \frac{b + cx}{\sqrt{ac - b^2}} + C,$ jeżeli $ac - b^2 > 0;$

$= \frac{1}{2\sqrt{b^2 - ac}} \ln \frac{\sqrt{b^2 - ac} - b - cx}{\sqrt{b^2 - ac} + b + cx} + C$

$= -\frac{1}{\sqrt{b^2 - ac}} \text{ar tgh} \frac{b + cx}{\sqrt{b^2 - ac}} + C,$ } jeżeli $b^2 - ac > 0;$

*) O funkcyach hyperbolicznych i ich odwrotnych, patrz str. 67 i nast.

następnie $\int \frac{dx}{a+2bx+cx^2} = -\frac{1}{b+cx} + C$, jeżeli $b^2 = ac$.

21. $\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{a+2bx+cx^2} = \frac{\beta}{2c}\ln(a+2bx+cx^2) + \frac{\alpha c-\beta b}{c}\int \frac{dx}{a+2bx+cx^2}$.

22. Jeżeli w $\int \frac{f(x)\,dx}{a+2bx+cx^2}$ funkcya $f(x)$ jest funkcyą całkowitą stopnia wyższego niż pierwszy, to rozkładamy funkcyę znajdującą się pod znakiem całkowym na funkcyę całkowitą i na sumę ułamków prostych wymiernych, poczem całkujemy oddzielne składniki.

23. $\int \frac{dx}{(a+2bx+cx^2)^p} = \frac{1}{2(ac-b^2)(p-1)} \cdot \frac{b+cx}{(a+2bx+cx^2)^{p-1}} + \frac{(2p-3)c}{2(ac-b^2)(p-1)}\int \frac{dx}{(a+2bx+cx^2)^{p-1}}$.

24. $\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{(a+2bx+cx^2)^p} = -\frac{\beta}{2c(p-1)} \cdot \frac{1}{(a+2bx+cx^2)^{p-1}} + \frac{ac-\beta b}{c}\int \frac{dx}{(a+2bx+cx^2)^p}$.

25. Jeżeli $\int \frac{f(x)}{F(x)}\,dx = \int \frac{Ax^m + Bx^{m-1} + \cdots + Px + Q}{x^n + ax^{n-1} + \cdots + px + q}\,dx$ i $m > n$, to za pomocą dzielenia wydzielamy funkcyę całkowitą, a pozostałą funkcyę ułamkową rozkładamy na ułamki proste (patrz str. 73 i 74) i całkujemy każdą część oddzielnie.

c. Funkcye niewymierne.

26. $\int \sqrt{a+bx}\cdot dx = \frac{2}{3b}(\sqrt{a+bx})^3 + C$.

27. $\int \frac{dx}{\sqrt{a+bx}} = \frac{2}{b}\sqrt{a+bx} + C$.

28. $\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{\sqrt{a+bx}} = \frac{2}{3b^2}(3\alpha b - 2a\beta + \beta bx)\sqrt{a+bx} + C$.

29. Całka $\int \frac{dx}{(\alpha+\beta x)\sqrt{a+bx}}$ przez podstawienie $y = \sqrt{a+bx}$ sprowadza się do postaci N. 18 albo N. 19 (str. 75). (Por. też N. 30).

30. $\int \frac{f\left(x, \sqrt[n]{a+bx}\right)}{\varphi\left(x, \sqrt[n]{a+bx}\right)}\,dx$. Podstawiamy $\sqrt[n]{a+bx} = y$.

31. $$\int x^{m-1}(a+bx)^n\,dx = \frac{x^{m-1}(a+bx)^{n+1}}{(m+n)b} - \frac{(m-1)a}{(m+n)b}\int x^{m-2}(a+bx)^n\,dx$$
$$= \frac{x^m(a+bx)^n}{m+n} + \frac{na}{m+n}\int x^{m-1}(a+bx)^{n-1}\,dx.$$

32. $$\int \frac{dx}{\sqrt{a^2-x^2}} = \arcsin\frac{x}{a} + C = -\arccos\frac{x}{a} + C$$
$$= 2\operatorname{arc\,tg}\sqrt{\frac{a+x}{a-x}} + C.$$

33. *) $$\int \frac{dx}{\sqrt{a^2+x^2}} = \ln\left[x+\sqrt{a^2+x^2}\right] + C = {}^1/_2 \ln\left[\frac{x+\sqrt{a^2+x^2}}{-x+\sqrt{a^2+x^2}}\right] + C$$
$$= \operatorname{ar\,sinh}\frac{x}{a} + C.$$

34. *) $$\int \frac{dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} = \frac{1}{\sqrt{c}}\ln\left[b+cx+\sqrt{c}\cdot\sqrt{a+2bx+cx^2}\right] + C;\quad c>0.$$
$$= \frac{1}{\sqrt{c}}\operatorname{ar\,sinh}\frac{b+cx}{\sqrt{ac-b^2}} + C, \text{ jeżeli } ac-b^2>0;$$
$$= \frac{1}{\sqrt{c}}\operatorname{ar\,cosh}\frac{b+cx}{\sqrt{b^2-ac}} + C, \text{ jeżeli } b^2-ac>0;$$
$$= \frac{-1}{\sqrt{-c}}\arcsin\frac{b+cx}{\sqrt{b^2-ac}} + C, \text{ jeżeli } c<0.$$

35. $$\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} = \frac{\beta}{c}\sqrt{a+2bx+cx^2} + \frac{\alpha c-\beta b}{c}\int \frac{dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} + C.$$

36. $$\int \frac{x^m\,dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} = \frac{x^{m-1}X}{mc} - \frac{(m-1)a}{mc}\int \frac{x^{m-2}\,dx}{X} - \frac{(2m-1)b}{mc}\int \frac{x^{m-1}\,dx}{X},$$

gdzie $X = \sqrt{a+2bx+cx^2}$.

37. *) $$\int \sqrt{a^2+x^2}\cdot dx = \frac{x}{2}\sqrt{a^2+x^2} + \frac{a^2}{2}\ln\left(x+\sqrt{a^2+x^2}\right) + C$$
$$= \frac{x}{2}\sqrt{a^2+x^2} + \frac{a^2}{2}\operatorname{ar\,sinh}\frac{x}{a} + C.$$

---

*) O funkcyach hyperbolicznych i odwrotnych por. str. 67 i nast.

38. $\int \sqrt{a^2-x^2}\cdot dx = \frac{x}{2}\sqrt{a^2-x^2} + \frac{a^2}{2}\operatorname{arc\,sin}\frac{x}{a} + C.$

39. *) $\int \sqrt{x^2-a^2}\cdot dx = \frac{x}{2}\sqrt{x^2-a^2} - \frac{a^2}{2}\ln\left(x+\sqrt{x^2-a^2}\right) + C.$

$$= \frac{x}{2}\sqrt{x^2-a^2} - \frac{a^2}{2}\operatorname{ar\,cosh}\frac{x}{a} + C.$$

40. $\int \sqrt{a+2bx+cx^2}\cdot dx = \frac{b+cx}{2c}\sqrt{a+2bx+cx^2}$

$$+ \frac{ac-b^2}{2c}\int \frac{dx}{\sqrt{a+2bx+cx^2}} + C.$$

41. Całka $\int \frac{dx}{(x-a)^p X}$ przez podstawienie $\frac{1}{x-a} = y$ sprowadza się do postaci N. 36 (str. 77).

42. Całka $\int \frac{A+Bx}{\alpha+2\beta x+\gamma x^2}\cdot\frac{dx}{X}$ przez podstawienie $x = \frac{py+q}{y+1}$, gdzie p i q wyznaczają się z równań:

$$\gamma pq + \beta(p+q) + \alpha = 0$$
$$cpq + b(p+q) + a = 0$$

i po założeniu $y^2 = z$, sprowadza się do dwóch całek postaci:

$$\int \frac{dz}{(\alpha_1+\gamma_1 z)\sqrt{a_1+c_1 z}} \quad \text{i} \quad \int \frac{dz}{(\alpha_2+\gamma_2 z)\sqrt{a_1 z+c_1 z^2}},$$

które rozwiązują się podług N. 29 (str. 76) i N. 41.

43. W celu znalezienia całki $\int \frac{f(x)}{F(x)}\cdot\frac{dx}{X}$ rozkładamy ułamek $\frac{f(x)}{F(x)}$, po uprzedniem wydzieleniu funkcyi całkowitej, na ułamki proste i uskuteczniamy całkowanie podług N. 41, jeżeli napotykają się ułamki urojone, to łączymy je podług N. 42.

44. $\int \frac{(\alpha+\beta x)\,dx}{X^3} = \frac{(a\beta-b\alpha)+(b\beta-c\alpha)x}{(b^2-ac)\sqrt{a+2bx+cx^2}} + C.$

d. Funkcye przestępne.

45. $\int e^x\cdot dx = e^x + C.$ 46. $\int a^x\cdot dx = \frac{a^x}{\ln a} + C.$

47. $\int x^n e^{ax}\cdot dx = \frac{x^n e^{ax}}{a}\left[1 - \frac{n}{ax} + \frac{n(n-1)}{a^2x^2} - \cdots \pm \frac{n!}{a^n x^n}\right] + C.$

*) O funkcyach hyperbolicznych i odwrotnych, por. str. 67 i nast.

48. $\int \ln x \cdot dx = x \ln x - x + C.$

49. $\int \frac{(\ln x)^n}{x} dx = \frac{1}{n+1} (\ln x)^{n+1} + C.$

---

50. $\int \sin x \cdot dx = -\cos x + C.$ 51. $\int \cos x \cdot dx = \sin x + C.$

52. $\int \sin^2 x \cdot dx = -\frac{1}{4} \sin 2x + \frac{1}{2} x + C.$

53. $\int \cos^2 x \cdot dx = \frac{1}{4} \sin 2x + \frac{1}{2} x + C.$

54. $\int \sin mx \cdot dx = -\frac{\cos mx}{m} + C.$ 55. $\int \cos mx \cdot dx = \frac{\sin mx}{m} + C.$

56. $\int \sin mx \cos nx \cdot dx = -\frac{\cos (m+n)x}{2(m+n)} - \frac{\cos (m-n)x}{2(m-n)} + C.$

57. $\int \sin mx \sin nx \cdot dx = \frac{\sin (m-n)x}{2(m-n)} - \frac{\sin (m+n)x}{2(m+n)} + C.$

58. $\int \cos mx \cos nx \cdot dx = \frac{\sin (m-n)x}{2(m-n)} + \frac{\sin (m+n)x}{2(m+n)} + C.$

59. $\int \operatorname{tg} x \cdot dx = -\ln \cos x + C.$ 60. $\int \operatorname{ctg} x \cdot dx = \ln \sin x + C.$

61. $\int \frac{dx}{\sin x} = \ln \operatorname{tg} \frac{x}{2} + C.$ 62. $\int \frac{dx}{\cos x} = \ln \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{x}{2}\right) + C.$

63. $\int \frac{dx}{1+\cos x} = \operatorname{tg} \frac{x}{2} + C.$ 64. $\int \frac{dx}{1-\cos x} = -\operatorname{ctg} \frac{x}{2} + C.$

65. $\int \frac{dx}{\sin^2 x} = -\operatorname{ctg} x + C.$ 66. $\int \frac{dx}{\cos^2 x} = \operatorname{tg} x + C.$

67. $\int \sin x \cos x \cdot dx = \frac{1}{2} \sin^2 x + C.$ 68. $\int \frac{dx}{\sin x \cos x} = \ln \operatorname{tg} x + C.$

69. *) $\int \sin^n x \cdot dx = -\frac{\cos x \sin^{n-1} x}{n} + \frac{n-1}{n} \int \sin^{n-2} x \cdot dx.$

70. *) $\int \cos^n x \cdot dx = \frac{\sin x \cos^{n-1} x}{n} + \frac{n-1}{n} \int \cos^{n-2} x \cdot dx.$

71. $\int \operatorname{tg}^n x \cdot dx = \frac{\operatorname{tg}^{n-1} x}{n-1} - \int \operatorname{tg}^{n-2} x \cdot dx.$

---

*) Jeżeli n jest liczbą nieparzystą, to zamiast danych tu wzorów redukcyjnych stosujemy podstawienie $\cos x = z$ albo $\sin x = z$. Całkowanie może być również wykonane za pomocą wzorów 1 i 2 str. 68 i N. 54 i 55.

72. $$\int \operatorname{ctg}^n x \cdot dx = -\frac{\operatorname{ctg}^{n-1} x}{n-1} - \int \operatorname{ctg}^{n-2} x \cdot dx.$$

73. $$\int \frac{dx}{\sin^n x} = -\frac{\cos x}{(n-1)\sin^{n-1} x} + \frac{n-2}{n-1}\int \frac{dx}{\sin^{n-2} x}.$$

74. $$\int \frac{dx}{\cos^n x} = \frac{\sin x}{(n-1)\cos^{n-1} x} + \frac{n-2}{n-1}\int \frac{dx}{\cos^{n-2} x}.$$

75.*) $$\int \sin^p x \cos^q x \cdot dx = \frac{\sin^{p+1} x \cos^{q-1} x}{p+q} + \frac{q-1}{p+q}\int \sin^p x \cos^{q-2} x \cdot dx$$
$$= -\frac{\sin^{p-1} x \cos^{q+1} x}{p+q} + \frac{p-1}{p+q}\int \sin^{p-2} x \cos^q x \cdot dx.$$

76.*) $$\int \sin^{-p} x \cos^q x \cdot dx = -\frac{\sin^{-p+1} x \cos^{q+1} x}{p-1} + \frac{p-q-2}{p-1}\int \sin^{-p+2} x \cos^q x \cdot dx.$$

77.*) $$\int \sin^p x \cos^{-q} x \cdot dx = \frac{\sin^{p+1} x \cos^{-q+1} x}{q-1} + \frac{q-p-2}{q-1}\int \sin^p x \cos^{-q+2} x \cdot dx.$$

78. $$\int \frac{dx}{a+b\cos x} = \frac{2}{\sqrt{a^2-b^2}} \operatorname{arc\,tg}\left(\sqrt{\frac{a-b}{a+b}} \operatorname{tg} {}^1\!/_2 x\right) + C, \text{ jeżeli } a^2 > b^2;$$
$$= \frac{1}{\sqrt{b^2-a^2}} \ln \frac{b + a\cos x + \sin x \sqrt{b^2-a^2}}{a+b\cos x} + C,$$
$$= \frac{2}{\sqrt{b^2-a^2}} \operatorname{ar\,tgh}\left(\sqrt{\frac{b-a}{b+a}} \operatorname{tg} {}^1\!/_2 x\right) + C,$$
jeżeli $a^2 < b^2$.

79. $$\int \frac{\cos x \cdot dx}{a+b\cos x} = \frac{x}{b} - \frac{a}{b}\int \frac{dx}{a+b\cos x} + C.$$

80. $$\int \frac{\sin x \cdot dx}{a+b\cos x} = -\frac{1}{b} \ln (a + b\cos x) + C.$$

81. $$\int \frac{A + B\cos x + C\sin x}{a + b\cos x + c\sin x} dx = A\int \frac{d\varphi}{a + p\cos\varphi}$$
$$+ (B\cos\alpha + C\sin\alpha)\int \frac{\cos\varphi \cdot d\varphi}{a+p\cos\varphi} - (B\sin\alpha - C\cos\alpha)\int \frac{\sin\varphi \cdot d\varphi}{a+p\cos\varphi},$$
jeżeli założymy $b = p\cos\alpha$, $c = p\sin\alpha$ i $x - \alpha = \varphi$.

82. $$\int e^{ax} \sin bx \cdot dx = \frac{a\sin bx - b\cos bx}{a^2+b^2} e^{ax} + C.$$

83. $$\int e^{ax} \cos bx \cdot dx = \frac{a\cos bx + b\sin bx}{a^2+b^2} e^{ax} + C.$$

---

*) Jeżeli p lub q jest liczbą nieparzystą, to całkowanie uskutecznia się łatwiej przez podstawienie $\cos x = z$ i $\sin x = z$.

84. $\int \arcsin x \cdot dx = x \arcsin x + \sqrt{1 - x^2} + C.$

85. $\int \arccos x \cdot dx = x \arccos x - \sqrt{1 - x^2} + C.$

86. $\int \operatorname{arc\,tg} x \cdot dx = x \operatorname{arc\,tg} x - {}^1/_2 \ln (1 + x^2) + C.$

87. $\int \operatorname{arc\,ctg} x \cdot dx = x \operatorname{arc\,ctg} x + {}^1/_2 \ln (1 + x^2) + C.$

88. Całkowanie wyrażeń wymiernych **funkcyi hyperbolicznych** $\sinh x$, $\cosh x$, $\operatorname{tgh} x$, $\operatorname{ctgh} x$ (i odwrotnych) uskutecznia się za pomocą odpowiednich wzorów dla funkcyj kołowych (i odwrotnych); należy tylko założyć $x = iy$ i korzystać ze związków:

$\cos ix = \cosh x$, $\sin ix = i \sinh x$, $\operatorname{tg} ix = i \operatorname{tgh} x$, $\operatorname{ctg} ix = -i \operatorname{ctgh} x$.

e. Całkowanie za pomocą rozwinięcia na szeregi.

Jeżeli w całce $\int f(x)\,dx$ funkcyę $f(x)$ można rozwinąć w szereg, zbieżny wśród danych granic przedziału całkowania dla x, to, po uskutecznieniu całkowania wszystkich wyrazów szeregu, otrzymamy szereg całkowy, zbieżny w tych samych granicach zmiennej x.

Z szeregu Maclaurina (str. 70) wynika:

89. $$\int f(x)\,dx = f(0)\,x + f'(0)\,\frac{x^2}{2} + \frac{f''(0)}{2!}\,\frac{x^3}{3} + \frac{f'''(0)}{3!}\,\frac{x^4}{4} + \cdots$$

90. $$\int_0^x \frac{dx}{\ln x} = 0{,}5772156649 \ldots + \ln(-\ln x) + \ln x + {}^1/_2\,\frac{(\ln x)^2}{2!} + {}^1/_3\,\frac{(\ln x)^3}{3!} + \cdots;\quad 0 < x < 1.$$

91. $\int_0^x \frac{e^x \cdot dx}{x}$ sprowadza się przez podstawienie $e^x = z$ do N. 90.

f. Całki określone.

92. $$\int_a^b = -\int_b^a; \qquad \int_a^c = \int_a^b + \int_b^c; \qquad \int_a^c - \int_a^b = \int_b^c.$$

93. $$\int_0^\infty \frac{dx}{a + bx^2} = \frac{\pi}{2\sqrt{ab}}.$$

94. $\int_0^{\sqrt{\frac{a}{b}}} \frac{dx}{a+bx^2} = \int_{\sqrt{\frac{a}{b}}}^{\infty} \frac{dx}{a+bx^2} = \frac{\pi}{4\sqrt{ab}}$.

95. $\int_0^{\sqrt{\frac{a}{b}}} \frac{dx}{\sqrt{a-bx^2}} = \frac{\pi}{2\sqrt{b}}$.

96. $\int_0^{\infty} \frac{\sin bx}{x}\, dx = \frac{\pi}{2}$; $b > 0$.

97. $\int_0^{\infty} \frac{\cos bx}{x}\, dx = \infty$.

98. $\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^{2n+1} x \cdot dx = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^{2n+1} x \cdot dx = \frac{2 \cdot 4 \cdot 6 \ldots 2n}{3 \cdot 5 \cdot 7 \ldots (2n+1)}$.

99. $\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^{2n} x \cdot dx = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^{2n} x \cdot dx = \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \ldots (2n-1)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \ldots 2n} \frac{\pi}{2}$.

n liczba całkowita, dodatna.

100. $\int_0^{\infty} e^{-x} \cdot dx = 1$.

101. $\int_0^{\infty} e^{-x^2} \cdot dx = {}^1/_2 \sqrt{\pi}$.

102. $\int_0^{\infty} x^n e^{-ax} \cdot dx = \frac{n!}{a^{n+1}}$; a liczba dodatna, n całkowita, dodatna.

103. $\int_0^{\infty} \frac{x^{n-1} \cdot dx}{x+1} = \frac{\pi}{\sin n\pi}$; $0 < n < 1$.

g. Przybliżone obliczanie całek określonych.

Mamy $\int_a^b f(x)\, dx$.

Dzielimy $b - a$ na n równych części $\frac{b-a}{n} = h$ i obliczamy dla wartości $x = a$, $x = a + h$, $x = a + 2h$, ... odpowiednie wartości $f(x) = y_0$, y_1, y_2, ... poczem otrzymamy:

104. $\int_a^b f(x)\, dx = h\,[{}^1/_2\, y_0 + y_1 + y_2 + \cdots + y_{n-1} + {}^1/_2\, y_n]$

$$- \frac{B_1 h^2}{2!}[f'(b) - f'(a)] + \frac{B_2 h^4}{4!}[f'''(b) - f'''(a)] - \ldots .$$

B_1, B_2, ... są to liczby Bernoulli'ego i oznaczają:

$$B_1=\frac{1}{6},\ B_2=\frac{1}{30},\ B_3=\frac{1}{42},\ B_4=\frac{1}{30},\ B_5=\frac{5}{66},\ B_6=\frac{691}{2730}\ \text{i t. d.}$$

105. $$\int_a^b f(x)\,dx = h\,[{}^1/_2\,y_0 + y_1 + y_2 + \cdots + y_{n-1} + {}^1/_2\,y_n]$$
$$-\frac{1}{12}h^2\,[f'(b) - f'(a)] + \frac{1}{384}\varrho\,\frac{(b-a)^5}{n^4}\,M.$$

Ostatni wyraz służy do ocenienia błędu, gdzie ϱ jest ułamek właściwy $(0<\varrho<1)$ a M największa wartość bezwzględna, jaką może mieć $f^{IV}(x)$ w granicach $x=a$ do $x=b$.

106. **Prawidło Simpsona:** $$\int_a^b f(x)\,dx = \frac{h}{3}\,[y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3$$
$$+ 2y_4 + \cdots + 4y_{n-1} + y_n] - \frac{5}{288}\varrho\,\frac{(b-a)^5}{n^4}\,M.$$

n powinno być liczbą parzystą. ϱ i M patrz wzór N. 105. Wzór N. 105 jest dokładniejszy od wzoru N. 106.

G. Równania różniczkowe.

a. Równania różniczkowe rzędu 1-go.

1. $$f(x)\,dx + \varphi(y)\,dy = 0.$$

Rozwiązanie: $$\int f(x)\,dx + \int \varphi(y)\,dy = C.$$

2. **Oddzielenie zmiennych.**

$$f(x)\,\varphi(y)\,dx + F(x)\,\psi(y)\,dy = 0.$$

Rozwiązanie: $$\int \frac{f(x)}{F(x)}\,dx + \int \frac{\psi(y)}{\varphi(y)}\,dy = C.$$

3. $$f(x,y)\,dx + \varphi(x,y)\,dy = 0.$$

Jeżeli zachowany jest warunek całkowalności:

$$\frac{\partial f(x,y)}{\partial y} = \frac{\partial \varphi(x,y)}{\partial x},$$ to mamy rozwiązanie:

$$\int f(x,y)\,dx + \int\left[\varphi(x,y) - \int \frac{\partial f(x,y)}{\partial y}\,dx\right] dy = C,$$

albo: $$\int \varphi(x,y)\,dy + \int\left[f(x,y) - \int \frac{\partial \varphi(x,y)}{\partial x}\,dy\right] dx = C.$$

4. Jeżeli przytoczony powyżej warunek całkowalności nie jest zachowany, to można go osiągnąć, mnożąc równania przez mnożnik M,

tak zwany **czynnik całkujący,** który winien czynić zadość następującemu równaniu o pochodnych cząstkowych:

$$f(x,y)\frac{\partial M}{\partial y} - \varphi(x,y)\frac{\partial M}{\partial x} = M\left(\frac{\partial \varphi(x,y)}{\partial x} - \frac{\partial f(x,y)}{\partial y}\right).$$

Nieraz można M wyznaczyć z równania:

$$\frac{dy}{f(x,y)} = -\frac{dx}{\varphi(x,y)} = \frac{dM}{M\left[\frac{\partial \varphi(x,y)}{\partial x} - \frac{\partial f(x,y)}{\partial y}\right]}.$$

5. Jeżeli rozwiązanie równania względem $\frac{dy}{dx}$ daje:

$$\frac{dy}{dx} = f\left(\frac{y}{x}\right),$$

to równanie nosi nazwę **jednorodnego.** Równanie takie rozwiązuje się przez założenie:

$$\frac{y}{x} = t, \text{ przeto } y = xt; \quad dy = x \cdot dt + t \cdot dx.$$

Rozwiązanie:

$$\ln x = \int \frac{dt}{f(t) - t} + C.$$

6. Równanie różniczkowe nosi miano **linijnego,** jeżeli ma postać:

$$f_1(x)\frac{dy}{dx} + f(x)\,y + \varphi(x) = 0.$$

Załóżmy $y = uv$, gdzie u i v są funkcyami zmiennej x, a

$$\frac{dy}{dx} = u\frac{dv}{dx} + v\frac{du}{dx}.$$

Podstawimy obie wartości w równanie dane do rozwiązania i otrzymamy:

$$f_1(x)\left(u\frac{dv}{dx} + v\frac{du}{dx}\right) + f(x)\,uv + \varphi(x) = 0.$$

u wyznaczamy z równania:

$$f_1(x)\frac{du}{dx} + f(x)\,u = 0 \text{ i wówczas:}$$

$$\ln\frac{u}{c} = -\int\frac{f(x)}{f_1(x)}dx, \quad \text{albo} \quad u = ce^{-\int\frac{f(x)}{f_1(x)}dx}.$$

Z powyższego równania mamy na wyznaczenie ilości v równanie:

$$f_1(x)\,u\frac{dv}{dx} + \varphi(x) = 0,$$

albo $v = -\int\frac{\varphi(x)}{uf_1(x)}dx + C_1 = -\int\left(\frac{\varphi(x)}{cf_1(x)}e^{\int\frac{f(x)}{f_1(x)}dx}\right)dx + C_1.$

Rozwiązanie będzie zatem następujące:

$$y = uv = e^{-\int\frac{f(x)}{f_1(x)}dx}\left[-\int\left(\frac{\varphi(x)}{f_1(x)}e^{\int\frac{f(x)}{f_1(x)}dx}\right)dx + C\right].$$

7. Całkowanie przez różniczkowanie.

$$y = F\left(x, \frac{dy}{dx}\right).$$

Załóżmy $\frac{dy}{dx} = z$ i zróżniczkujmy względem x, a otrzymamy:

$$z = \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial z}\frac{dz}{dx},$$

co odpowiada niekiedy przypadkowi 6. Wartość, znalezioną dla z, należy podstawić w $y = F(x, z)$.

b. Równania różniczkowe rzędu 2-go.

1. $\frac{d^2y}{dx^2} = f(x).$

Rozwiązania: 1) $y = \int dx \int f(x)\,dx + Cx + C_1.$

2) $y = x\int f(x)\,dx - \int x f(x)\,dx + Cx + C_1.$

2. $\frac{d^2y}{dx^2} = f(y).$

Rozwiązanie: $x = \int \frac{dy}{\sqrt{C + 2\int f(y)\,dy}} + C_1.$

Wogóle: $F\left(\frac{d^2y}{dx^2}, y\right) = 0.$

Załóżmy $\frac{dy}{dx} = z$, $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{dz}{dx}$ i wyrugujmy dx z obu równań: $F\left(\frac{dz}{dx}, y\right) = 0$ i $\frac{dy}{dx} = z$. Rozwiązanie równania danego otrzymuje się przez rozwiązanie równania $F\left(\frac{z \cdot dz}{dy}, y\right) = 0$ za pomocą oddzielenia zmiennych.

3. $\frac{d^2y}{dx^2} = f\left(\frac{dy}{dx}\right)$. Podstawiwszy $\frac{dy}{dx} = z$, $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{dz}{dx}$, otrzymamy dwa równania: $x = \int \frac{dz}{f(z)} + C$ i $y = \int \frac{z \cdot dz}{f(z)} + C_1$, z których przez wyrugowanie z znajdziemy rozwiązanie.

4. $\frac{d^2y}{dx^2} = f\left(\frac{dy}{dx}, x\right)$. Podstawmy $\frac{dy}{dx} = z$ i szukajmy rozwiązania równania różniczkowego rzędu 1-go $\frac{dz}{dx} = f(z, x)$. Po znalezieniu rozwiązania $z = \varphi(x)$, pozostanie tylko scałkowanie równania:

$$dy = \varphi(x)\,dx.$$

5. $\frac{d^2y}{dx^2} = f\left(\frac{dy}{dx}, y\right)$. Załóżmy $\frac{dy}{dx} = z$, $\frac{d^2y}{dx^2} = z\frac{dz}{dy}$ i szukajmy rozwiązania równania różn czkowego rzędu 1-go: $z\frac{dz}{dy} = f(z, y)$. Znalazlszy $z = \varphi(y)$, otrzymamy rozwiązanie równania danego:

$$x = \int \frac{dy}{\varphi(y)} + C.$$

c. Równania różniczkowe linijne rzędu n-go ze spółczynnikami stałymi.

α) Bez funkcyi wikłającej równanie.

1. $$a\frac{d^ny}{dx^n} + a_1\frac{d^{n-1}y}{dx^{n-1}} + \cdots\cdots + a_{n-1}\frac{dy}{dx} + a_ny = 0.$$

Całka: $y = C_1 e^{w_1x} + C_2 e^{w_2x} + \cdots\cdots + C_n e^{w_nx}$.

Wielkości $w_1, w_2, \ldots . w_n$ są pierwiastkami równania:

$$aw^n + a_1 w^{n-1} + \cdots\cdots + a_n = 0.$$

3. Jeżeli pomiędzy tymi pierwiastkami napotykają się urojone, np. $w_3 = p + qi$, to winien istnieć także pierwiastek $w_4 = p - qi$, jeżeli spółczynniki $a_1, a_2, \ldots . a_n$ są rzeczywiste. Rozwiązanie równania różniczkowego będzie:

$$y = C_1 e^{w_1x} + C_2 e^{w_2x} + e^{px}[C_3 \cos qx + C_4 \sin qx] + C_5 e^{w_5x} + \cdots\cdots + C_n e^{w_nx}.$$

3. Jeżeli niektóre pierwiastki będą równe, $w_1 = w_2 = w_3 = \ldots = w_p$, to rozwiązanie równania będzie:

$$y = e^{w_1x}\left[C_1 + C_2x + C_3x^2 + \cdots\cdots + C_px^{p-1}\right] + C_{p+1}e^{w_{p+1}x} + \cdots\cdots + C_ne^{w_nx}.$$

β) Z funkcyą wikłającą równanie.

$$a\frac{d^ny}{dx^n} + a_1\frac{d^{n-1}y}{dx^{n-1}} + \cdots\cdots + a_{n-1}\frac{dy}{dx} + a_ny = f(x).$$

Całka: $$y = z_1 e^{w_1x} + z_2 e^{w_2x} + \cdots\cdots + z_n e^{w_nx}.$$

$w_1, w_2, \ldots . w_n$ wyznaczają się podług α); $z_1, z_2, \ldots . z_n$ wyznaczają się z równań:

$$e^{w_1x}\frac{dz_1}{dx} + e^{w_2x}\frac{dz_2}{dx} + e^{w_3x}\frac{dz_3}{dx} + \cdots\cdots + e^{w_nx}\frac{dz_n}{dx} = 0,$$

$$w_1 e^{w_1x}\frac{dz_1}{dx} + w_2 e^{w_2x}\frac{dz_2}{dx} + w_3 e^{w_3x}\frac{dz_3}{dx} + \cdots + w_n e^{w_nx}\frac{dz_n}{dx} = 0,$$

$$w_1^2 e^{w_1 x}\frac{dz_1}{dx} + w_2^2 e^{w_2 x}\frac{dz_2}{dx} + w_3^2 e^{w_3 x}\frac{dz_3}{dx} + \cdots + w_n^2 e^{w_n x}\frac{dz_n}{dx} = 0,$$

. . . . . .

. . . . . .

$$w_1^{n-1} e^{w_1 x}\frac{dz_1}{dx} + w_2^{n-1} e^{w_2 x}\frac{dz_2}{dx} + w_3^{n-1} e^{w_3 x}\frac{dz_3}{dx} + \cdots\cdots$$

$$+ w_n^{n-1} e^{w_n x}\frac{dz_n}{dx} = f(x).$$

Jeżeli $f(x)$ jest funkcyą całkowitą rzeczywistą, to y przyjmuje postać:

$$y = C_1 e^{w_1 x} + C_2 e^{w_2 x} + \cdots + C_n e^{w_n x} + F(x),$$

gdzie $F(x)$ jest funkcyą całkowitą rzeczywistą n-go rzędu, w której spółczynniki wyznaczają się podług sposobu spółczynników nieoznaczonych.

γ) Ze stałą wikłającą równanie.

$$a\frac{d^n y}{dx^n} + a_1\frac{d^{n-1} y}{dx^{n-1}} + \cdots\cdots + a_{n-1}\frac{dy}{dx} + a_n y = \mu = \text{stałej.}$$

Całka (por. 1., str. 86): $y = \Sigma(Ce^{wx}) + \frac{\mu}{a_n}$.

V. RACHUNEK PRAWDOPODOBIEŃSTWA I TEORYA BŁĘDÓW.

a. Rachunek prawdopodobieństwa.

1. **Prawdopodobieństwo bezwzględne** pewnego zdarzenia równa się ilorazowi z podzielenia liczby a przypadków pomyślnych dla zdarzenia oczekiwanego przez liczbę n wszystkich możliwych przypadków w założeniu, że wszystkie przypadki uważamy za równomożliwe:

$$w = \frac{a}{n}.$$

$w = 0$ jest symbolem niemożliwości, $w = 1$ oznacza pewność.

2. Jeśli prawdopodobieństwa kilku niezależnych od siebie zdarzeń oznaczymy odpowiednio przez w_1, w_2, w_3 ...., to prawdopodobieństwo, iż zdarzenia te przytrafią się jednocześnie lub w pewnem oznaczonem następstwie, wyrazi się iloczynem:

$$w = w_1 w_2 w_3 \ldots.$$

3. Prawdopodobieństwo w, iż zajdzie jedno, którekolwiek z pomiędzy kilku wzajem się wyłączających zdarzeń, których prawdopodobieństwa bezwzględne są odpowiednio w_1, w_2, w_3 ...., wyraża się sumą prawdopodobieństw oddzielnych zdarzeń:

$$w = w_1 + w_2 + w_3 + \cdots\cdots$$

4. **Prawdopodobieństwami względnemi** dwu zdarzeń nazywamy prawdopodobieństwa otrzymane w założeniu, iż przy obliczaniu wszystkich możliwych przypadków nie brano w rachubę niepomyślnych, zarówno dla pierwszego, jako też dla drugiego z rozważanych zdarzeń. Jeżeli więc prawdopodobieństwa bezwzględne obu zdarzeń oznaczymy odpowiednio przez w_1, w_2, wtedy ilorazy: $\frac{w_1}{w_1 + w_2}$ i $\frac{w_2}{w_1 + w_2}$ będą wyrażały prawdopodobieństwa względne tychże zdarzeń.

5. Prawdopodobieństwo w, iż z pośród dwu zdarzeń A i B, których prawdopodobieństwa są odpowiednio w_1, w_2, pierwsze zajdzie m razy, drugie zaś n razy, i że zdarzenia te nastąpią po sobie w pewnym oznaczonym porządku, wyraża się następującym wzorem:

$$w = w_1^m w_2^n.$$

Przy dowolnem następstwie zdarzeń wyraża się ono w sposób następujący:

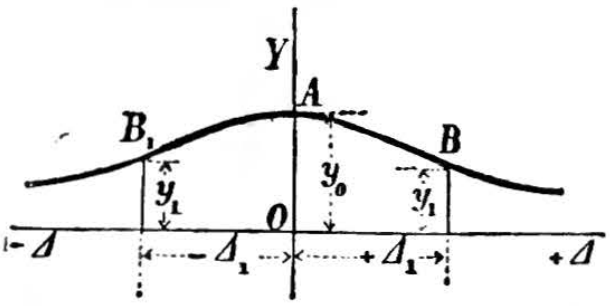
$$w = \frac{(m+n)!}{m!\,n!} w_1^m w_2^n.$$

b. Teorya błędów.

Każde spostrzeżenie połączone jest z błędami przypadkowymi. Każdy błąd przypadkowy można uważać jako sumę nieskończenie wielkiej liczby błędów cząstkowych, które, z jednakowem prawdopodobieństwem, mogą wypaść zarówno dodatnymi, jako też odjemnymi.

Przy tem założeniu prawdopodobieństwo ω pewnego błędu, zawierającego się w granicach Δ i $\Delta + d\Delta$, wyraża się wzorem:

Rys 7.



$$\omega = \frac{h}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2\Delta^2} \cdot d\Delta,$$

prawdopodobieństwo zaś W błędu, zawartego w granicach Δ_1 i Δ_2, jest:

$$W = \frac{h}{\sqrt{\pi}} \int_{\Delta_1}^{\Delta_2} e^{-h^2\Delta^2} \cdot d\Delta.$$

Zachodząca w tych wzorach stała h jest czynnikiem dobranym dla każdego poszczególnego spostrzeżenia i wyrażającym stopień jego dokładności. Ponieważ stała ta wzrasta wraz ze ścisłością, nazywamy ją przeto **spółczynnikiem dokładności** spostrzeżenia.

Przyjmijmy $y = \frac{h}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2\Delta^2}$, oraz odnieśmy to równanie do pewnego układu spółrzędnych prostokątnych, w których odciętemi niech będą błędy Δ, rzędnemi zaś prawdopodobieństwa y, to równanie powyższe przedstawi t. zw. **krzywą prawdopodobieństwa** (rys. 7); ω jest różniczką pola tej krzywej, W—polem krzywej, zawartem pomiędzy odciętemi Δ_1 i Δ_2. Pole całkowite krzywej (liczone od $\Delta = -\infty$ do $\Delta = +\infty$) równa się 1. Dla $\Delta = 0$ mamy:

$$y_0 = \frac{h}{\sqrt{\pi}} = 0{,}5642\,h = y_{\max}.$$

Krzywa składa się z dwóch gałęzi symetrycznych względem osi y, oś Δ zaś jest jej niemaltyczną (asymptotą). Punkty krzywej, określone przez odcięte

$$\pm\Delta_1 = \frac{1}{h\sqrt{2}} = \frac{0{,}707\,107}{h} = \sqrt{\frac{\Sigma(\Delta^2)}{m}}$$

(liczba m oznacza liczbę błędów) i odpowiadającą im rzędną

$$y_1 = 0{,}606\,53\,\frac{h}{\sqrt{\pi}} = 0{,}342\,198\,h,$$

są jej punktami zwrotnymi (B i B_1).

Dla każdego spostrzeżenia danej dokładności istnieje wartość $\Delta = r$, zwana **błędem prawdopodobnym**, ponieważ przy uskutecznianiu spostrzeżeń może zajść tyleż błędów (zarówno dodatnych jak odjemnych) mniejszych od r, ile większych (co do wartości bezwzględnej). Z powyższego określenia wynika, iż prawdopodobieństwo przytrafienia się błędu, zawartego w granicach $+r$ i $-r$, równa się $^1/_2$, oraz iż rzędne krzywej prawdopodobieństwa, odpowiadające odciętym $\pm r$, dzielą na połowy pole tej krzywej, rozciągające się odpowiednio na prawo i na lewo od osi rzędnych.

Błąd prawdopodobny jest odwrotnie proporcyonalny do spółczynnika dokładności i uważa się za jednostkę błędów, z którą porównywamy inne błędy.

Mamy mianowicie:

$$r = \frac{0{,}476\,9364}{h} = 0{,}67449\,\Delta_1 = 0{,}67449\sqrt{\frac{\Sigma(\Delta^2)}{m}},$$

w którym to wzorze m oznacza liczbę błędów. (Co do znaczenia Δ_1, p. rys. 7 na str. 88).

Chcąc się przekonać, czy liczba dokonanych spostrzeżeń była dostatecznie wielką, czy zachodzące przytem błędy były rzeczywiście przypadkowymi, zwłaszcza zaś chcąc się upewnić o dokładności wyniku spostrzeżeń, winniśmy rozpatrzyć ugrupowanie błędów co do ich wielkości, wynikające z powyższych określeń:

Na 1000 spostrzeżeń przypada błędów, zawartych w odstępach co $0{,}1\,r$ od $0{,}0$ do $1{,}0\,r$:

54, 54, 53, 52, 51, 50, 49, 47, 46, 44, razem 500 błędów;

pomiędzy $1{,}0\,r$ i $2{,}0\,r$:

42, 40, 38, 35, 33, 31, 29, 27, 25, 23, razem 323 błędy;

pomiędzy $2{,}0\,r$ i $3{,}0\,r$:

21, 19, 17, 15, 14, 12, 11, 10, 8, 7, razem 134 błędy;

pomiędzy $3{,}0\,r$ i $3{,}5\,r$ . . . . . 25 błędów;

pomiędzy $3{,}5\,r$ i $4{,}0\,r$ . . . . . 11 błędów;

pomiędzy $4{,}0\,r$ i $5{,}0\,r$ . . . . . 6 błędów;

suma 999 błędów.

Z powyższego wynika, iż należy uważać za niepewne spostrzeżenie, którego błąd przewyższa $5{,}0\,r$.

c. Metoda najmniejszych kwadratów.

Niech F będzie daną funkcyą pewnej liczby zmiennych niezależnych $x, y, z \ldots$. oraz n stałych $a, b, c \ldots$. Spostrzeżenia dają nam m wartości funkcyi F, odpowiadających danym wartościom $x, y, z \ldots$, pozostaje więc oznaczyć wartość n stałych w założeniu, iż $m > n$.

Gdybyśmy w tym celu tworzyli dowolne układy n równań, z pomiędzy m danych, i rozwiązywali je względem n niewiadomych stałych, to otrzymane w ten sposób układy wartości stałych byłyby, wogóle biorąc, różne, ponieważ znalezione drogą spostrzeżeń wartości funkcyi F nie są wolne od błędów nieuniknionych. Zadanie więc nasze będzie polegało na tem, aby wyznaczyć taki układ wartości stałych, który, przy uwzględnieniu m wartości F, otrzymanych ze spostrzeżeń, jest najprawdopodobniejszy. Rachunek prawdopodobieństwa poucza, że w tym celu należy spełnić warunek:

$$\Sigma(h^2 \Delta^2) = \text{min.}$$

Jeśli dobierzemy taką liczbę h, aby stosunki $\frac{h_1^2}{h^2}, \frac{h_2^2}{h^2}, \frac{h_3^2}{h^2} \cdots$ były liczbami całkowitemi $g_1, g_2, g_3 \ldots$, to warunek ten przybierze postać następującą:

$\Sigma(g \Delta^2) = \text{min.}$ dla spostrzeżeń o różnej dokładności,
$\Sigma(\Delta^2) = \text{min.}$ dla spostrzeżeń o jednakowej dokładności.

Pierwszy przypadek możemy łatwo sprowadzić do drugiego prostszego, powtarzając w pierwszej sumie każdą wartość Δ tyle razy, ile jedności zawiera odpowiedni spółczynnik g, który otrzymał miano **wagi** spostrzeżenia.

I. Funkcye stopnia pierwszego.

Niech funkcya F będzie stopnia pierwszego względem stałych, mających być obliczonemi:

$$F = ax + by + cz + \cdots\cdots,$$

gdzie $x, y, z \ldots\ldots$ oznaczają zmienne niezależne.

Niechaj następnie $F_1, F_2, F_3 \ldots$. będą wartościami funkcyi F, otrzymanemi ze spostrzeżeń, zaś $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3 \ldots$. błędami tych spostrzeżeń.

Jeżeli wreszcie liczba równań wynosi m, liczba zaś stałych n $(m > n)$, to najprawdopodobniejsze wartości stałych $a, b, c \ldots$. otrzymamy z równań:

$$\Sigma(g F x) = a\Sigma(g x^2) + b\Sigma(g x y) + c\Sigma(g x z) + \cdots\cdot$$
$$\Sigma(g F y) = a\Sigma(g y x) + b\Sigma(g y^2) + c\Sigma(g y z) + \cdots\cdot$$
$$\Sigma(g F z) = a\Sigma(g z x) + b\Sigma(g z y) + c\Sigma(g z^2) + \cdots\cdot$$

i t. d.

w których np. $\Sigma(g y z) = g_1 y_1 z_1 + g_2 y_2 z_2 + \cdots\cdot$

Przy jednakowej dokładności wszystkich spostrzeżeń czynnik g znika wszędzie w powyższych równaniach.

Jeśli w równaniu, określającem funkcyę F, którakolwiek ze stałych nie posiada czynnika zmiennego, to należy w ostatnich równaniach, służących do wyznaczenia szukanych stałych, podstawić 1 zamiast odpowiedniej zmiennej.

Rozwiązania równań, wyznaczających stałe, mają postać następującą (por. str. 49):

$$a = A_1 \Sigma(g\,Fx) + B_1 \Sigma(g\,Fy) + C_1 \Sigma(g\,Fz) + \cdots$$
$$b = A_2 \Sigma(g\,Fx) + B_2 \Sigma(g\,Fy) + C_2 \Sigma(g\,Fz) + \cdots$$
$$c = A_3 \Sigma(g\,Fx) + B_3 \Sigma(g\,Fy) + C_3 \Sigma(g\,Fz) + \cdots \text{ i t. d.}$$

Podstawmy w równanie $F = ax + by + cz + \cdots$ najprawdopodobniejsze wartości $a, b, c \ldots$, wyznaczone w sposób powyższy, obliczmy następnie wartości F, odpowiadające wartościom $x, y, z \ldots$, użytym przy spostrzeżeniu, wreszcie oznaczmy przez $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3 \ldots$ różnice odpowiednie pomiędzy wartościami F obliczonemi i spostrzeżeniami, a błąd prawdopodobny spostrzeżeń będzie się zawierał w granicach:

$$r = 0{,}67449 \sqrt{\frac{m}{m-n}\,\frac{\Sigma(g\Delta^2)}{\Sigma(g)}}\left(1 \pm \frac{0{,}4769364}{\sqrt{m}}\right);$$

a dla jednakowych dokładności g:

$$r = 0{,}67449 \sqrt{\frac{\Sigma(\Delta^2)}{m-n}}\left(1 \pm \frac{0{,}4769364}{\sqrt{m}}\right).$$

Mamy tutaj: $\Sigma(g\Delta^2) = \Sigma(gF^2) - a\Sigma(gFx) - b\Sigma(gFy) - \cdots$;
oraz: $\Sigma(\Delta^2) = \Sigma(F^2) - a\Sigma(Fx) - b\Sigma(Fy) - \cdots$.

Błędy prawdopodobne stałych obliczonych wyrażają się jak następuje:

$$r_a = r\sqrt{\frac{A_1\,\Sigma(g)}{m}}; \quad r_b = r\sqrt{\frac{B_2\,\Sigma(g)}{m}}; \quad r_c = r\sqrt{\frac{C_3\,\Sigma(g)}{m}} \text{ i t. d.;}$$

a dla jednakowych dokładności g: $r_a = r\sqrt{A_1}$; $r_b = r\sqrt{B_2}$; $r_c = r\sqrt{C_3}$ i t. d.

2. Wyrównanie spostrzeżeń bezpośrednich.

Jeśli wielkość spostrzeżona nie zależy od żadnej zmiennej, czyli jeśli

$$F = a,$$

to najprawdopodobniejsza wartość a przybiera postać:

$$a = \frac{\Sigma(Fh^2)}{\Sigma(h^2)} = \frac{\Sigma(Fg)}{\Sigma(g)}$$

lub przy m spostrzeżeniach jednakowo dokładnych:

$$a = \frac{\Sigma(F)}{m}.$$

Innemi słowy: przy spostrzeżeniach jednakowo dokładnych pewnej wielkości niezależnej wartością najprawdopodobniejszą tej wielkości jest **średnia arytmetyczna.**

Błąd prawdopodobny spostrzeżeń $r = 0{,}67449 \sqrt{\frac{m}{m-1} \frac{\Sigma(g\,\Delta^2)}{\Sigma(g)}}$.

Błąd prawdopodobny średniej arytmetycznej $r_a = \frac{r}{\sqrt{m}}$.

3. Funkcye stopni wyższych.

Jeśli równania w liczbie m, określające funkcyę F, są stopnia wyższego niż pierwszy, względem n stałych a, b, c . . . , to znajdujemy przedewszystkiem przybliżone wartości a_1, b_1, c_1 stałych, rozwiązując względem nich n z pomiędzy danych równań, następnie zaś podstawiamy:

$$a = a_1 + \alpha, \quad b = b_1 + \beta, \quad c = c_1 + \gamma \ldots .$$

Oznaczywszy dalej wartości funkcyi F, odpowiadające przybliżonym wartościom a_1, b_1, c_1 . . . , i bezpośrednio spostrzeżone odpowiednio przez Φ_1, Φ_2, Φ_3 . . . . i F_1, F_2, F_3 . . . , oraz rozwijając F na szereg Taylora (przyczem opuszczamy kwadraty i wyższe potęgi poprawek α, β, γ . . . .), otrzymujemy m następujących równań dla błędów Δ:

$$\Delta_1 = -F_1 + \Phi_1 + \alpha \frac{\partial \Phi_1}{\partial a_1} + \beta \frac{\partial \Phi_1}{\partial b_1} + \gamma \frac{\partial \Phi_1}{\partial c_1} + \cdots\cdots$$

$$\Delta_2 = -F_2 + \Phi_2 + \alpha \frac{\partial \Phi_2}{\partial a_1} + \beta \frac{\partial \Phi_2}{\partial b_1} + \gamma \frac{\partial \Phi_2}{\partial c_1} + \cdots\cdots$$

$$\Delta_3 = -F_3 + \Phi_3 + \alpha \frac{\partial \Phi_3}{\partial a_1} + \beta \frac{\partial \Phi_3}{\partial b_1} + \gamma \frac{\partial \Phi_3}{\partial c_1} + \cdots\cdots \text{ i t. d.}$$

Zakładając równość wag g i posiłkując się warunkiem $\Sigma(\Delta^2) = \text{min.}$ lub:

$$\frac{\partial \Sigma(\Delta^2)}{\partial \alpha} = 0, \quad \frac{\partial \Sigma(\Delta^2)}{\partial \beta} = 0, \quad \frac{\partial \Sigma(\Delta^2)}{\partial \gamma} = 0 \text{ i t. d.},$$

możemy z ostatnich równań obliczyć poprawki α, β, γ . . . .

Należy zauważyć, iż równania, służące do wyznaczenia α, β, γ . . . , otrzymują się z równań, przytoczonych w p. **1.** (str. 90); wystarczy tylko w tych ostatnich zamiast

$$a,\ b,\ c \ldots .\ x, \qquad y, \qquad z \ldots .\ F$$

podstawić:

$$\alpha,\ \beta,\ \gamma \ldots .\ \frac{\partial \Phi}{\partial a_1}, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial b_1}, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial c_1} \ldots .\ F - \Phi.$$

W razie potrzeby możemy powyższy rachunek powtórzyć kilkakrotnie, dopóki nie osiągniemy żądanej dokładności. Można również stosować tę metodę z pożytkiem i w tym przypadku, kiedy funkcya jest stopnia pierwszego względem stałych, w tym mianowicie celu, aby zbyt wielkie liczby F zastąpić mniejszemi $F - \Phi$.

VI. GEOMETRYA ANALITYCZNA.

A. Punkt i prosta w płaszczyznie.

W wywodach poniższych przyjmujemy prostokątny układ spółrzędnych.

1. Niechaj x, y i x_0, y_0 będą spółrzędnemi dwóch punktów, których odległość wynosi l, dalej α niechaj będzie kątem nachylenia prostej l względem kierunku dodatnego osi odciętych (oś x), to mamy związki:

$$l = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2};$$

$$\cos\alpha = \frac{x - x_0}{l}; \qquad \sin\alpha = \frac{y - y_0}{l}.$$

2. Jeżeli kresę l, wziętą w kierunku od punktu (x_0, y_0) do punktu (x, y), podzielimy w stosunku $1 : n$, to, oznaczywszy przez x_1, y_1 spółrzędne punktu podziału, otrzymamy:

$$x_1 = \frac{x + n x_0}{1 + n}; \qquad y_1 = \frac{y + n y_0}{1 + n}.$$

3. Równanie prostej.

Wogóle prostą wyznacza równanie stopnia pierwszego o 2-ch niewiadomych:

$$Ax + By + C = 0.$$

Wszystkie zatem punkty, których spółrzędne czynią zadość temu samemu równaniu stopnia pierwszego z dwiema niewiadomemi, leżą na jednej prostej.

Jeśli kąt nachylenia prostej do osi x wynosi α, tak że $\operatorname{tg}\alpha = m$ i prosta ta odcina na osi y kresę b, to równaniem jej będzie:

$$y = mx + b.$$

$x = a$ równanie prostej, równoległej do osi y,
$y = b$ „ „ „ „ x,
$y = mx$ „ „ przechodzącej przez początek spółrzędnych.

Prostą, przechodzącą przez dany punkt (x_1, y_1) przedstawia równanie:

$$y - y_1 = m(x - x_1);$$

prostą zaś, przechodzącą przez punkty (x_1, y_1) i (x_2, y_2) równanie:

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \text{albo} \quad \begin{vmatrix} x, & y, & 1 \\ x_1, & y_1, & 1 \\ x_2, & y_2, & 1 \end{vmatrix} = 0.$$

Jeżeli prosta odcina, licząc zawsze od początku spółrzędnych, na osi x kresę a, zaś na osi y kresę b, to jej równaniem jest:

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1.$$

Ogólnie zachodzi związek: $a = -\frac{C}{A}$, $b = -\frac{C}{B}$ i $m = -\frac{A}{B}$.

4. Równanie prostej, prostopadłej do danej kresy l w drugim jej końcu, jeśli pierwszy koniec opiera się o początek spółrzędnych, a pochylenie kresy ku osi x wynosi α, brzmi:

$x \cos \alpha + y \sin \alpha - l = 0$. (**Postać normalna** równania prostej).

Gdy zamiast długości l, wiadomym jest punkt (x_1, y_1) prostej, to równaniem jej jest:

$$(x - x_1) \cos \alpha + (y - y_1) \sin \alpha = 0,$$

albo, jeśli punkt x_1, y_1 jest właśnie drugim końcem odcinka l:

$$(x - x_1) x_1 + (y - y_1) y_1 = 0.$$

5. Dla nadania równaniu prostej

$$Ax + By + C = 0$$

postaci normalnej, należy wstawić:

$$\cos \alpha = \frac{A}{\pm \sqrt{A^2 + B^2}}; \quad \sin \alpha = \frac{B}{\pm \sqrt{A^2 + B^2}}; \quad l = \frac{-C}{\pm \sqrt{A^2 + B^2}};$$

przyczem znak pierwiastka trzeba wszędzie brać tak, aby l było dodatne.

6. **Odległością** p punktu (x_1, y_1) od prostej, wyrażonej przez równanie w postaci normalnej, jest:

$$p = \pm (x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha - l),$$

przyczem należy brać znak dodatny albo odjemny, zależnie od tego, czy punkt (x_1, y_1) i początek spółrzędnych leżą po różnych stronach, czy też po tej samej stronie prostej.

7. Równanie **prostopadłej**, poprowadzonej z punktu (x_1, y_1) na prostą: $Ax + By + C = 0$,

jest:

$$y - y_1 = \frac{B}{A}(x - x_1).$$

8. Jeżeli $Ax + By + C = 0$ i $A_1 x + B_1 x + C_1 = 0$

są równaniami dwóch prostych, to równaniem każdej prostej, przechodzącej przez punkt przecięcia się tych dwóch danych prostych, będzie:

$$Ax + By + C + k(A_1 x + B_1 y + C_1) = 0,$$

lub:

$$(A + kA_1) x + (B + kB_1) y + C + kC = 0,$$

w których to wzorach k oznacza liczbę dowolną.

9. **Kąt** φ, utworzony przez dwie proste, wyrażone równaniami numeru poprzedniego (8), otrzymujemy ze związku:

$$\cos \varphi = \frac{AA_1 + BB_1}{\pm \sqrt{(A^2 + B^2)(A_1^2 + B_1^2)}}.$$

Proste te są równoległe ($\varphi = 0$) jeśli $\frac{A}{A_1} = \frac{B}{B_1}$; są natomiast do siebie prostopadłe ($\varphi = 90^0$), jeżeli $A A_1 + B B_1 = 0$.

10. Dwie **proste równoległe** przedstawiamy zatem równaniami:

$$Ax + By + C = 0 \quad \text{i} \quad k(Ax + By) + C_1 = 0;$$

a dwie **proste prostopadłe** na sobie równaniami:

$$Ax + By + C = 0 \quad \text{i} \quad k(Bx - Ay) + C_1 = 0.$$

11. W razie, jeżeli równania prostych dane są w postaci:

$$y = mx + b, \qquad y = m_1 x + b_1,$$

to muszą zachodzić związki w przypadku równoległości:

$$m = m_1,$$

w przypadku prostopadłości:

$$m m_1 = -1.$$

12. Równanie prostej, przecinającej prostę $y = mx + b$ w punkcie (x_1, y_1) pod kątem φ, jest:

$$y - y_1 = \frac{m + \operatorname{tg}\varphi}{1 - m \operatorname{tg}\varphi}(x - x_1).$$

13. Kąty dwóch prostych (danych przez równanie ogólne numeru 8) przepoławia prosta o równaniu:

$$\frac{Ax + By + C}{\sqrt{A^2 + B^2}} \mp \frac{A_1 x + B_1 y + C_1}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2}} = 0.$$

14. **Przekształcanie spółrzędnych.**

Oznaczamy przez x, y spółrzędne względem układu pierwotnego osi prostokątnych, zaś przez x', y' względem nowego.

α) Przesunięcie równoległe układu osi spółrzędnych. Jeżeli f, g są spółrzędnemi nowego początku spółrzędnych, to:

$$x = f + x'; \qquad y = g + y'.$$

β) Obrót układu osi dokoła początku spółrzędnych. Jeśli α oznacza kąt, który przebiedz musi oś pierwotna dodatna x, by przez obrót ku dodatnej osi y zająć położenie nowej osi dodatnej x, to:

$$x = x' \cos\alpha - y' \sin\alpha; \quad y = x' \sin\alpha + y' \cos\alpha.$$

γ) Przy równoczesnem przesunięciu i obrocie należy odpowiednio powiązać wyrażenia pod α) i β).

δ) Przekształcenie spółrzędnych równoległych na **biegunowe.** Niechaj r oznacza promień wodzący, a φ kąt biegunowy, jeżeli nadto biegun wpada na początek spółrzędnych, a oś biegunowa na dodatną oś x, to będzie:

$$x = r \cos\varphi; \qquad y = r \sin\varphi.$$

Jeśli x, y są spółrzędnemi **ukośnokątnego** układu osi, o kącie ω, to:

$$x = \frac{r \sin(\omega - \varphi)}{\sin\omega}; \qquad y = \frac{r \sin\varphi}{\sin\omega}.$$

ε) Przekształcenie spółrzędnych biegunowych na spółrzędne równoległe. Zachowując znakowanie jak w δ), mamy dla osi prostokątnych:

$$\cos\varphi = \frac{x}{r}, \quad \sin\varphi = \frac{y}{r}, \quad r = \sqrt{x^2 + y^2};$$

a dla osi ukośnokątnych:

$$\cos\varphi = \frac{x + y\cos\omega}{r}, \quad \sin\varphi = \frac{y\sin\omega}{r}, \quad r = \sqrt{x^2 + y^2 + 2xy\cos\omega}.$$

B. Linie krzywe w płaszczyznie.

(Krzywe płaskie).

a. Twierdzenia ogólne.

1. Krzywą płaską, w odniesieniu do układu spółrzędnych równoległych, przedstawia **równanie:**

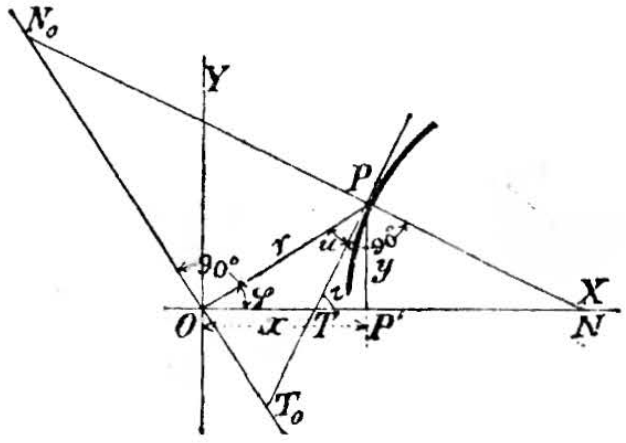
$$F(x, y) = 0.$$

Rozwiązując to równanie względem y, otrzymujemy jedno lub kilka równań postaci:

$$y = f(x),$$

które wyobrażają tyleż łącznych lub odrębnych gałęzi krzywej.

Rys. 8.



To samo odnosi się i do równania krzywej płaskiej w spółrzędnych biegunowych:

$$F(r, \varphi) = 0 \text{ albo } r = f(\varphi).$$

Często dla obliczenia dogodniej przedstawić krzywą za pośrednictwem pomocniczej zmiennej niezależnej t w postaci dwóch równań (np. cykloidy):

$$x = \psi_1(t), \quad y = \psi_2(t);$$

względnie: $$r = \Phi_1(t), \quad \varphi = \Phi_2(t).$$

2. Kąt τ, jaki tworzy **styczna** (wzięta w kierunku ku dodatnym y) z dodątną osią x (rys. 8), określa się dla osi prostokątnych ze związków:

$$\sin\tau = \frac{dy}{ds}, \quad \cos\tau = \frac{dx}{ds}, \quad \operatorname{tg}\tau = \frac{dy}{dx};$$

gdzie różniczką **łuku** jest:

$$ds = \pm\sqrt{dx^2 + dy^2},$$

pierwiastkowi temu, przy wyznaczaniu wielkości $\sin\tau$ i $\cos\tau$, trzeba nadać znak uzgodniony ze znakiem, jaki wypadnie dla $\operatorname{tg}\tau$.

3. Oznaczając przez u (rys. 8) kąt pomiędzy styczną, wziętą w kierunku rosnącego φ, a dodatnym kierunkiem promienia wodzącego r, będziemy mieli:

$$\sin u = \frac{r \cdot d\varphi}{ds}, \qquad \cos u = \frac{dr}{ds}, \qquad \operatorname{tg} u = \frac{r \cdot d\varphi}{dr}.$$

Różniczka łuku:

$$ds = \pm \sqrt{dr^2 + r^2 \cdot d\varphi^2},$$

przy wyznaczaniu wielkości $\sin u$ i $\cos u$, otrzymuje znów znak uzgodniony ze znakiem, jaki wypadnie dla $\operatorname{tg} u$.

4. **Równanie stycznej** w punkcie (x, y) krzywej brzmi:

$$\eta - y = \frac{dy}{dx}(\xi - x), \qquad \text{albo} \quad \frac{\partial F}{\partial x}(\xi - x) + \frac{\partial F}{\partial y}(\eta - y) = 0,$$

przyczem ξ, η oznaczają spółrzędne bieżące stycznej. Znosząc nawias we wzorze ostatnim i zakładając:

$$\frac{\partial F}{\partial x}\xi + \frac{\partial F}{\partial y}\eta + p = 0,$$

otrzymamy dla krzywych n-go stopnia:

$$p = -\left(x\frac{\partial F}{\partial x} + y\frac{\partial F}{\partial y}\right) = 1F'_{n-1} + 2F'_{n-2} + \cdots + (n-1)F'_1 + nF_0,$$

w którym to wzorze F'_k oznacza wyrazy jednorodne k-go wymiaru funkcyi F.

Styczna PT (p. rys. 8) $= y\frac{ds}{dy} = y\frac{dx}{dy}\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}$.

Podstyczna . . . . $P'T = y\frac{dx}{dy}$.

Styczna biegunowa $PT_0 = \frac{r\,ds}{dr} = r\sqrt{1 + r^2\left(\frac{d\varphi}{dr}\right)^2}$.

Podstyczna biegunowa $OT_0 = \frac{r^2 \cdot d\varphi}{dr}$.

5. **Równanie normalnej** w punkcie (x, y) dla spółrzędnych prostokątnych, jeżeli przez ξ, η oznaczymy spółrzędne bieżące, będzie:

$$\eta - y = -\frac{dx}{dy}(\xi - x), \text{ albo } \frac{\partial F}{\partial y}(\xi - x) - \frac{\partial F}{\partial x}(\eta - y) = 0.$$

Normalna PN (p. rys. 8) $= y\frac{ds}{dx} = y\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}$.

Podnormalna . . . . $P'N = y\frac{dy}{dx}$.

Normalna biegunowa $PN_0 = \frac{ds}{d\varphi} = \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2}$.

Podnormalna biegunowa $ON_0 = \frac{dr}{d\varphi}$.

6. **Kierunek zaniku** krzywej, t. j. kąt kierunku jej **punktów nieskończenie odległych,** czyli jej **punktów zaniku,** można oznaczyć, odnosząc daną krzywą do spółrzędnych biegunowych i szukając kąta φ, odpowiadającego wartości $r = \infty$. Jeśli krzywa jest algebraiczna, n-go stopnia, to należy najpierw podzielić jej równanie przez najwyższą potęgę wielkości r. W tym celu pisze się jej równanie w postaci:

$$F(x, y) = F_n + F_{n-1} + F_{n-2} + \cdots + F_1 + F_0 = 0,$$

w której F_k oznacza wyrazy jednorodne k-go wymiaru funkcyi $F(x, y)$.

7. **Niemaltycznemi (asymptotami)** krzywej są styczne w jej punktach zaniku, t. j. w jej punktach nieskończenie odległych. Równanie stycznej odnosimy do spółrzędnych biegunowych, np. przez podstawienie w jej równanie zamiast spółrzędnych (x, y) punktu styczności jego spółrzędnych biegunowych (r, φ). Równanie to dzielimy przez najwyższą potęgę wielkości r, poczem, zakładając $r = \infty$ i podstawiając kolejno wartości φ dla kierunków zaniku (podług 6-go obliczone), otrzymujemy równanie niemaltycznych.

8. Dwie krzywe, posiadające jeden punkt wspólny, stykają się ze sobą **stycznością** k-go rzędu, jeżeli k pierwszych pochodnych:

$$\frac{dy}{dx}, \quad \frac{d^2y}{dx^2}, \quad \ldots \quad \frac{d^k y}{dx^k}$$

ma w tym punkcie dla obu krzywych równe wartości.

Przy styczności rzędu parzystego, krzywe w punkcie wspólnym przecinają się; przy styczności rzędu nieparzystego stykają się bez przecinania się. Zazwyczaj **styczna** krzywej styka się z nią styczności 1-go rzędu, koło krzywości (patrz 9) styczności 2-go rzędu.

9. **Kołem krzywości** krzywej w punkcie (x, y) jest koło, którego obwód posiada z nią styczność 2-go rzędu, czyli 3 punkty wspólne. Środek tego koła, czyli t. zw. środek krzywości, jest punktem przecięcia się dwóch nieskończenie blizkich normalnych, wykreślonych w punktach (x, y) i $(x + dx, y + dy)$. **Promień krzywości** ϱ dla spółrzędnych prostokątnych wyraża się wzorem:

$$\varrho = \frac{ds}{d\tau} = \frac{\left(\frac{ds}{dx}\right)^3}{\frac{d^2y}{dx^2}} = \frac{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}{\frac{d^2y}{dx^2}},$$

dla spółrzędnych biegunowych natomiast: $\varrho = \frac{ds}{d\tau} = \frac{ds}{d\varphi + du}$.

du otrzymuje się przez zróżniczkowanie wyrażenia: $u = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{r \cdot d\varphi}{dr}\right)$ (patrz powyżej 3.).

Krzywością krzywej nazywa się jedność podzielona przez ϱ, czyli „wartość odwrotna“ promienia krzywości.

10. Spółrzędne X, Y **środka krzywości** dla punktu (x, y) wyznaczamy ze wzorów:

$$X = x - \varrho \frac{dy}{ds}, \qquad Y = y + \varrho \frac{dx}{ds};$$

albo:
$$X = x - \left(\frac{ds}{dx}\right)^2 \frac{\frac{dy}{dx}}{\frac{d^2y}{dx^2}}, \qquad Y = y + \left(\frac{ds}{dx}\right)^2 \frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}};$$

albo:
$$X = x - \frac{dy}{d\tau}, \qquad Y = y + \frac{dx}{d\tau};$$

albo:
$$X = x - \varrho \sin\tau, \qquad Y = y + \varrho \cos\tau.$$

11. **Rozwiniętą** (Ewolutą) danej krzywej jest krzywa, będąca miejscem geometrycznem jej środków krzywości; krzywa dana względem rozwiniętej jest rozwijającą (Ewolwentą).

Równanie rozwiniętej znajdujemy przez wyrugowanie zmiennych x i y z równania danej rozwijającej i powyższych wzorów na X i Y, uważając w otrzymanem w ten sposób równaniu X i Y za zmienne.

Każdy promień krzywości jest normalną rozwijającej, a jednocześnie styczną do rozwiniętej.

Długość łuku pomiędzy dwoma punktami rozwiniętej jest równą różnicy przynależnych tym punktom promieni krzywości rozwijającej. Stąd wynika, że koniec nitki zupełnie giętkiej, lecz nierozciągliwej, a nawiniętej na rozwiniętą, opisuje rozwijającą, jeśli się go odwija z rozwiniętej, naprężając go stale w kierunku stycznej.

Odwrotnie znajdujemy, przy danem równaniu $F(X, Y) = 0$ rozwiniętej, równanie **rozwijającej** z następujących związków:

$$x = X - S\frac{dX}{dS}, \quad y = Y - S\frac{dY}{dS}, \quad F(X, Y) = 0,$$

w których (X, Y) oznacza dowolny punkt rozwiniętej, a S długość jej łuku aż do tegoż punktu, liczoną od punktu, z którego rozpoczyna się odwijanie.

12. Krzywa jest **wklęsłą** w kierunku dodatnej osi y, gdy $\frac{d^2y}{dx^2} > 0$, jest zaś **wypukłą**, gdy $\frac{d^2y}{dx^2} < 0$. W punkcie, dla którego $\frac{d^2y}{dx^2} = 0$, podczas gdy $\frac{d^3y}{dx^3} \gtrless 0$, krzywa zmienia swój kształt z wklęsłej na wypukłą, lub odwrotnie. Taki punkt nazywa się **punktem zwrotnym**, a znajdujemy go przez rozwiązanie równania: $\frac{d^2y}{dx^2} = 0$. O ile zaś pierwiastki tego równania jednocześnie czynią zadość wszystkim następnym:

$$\frac{d^3y}{dx^3}=0,\quad \frac{d^4y}{dx^4}=0,\quad \cdots\cdots\quad \frac{d^ky}{dx^k}=0,\quad \frac{d^{k+1}y}{dx^{k+1}}\gtrless 0.$$

to badany punkt tylko wtedy jest punktem zwrotnym, gdy k jest liczbą parzystą. Wówczas bowiem styczna posiada (z powodu 8.) z krzywą styczność rzędu parzystego, przecina ją zatem w punkcie styczności. Jeżeli natomiast k jest liczbą nieparzystą, to styczna w danym punkcie posiada z krzywą styczność rzędu nieparzystego, a więc jej nie przecina, a punkt dany nie jest punktem zwrotnym.

Dla punktu zwrotnego $\varrho=\infty$.

13. Punkt krzywej jest **punktem podwójnym,** jeżeli się w nim przecinają dwie jej gałęzie. W tym razie zawsze ilość:

$$\frac{dy}{dx}=-\frac{\partial F}{\partial x}:\frac{\partial F}{\partial y}$$

przybiera postać nieoznaczoną $\frac{0}{0}$ (por. str. 71), a zatem muszą jednocześnie obowiązywać równania:

$$\frac{\partial F}{\partial x}=0,\quad \frac{\partial F}{\partial y}=0,\qquad F(x,y)=0.$$

Ostatnie równanie dla krzywej stopnia n-go można w punkcie podwójnym przekształcić (jak to już zrobiono w ustępie 4.) na następujące:

$$1\,F_{n-1}+2\,F_{n-2}+\cdots+(n-1)\,F_1+n\,F_0=0.$$

Obie styczne w punkcie podwójnym znajdujemy, rozwiązując względem $\operatorname{tg}\tau$ równanie:

$$\frac{\partial^2 F}{\partial y^2}\operatorname{tg}^2\tau+2\,\frac{\partial^2 F}{\partial x\cdot\partial y}\operatorname{tg}\tau+\frac{\partial^2 F}{\partial x^2}=0.$$

Jeżeli rozwiązanie to doprowadza do dwóch równych pierwiastków, to obie styczne wpadają na siebie, a punkt podwójny nazywa się wtedy ostrzem. Jeżeli oba pierwiastki równania są urojone, to mamy do czynienia z punktem odosobnionym lub sprzężonym, w którym krzywa nie posiada stycznych (rzeczywistych).

14. **Wielkość pola zawartego:**

α) pomiędzy krzywą, osią odciętych i dwiema rzędnemi y_0, y, odpowiadającemi odciętym: x_0, x wynosi:

$$F=\int_{x_0}^{x} f(x)\,dx;$$

β) pomiędzy krzywą i dwoma promieniami wodzącymi r_0 i r, odpowiadającymi kątom biegunowym φ_0, φ, wynosi:

$$F=\tfrac{1}{2}\int_{\varphi_0}^{\varphi} r^2\cdot d\varphi.$$

15. **Długość łuku** s krzywej, zawartego pomiędzy dwoma punktami odpowiadającymi odciętym x_0 i x, wynosi:

$$s = \int_{x_0}^{x} \sqrt{dx^2 + dy^2} = \int_{x_0}^{x} \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} \cdot dx.$$

Przy spółrzędnych biegunowych natomiast będzie:

$$s = \int_{\varphi_0}^{\varphi} \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\varphi}\right)^2} \cdot d\varphi = \int_{r_0}^{r} \sqrt{1 + r^2\left(\frac{d\varphi}{dr}\right)^2} \cdot dr.$$

16. **Krzywe obwijające.** Rój krzywych, t. j. układ krzywych przedstawiony równaniem:

$$F(x, y, p) = 0,$$

o parametrze p, zmieniającym się ciągle, może być obwinięty przez pewną, nową krzywą, noszącą nazwę obwijającej dany rój krzywych. Równanie obwijającej otrzymujemy przez wyrugowanie parametru p z dwóch równań:

$$\frac{\partial F(x, y, p)}{\partial p} = 0, \qquad F(x, y, p) = 0.$$

Jeżeli podobny rój krzywych określamy równaniem: $F(x, y, p, q)=0$ z dwoma zmiennymi parametrami p i q, powiązanymi warunkiem $\varphi(p, q) = 0$, to otrzymamy równanie obwijającej, rugując p i q z trzech równań:

$$\frac{\partial F}{\partial p} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial q} = \frac{\partial F}{\partial q} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial p}, \qquad F(x, y, p, q) = 0, \qquad \varphi(p, q) = 0.$$

17. **Trajektorye.** Krzywa, przecinająca prostopadle każdą z roju krzywych:

$$F(x, y, p) = 0,$$

o parametrze p, zmieniającym się ciągle, zowie się trajektoryą prostopadłą danego roju krzywych. Równanie różniczkowe trajektoryi, której spółrzędnemi niechaj będą ξ, η, otrzymamy, rugując p z równań:

$$\frac{d\eta}{d\xi} = \frac{\partial F}{\partial \eta} : \frac{\partial F}{\partial \xi} \quad \text{i} \quad F(\xi, \eta, p) = 0.$$

Wobec dowolności stałej całkowania, całkując równanie powyższe, otrzymujemy cały rój trajektoryi.

b. „Przecięcia stożkowe“ czyli „stożkowe“.

1. Płaszczyzna południkowa M, t. j. płaszczyzna, przechodząca przez oś obrotu stożka kołowego, prostego, przecina płaszcz stożka w dwóch jego tworzących S_1 i S_2; wierzchołek stożka oznaczymy przez s. Inna płaszczyzna E, prostopadła do płaszczyzny M, przecina płaszcz stożka: 1) według **elipsy,** jeżeli E przecina S_1 i S_2 po tej samej

stronie, licząc od wierzchołka s; 2) według **paraboli**, jeżeli E jest równoległą do S_1 lub S_2; 3) według **hyperboli**, jeżeli E przecina S_1 i S_2 po różnych stronach, licząc od wierzchołka s, to zn., że jednę z tworzących S_1 lub S_2 przecina dopiero w jej przedłużeniu po za wierzchołek. Dlatego też trzy krzywe te noszą nazwę przecięć stożkowych. Jeżeli w przypadku 1) płaszczyzna E jest prostopadłą do osi obrotu stożka, to elipsa staje się **kołem.** W przypadku 3) płaszczyzna równoległa do E, lecz przechodząca przez s, przetnie płaszcz stożka według dwóch tworzących, które będą równoległe do niemaltycznych (asymptot) hyperboli, tworzą zatem ze sobą kąt równy kątowi niemaltycznych (patrz rys. 11 na str. 104). Hyperbolę równoboczną zatem, dla której $\alpha = 45^0$, $2\alpha = 90^0$, możemy otrzymać jedynie ze stożków o kącie wierzchołkowym $\geq 90^0$.

2. Jeżeli punkt P porusza się tak, iż każdorazowa odległość PF od stałego punktu F i PQ od stałej prostej, pozostają do siebie w stałym stosunku $PF : PQ = e$, to miejscem geometrycznem takiego punktu jest elipsa, gdy $e<1$; parabola, gdy $e=1$; wreszcie hyperbola, gdy $e>1$. Stosunek e jest liczebną mimośrodowością danej stożkowej. Stały punkt F leży na osi głównej i jest ogniskiem stożkowej; stała prosta zaś jest prostopadłą do tejże osi głównej i nazywa się **kierownicą.** Dla koła jest F jego środkiem, kierownica leży w nieskończoności, a $e = o$.

3. **Równanie ogólne** stożkowych w spółrzędnych równoległych ma postać:

$$a_{11}x^2 + 2a_{12}xy + a_{22}y^2 + 2a_1x + 2a_2y + a_0 = 0,$$

i przedstawia elipsę, parabolę, lub hyperbolę zależnie od tego, czy jego wyróżnik $(a_{11}\ a_{22} - a_{12}^2)$ jest dodatny, równy zeru, lub odjemny.

Ogólne równanie paraboli będzie zatem:

$$(ax + by + c)^2 + Ax + By + C = 0.$$

4. **Środek** elipsy, lub hyperboli, znajdujemy jako punkt przecięcia się prostych:

$$a_{11}x + a_{12}y + a_1 = 0; \qquad a_{12}x + a_{22}y + a_2 = 0.$$

5. Jeżeli: $a_{11}x^2 + 2a_{12}xy + a_{22}y^2 = k$

jest równaniem, odniesionem do środka elipsy, lub hyperboli, w spółrzędnych prostokątnych, a

$$g_1x'^2 + g_2y'^2 = k$$

równaniem, odniesionem do osi głównych, to kąt φ, o który musimy obrócić w kierunku dodatnym pierwszy układ osi spółrzędnych, by wpadł na osi główne, określa się wzorem:

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \frac{2a_{12}}{a_{11} - a_{22}};$$

g_1 i g_2 oznaczyć można z dowolnej pary równań poniższych:

$$g_1 + g_2 = a_{11} + a_{22}; \qquad g_1g_2 = a_{11}a_{22} - a_{12}^2;$$

$$g_1 - g_2 = \frac{a_{11} - a_{22}}{\cos 2\varphi} = \frac{2a_{12}}{\sin 2\varphi},$$

czyli jako pierwiastki równania kwadratowego:

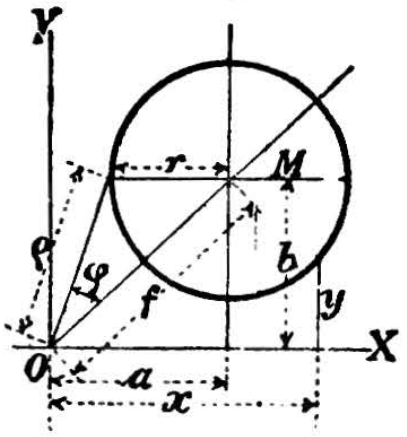
$$(a_{11} - g)(a_{22} - g) - a_{12}^2 = 0.$$

$a_{11} + a_{22}$ nazywa się niezmiennikiem równania stożkowej.

6. Warunkami na to, aby równanie przedstawiało koło, są: $a_{12} = 0$; $a_{11} = a_{22}$ i równość znaku ilości: a_{11} i k.

1. Koło.

Rys. 9.



Równania:

1. Równanie ogólne (rys. 9):

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = r^2.$$

2. Równanie środkowe, t. j. początek spółrzędnych w środku koła:

$$x^2 + y^2 = r^2.$$

3. Równanie wierzchołkowe (początek spółrzędnych na obwodzie koła, a OX średnicą):

$$y^2 = x(2r - x).$$

4. Równania biegunowe dla osi OM (rys. 9):

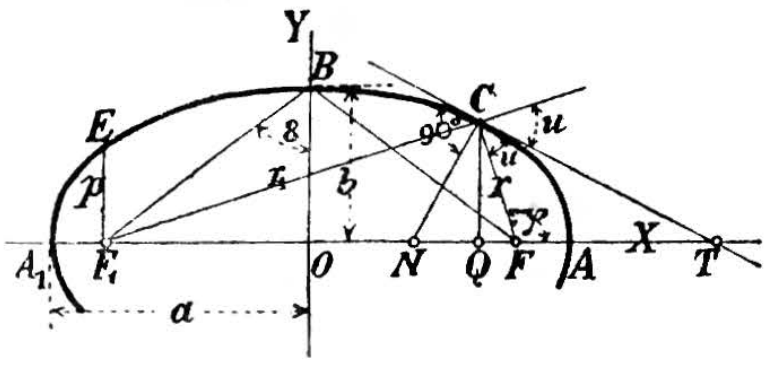
$$\varrho^2 - 2\varrho f \cos\varphi + f^2 = r^2.$$

Obwody i pola kół patrz str. 2 i następne, pola wycinków i odcinków koła patrz str. 36 i 37 i rozdział VII działu niniejszego.

2. Elipsa i hyperbola.

Do elipsy (rys. 10) we wzorach poniższych odnoszą się znaki górne, do hyperboli (rys. 11) znaki dolne.

Rys. 10.



1. **Równanie środkowe.** Odnosząc równanie do osi głównych krzywej i oznaczając półosi: $OA = a$ i OB (względnie AD) $= b$, otrzymamy równanie:

$$\frac{x^2}{a^2} \pm \frac{y^2}{b^2} = 1,$$

lub:

$$y = \pm \frac{b}{a} \sqrt{\pm(a^2 - x^2)}.$$

2. **Równanie wierzchołkowe.** (Początek spółrzędnych w wierzchołku A_1 na osi x):

$$\pm y^2 = 2\frac{b^2}{a}x - \frac{b^2}{a^2}x^2 = 2px - \frac{px^2}{a}.$$

3. **Ogniska** F i F_1 leżą na osi x w odległościach od O:

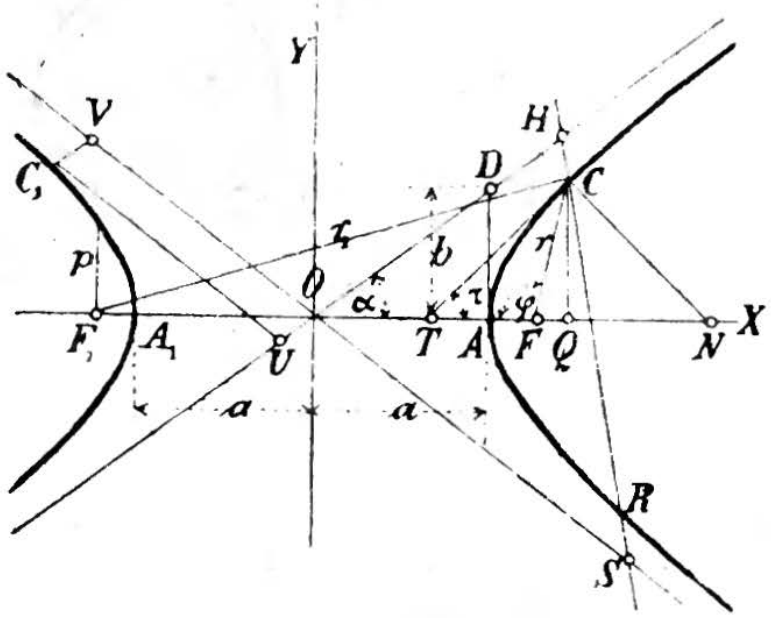
$$OF = OF_1 = \pm\sqrt{a^2 \mp b^2}.$$

Dla elipsy $BF = BF_1 = OA = a$, dla hyperboli $OF = OF_1 = OD$. Stosunek:

$$\frac{OF}{OA} = \frac{\sqrt{a^2 \mp b^2}}{a} = e = \sin\varepsilon, \text{ wzgl. } \frac{OF}{OA} = \frac{1}{\cos\alpha}$$

nazywa się liczebną mimośrodowością stożkowej.

Rys. 11.



4. **Promienie wodzące**, z obydwu ognisk do dowolnego punktu stożkowej są:

$$r = \pm(a - ex),$$

$$r_1 = a + ex.$$

Dla elipsy ich suma, dla hyperboli zaś ich różnica jest stałą; dla elipsy będzie zatem:

$$r + r_1 = 2a,$$

z czego wynika wykreślenie elipsy zapomocą nitki; a dla hyperboli:

$$r - r_1 = \pm 2a.$$

5. Rzędna w ognisku:

$$p = \pm a(1 - e^2) = \frac{b^2}{a}.$$

Wielkość $2p$ nazywa się **parametrem** stożkowej.

6. **Średnicami sprzężonemi** zowią się dwie średnice, z których każda przepoławia wszystkie cięciwy równoległe do drugiej. Styczne w końcach jednej średnicy są równoległe do średnicy z nią sprzężonej.

Jeżeli dwie takie średnice: $2a_1$, $2b_1$ tworzą z osią główną kąty ostre: α, β (rys. 15 na str. 108), to:

$$a^2 \pm b^2 = a_1^2 \pm b_1^2; \qquad ab = a_1 b_1 \sin(\alpha + \beta); \qquad \frac{b^2}{a^2} = \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta.$$

Równanie obu gatunków stożkowych, odniesione do dwóch średnic sprzężonych, jako do osi spółrzędnych ukośnokątnych, brzmi:

$$\frac{x_1^2}{a_1^2} \pm \frac{y_1^2}{b_1^2} = 1.$$

7. **Równanie stycznej** w punkcie (x, y): $\frac{\xi x}{a^2} \pm \frac{\eta y}{b^2} = 1.$

Równanie normalnej w tymże punkcie: $\frac{\xi - x}{b^2 x} = \pm \frac{\eta - y}{a^2 y}.$

Przytem ξ i η oznaczają spółrzędne bieżące.

Styczna i normalna są dwusiecznemi kątów pomiędzy obu promieniami wodzącymi.

8. Hyperbola zbliża się coraz bardziej swemi w nieskończoność sięgającemi gałęziami do swych **niemaltycznych (asymptot),** t. j. do obu prostych $\frac{x}{a} \pm \frac{y}{b} = 0$, nie dobiegając jednak do nich w skończoności. Każda niemaltyczna tworzy z osią x taki kąt α, że: $\operatorname{tg} \alpha = b : a$.

Dowolna prosta HS (rys. 11), przecinająca hyperbolę i jej niemaltyczne, ma równe odcinki (kresy) CH i RS między hyperbolą a niemaltycznemi, z czego wynika **sposób wykreślenia hyperboli,** gdy są dane: obydwie niemaltyczne i dowolny punkt hyperboli, np. C.

Kresę, odciętą przez niemaltyczne z prostopadłej do osi głównej, każda gałęź hyperboli dzieli tak, że iloczyn części jest stały i równy b^2.

Kresę, odciętą przez gałęzie hyperboli z równoległej do osi głównej, każda niemaltyczna dzieli na dwie części, których iloczyn jest stały i równy a^2.

Kresę, odciętą przez niemaltyczne ze stycznej do hyperboli, punkt styczności dzieli na dwie równe części. Pola trójkątów, wytworzonych przez dowolną styczną i obydwie niemaltyczne, są stałe i równe ab.

Jeżeli dla dowolnego punktu C_1 kresy $C_1 U$ i $C_1 V$ są równoległe do niemaltycznych, to:

$$C_1 U \cdot C_1 V = {}^1/_4 (a^2 + b^2).$$

Równanie hyperboli, odniesione do niemaltycznych, jako osi spółrzędnych, prosto- lub ukośnokątnych, jest:

$$x' y' = {}^1/_4 (a^2 + b^2).$$

9. Dla dowolnego punktu C (x, y) (p. rys. 10 i 11) będzie:

Styczna $CT = \frac{ay}{bx} \sqrt{\pm (a^2 - e^2 x^2)}.$

Normalna $CN = \frac{b}{a} \sqrt{\pm (a^2 - e^2 x^2)}.$

Podstyczna $TQ = \mp \frac{a^2}{x} \pm x.$ **Podnormalna** $NQ = \mp \frac{b^2}{a^2} x.$

10. **Hyperbola równoboczna.**

Równanie odniesione do osi głównych: $x^2 - y^2 = a^2$.
Równanie odniesione do niemaltycznych: $x' y' = {}^1/_2 a^2$.

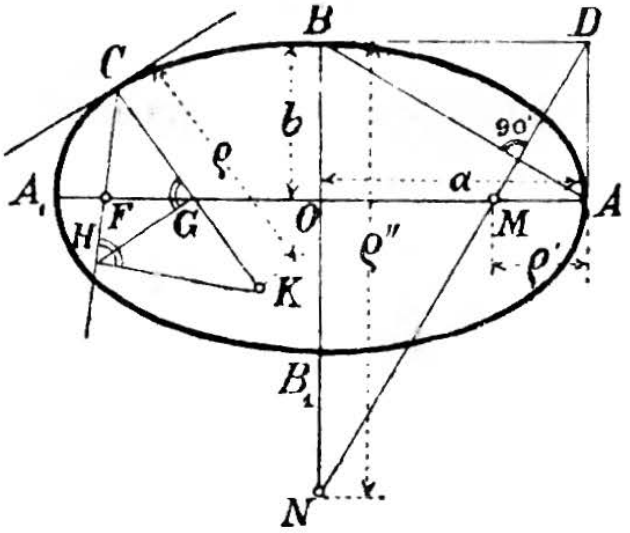
Parametr . . . . . $2p = 2a$.
Nadto mamy . . . . . $a = b$; $e = \sqrt{2}$; $\alpha = 45^0$.
Niemaltyczne są zatem do siebie prostopadłe. Wykreślenie hyperboli równobocznej patrz dział VII rozdział III, maszyny parowe.

11. **Promień krzywości** w punkcie C (rys. 10 i 11):

$$\varrho = a^2 b^2 \left(\frac{x^2}{a^4} + \frac{y^2}{b^4}\right)^{3/2} = \frac{(r r_1)^{3/2}}{ab} = \frac{p}{\sin^3 FCT} = \frac{p}{\sin^3 u}.$$

Wykreślenie (rys. 12): Wykreśl normalną CG punktu C, oraz prostą CF przez ognisko F, dalej GH prostopadle do GC i HK prostopadle do CH, a punkt K będzie środkiem krzywości.

Rys. 12.



W wierzchołku A promień krzywości elipsy i hyperboli jest:

$$\varrho' = AM = \frac{b^2}{a} = p;$$

w wierzchołku B elipsy promień krzywości wynosi:

$$\varrho'' = BN = \frac{a^2}{b}.$$

Środki krzywości M i N wierzchołków elipsy otrzymujemy (rys. 12) jako przecięcia osi głównych z prostopadłą do BA, wyprowadzoną z punktu D.

12. **Równania biegunowe** stożkowej, odniesione do ogniska F, jako bieguna i do osi głównej FA, jako osi biegunowej (rys. 10 i 11) jest:

$$r = \frac{p}{1 + e\cos\varphi} = \pm\frac{a(1-e^2)}{1+e\cos\varphi}.$$

13. **Pole.** Dla elipsy (rys. 10):

$$\text{Pole } OBCQ = \frac{xy}{2} + \frac{ab}{2}\arcsin\frac{x}{a}.$$

Pole całej elipsy: πab.
Dla hyperboli (rys. 11):

$$\text{Pole } ACQ = \frac{xy}{2} - \frac{ab}{2}\ln\left(\frac{x}{a} + \frac{y}{b}\right).$$

Ostatni wyraz (odjemnik) tego wzoru przedstawia pole OCA.

$$\text{Pole } OA_1C_1V = \frac{ab}{4} + \frac{ab}{2}\ln\frac{2\cdot OV}{OD}.$$

O polu hyperboli równobocznej patrz str. 67.

14. **Obwód elipsy:**

$$U = \pi(a+b)\left[1 + {}^1/_4\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^2 + {}^1/_{64}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^4 + {}^1/_{256}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^6 + \cdots\right]$$
$$= \pi(a+b)\,\varkappa.$$

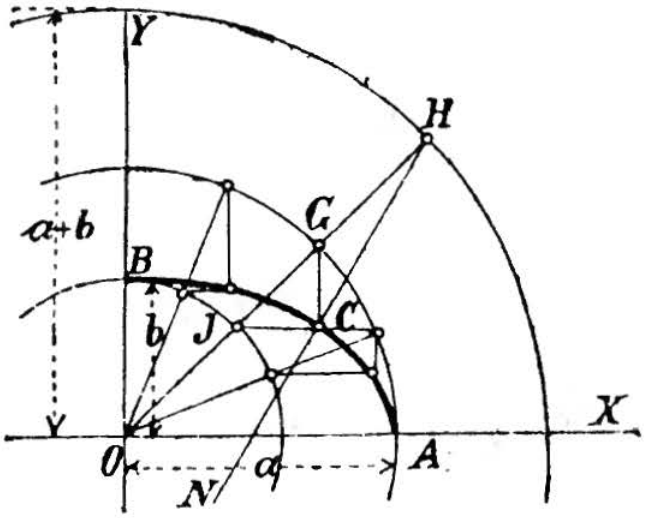
Dla obliczenia ilości $\pi(a+b)$ można użyć tablic str. 2—21, podstawiając $a+b=n$; dla ułatwienia obliczeń ilości $\varkappa$ podajemy:

$\frac{a-b}{a+b}=$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\varkappa=$	1,0025	1,0100	1,0226	1,0404	1,0635	1,0922	1,1267	1,1677	1,2155	1,2732

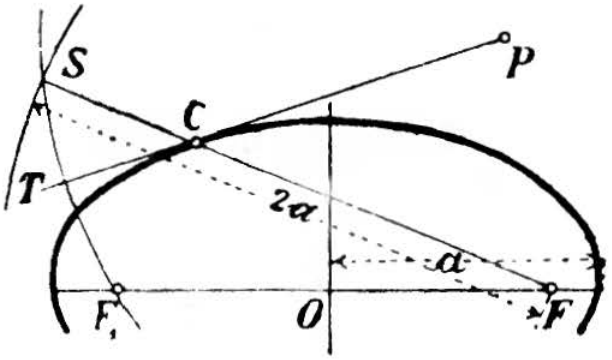
15. **Wykreślenie elipsy z danych półosi** a i b (rys. 13):

α) Zakreśl ze środka O trzy koła promieniami b, a i $a+b$; nakreśl dowolny promień $OJGH$ i następnie przez J i G równoległe do osi x, względnie y, a ich punkt przecięcia C będzie punktem elipsy, HCN zaś normalną tegoż punktu.

Rys. 13.



Rys. 14.



β) Kresę prostą długości $a+b$ przesuwaj końcami po ramionach kąta prostego, a punkt dzielący kresę tę na części a i b opisze elipsę.

16. **Wykreślenie stycznej.**

α) **W dowolnym punkcie** C (rys. 10 i 11). Styczną hyperboli będzie dwójsieczna kąta promieni wodzących CF i CF_1, styczną elipsy zaś dwójsieczna kąta między jednym z tych promieni, a przedłużeniem drugiego (p. 7, str. 105).

β) **Z punktu** P **zewnątrz** stożkowej (rys. 14).

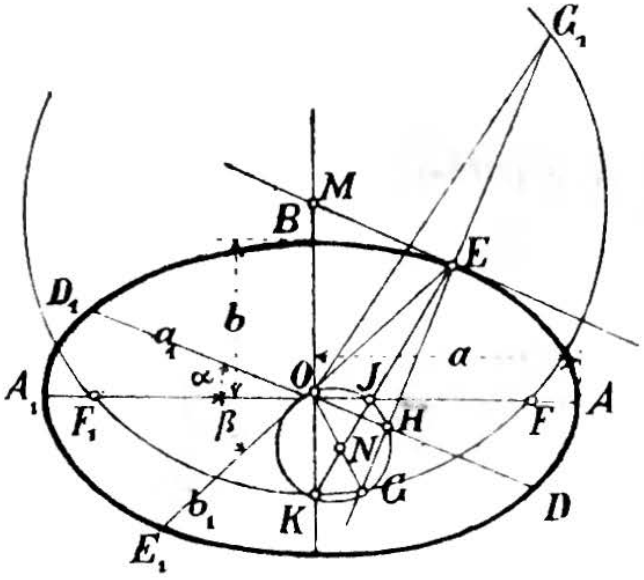
Zakreśl promieniem PF_1 koło ze środka P i promieniem $2a$ koło ze środka F, a prosta, łącząca punkt przecięcia się kół S z ogniskiem F, przetnie stożkową w punkcie styczności C.

17. **Wykreślenie osi głównych elipsy** z danych (co do długości i położenia) dwóch średnic sprzężonych $DD_1 = 2a_1$ i $EE_1 = 2b_1$ (rys. 15). Z E spuść $EH \perp DD_1$ i odetnij na niej $EG = EG_1 = OD_1 = a_1$, a dwójsieczna kąta GOG_1 będzie położeniem jednej osi głównej. Długości zaś osi będą:

oś wielka: $2a = OG_1 + OG$;
oś mała: $2b = OG_1 - OG$.

Albo: Wykreśl OG jak poprzednio, a nad OG, jako średnicą, zakreśl koło; środek jego N połącz z punktem E, a prosta EN przetnie owe koło w dwóch punktach J i K, leżących na osiach głównych. Odległości tych punktów od E są zarazem długościami półosi głównych.

Rys. 15.



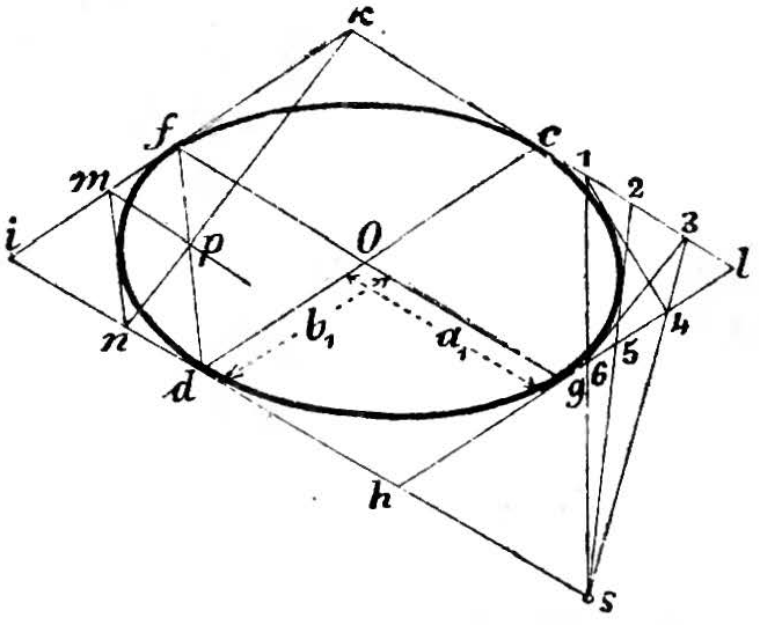
Koło, przechodzące przez G i G_1, a mające swój środek M na osi małej, przecina oś wielką w ogniskach F i F_1.

Jeżeli końce prostej G_1EH przesuwać będziemy tak, by G_1 przesuwało się po OG_1 i jej przedłużeniu, a H po DD_1, to punkt E opisze elipsę żądaną.

Czwarty punkt harmoniczny do G_1, H i G, sprzężony z punktem H, jest środkiem krzywości dla punktu E.

18. **Wykreślenie elipsy z danych średnic sprzężonych** cd i fg (rys. 16).

Rys. 16.



α) Przez końce średnic prowadź:

$$hdi \parallel lck \parallel gf$$

i $lgh \parallel kfi \parallel cd$, przedłuż ih o $hs = dh$, podziel cl na dowolną (w rys. na 4) ilość równych części, nakreśl $s3$, $s2$, $s1$. Punktami przecięcia z gl niechaj będą 4, 5, 6; a proste 14, 25, 36 będą stycznemi elipsy.

β) Na prostej fd (rys. 16) obierz dowolny punkt p, nakreśl kpn, oraz $pm \parallel gf$, a prosta mn będzie styczną elipsy.

3. Parabola.

1. **Równanie wierzchołkowe:** $y^2 = 2px$, w którem $2p$ jest parametrem.

2. **Ognisko** F znajduje się w odległości $AF = \frac{1}{2}p$ od wierzchołka A (rys. 17), p jest rzędną w ognisku F. Prosta LL_1, równo

legła do osi y, a przeprowadzona w odległości $AL = -\frac{1}{2}p$ od wierzchołka, lub w odległości $FL = -p$ od ogniska, zowie się **kierownicą** (por. str. 102).

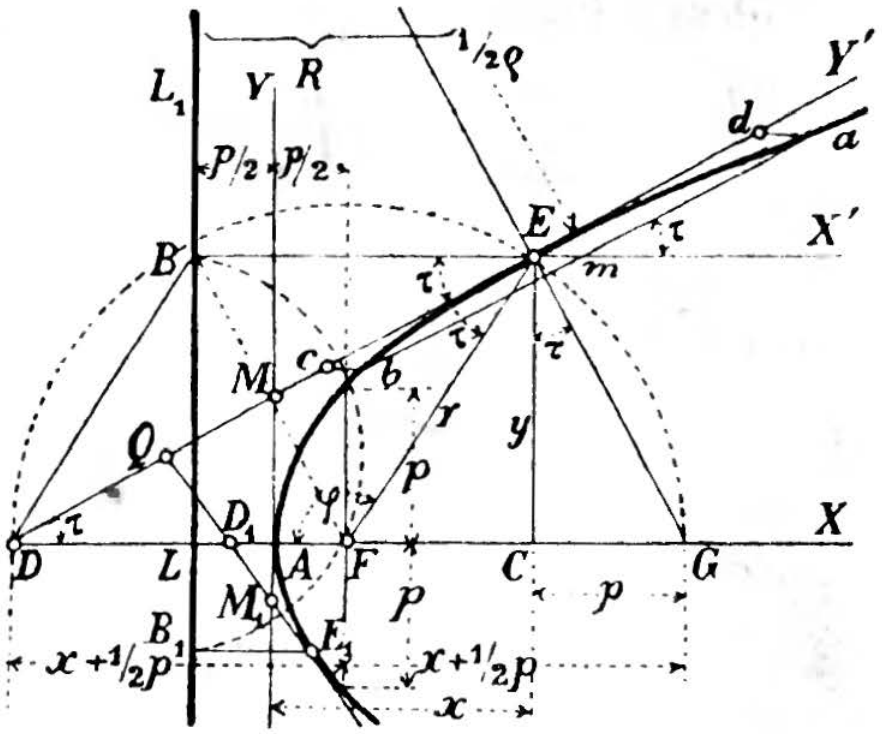
Dla każdego punktu paraboli jest: $FE = EB = x + \frac{1}{2}p$.

Średnica EX' (rys. 17) paraboli przepoławia wszystkie cięciwy równoległe do stycznej EY' w końcu tejże średnicy i tworzy z niemi kąt τ; średnica ta jest równoległą do osi AX i nazywa się średnicą sprzężoną z kierunkiem EY'. A więc $am = mb$.

Przyjmując EX' i EY' za osi spółrzędnych, otrzymamy równanie paraboli:

$$y'^2 = \frac{2p}{\sin^2 \tau} x' = 2p'x'.$$

Rys. 17.



4. **Równanie stycznej:** $\eta y = p(\xi + x)$.
Równanie normalnej: $\eta - y = -\frac{y}{p}(\xi - x)$.
$\left.\begin{array}{l}\\\\\end{array}\right\}$ $\operatorname{tg}\tau = \operatorname{tg} u = \frac{p}{y}$.
(por. str. 96 i 97).

Przyczem ξ, η oznaczają spółrzędne stycznej, względnie normalnej. Styczna ED i normalna EG połowią kąty FEB i FEX'. Każdy z kątów: CEG, BED, DEF, FDE jest równy τ. Dalej $DA = AC = x$; $DF = FE = FG = x + \frac{1}{2}p$. Oś y przepoławia kresę styczną, ograniczoną osią x i punktem styczności; zatem $DM = ME$ i $D_1M_1 = M_1E_1$.

Podstyczna $DC = 2x$. **Podnormalna** $CG = p = \text{const.}$

5. **Równanie biegunowe,** odniesione do F jako bieguna i do FA jako osi biegunowej:

$$r = \frac{p}{1 + \cos\varphi} = \frac{p}{2\cos^2 \frac{1}{2}\varphi}.$$

6. **Promień krzywości:** $\varrho = \frac{(p + 2x)^{3/2}}{\sqrt{p}} = \frac{p}{\sin^3 \tau}$.

Rzut promienia ϱ na oś x jest równy $2EF = 2EB$ (rys. 17). Zatem $ER = \frac{1}{2}\varrho$. Można też stosować wykreślenie promienia ϱ podane w rys. 12 dla elipsy i hyperboli (p. str. 106). Promień krzywości w wierzchołku $= p$.

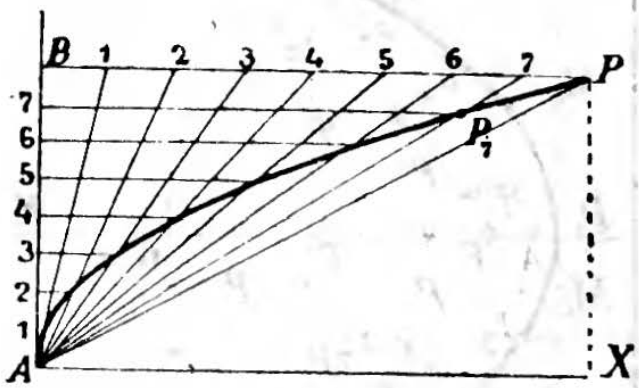
7. **Równanie rozwiniętej:** $27\,p\,y^2 = 8\,(x-p)^3$. Jest to parabola półsześcienna, inaczej parabolą Neila zwana *).

8. **Pole** $AEC = {}^2/_3\,xy$; $aEb = {}^2/_3\,abcd$. A zatem polè F płaskiego odcinka dowolnej krzywej (nieposiadającej jednak punktów zwrotnych i t. p. w danym odcinku) o cięciwie g i strzałce h jest w przybliżeniu: $F = {}^2/_3\,gh$.

9. **Długość łuku** AE (rys. 17):

$$s = \frac{p}{2}\left\{\sqrt{\frac{2x}{p}\left(1+\frac{2x}{p}\right)} + \ln\left(\sqrt{\frac{2x}{p}} + \sqrt{1+\frac{2x}{p}}\right)\right\} = EM + \frac{p}{2}\ln\operatorname{ctg}\frac{\tau}{2}.$$

Rys. 18



Jeżeli $\frac{x}{y}$ jest małym ułamkiem, to w przybliżeniu:

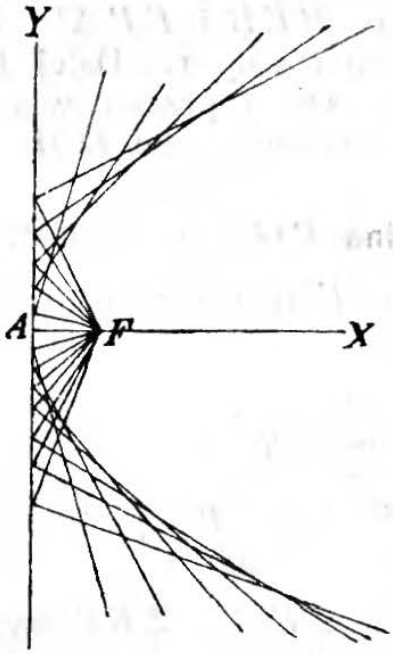
$$s = y\left[1 + {}^2/_3\left(\frac{x}{y}\right)^2 - {}^2/_5\left(\frac{x}{y}\right)^4\right].$$

To samo wyrażenie można w przybliżeniu stosować do długości dowolnego płaskiego łuku, podstawiając $\frac{2h}{g}$ zamiast $\frac{x}{y}$, oraz g zamiast y (por. 8.).

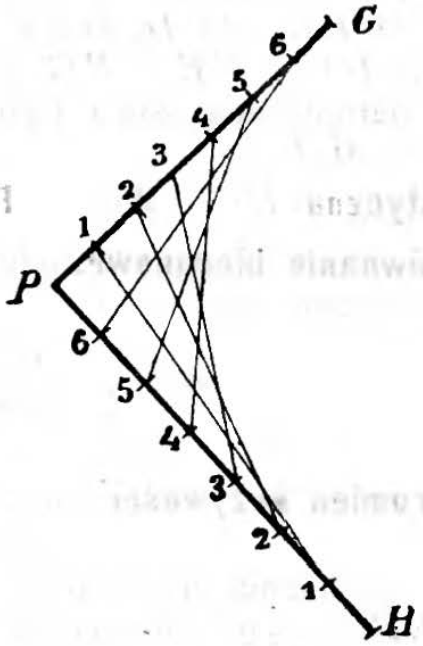
10. **Wykreślenie paraboli.**

α) Dany wierzchołek A, oś AX i jeden punkt P paraboli (rys. 18).

Rys. 19.



Rys. 20.



*) Wykreślenie paraboli **sześciennej** i **półsześciennej** podane w dziale IV. Wytrzymałość materyałów w ustępie o belkach stałej wytrzymałości na ugięcie.

Kreślimy: $AB \perp AX$ w A i $PB \parallel AX$ z P. Dzielimy dalej AB i BP na dowolną, lecz jednakową ilość równych części (w rys. na 8). Łącząc, np. A z punktem 7 na BP, i prowadząc z punktu 7, leżącego na AB, równoległą do AX, otrzymamy punkt przecięcia P_7, będący jednym z punktów paraboli i t. d.

β) Dany wierzchołek A i ognisko F (rys. 19).

Jeżeli wierzchołek kąta prostego posuwa się po AY, a jedno jego ramię stale przechodzi przez F, to drugie ramię zawsze stanowi styczną do paraboli.

Albo (rys. 17): kreślimy CE prostopadle do osi x, t. j. do AF i odcinamy $CG = 2AF = p$. Koło ze środkiem w F, a promieniem FG, przecina prostą CE w punkcie paraboli E, a zarazem oś x w punkcie D, będącym śladem stycznej ED.

γ) Dane dwie styczne PG i PH, oraz ich punkty styczności G i H (rys. 20).

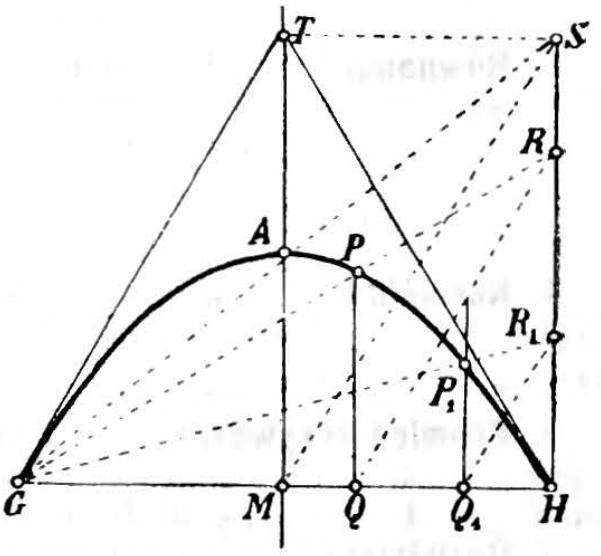
Podzieliwszy PG i PH na n równych części (w rys. na 7), otrzymamy styczne do paraboli, jako proste 11, 22, 33, 44, 55 i 66.

Wykreślenie to jest podatne do rysowania łuków płaskich.

δ) Dane cięciwa GH (równoległa do osi y) i punkt P; zatem G, H i P są punktami paraboli (rys. 21).

Kreślimy HR i PQ prostopadle do GH, dalej GPR i QR. Jeżeli nadto poprowadzimy $Q_1P_1 \perp GH$, a $Q_1R_1 \parallel QR$, to prosta GR_1 natnie prostopadłą Q_1P_1 w punkcie P_1, który będzie punktem paraboli. QR jest kierunkiem stycznej GT w punkcie G. Pion MT w środku M cięciwy GH jest osią x, a A wierzchołkiem paraboli, jeżeli $MA = AT$. Wykreśliwszy styczne GT i HT, można dalsze kreślenie sprowadzić do podanego pod γ).

Rys. 21.



Jeżeli dane są dwa punkty paraboli H i P, oraz położenie osi głównej MT, to, prowadząc $HM \perp MT$ i przedłużając ją o długość HM, otrzymamy punkt G, poczem możemy postępować dalej w sposób powyżej podany.

11. Wykreślenie stycznej do paraboli.

α) **W punkcie jej** E (rys. 17).

Odcinamy na osi: $AD = AC$, albo też $FD = FE$, a DE będzie styczną.

Albo: równoległa do osi x przez E spotka kierownicę LL_1 w punkcie B, a oś y przepoławia kresę BF w punkcie M. Szukaną styczną będzie zaś EM.

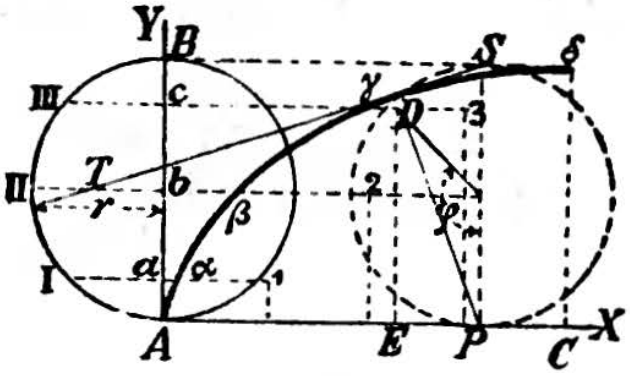
β) **Z punktu** Q, **leżącego zewnątrz paraboli** (rys. 17).
Ze środka Q promieniem QF zakreśl koło, a z punktów B i B_1 prowadź równoległe do AX, które przetną parabolę w E i E_1. Szukanemi stycznemi są: QE i QE_1.

c. Krzywe cykliczne (kołowe).

I. Cykloida pospolita.

1. Cykloida jest krzywą, którą opisuje punkt A obwodu koła AB, podczas gdy tenże toczy się (bez ślizgania) po prostej AC.

Rys. 22.



2. **Wykreślenie** (rys. 22). Odetnij AC = łukowi $AB = \pi r$, podziel obydwa na jednakową ilość równych części, wyznacz punkty przecięcia 1, 2, 3 i uczyń $1\alpha = a1$, $2\beta = b$II i $3\gamma = c$III; a α, β i γ będą punktami cykloidy. Albo: cykloida obwija koła zakreślone kolejno około punktów podziału kresy AC jako środków, promieniami równemi kolejno cięciwom: $A1$, AII, AIII.

3. **Równania** cykloidy, odniesione do AC jako osi x i AB jako osi y, są:

$$x = r(\varphi - \sin\varphi); \qquad y = r(1 - \cos\varphi).$$

$$x = r \arccos\frac{r - y}{r} \pm \sqrt{(2r - y)\,y}.$$

4. **Normalna** w punkcie D przechodzi przez punkt styczności P prostej podstawowej AC z kołem tworzącem. PD jest normalną, SDT styczną; $PD = 2r \sin {}^1/_2\varphi = \sqrt{2ry}$.

5. **Promień krzywości:** $\varrho = 4r \sin {}^1/_2\varphi = 2\sqrt{2ry}$;
ϱ jest więc dwa razy dłuższe niż normalna. W wierzchołku δ będzie zatem $\varrho = 4r$; w punkcie A zaś $\varrho = 0$.

6. **Rozwinięta** cykloidy jest nietylko również cykloidą, lecz nawet przystającą do pierwotnej.

7. **Pole** $AED = r^2({}^3/_2\varphi - 2\sin\varphi + {}^1/_4\sin 2\varphi)$
$= {}^3/_2 rx - {}^1/_2 y\sqrt{(2r - y)\,y}$;
$A C\delta = {}^3/_2\pi r^2$.

8. **Długość łuku** $AD = 4r(1 - \cos {}^1/_2\varphi) = 4r - 2\sqrt{2r(2r - y)}$.
$A\delta = 4r$.

9. **Cykloida „wydłużona" lub „skrócona"** powstaje, gdy punkt tworzący nie leży na obwodzie, lecz zewnątrz, względnie wewnątrz, koła toczącego się, w odległości p od jego środka. Równania ich są:

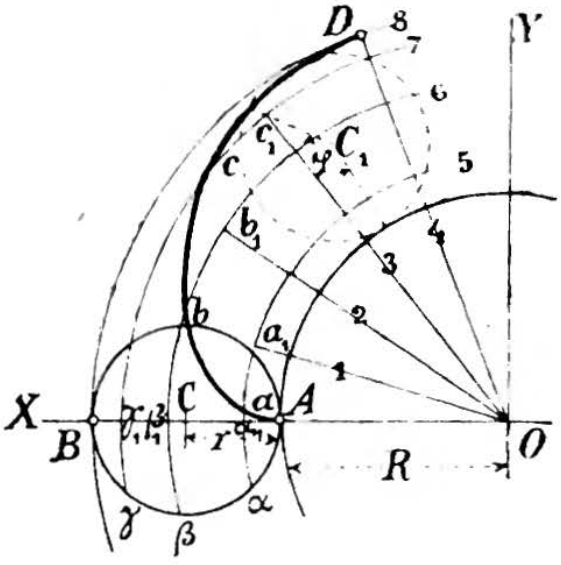
$$x = r\varphi - p\sin\varphi; \qquad y = r - p\cos\varphi.$$

2. Epicykloida i Hypocykloida.

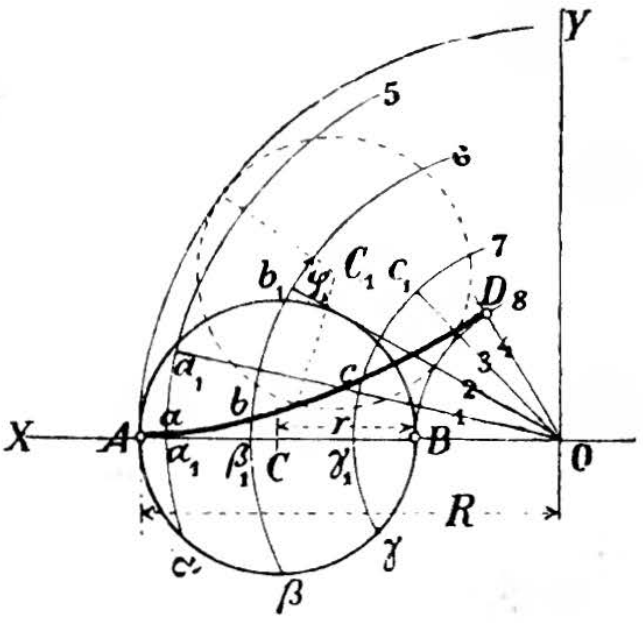
1. Punkt A obwodu koła, o promieniu $AC = r$, które bez ślizgania toczy się po drugim obwodzie koła, o promieniu $AO = R$, opisuje epicykloidę, jeżeli obydwa obwody stykają się zewnętrznie (rys. 23), a hypocykloidę, gdy się stykają wewnętrznie (rys. 24). R promień koła podstawowego (stałego), r promień koła tworzącego (ruchomego).

2. **Wykreślenie** (rys. 23 i 24): Podzielmy półobwód koła AB i kąt $AOD = \frac{r}{R}\,180^0$ na tę samą ilość równych części; wykreślmy promienie 1, 2, 3, 4 przez O i łuki kołowe 5, 6, 7, 8 dokoła O; odcinając wreszcie $a_1 a = \alpha_1 \alpha$, $b_1 b = \beta_1 \beta$ i $c_1 c = \gamma_1 \gamma$, otrzymamy w A, a, b, c, D punkty epicykloidy (rys. 23), względnie hypocykloidy (rys. 24). Albo: koła ze środkami w punktach spotkania się promieni 1, 2, 3 z obwodem koła podstawowego, zakreślone kolejno cięciwami $A\alpha$, $A\beta$, $A\gamma$, są obwinięte przez szukaną krzywą.

Rys. 23.



Rys. 24.



3. **Równania.** (Znaki górne odnoszą się do epicykloidy, dolne zaś do hypocykloidy):

$$x = (R \pm r)\cos\left(\frac{r}{R}\varphi\right) \mp r\cos\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right);$$

$$y = (R \pm r)\sin\left(\frac{r}{R}\varphi\right) - r\sin\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right).$$

Zależnie od tego, czy $r \lessgtr R$, hypocykloida R, r zlewa się bądźto z hypocykloidą R, $R - r$, bądź też z epicykloidą R, $r - R$.

4. **Normalna** jakiegokolwiek punktu przechodzi zawsze przez odpowiedni punkt zetknięcia się koła tworzącego z kołem podstawowem.

5. **Promień krzywości:** $\varrho = \frac{4r\,(R \pm r)}{R \pm 2r} \sin {}^1/_2\,\varphi$.

Dla A: $\varrho = 0$;

dla D: $\varrho = 4r \frac{R \pm r}{R \pm 2r}$.

6. **Rozwinięta** jest epicykloidą, względnie hypocykloidą, podobną do danej.

7. **Pole** pomiędzy OA, krzywą i promieniem wodzącym jest:

$$\frac{r\,(R \pm r)\,(R \pm 2r)}{2R}\,(\varphi - \sin\varphi).$$

8. **Długość łuku:** $s = 4r \frac{R \pm r}{R}\,(1 - \cos {}^1/_2\,\varphi)$;

$$\text{łuk } AD = 4r \frac{(R \pm r)}{R}.$$

9. Równania krzywych stają się algebraicznemi (przez wyrugowanie ilości φ), jeżeli stosunek R do r jest wymierny.

Jeżeli $r = {}^1/_2\,R$, to hypocykloida staje się prostą, zlewającą się ze średnicą AO. Każdy punkt, nie leżący na obwodzie koła tworzącego, opisuje przytem elipsę.

Jeżeli $r = {}^1/_4\,R$, to hypocykloida staje się **astroidą** (krzywą „gwiazdzistą“), której równanie brzmi:

$$x^{2/3} + y^{2/3} = R^{2/3}.$$

Jeżeli $r = R$, to epicykloida przechodzi w **kardioidę** (krzywą sercowatą). Równanie kardioidy brzmi, jeżeli A (rys. 23) oznacza początek spółrzędnych, a AO część dodatną osi x:

$$(y^2 + x^2 - 2Rx)^2 = 4R^2\,(x^2 + y^2),$$

albo też w odpowiednich spółrzędnych biegunowych ϱ i ψ:

$$\varrho = 2R\,(1 + \cos\psi).$$

Dla $r = \infty$, koło toczące się staje się linią prostą, a odpowiednia krzywa staje sie rozwijającą koła (patrz poniżej pod **3.**).

10. **Epicykloida i hypocykloida wydłużona lub skrócona** powstaje, jeżeli punkt tworzący leży zewnątrz, względnie wewnątrz, koła tworzącego, w odległości p od jego środka. Równania ich brzmią:

$$x = (R \pm r)\cos\left(\frac{r}{R}\varphi\right) \mp p\cos\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right);$$

$$y = (R \pm r)\sin\left(\frac{r}{R}\varphi\right) - p\sin\left(\frac{R \pm r}{R}\varphi\right).$$

3. Rozwijająca koła.

1. Każdy punkt prostej, która bez ślizgania toczy się po obwodzie koła, opisuje rozwijającą koła. (Wykreślenie za pomocą nitki).

2. **Wykreślenie** (rys. 25): BD równe półobwodowi koła AB, jako też sam półobwód, podziel na jednakową ilość równych części (w rys. na 4): αa jest styczną w α, o długości $\alpha D = {}^1/_4 BD$; βb jest styczną w β, o długości $\beta D = {}^2/_4 BD$ i t. d. Wówczas A, a, b, c, D będą punktami rozwijającej.

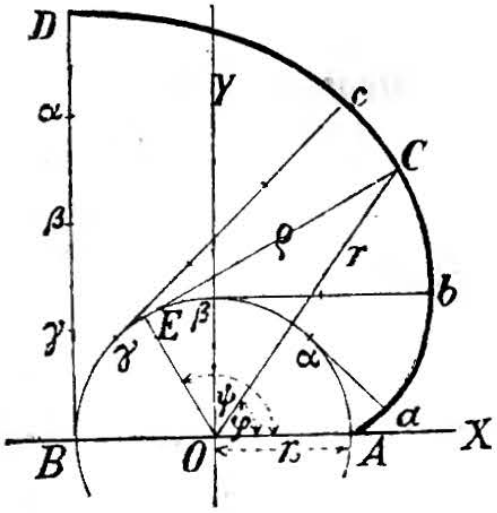
3. **Równania:**

$$x = r_0 (\cos\psi + \psi \sin\psi);$$
$$y = r_0 (\sin\psi - \psi \cos\psi).$$

Równanie biegunowe:

$$\varphi = \sqrt{\frac{r^2}{r_0^2} - 1} - \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{r^2}{r_0^2} - 1}.$$

Rys. 25.



4. **Promieniem krzywości** ϱ w punkcie C jest styczna CE z punktu C do koła podstawowego, a więc jest on równy długości łuku koła AE.

5. **Długość łuku** AC, odpowiadającego kątowi ψ, wynosi:

$$s = \frac{\varrho^2}{2 r_0} = \frac{r_0 \psi^2}{2}.$$

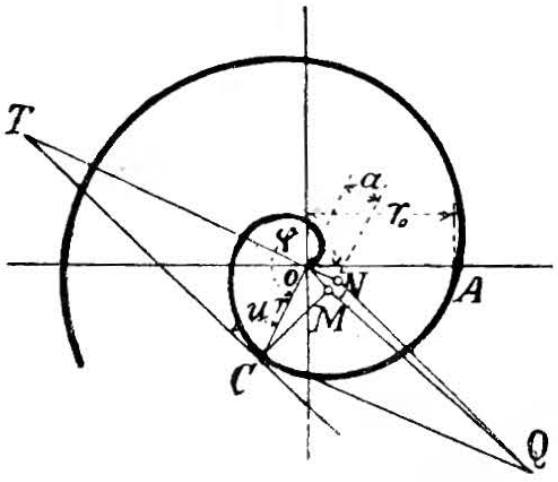
6. **Pole:** $ACO = {}^1/_6 r_0^2 \psi^3$.

d. Spirale (krzywe „zwojowe").

I. Spirala Archimedesa.

1. Zakreśla ją punkt C (rys. 26), poruszający się z prędkością jednostajną po promieniu OC, gdy tenże również z prędkością jednostajną obraca się dokoła stałego punktu (bieguna) O. Jeżeli jednemu obrotowi promienia OC (360°) odpowiada przebieżona przez C po OC droga r_0, to długość promienia wodzącego, odpowiadająca $\frac{1}{n}$ obrotu, będzie wynosiła $\frac{r_0}{n}$, skąd wprost wynika wykreślenie tej spirali.

Rys. 26.



2. **Równanie biegunowe:**

$$r = a\varphi = \frac{r_0}{2\pi}\varphi,$$

w którem r oznacza promień wodzący, a φ kąt biegunowy, licząc od OA.

3. Jeżeli dla dowolnego punktu C poprowadzimy styczną CT, dalej OT prostopadle do OC i CN prostopadle do CT, to: **podstyczna**

biegunowa $OT = \frac{r^2}{a}$, zaś **Podnormalna biegunowa** $ON = a =$ stałej. Stąd wynika sposób **wykreślania** stycznej do spirali (por. niżej spiralę hyperboliczną).

4. **Promień krzywości:** $\varrho = \frac{(a^2 + r^2)^{3/2}}{2a^2 + r^2}$.

Wykreślenie (rys. 26): Prostopadłe do CN w N i do OC w C przecinają się w Q; prosta OQ przetnie normalną CN w środku krzywości M.

5. **Długość łuku:** $s = \frac{r_0}{4\pi}\left[\varphi\sqrt{1+\varphi^2} + \ln(\varphi + \sqrt{1+\varphi^2})\right]$

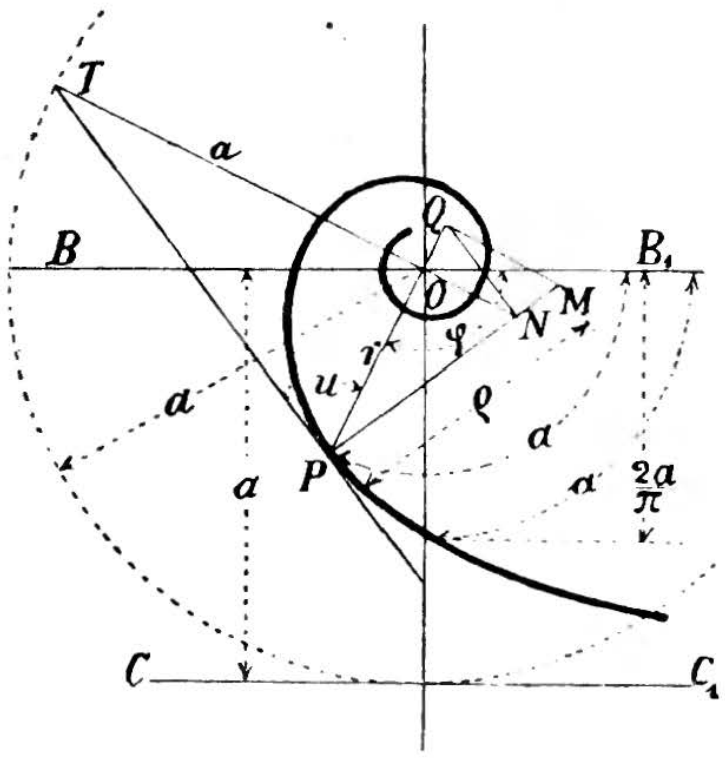
$$= \frac{r_0}{4\pi}\left[\varphi\sqrt{1+\varphi^2} + \operatorname{arcsinh}\varphi\right],$$

w przybliżeniu (dla wielu zwojów): $s = \frac{r_0}{4\pi}\varphi^2$.

2. Spirala hyperboliczna.

1. Zakreślając około bieguna O dowolne koła (współśrodkowe) i odcinając na każdem z nich równe długości łuków a, w jednę stronę, licząc od osi biegunowej OB_1, otrzymamy w końcach tych łuków szereg punktów, których miejscem geometrycznem jest właśnie spirala hyperboliczna (rys. 27). **Równanie** jej brzmi: $r\varphi = a$. Ponieważ dla $\varphi = \infty$, r staje się $= 0$, to biegun O jest **punktem niedobieżnym (asymptotycznym)**, dokoła którego spirala opisuje nieskończoną ilość zwojów, nie dosięgając go jednakże.

Rys. 27.



Dla $\varphi = 0$ staje się $r = \infty$, to zn. prosta CC_1, poprowadzona w oddaleniu a, równolegle do osi biegunowej OB_1, jest niemaltyczną spirali.

2. Jeżeli dla dowolnego punktu P (rys. 27) poprowadzimy styczną PT, oraz OT prostopadle do OP, a PN prostopadle do PT, to:

Podstyczna biegunowa $OT = -a =$ stałej;
Podnormalna biegunowa $ON = -\frac{r^2}{a}$;

} por. spiralę Archimedesa.

Stąd wynika sposób wykreślenia stycznej do spirali.

3. **Promień krzywości:** $\varrho = \frac{r}{\sin^3 OTP} = \frac{r}{\cos^3 u}$.

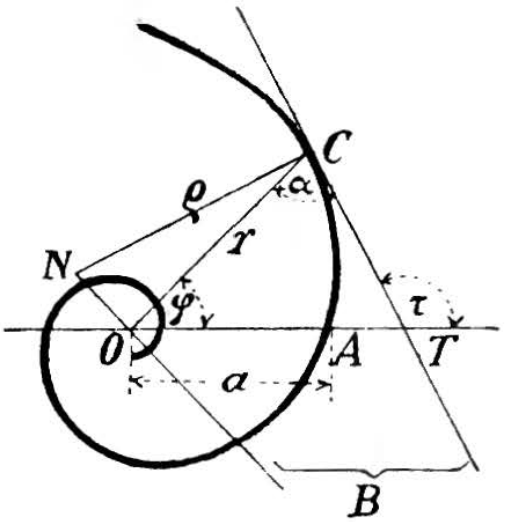
Wykreślenie: Prostopadła do PN w N (rys. 27) przecina promień PO w Q, prostopadła zaś do tegoż promienia, wyprowadzona z Q, przetnie normalną PN w środku krzywości M.

3. Spirala logarytmiczna.

1. **Równanie:** $r = a e^{m\varphi}$.

Dla $\varphi = 0$ będzie $r = OA = a$ (rys. 28). Ponieważ dalej dla $\varphi = -\infty$, $r = 0$, więc biegun O jest **punktem niedobieżnym,** do którego spirala, dla odjemnych wartości φ, coraz to bardziej się zbliża, nie dosięgając go jednakże.

Rys. 28.



2. **Styczna** CT w punkcie dowolnym C tworzy z promieniem wodzącym OC kąt $u = \alpha =$ stałej, tak, że $\operatorname{ctg} \alpha = m$.

3. **Podnormalna biegunowa:**

$$ON = r \operatorname{ctg} \alpha = rm.$$

Normalna biegunowa:

$CN = r\sqrt{1+m^2} = \frac{r}{\sin \alpha} =$ **promieniowi krzywości** ϱ w punkcie C.

4. **Rozwinięta** spirali jest znów spiralą przystającą do danej spirali, lecz obróconą względem danej o kąt $\frac{\pi}{2} - \frac{\ln m}{m}$.

5. **Pole,** zakreślone przez promień wodzący r, począwszy od $\varphi = -\infty$ (bieguna) do $+\varphi$, t. j. aż do punktu C krzywej, równa się połowie pola trójkąta OBC, utworzonego z promienia wodzącego punktu C, jego stycznej i podstycznej biegunowej $= r^2 : 4m$.

6. **Długość łuku** od punktu C aż do bieguna $= \frac{r}{\cos \alpha}$, a więc równa się długości stycznej CT aż do spotkania się jej z NO, t. j. $= CB$.

e. Krzywa łańcuchowa zwykła.

Zwykła łańcuchowa jest linią równowagi nitki zupełnie giętkiej, zawieszonej na dwóch punktach pod warunkiem, aby obciążenie nitki wszędzie było proporcyonalne do jej długości. Parametrem jest h.

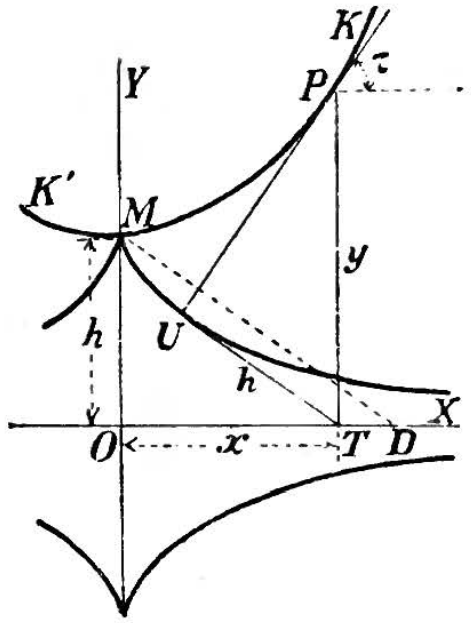
1. **Równanie:** $y = \frac{h}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}}\right) = h \cosh \frac{x}{h}$.

$$x = h \ln\left(\frac{y}{h} \pm \sqrt{\left(\frac{y}{h}\right)^2 - 1}\right) = h \operatorname{ar\,cosh} \frac{y}{h}.$$

Początek spółrzędnych leży o $h = MO$ niżej od najniższego punktu M łańcuchowej KK' (rys. 29).

2. Kąt τ, który tworzy styczna UP w dowolnym punkcie P z (poziomą) osią x, określa się z wzoru:

Rys. 29.



$$\operatorname{tg}\tau = \frac{dy}{dx} = \frac{1}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}}\right) = \sinh\frac{x}{h}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{y}{h}\right)^2 - 1}\,; \quad \cos\tau = \frac{h}{y}.$$

Wprowadzając τ jako zmienną niezależną, otrzymamy poniższe dwa równania łańcuchowej:

$$x = h\ln\frac{1+\sin\tau}{\cos\tau} = h\ln\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\tau}{2}\right)$$

$$= h\,\operatorname{ar\,sinh}(\operatorname{tg}\tau); \quad y = \frac{h}{\cos\tau}.$$

3. **Promień krzywości** w punkcie P jest równy, lecz przeciwnie skierowany jak normalna w punkcie P, mierzona od P aż do osi x, t. j. $= \frac{y^2}{h} = \frac{h}{\cos^2\tau}$.

4. **Pole** $OMPT$ wynosi:

$$F = {}^1\!/_2\, h^2\left(e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}}\right) = h^2\sinh\frac{x}{h} = h^2\operatorname{tg}\tau = h\sqrt{y^2-h^2}.$$

5. **Długość łuku** MP jest:

$$s = \frac{h}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}}\right) = h\sinh\frac{x}{h} = h\operatorname{tg}\tau = \sqrt{y^2-h^2} = PU = OD,$$

jeżeli TU i MD są prostopadłe do PU.

$$x = h\ln\left[\frac{s}{h} + \sqrt{1+\left(\frac{s}{h}\right)^2}\right] = h\,\operatorname{ar\,sinh}\frac{s}{h}.$$

Tablice funkcyi hyperbolicznych cosh i sinh (p. str. 32 i 31) dają wprost wartości rzędnych, względnie długości łuków łańcuchowej dla parametru $h = 1$.

6. **Rozwijająca. [Traktorya Huyghensa** (czytaj Hojensa), lub **krzywa antifrykcyjna].** Jeżeli wierzchołek M jest początkiem rozwinięcia, to równanie rozwijającej (rys. 29) brzmi:

$$\left(\frac{x}{h}\right)^2 = \left[\sqrt{1-\frac{y^2}{h^2}} - \ln\left(\pm\frac{h}{y} \pm \sqrt{\frac{h^2}{y^2}-1}\right)\right]^2,$$

$$= \left[\sqrt{1-\frac{y^2}{h^2}} - \operatorname{ar\,cosh}\left(\pm\frac{h}{y}\right)\right]^2,$$

zależnie od tego, czy y (rzędna rozwijającej) jest dodatną lub odjemną; albo też: $x = h(\operatorname{tgh}\varphi - \varphi)$; $y = \pm \frac{h}{\cosh\varphi}$, przyczem φ oznacza pewną zmienną niezależną.

W powyższem h jest stałą długością UT' stycznej od krzywej aż do osi x (rys. 29) $= MO$. Traktorya posiada zatem tę właściwość, że długość stycznej pomiędzy krzywą i osią odciętych jest wielkością stałą. Oś ta jest niemaltyczną czterech gałęzi, z których się składa traktorya. Rozwinięta traktoryi (por. str. 101) jest łańcuchowa KMK'. P jest środkiem krzywości; $\varrho = PU$ (p. wyżej).

Łuk $MU = h \ln(y : h)$.

7. Jeżeli $2L$ oznacza długość łańcucha, $2l$ odległość poziomą, $2b$ odległość pionową jej punktów zawieszenia, to znajdujemy parametr h, początek spółrzędnych, a przeto i najniższy punkt łańcuchowej, jak następuje: Przez próbowanie określamy, przy pomocy tablicy na $\log\sinh\varphi$ (p. str. 32), wielkość φ ze związku:

$$\frac{\sinh\varphi}{\varphi} = \frac{\sqrt{L^2 - b^2}}{l}, \text{ względnie z dogodniejszego:}$$

$$\log\sinh\varphi - \log\varphi = {}^1/_2 \log(L + b) + {}^1/_2 \log(L - b) - \log l.$$

Wówczas $h = l : \varphi$. Obliczając nadto wielkość ψ z $\operatorname{tgh}\psi = b : L$ (p. tabl. str. 34), otrzymamy początek spółrzędnych, jako leżący o $L\operatorname{ctgh}\varphi$ niżej środka kresy, łączącej oba punkty zawieszenia i w odległości poziomej $= \psi h$ od tegoż środka, a mianowicie ku niższemu punktowi zawieszenia.

8. Jeżeli oba punkty zawieszenia łańcucha leżą na jednakowej wysokości, to:

$$b = 0, \qquad \frac{\sinh\varphi}{\varphi} = \frac{L}{l}, \qquad h = \frac{l}{\varphi},$$

a początek spółrzędnych leży niżej prostej zawieszenia o

$$y_0 = L\operatorname{ctgh}\varphi.$$

Kąt zawieszenia α (pochylenie w punktach zawieszenia) będzie:

$$\cos\alpha = \frac{h}{y_0} = \frac{l\operatorname{tgh}\varphi}{L\varphi}.$$

f. Równania kilku innych krzywych.

Krzywa	Spółrzędne prostokątne	Spółrzędne biegunowe
1. Cysoida.	$y^2(a - x) = x^3$	$r = \frac{a\sin^2\varphi}{\cos\varphi}$.
2. Lemniskata.	$(x^2 + y^2)^2 = a^2(x^2 - y^2)$	$r = a\sqrt{\cos 2\varphi}$.
3. Konchoida.	$(x^2 + y^2)(y - b)^2 = a^2y^2$	$r = a + \frac{b}{\cos\varphi}$.
4. Liść Kartezyusza.	$x^3 + y^3 = 3axy$	$r = \frac{3a\sin\varphi\cos\varphi}{\sin^3\varphi + \cos^3\varphi}$.
5. Czworoliść.	$(x^2 + y^2)^3 = 4a^2x^2y^2$	$r = a\sin 2\varphi$.

1. **Cysoida** (bluszczowa). Dane koło o średnicy a; w końcu stałej średnicy (osi x) dana styczna tegoż koła. Przez drugi koniec tej średnicy (początek spółrzędnych) prowadzimy dowolną ilość siecznych, aż do spotkania się z tą styczną. Jeżeli odetniemy długości cięciw, wyznaczone przez koło na każdej siecznej, lecz począwszy od jej punktu spotkania się ze styczną, ku początkowi spółrzędnych, to końce tych kres będą punktami cysoidy.

2. **Lemniskata** jest miejscem geometrycznem punktów, dla których iloczyn ich odległości od dwóch stałych punktów F i F_1 jest stałym, a mianowicie $= {}^1/_2 a^2$. Odległość $FF_1 = a\sqrt{2}$.

Obie gałęzie krzywej, przechodzące przez środek kresy $a\sqrt{2}$ (początek spółrzędnych), spotykają się w nim pod kątem prostym.

Półosią krzywej jest a. Kąt pomiędzy promieniem wodzącym a normalną $= 2\varphi$. Dla y_{max} jest $\varphi = 30^0$, a $r = a\sqrt{{}^1/_2}$. Całkowite pole lemniskaty $= a^2$.

3. **Konchoida** (krzywa muszlowata) jest miejscem geometrycznem punktów, otrzymanych na wszystkich promieniach, zbiegających się w jednym biegunie P, przez odcięcie na każdym z nich pewnej stałej kresy a, poczynając zawsze od punktu przecięcia się promienia z pewną stałą prostą, przeprowadzoną w odległości b od bieguna.

C. Punkt, prosta i płaszczyzna w przestrzeni.

W wywodach poniższych przyjmujemy trzy osie spółrzędnych w przestrzeni, wzajemnie do siebie prostopadłe.

1. Jeżeli x, y, z i x_0, y_0, z_0 są spółrzędnemi dwóch punktów, których odległość wzajemna wynosi l; a α, β, γ oznaczają kąty, które l tworzy z dodatnymi kierunkami osi spółrzędnych, to:

$$l = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + (z - z_0)^2}.$$

$$\cos\alpha = \frac{x - x_0}{l}; \qquad \cos\beta = \frac{y - y_0}{l}; \qquad \cos\gamma = \frac{z - z_0}{l}.$$

$$\cos^2\alpha + \cos^2\beta + \cos^2\gamma = 1.$$

2. Jeżeli kresę l, wziętą w kierunku od x_0, y_0 z_0 ku x, y, z, podzielimy w stosunku $1 : n$, to, oznaczając przez x_1, y_1, z_1 spółrzędne punktu podziału, otrzymamy:

$$x_1 = \frac{x + nx_0}{1 + n}; \qquad y_1 = \frac{y + ny_0}{1 + n}; \qquad z_1 = \frac{z + nz_0}{1 + n}.$$

3. **Kąt** φ pomiędzy dwoma kierunkami, wyznaczonymi przez kąty α, β, γ i α_1, β_1, γ_1, określa się z równania:

$$\cos\varphi = \cos\alpha\cos\alpha_1 + \cos\beta\cos\beta_1 + \cos\gamma\cos\gamma_1.$$

Jeżeli oba kierunki są do siebie prostopadłe ($\varphi = 90^0$), to musi być:

$$\cos\alpha\cos\alpha_1 + \cos\beta\cos\beta_1 + \cos\gamma\cos\gamma_1 = 0.$$

4. Oznaczając przez λ, μ, ν kąty, jakie prostopadła do podanych powyżej pod 3. kierunków, t. j. prostopadła do płaszczyzny kąta φ, tworzy z kierunkami dodatnymi osi spółrzędnych, otrzymamy związki:

$$\cos\lambda = \frac{\cos\beta\cos\gamma_1 - \cos\beta_1\cos\gamma}{\sin\varphi}; \quad \cos\mu = \frac{\cos\gamma\cos\alpha_1 - \cos\gamma_1\cos\alpha}{\sin\varphi};$$

$$\cos\nu = \frac{\cos\alpha\cos\beta_1 - \cos\alpha_1\cos\beta}{\sin\varphi}.$$

Najkrótsza odległość między prostą o kierunku (α, β, γ) przez punkt (x, y, z) a prostą o kierunku $(\alpha_1, \beta_1, \gamma_1)$ przez punkt $(x_1, y_1 z_1)$, równa się bezwzględnej wartości wyrażenia:

$$p = (x_1 - x)\cos\lambda + (y_1 - y)\cos\mu + (z_1 - z)\cos\nu.$$

5. **Prosta** w przestrzeni wyznacza się przez dwa równania:

$$y = mx + b, \qquad z = m_1 x + b_1.$$

Prosta, przechodząca przez punkt (x_1, y_1, z_1) i tworząca z osiami kąty α, β, γ, wyraża się równaniami:

$$\frac{x - x_1}{\cos\alpha} = \frac{y - y_1}{\cos\beta} = \frac{z - z_1}{\cos\gamma}.$$

W poprzednich zatem równaniach jest:

$$m = \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}; \qquad m_1 = \frac{\cos\gamma}{\cos\alpha}.$$

Równania prostej, przechodzącej przez punkty (x_1, y_1, z_1) i (x_2, y_2, z_2), są:

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{z - z_1}{z_2 - z_1}.$$

6. Jeżeli dwie proste w przestrzeni mają się przecinać, to warunkiem nieodzownym jest, aby wyznacznik czterech równań obu prostych, sprowadzonych do postaci: $mx + ny + pz + q = 0$, tożsamościowo był równy zeru.

7. **Równania płaszczyzny.**

Ogólnie biorąc, płaszczyznę wyznacza równanie pierwszego stopnia:

$$Ax + By + Cz + D = 0.$$

Wszystkie zatem punkty, których spółrzędne czynią zadość temu samemu równaniu pierwszego stopnia pomiędzy trzema zmiennemi, leżą w jednej płaszczyźnie.

$By + Cz + D = 0$, równanie płaszczyzny, równoległej do osi x.
$Ax + Cz + D = 0$ „ „ „ „ „ „ y.
$Ax + By + D = 0$ „ „ „ „ „ „ z.
$Ax + By + Cz = 0$ „ „ , przechodzącej przez początek spółrzędnych.

8. Jeżeli płaszczyzna przecina osie w odległościach a, b, c od początku spółrzędnych, to równaniem jej będzie:

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} + \frac{z}{c} = 1.$$

$x = a$, równanie płaszczyzny, równoległej do płaszczyzny yz.
$y = b$, „ „ „ „ „ „ xz.
$z = c$, „ „ „ „ „ „ xy.

9. Jeżeli kresa prosta l, zaczynająca się w początku spółrzędnych, tworzy z osiami kąty α, β, γ, to płaszczyznę, przechodzącą przez drugi koniec kresy l, a do niej prostopadłą, przedstawia równanie:

$$x\cos\alpha + y\cos\beta + z\cos\gamma - l = 0. \quad \textbf{(Postać normalna).}$$

Jeżeli zamiast długości l danym jest punkt (x_1, y_1, z_1) płaszczyzny, to jej równanie będzie:

$$(x - x_1)\cos\alpha + (y - y_1)\cos\beta + (z - z_1)\cos\gamma = 0,$$

a jeżeli zamiast długości i kierunku kresy dany jest jej punkt końcowy (x_1, y_1, z_1), to równanie płaszczyzny, przechodzącej przez ten punkt, będzie:

$$(x - x_1)x_1 + (y - y_1)y_1 + (z - z_1)z_1 = 0.$$

10. Aby równaniu ogólnemu płaszczyzny:

$$Ax + By + Cz + D = 0$$

nadać postać normalną, należy wstawić:

$$\cos\alpha = \frac{A}{\pm\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}; \qquad \cos\beta = \frac{B}{\pm\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}};$$

$$\cos\gamma = \frac{C}{\pm\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}; \qquad l = \frac{-D}{\pm\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}.$$

Znak pierwiastka taki, by l stało się dodatnem.

11. **Odległość** p punktu (x_1, y_1, z_1) od płaszczyzny, wyrażonej równaniem w postaci normalnej, wynosi:

$$p = \pm(x_1\cos\alpha + y_1\cos\beta + z_1\cos\gamma - l),$$

przyczem należy uwzględnić znak dodatny albo odjemny, zależnie od tego, czy punkt (x_1, y_1, z_1) i początek spółrzędnych leżą po różnych stronach, czy też po tej samej stronie płaszczyzny.

12. Jeżeli $Ax + By + Cz + D = 0$ jest równaniem płaszczyzny, to prostopadła do niej, w punkcie jej (x_1, y_1, z_1), wyraża się równaniem:

$$z - z_1 = \frac{C}{A}(x - x_1); \qquad z - z_1 = \frac{C}{B}(y - y_1).$$

13. Jeżeli dwa kierunki (α, β, γ i α_1, β_1, γ_1) przechodzą przez punkt (x_1, y_1, z_1), to równanie płaszczyzny, wyznaczonej przez te kierunki i ten punkt, jest:

$$(x-x_1)(\cos\beta\cos\gamma_1 - \cos\beta_1\cos\gamma) + (y-y_1)(\cos\gamma\cos\alpha_1 - \cos\gamma_1\cos\alpha) + (z-z_1)(\cos\alpha\cos\beta_1 - \cos\alpha_1\cos\beta) = 0.$$

14. Jeżeli: $Ax + By + Cz + D = 0$ i
$A_1x + B_1y + C_1z + D_1 = 0$

są równaniami dwóch płaszczyzn, a przez k oznaczymy liczbę dowolną, to płaszczyznę, przechodzącą przez prostą przecięcia się obu płaszczyzn danych, wyznaczamy równaniem:

$$(Ax + By + Cz + D) + k(A_1x + B_1y + C_1z + D_1) = 0,$$

albo: $(A + kA_1)x + (B + kB_1)y + (C + kC_1)z + D + kD_1 = 0.$

Równanie rzutu na płaszczyznę xy prostej przecięcia się dwóch płaszczyzn otrzymamy, rugując z ich równań zmienną z; w sposób podobny otrzymujemy równania jej rzutu na płaszczyznę xz, względnie yz.

15. **Kąt** φ pochylenia wzajemnego dwóch płaszczyzn (określonych równaniami jak pod 14.) wyrażamy wzorem:

$$\cos\varphi = \frac{AA_1 + BB_1 + CC_1}{\pm\sqrt{(A^2+B^2+C^2)(A_1^2+B_1^2+C_1^2)}}.$$

Płaszczyzny są równoległe ($\varphi = 0$), jeżeli: $\frac{A}{A_1} = \frac{B}{B_1} = \frac{C}{C_1}$.

Płaszczyzny są do siebie prostopadłe ($\varphi = 90^0$), jeżeli:

$$AA_1 + BB_1 + CC_1 = 0.$$

16. Dwie **płaszczyzny równoległe** wyrażają się zatem równaniami:

$$Ax + By + Cz + D = 0 \quad \text{i} \quad Ax + By + Cz + D_1 = 0.$$

17. Płaszczyzny, przepoławiające kąty między dwiema innemi (określonemi równaniami jak pod 14.), wyrażają się wzorem:

$$\frac{Ax + By + Cz + D}{\sqrt{A^2+B^2+C^2}} \mp \frac{A_1x + B_1y + C_1z + D_1}{\sqrt{A_1^2+B_1^2+C_1^2}} = 0.$$

18. **Przemiana spółrzędnych.**

Spółrzędne względem pierwotnego układu oznaczamy przez x, y, z, względem nowego przez x', y', z'.

α) Równoległe przesunięcie osi. Oznaczając przez f, g, h spółrzędne nowego początku, otrzymamy:

$$x = f + x'; \quad y = g + y'; \quad z = h + z'.$$

β) Obrót osi dokoła początku spółrzędnych. Dostawy kątów, utworzonych przez nowe osie x', y', z' z pierwotną dodatną osią x, oznaczamy przez: a, b, c;
podobnież z pierwotną osią y: a', b', c';
„ „ „ z: a'', b'', c'';
wówczas:

$$\begin{aligned} x &= ax' + by' + cz' \\ y &= a'x' + b'y' + c'z' \\ z &= a''x' + b''y' + c''z'. \end{aligned} \qquad \begin{aligned} x' &= ax + a'y + a''z \\ y' &= bx + b'y + b''z \\ z' &= cx + c'y + c''z. \end{aligned}$$

Zachodzą nadto następujące związki:

1) $\begin{aligned} a^2 + a'^2 + a''^2 &= 1 \\ b^2 + b'^2 + b''^2 &= 1 \\ c^2 + c'^2 + c''^2 &= 1. \end{aligned}$ 2) $\begin{aligned} ab + a'b' + a''b'' &= 0 \\ bc + b'c' + b''c'' &= 0 \\ ca + c'a' + c''a'' &= 0. \end{aligned}$

3) $\begin{aligned} a^2 + b^2 + c^2 &= 1 \\ a'^2 + b'^2 + c'^2 &= 1 \\ a''^2 + b''^2 + c''^2 &= 1. \end{aligned}$ 4) $\begin{aligned} aa' + bb' + cc' &= 0 \\ a'a'' + b'b'' + c'c'' &= 0 \\ a''a + b''b + c''c &= 0. \end{aligned}$

5) $\begin{aligned} a &= b'c'' - c'b'' \\ b &= c'a'' - a'c'' \\ c &= a'b'' - b'a''. \end{aligned}$ 6) $\begin{aligned} a' &= cb'' - bc'' \\ b' &= ac'' - ca'' \\ c' &= ba'' - ab''. \end{aligned}$ 7) $\begin{aligned} a'' &= bc' - cb' \\ b'' &= ca' - ac' \\ c'' &= ab' - ba'. \end{aligned}$

γ) Przy równoczesnem przesunięciu i obrocie, należy odpowiednio połączyć wzory z pod α) i β).

δ) Chcąc przekształcić spółrzędne x, y, z punktu na **spółrzędne biegunowe** r, φ, ϑ, należy przedwstępnie określić spółrzędne punktu x', y', z', odniesionego do układu prostokątnego, którego początek byłby biegunem, płaszczyzna $x'y'$ byłaby równikową, a oś z' osią biegunową, od której liczą się kąty φ, poczem będzie:

$$x' = r\cos\varphi\cos\vartheta; \quad y' = r\sin\varphi\cos\vartheta; \quad z' = r\sin\vartheta.$$

Dla punktów płaszczyzny $x'y'$ jest: $\vartheta = 0$.

D. Krzywe o podwójnej krzywości.

a. Twierdzenia ogólne.

1. Krzywą o podwójnej krzywości, odniesioną do układu spółrzędnych równoległych, wyobrażają dwa **równania:**

$$F_1(x, y, z) = 0; \quad F_2(x, y, z) = 0.$$

Jest ona zatem przecięciem się dwóch powierzchni, z których każdą przedstawia jedno z równań powyższych.

Krzywą tę wyznaczają też równania jej rzutów na płaszczyzny xy i xz:

$$y = \varphi_1(x); \quad z = \varphi_2(x).$$

2. Kąty α, β, γ, jakie **styczna** w punkcie (x, y, z) tworzy z osiami x, y, z, otrzymujemy ze związków:

$$\cos\alpha = \frac{dx}{ds}; \quad \cos\beta = \frac{dy}{ds}; \quad \cos\gamma = \frac{dz}{ds};$$

a **różniczkę łuku** z wzoru:

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2 + dz^2} = dx\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2}.$$

3. **Równanie stycznej** w punkcie (x, y, z) brzmi:

$$\frac{\xi - x}{dx} = \frac{\eta - y}{dy} = \frac{\zeta - z}{dz}.$$

4. **Równanie płaszczyzny normalnej** natomiast:

$$(\xi - x)\,dx + (\eta - y)\,dy + (\zeta - z)\,dz = 0.$$

5. Płaszczyzna, która przechodzi przez punkt (x, y, z) krzywej i dwa bezpośrednio z nim sąsiadujące, nazywa się **płaszczyzną ściśle styczną** w punkcie (x, y, z). Zakładając:

$$A = dy \cdot d^2z - dz \cdot d^2y, \quad B = dz \cdot d^2x - dx \cdot d^2z,$$
$$C = dx \cdot d^2y - dy \cdot d^2x,$$

otrzymamy, jako równanie płaszczyzny ściśle stycznej:

$$A(\xi - x) + B(\eta - y) + C(\zeta - z) = 0.$$

Kąty, jakie dwójnormalna, t. j. prostopadła do płaszczyzny ściśle stycznej, tworzy z osiami x, y, z, określają się ze związków:

$$\cos\lambda = \frac{A}{D}; \qquad \cos\mu = \frac{B}{D}; \qquad \cos\nu = \frac{C}{D},$$

w których:

$$D = \sqrt{A^2 + B^2 + C^2} = ds\sqrt{(d^2x)^2 + (d^2y)^2 + (d^2z)^2 - (d^2s)^2}$$
$$= ds^2\sqrt{\left(d\frac{dx}{ds}\right)^2 + \left(d\frac{dy}{ds}\right)^2 + \left(d\frac{dz}{ds}\right)^2}.$$

6. Oznaczając przez $d\tau$ kąt dwóch bezpośrednio po sobie następujących stycznych, będziemy mieli:

$$d\tau = \frac{D}{ds^2},$$

a promień krzywości w płaszczyźnie ściśle stycznej, czyli promień **pierwszej krzywości** krzywej:

$$\varrho_1 = \frac{ds}{d\tau} = \frac{ds^3}{D}.$$

Spółrzędne przynależnego środka krzywości otrzymamy, jako:

$$X = x + \varrho_1^2 \frac{d\frac{dx}{ds}}{ds}; \quad Y = y + \varrho_1^2 \frac{d\frac{dy}{ds}}{ds}; \quad Z = z + \varrho_1^2 \frac{d\frac{dz}{ds}}{ds}.$$

7. Dwie sąsiednie płaszczyzny ściśle styczne tworzą ze sobą kąt:

$$d\vartheta = \sqrt{(d\cos\lambda)^2 + (d\cos\mu)^2 + (d\cos\nu)^2}$$
$$= \frac{A\cdot d^3x + B\cdot d^3y + C\cdot d^3z}{D^2}\,ds;$$

wyrażenie $\varrho_2 = \frac{ds}{d\vartheta}$ nazywamy promieniem **drugiej krzywości** krzywej lub promieniem „skręcenia“ krzywej.

Krzywa jest płaską, jeżeli dla wszystkich jej punktów będzie $d\vartheta = 0$, czyli wyznacznik:

$$A\cdot d^3x + B\cdot d^3y + C\cdot d^3z = \begin{vmatrix} dx & dy & dz \\ d^2x & d^2y & d^2z \\ d^3x & d^3y & d^3z \end{vmatrix} = 0.$$

b. Linia śrubowa walcowa.

1. Linię śrubową, walcową, czyli zwykłą, zakreśla punkt posuwający się z prędkością jednostajną po obwodzie koła, które równocześnie porusza się również z prędkością jednostajną w kierunku prostopadłym do swej płaszczyzny, które wytwarza zatem prosty walec kołowy; na powierzchni tego właśnie walca punkt poruszający się kreśli linię śrubową.

Niechaj będzie promień tego walca r, skok śruby $bb' = h$ (rys. 30), to styczna kąta pochylenia skrętu α będzie:

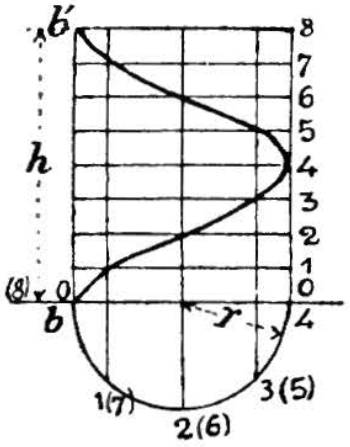
$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{2\pi r} = a.$$

Jeżeli oś z przyjmiemy w osi walca, oś x przez punkt b linii śrubowej, a przez φ oznaczymy kąt wytworzony z osią x przez rzut promienia wodzącego na płaszczyznę xy, to **równania** linii śrubowej będą:

$$x = r\cos\varphi; \quad y = r\sin\varphi; \quad z = ar\varphi;$$

albo: $$x = r\cos\frac{z}{ar}; \quad y = r\sin\frac{z}{ar}.$$

Rys. 30.



2. **Równania stycznej** są:

$$-\frac{\xi - x}{\sin\varphi} = \frac{\eta - y}{\cos\varphi} = \frac{\zeta - z}{a}.$$

Styczna tworzy z osią z i z tworzącemi walca stały kąt:

$$\gamma = 90^0 - \sigma.$$

Rozwijając zatem płaszcz walca na płaszczyznę, a wraz z nim i krzywą śrubową, otrzymamy jej rozwinięcie w postaci linii prostej.

3. **Promienie krzywości** są:

$$\varrho_1 = r(1 + a^2) = \frac{r}{\cos^2\alpha}, \quad \left(\frac{1}{\varrho_1} = \text{pierwszej krzywości}\right),$$

$$\varrho_2 = r\frac{1 + a^2}{a} = \frac{r}{\sin\alpha\cos\alpha}, \quad \left(\frac{1}{\varrho_2} = \text{drugiej krzywości}\right).$$

Tak ϱ_1, jak ϱ_2 są tedy stałe, a nadto promień ϱ_1 jest zawsze prostopadły do osi z.

4. **Długość łuku:** $s = \frac{r}{\cos\alpha}\varphi = r\varphi\sqrt{1 + a^2}$.

5. **Wykreślenie rzutu linii śrubowej** na płaszczyznę xz (rys. 30). Podzielmy skok $h = bb'$ na n (tu 8) równych części, tak samo— począwszy od b—obwód koła, będącego przekrojem normalnym walca, na tyleż (n) równych części. Przez pierwsze punkty podziału prowadzimy linie poziome, przez drugie natomiast pionowe, wówczas każdy punkt przecięcia się poziomej z odpowiednią pionową będzie punktem szukanego rzutu linii śrubowej.

E. Powierzchnie krzywe.

a. Twierdzenia ogólne.

1. Równanie powierzchni krzywej dla spółrzędnych prostokątnych ma postać ogólną: $F(x, y, z) = 0$, a rozwiązane względem zmiennej z przybiera postać: $z = f(x, y)$.

Przyjmiemy oznaczenia skrócone:

$$\frac{\partial z}{\partial x} = p; \quad \frac{\partial z}{\partial y} = q; \quad \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = r; \quad \frac{\partial^2 z}{\partial x \cdot \partial y} = s; \quad \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = t.$$

2. Równanie **płaszczyzny stycznej** do powierzchni w punkcie (x, y, z) będzie:

$$(\xi - x)\frac{\partial F}{\partial x} + (\eta - y)\frac{\partial F}{\partial y} + (\zeta - z)\frac{\partial F}{\partial z} = 0.$$

3. Równanie **normalnej** zaś:

$$\frac{\xi - x}{\frac{\partial F}{\partial x}} = \frac{\eta - y}{\frac{\partial F}{\partial y}} = \frac{\zeta - z}{\frac{\partial F}{\partial z}}.$$

Kąty α, β, γ, jakie tworzy normalna z osiami, otrzymujemy ze związków:

$$\cos\alpha = \frac{1}{W}\frac{\partial F}{\partial x}; \qquad \cos\beta = \frac{1}{W}\frac{\partial F}{\partial y}; \qquad \cos\gamma = \frac{1}{W}\frac{\partial F}{\partial z},$$

w których: $$W = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial z}\right)^2}.$$

4. **Cząstka pola** powierzchni krzywej, odpowiadająca swemu rzutowi $dx \cdot dy$ na płaszczyznę xy, wyraża się wzorem:

$$dM = \frac{dx \cdot dy \cdot W}{\frac{\partial F}{\partial z}}.$$

Dwukrotne scałkowanie tego wyrażenia (w granicach dowolnych lub od siebie zależnych) doprowadza do wyrażenia na pole określonego obszaru danej powierzchni krzywej.

5. Każda płaszczyzna, przechodząca przez normalną do danej powierzchni, przecina ją w linii, którą nazywają **przekrojem normalnym.** Jeżeli styczna tego przekroju tworzy z osiami kąty λ, μ, ν, to promień krzywości przekroju wyrazi się wzorem:

$$\varrho = \frac{\sqrt{1 + p^2 + q^2}}{r\cos^2\lambda + 2s\cos\lambda\cos\mu + t\cos^2\mu}.$$

6. **Twierdzenie Meunieur'a:** Płaszczyzna, przechodząca przez styczną przekroju normalnego, a tworząca z jego płaszczyzną kąt ϑ, przecina powierzchnię według przekroju ukośnego, którego promień krzywości w punkcie uważanym jest:

$$\varrho' = \varrho\cos\vartheta.$$

7. Przekroje normalne, prostopadłe do siebie, a dla których ϱ staje się największością ϱ_1, lub najmniejszością ϱ_2, nazywają się **przekrojami normalnymi głównymi.** Wartości ϱ_1 i ϱ_2 określają się równaniami:

$$\frac{1}{\varrho_1\varrho_2} = \frac{rt - s^2}{(1 + p^2 + q^2)^2},$$

$$\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} = \frac{(1 + q^2)r - 2pqs + (1 + p^2)t}{(1 + p^2 + q^2)^{3/2}}.$$

8. **Twierdzenie Eulera:** Dla dowolnego przekroju normalnego, którego płaszczyzna tworzy kąt φ z płaszczyzną przynależną do ϱ_1, mamy:

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{\cos^2\varphi}{\varrho_1} + \frac{\sin^2\varphi}{\varrho_2}.$$

9. Wyrażenie $\frac{1}{\varrho_1\,\varrho_2}$ nazywa się **miarą krzywości**, a $\frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2}$ **krzywością średnią** powierzchni w punkcie (x, y, z).

b. Powierzchnie drugiego rzędu.

1. **Postać ogólna równania** powierzchni drugiego rzędu jest:

$$a_{11}x^2 + a_{22}y^2 + a_{33}z^2 + 2a_{12}xy + 2a_{23}yz + 2a_{31}zx + 2a_1x + 2a_2y + 2a_3z + a = 0.$$

2. Zakładając dla skrócenia:

$$\begin{vmatrix} a & a_1 & a_2 & a_3 \\ a_1 & a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_2 & a_{12} & a_{22} & a_{32} \\ a_3 & a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{vmatrix} = I'; \quad \begin{vmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_{12} & a_{22} & a_{32} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{vmatrix} = \Delta; \quad \begin{vmatrix} a_{22} & a_{32} \\ a_{23} & a_{33} \end{vmatrix} = \delta_1; \quad \begin{vmatrix} a_{11} & a_{31} \\ a_{13} & a_{33} \end{vmatrix} = \delta_2,$$

(przyczem $a_{ik} = a_{ki}$), otrzymamy następujące warunki, określające główne rodzaje powierzchni, przedstawionych przez równanie ogólne, jeżeli $a_{11} > 0$:

$\Delta > 0, \quad \delta_1 > 0, \quad I' < 0$ elipsoid.

albo: $\Delta < 0$ lub $\Delta > 0, \ \delta_1 < 0$:
- $I' < 0$ hyperboloid jednopowłokowy.
- $I' = 0$ stożek.
- $I' > 0$ hyperboloid dwupowłokowy.

$\Delta = 0$:
- $\delta_1 < 0$ albo $\delta_2 < 0$ paraboloid hyperboliczny.
- $\delta_1 > 0$ albo $\delta_2 > 0$ „ eliptyczny.

3. Dla **powierzchni ośrodkowych** ($\Delta \gtrless 0$) t. j. posiadających środek, środek ich jest przecięciem się trzech płaszczyzn:

$$a_{11}x + a_{12}y + a_{13}z + a_1 = 0.$$
$$a_{21}x + a_{22}y + a_{23}z + a_2 = 0.$$
$$a_{31}x + a_{32}y + a_{33}z + a_3 = 0.$$

4. Równania powierzchni ośrodkowych, odniesione do układu prostokątnego spółrzędnych z początkiem w środku powierzchni, a osiami zlewającemi się z osiami głównemi powierzchni, brzmią:

dla **elipsoidu:** $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{c^2} = 1;$

dla **hyperboloidu jednopowłokowego:** $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1;$

dla **hyperboloidu dwupowłokowego:** $\frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 1.$

W równaniach powyższych a, b, c oznaczają półosie przekrojów głównych; w pierwszym przypadku są one wszystkie trzy rzeczywiste, w drugim przypadku c, a w trzecim b i c oznaczają urojone półosie hyperboli przekrojów głównych.

5. **Stożek.** Każde równanie jednorodne, stopnia drugiego, z trzema zmiennemi:

$Ax^2 + By^2 + Cz^2 + Dxy + Exz + Fyz = 0$ wyobraża stożek.

Jeżeli krzywa wodząca jest elipsą, o półosiach a i b, a jej płaszczyzna w odległości h (od początku spółrzędnych) jest prostopadłą do osi z, to równanie stożka, którego wierzchołek znajduje się w początku spółrzędnych, będzie:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{h^2} = 0.$$

Jeżeli krzywa wodząca jest kołem o promieniu a, to w równaniu powyższem wypada podstawić: $b = a$, poczem otrzymamy równanie prostego stożka kołowego. Por. **b.** 1., str. 101.

6. **Kula.** Równanie odniesione do środka: $x^2 + y^2 + z^2 = r^2$.

Jeżeli ξ, η, ζ są spółrzędnemi środka kuli, to równanie jej będzie:

$$(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + (z - \zeta)^2 = r^2.$$

Każde równanie kształtu:

$$x^2 + y^2 + z^2 + Ax + By + Cz + D = 0$$

przedstawia kulę, przyczem:

$$\xi = -\tfrac{1}{2} A; \qquad \eta = -\tfrac{1}{2} B; \qquad \zeta = -\tfrac{1}{2} C;$$
$$r = \tfrac{1}{2} \sqrt{A^2 + B^2 + C^2 - 4D}.$$

Powierzchnie drugiego stopnia bezśrodkowe:

7. **Paraboloidy.** Najprostszy kształt równania:

$$\frac{x^2}{2p} \pm \frac{y^2}{2q} = z.$$

Górny znak odnosi się do paraboloidu eliptycznego; p i q są parametrami parabol przekrojów głównych. Dla paraboloidu hyperbolicznego p jest parametrem paraboli przekroju głównego, a $q = p \operatorname{tg}^2 \varphi$; przyczem φ jest połową kąta płaszczyzn niemaltycznych.

8. **Walec.** Równanie walca, stojącego prostopadle na jednej z płaszczyzn spółrzędnych, jest równobrzmiące z równaniem krzywej jego przekroju z tąże płaszczyzną.

Jeżeli przekrój walca z płaszczyzną xy jest elipsą lub hyperbolą, o półosiach a i b, i jeżeli tworzące walca są pochylone do osi spółrzędnych o kąty α, β, γ, to jego równaniem będzie:

$$\frac{\left(x - z\frac{\cos\alpha}{\cos\gamma}\right)^2}{a^2} \pm \frac{\left(y - z\frac{\cos\beta}{\cos\gamma}\right)^2}{b^2} = 1.$$

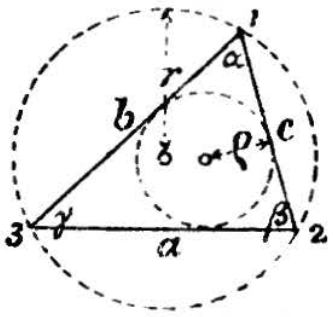
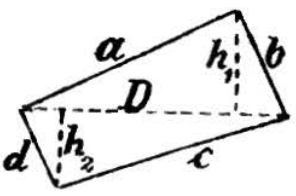
Znak górny + odnosi się do walca eliptycznego, dolny natomiast — do walca hyperbolicznego.

Wreszcie równanie walca parabolicznego brzmi:

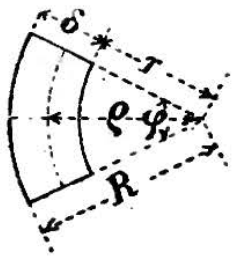
$$\frac{z^2}{c^2} - \frac{2y}{p} - \frac{2x}{q} = 0.$$

VII. POLA POWIERZCHNI I OBJĘTOŚCI BRYŁ.

A. Pola figur płaskich.

Figury	Oznaczenie wymiarów	Pole F
1. Trójkąt. (por. str. 64).	Rys. 31.  h wysokość względem boku a, $s = {}^1/_2 (a + b + c)$, m_1, m_2, m_3 ośrodkowe, $s_0 = {}^1/_2 (m_1 + m_2 + m_3)$, $x_1 y_1$, $x_2 y_2$, $x_3 y_3$ spółrzędne wierzchołków względem dowolnych osi prostokątnych.	$F = {}^1/_2 a h$ $= \sqrt{s (s-a) (s-b) (s-c)}$ $= {}^1/_2 a b \sin \gamma$ $= \dfrac{a^2 \sin \beta \sin \gamma}{2 \sin \alpha}$ $= 2 r^2 \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma$ $= \varrho^2 \operatorname{ctg} {}^1/_2 \alpha \operatorname{ctg} {}^1/_2 \beta \operatorname{ctg} {}^1/_2 \gamma$ $= \varrho s = \dfrac{a b c}{4 r}$ $= {}^1/_3 \sqrt{s_0 (s_0 - m_1) (s_0 - m_2) (s_0 - m_3)}$ $= \pm {}^1/_2 \begin{vmatrix} x_1, & y_1, & 1 \\ x_2, & y_2, & 1 \\ x_3, & y_3, & 1 \end{vmatrix}$ $= \pm {}^1/_2 \left\{ \begin{matrix} x_1 y_2 - x_2 y_1 \\ + x_2 y_3 - x_3 y_2 \\ + x_3 y_1 - x_1 y_3 \end{matrix} \right\}$.
	Początek spółrzędnych leży w wierzchołku 3: $[x_3 = 0, \; y_3 = 0]$.	$F = \pm {}^1/_2 \begin{vmatrix} x_1 y_1 \\ x_2 y_2 \end{vmatrix}$ $= \pm {}^1/_2 (x_1 y_2 - x_2 y_1)$.
Trójkąt prostokątny. (por. str. 65).	a, b przyprostokątnie, c przeciwprostokątnia, α kąt przeciwległy bokowi a.	$F = {}^1/_2 a b$ $= {}^1/_2 a^2 \operatorname{ctg} \alpha$ $= {}^1/_2 b^2 \operatorname{tg} \alpha$ $= {}^1/_4 c^2 \sin 2\alpha$. $\Big\vert \; a^2 + b^2 = c^2$.
2. Czworokąt. (D i D_1 przekątnie, φ kąt zawarty między niemi).	Rys. 32.  m prosta, łącząca środki przekątni.	$F = \dfrac{h_1 + h_2}{2} D = \dfrac{D D_1 \sin \varphi}{2}$. $a^2 + b^2 + c^2 + d^2$ $= D^2 + D_1^2 + 4 m^2$.

Figury	Oznaczenie wymiarów	P o l e F
Czworokąt, wpisany w koło.	a, b, c, d 4-ry boki, $s = {}^1/_2 (a + b + c + d)$.	$F = \sqrt{(s-a)(s-b)(s-c)(s-d)}$. $DD_1 = ac + bd$.
Trapez.	a, b boki równoległe, h wysokość.	$F = \frac{a+b}{2} h = \frac{DD_1 \sin \varphi}{2}$.
Równoległobok.	a, b boki, h odległość boków b, γ kąt równoległoboku.	$F = bh = ab \sin \gamma$ $= {}^1/_2 DD_1 \sin \varphi$. $2(a^2 + b^2) = D^2 + D_1{}^2$.
Prostokąt.	a, b boki.	$F = ab = {}^1/_2 D^2 \sin \varphi$.
Ukośnik (rhombus).	a bok, γ kąt } ukośnika.	$F = a^2 \sin \gamma$ $= {}^1/_2 DD_1$.
3. Wielokąt.	$x_1 y_1$, $x_2 y_2$, $x_3 y_3 \ldots x_n y_n$ spółrzędne n wierzchołków, względem dowolnych osi prostokątnych. [Suma kątów wewnętrznych wynosi: $(n-2) \cdot 180^0$].	$F = \pm {}^1/_2 \{ (x_2 y_1 - x_1 y_2) + (x_3 y_2 - x_2 y_3) + (x_1 y_3 - x_3 y_1) + \ldots + (x_n y_{n-1} - x_{n-1} y_n) + (x_1 y_n - x_n y_1) \}$. Można też określić F, rozkładając wielobok, za pomocą przekątni, na trójkąty.
Wielokąt foremny (prawidłowy). (por. tabl. str. 35).	R promień koła opisanego, r promień koła wpisanego, $a = 2\sqrt{R^2 - r^2}$ bok, n ilość boków, $\varphi = 180^0 : n$, U obwód.	$F = {}^1/_4 n a^2 \operatorname{ctg} \varphi$ $= {}^1/_2 n R^2 \sin 2\varphi$ $= n r^2 \operatorname{tg} \varphi$. $U = na = 2nR \sin \varphi$ $= 2nr \operatorname{tg} \varphi$. Kąt wielokąta $= 180^0 - 2\varphi$.
4. Koło. (por. tablicę dla F i U, str. 1 do 21).	r promień, d średnica, U obwód.	$F = \pi r^2 = {}^1/_4 \pi d^2 = {}^1/_4 Ud$ $= 0{,}785\,398\,163\,4\, d^2$. $U = \pi d$.
Pierścień kołowy. (Dla oznaczenia pola F można posiłkować się tablicą str. 1 do 21).	R promień zewnętrzny, r promień wewnętrzny, D średnica zewnętrzna, d średnica wewnętrzna, ϱ średni promień, δ szerokość pierścienia.	$F = \pi (R^2 - r^2)$ $= {}^1/_4 \pi (D^2 - d^2)$ $= {}^1/_4 \pi D^2 - {}^1/_4 \pi d^2$ $= 2\pi \varrho \delta$.

Figury	Oznaczenie wymiarów	P o l e F
Odcinek koła. (Tabl. str. 36 i 37).	r promień, φ^0 kąt środkowy w stopniach.	$F = {}^1/_2\, r^2 \left(\frac{\varphi^0 \pi}{180} - \sin \varphi \right)$.
Wycinek koła. (Dla oznaczenia pola F można posiłkować się tablicą str. 1 do 21).	r promień, b długość łuku, φ^0 kąt środkowy, przynależny łukowi b w stopniach, φ łuk, odpowiadający temuż kątowi i promieniowi 1.	$F = {}^1/_2\, b\, r$ $= \frac{\varphi^0}{360}\, \pi\, r^2$ $= {}^1/_2\, \varphi\, r^2$. $\varphi = \frac{\varphi^0 \pi}{180}$. $\quad b = \frac{\varphi^0 \pi}{180}\, r$.
Wycinek pierścienia kołowego.	Rys. 33. 	$F = \frac{\varphi^0 \pi}{360} (R^2 - r^2)$ $= \frac{\varphi^0 \pi}{180}\, \varrho\, \delta$ $= \varphi\, \varrho\, \delta$.

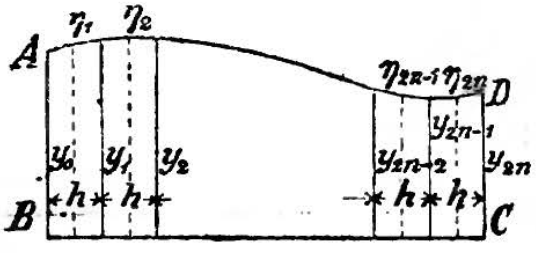
5. **Stożkowe.** Elipsa i jej odcinki p. str. 106; odcinki hyperboli p. str. 106; odcinki paraboli p. str. 110.

Pola innych krzywych p. str. 112 do 119.

6. **Pole dowolnego kształtu.**

α. Niechaj pole będzie ograniczone z trzech stron prostemi, z których $AB = y_0$ i $DC = y_{2n}$ (rys. 34) są prostopadłe do BC. Dzielimy BC na **parzystą** ilość $(2n)$ równych części h, w punktach podziału kreślimy rzędne $y_1, y_2 \ldots y_{2n-1}$, a oznaczając nadto średnie wysokości tak otrzymanych pasków pola przez $\eta_1, \eta_2 \ldots \eta_{2n}$, określamy w przybliżeniu pole $ABCD$ z jednego z poniższych, kolejno coraz to dokładniejszych wzorów:

Rys. 34.



1. $F = h\,({}^1/_2\, y_0 + y_1 + y_2 + \cdots + y_{2n-2} + y_{2n-1} + {}^1/_2\, y_{2n})$.
2. $F = h \Sigma (\eta)$.
3. $F = {}^1/_3\, h\,(y_0 + 4\,y_1 + 2\,y_2 + 4\,y_3 + \cdots + 2\,y_{2n-2} + 4\,y_{2n-1} + y_{2n})$.
4. $F = {}^3/_8\, h\,(y_0 + 3\,y_1 + 3\,y_2 + 2\,y_3 + 3\,y_4 + 3\,y_5 + 2\,y_6 + 3\,y_7 + \cdots + 2\,y_{m-3} + 3\,y_{m-2} + 3\,y_{m-1} + y_m)$.

5. $F = h\Sigma\,[\eta + {}^1/_{12}\,(y_0 - \eta_1) + {}^1/_{12}\,(y_{2n} - \eta_{2n})]$. *)

6. $F = h\Sigma\,[\eta + {}^1/_{72}(8y_0 + \eta_2 - 9\eta_1) + {}^1/_{72}(8y_{2n} + \eta_{2n-1} - 9\eta_{2n})]$.**)

We wzorze 4. ilość rzędnych powinna być $m + 1 = 3n + 1$, a więc ilość m równych części h podzielna przez 3.

Wzór 3., t. zw. **wzór Simpsona,** daje tylko wtenczas dokładne wyniki, gdy y jest funkcyą całkowitą najwyżej trzeciego stopnia swej odległości od dowolnego punktu. Wówczas starczy wymierzyć lub wyrachować y_m, średnią rzędną między y_0 i y_{2n}, a jeżeli H oznacza całkowitą wysokość BC, to:

$$F = {}^1/_6\,H\,(y_0 + 4y_m + y_{2n}).$$

β. Zmierzywszy lub wyrachowawszy 5 odległych od siebie o h, rzędnych y_0, y_1, y_2, y_3, y_4, otrzymamy:

$$F = {}^2/_{45}\,h\,[7(y_0 + y_4) + 32\,(y_1 + y_3) + 12y_2].$$

Wzór ten jest zupełnie dokładny, jeżeli y jest funkcyą całkowitą najwyżej czwartego stopnia swej odległości od dowolnego punktu.

γ. Dalsze wzory przybliżone zestawiono na str. 82 i 83, gdyż całka $\int_a^b f(x)\,dx$ wyobraża pole $ABCD$, jeżeli przyjmiemy BC za oś x, a $y = f(x)$ będzie równaniem krzywej AD, wreszcie a i b oznaczać będą odcięte, odpowiadające rzędnym AB i DC.

δ. **Sposób Czebyszewa** (bardzo dokładny) patrz dział XII o budowie okrętów, przy obliczaniu wyporu i t. d.

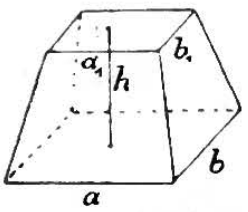
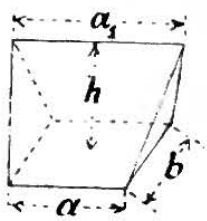
B. Objętości i powierzchnie brył.

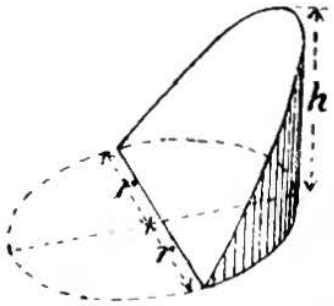
Wzory poprzednie służyć również mogą do obliczenia objętości brył ograniczonych dwiema płaszczyznami równoległemi, o ile przez $y_0 \ldots y_{2n}$ rozumieć będziemy pola przekrojów równoległych do owych płaszczyzn.

Bryła	Oznaczenie wymiarów	Objętość = V. Cała powierzchnia = O. Pole płaszcza, t. j. krzywej części powierzchni = M.
I. Graniastosłup (pryzmat)	F pole podstawy, h wysokość.	$V = Fh$.
Sześcian foremny.	a krawędź, d przekątnia.	$V = a^3$. $O = 6a^2$. $d^2 = 3a^2$.

*) Podług Ponceleta.

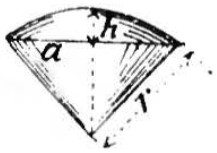
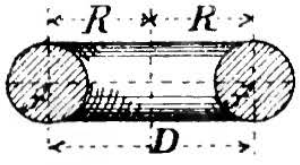
**) Podług Frankego. Por. „Zeitschr. d. Arch.- u. Ing.-V. zu Hannover“ 1875, str. 177.

Bryła	Oznaczenie wymiarów	Objętość = V. Cała powierzchnia = O. Pole płaszcza, t. j. krzywej części powierzchni = M.
Graniastosłup trójkątny, ukośnie ścięty.	a, b, c długość trzech równoległych krawędzi, N przekrój prostopadły do tychże krawędzi.	$V = {}^1/_3 (a + b + c) N.$
Graniastosłup n-kątny (i walec) ukośnie ścięty. Jeżeli l oznacza prostą, łączącą środki ciężkości obu podstaw, a N przekrój prostopadły, do l, to $V = Nl$.		
Równoległościan prostokątny. (Prostopadłościan).	a, b, c długości krawędzi, schodzących się w jednym wierzchołku, d przekątnia.	$V = abc.$ $d^2 = a^2 + b^2 + c^2.$ $O = 2(ab + bc + ca).$
2. Ostrosłup. (Piramida).	F podstawa, h wysokość.	$V = {}^1/_3 Fh.$
Ostrosłup trójkątny.	$x_1 y_1 z_1$, $x_2 y_2 z_2$, $x_3 y_3 z_3$ spółrzędne trzech wierzchołków; czwarty wierzchołek leży w początku spółrzędnych.	$V = {}^1/_6 \begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \end{vmatrix}.$
Ostrosłup prosto ścięty.	F, f podstawy równoległe, czyli dna, h ich odległość.	$V = {}^1/_3 h (F + f + \sqrt{Ff}).$
3. Obelisk. (Rys. 35).	Rys. 35. 	$V = {}^1/_6 h [(2a + a_1) b + (2a_1 + a) b_1]$ $= {}^1/_6 h [ab + (a + a_1)(b + b_1) + a_1 b_1].$
4. Klin. (Rys. 36).	Rys. 36. 	$V = {}^1/_6 (2a + a_1) bh.$
5. Walec.	F podstawa, h wysokość.	$V = Fh.$
Walec kołowy prosty.	r promień podstawy, h wysokość.	$V = \pi r^2 h.$ $M = 2\pi r h.$ $O = 2\pi r (r + h).$

Bryła	Oznaczenie wymiarów	Objętość = V. Cała powierzchnia = O. Pole płaszcza, t. j. krzywej części powierzchni = M.
Walec kołowy, prosty, ukośnie ścięty.	h_1 najkrótsza tworząca, h_2 najdłuższa „ , r promień podstawy.	$V = \pi r^2 \frac{h_1 + h_2}{2}$. $M = \pi r (h_1 + h_2)$.
Kopyto walcowe. *) (Rys. 37).	Rys. 37. 	$V = {}^2/_3 r^2 h$. $M = 2 r h$. Ścięcie przechodzi przez środek podstawy; podstawą jest zatem półkole, t. j. $a = b = r$ (por. przyp. u dołu). Godnem uwagi jest, że powyższe wzory są niezależne od π.
Walec wydrążony (rura).	R promień zewnętrzny, r „ wewnętrzny, h wysokość, $s = R - r$ grubość ścianki, $\varrho = {}^1/_2 (R+r)$ średni promień.	$V = \pi h (R^2 - r^2)$ $= \pi h s (2R - s)$ $= \pi h s (2r + s)$ $= 2 \pi h s \varrho$.
6. Stożek kołowy.	r promień podstawy, h wysokość, s tworząca.	$V = {}^1/_3 \pi r^2 h$. $M = \pi r \sqrt{r^2 + h^2} = \pi r s$. $s = \sqrt{r^2 + h^2}$.
Stożek prosto ścięty.	Jak poprzedni; nadto R promień drugiej podstawy.	$V = {}^1/_3 \pi h (R^2 + Rr + r^2)$. $M = \pi s (R + r)$. $s = \sqrt{(R - r)^2 + h^2}$.
7. Kula. (Dla V należy posiłkować się tablicą str. 38, dla O tabl. str. 1 do 21).	r promień, $r = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}} = 0{,}620351 \sqrt[3]{V}$. $d = 2r$ średnica.	$V = {}^4/_3 \pi r^3 = 4{,}188790205\, r^3$ $= {}^1/_6 \pi d^3 = 0{,}523598776\, d^3$. $O = 4 \pi r^2 = \pi d^2$ $= 4 \times$ pole koła wielkiego.
Kula wydrążona. (Tabl. str. 38).	R zewn., r wewn. promień, D „ , d „ średnica.	$V = {}^4/_3 \pi (R^3 - r^3)$ $= {}^1/_6 \pi (D^3 - d^3)$.
Odcinek kuli, czyli czasza kulista.	h wysokość (strzałka) odcinka, r promień kuli, a średnica podstawy.	$V = {}^1/_6 \pi h (3a^2 + h^2)$ $= {}^1/_3 \pi h^2 (3r - h)$. $M = 2 \pi r h = \pi (a^2 + h^2)$. $a^2 = h (2r - h)$.

*) Jeżeli podstawa kopyta jest większa lub mniejsza niż półkole, $2a$ zaś jest prostą krawędzią kopyta, b długością prostopadłej z podnóża h na $2a$ poprowadzonej, wreszcie 2φ kątem środkowym obwodu podstawy, wyrażonym w stopniach, to będzie:

$$V = \frac{h}{3b}\left[a(3r^2 - a^2) + 3r^2(b - r)\frac{\varphi\pi}{180}\right]; \qquad M = \frac{2rh}{b}\left[(b - r)\frac{\varphi\pi}{180} + a\right].$$

Bryła	Oznaczenie wymiarów	Objętość = V. Cała powierzchnia = O. Pole płaszcza, t. j. krzywej części powierzchni = M.
Strefa, czyli pas kulisty.	h wysokość pasa, r promień kuli, a, b promienie podstaw (den) $(a > b)$.	$V = \frac{1}{6}\pi h\,(3a^2+3b^2+h^2)$. $M = 2\pi r h$. $r^2 = a^2 + \left(\frac{a^2-b^2-h^2}{2h}\right)^2$.
Wycinek kuli. (Rys. 38).	Rys. 38. 	$V = \frac{2}{3}\pi r^2 h$ $= 2{,}094395102\,4\,r^2 h$. $O = \pi r\,(2h + a)$.
Dwukąt kulisty (sferyczny)	φ^0 kąt obu kół wielkich (boków).	$M = \frac{\varphi^0}{90}\pi r^2$ $= 0{,}034906\,6\,\varphi^0 r^2$.
Trójkąt kulisty (sferyczny)	ε^0 nadmiar sferyczny, t. j. różnica pomiędzy sumą kątów, a 180^0.	$M = \frac{\varepsilon^0}{180}\pi r^2$ $= 0{,}017\,4533\,\varepsilon^0 r^2$.
8. Elipsoid.	a, b, c 3 półosie.	$V = \frac{4}{3}\pi a b c$.
Elipsoid obrotowy.	1) Gdy $2a$ jest osią obrotu: 2) „ $2b$ „ „ „ :	$V = \frac{4}{3}\pi a b^2$. $V = \frac{4}{3}\pi a^2 b$.
9. Paraboloid obrotowy.	r promień podstawy, h wysokość.	$V = \frac{1}{2}\pi r^2 h = 1{,}570796\,r^2 h$ = połowie walca kołowego o promieniu r i wysokości h.
Paraboloid ścięty.	R, r promienie podstaw równoległych (den), h wysokość.	$V = \frac{1}{2}\pi\,(R^2 + r^2)\,h$ = pole średniego przekroju × wysokość.
10. Pierścień walcowy. (Rys. 39).	Rys. 39.  $d = 2r$.	$V = 2\pi^2 R r^2 = 19{,}739\,R r^2$ $= \frac{1}{4}\pi^2 D d^2 = 2{,}4674\,D d^2$. $O = 4\pi^2 R r = 39{,}478\,R r$ $= \pi^2 D d = 9{,}8696\,D d$.
11. Kubeł eliptyczny.	Podstawy równoległe są dowolnemi elipsami o półosiach a, b i a_1, b_1.	$V = \frac{1}{6}\pi h\,[2\,(ab + a_1 b_1)$ $+ a b_1 + a_1 b]$.

Bryła	Oznaczenie wymiarów	Objętość = V. Cała powierzchnia = O. Pole płaszcza, t. j. krzywej części powierzchni = M.
12. Beczka.	D średnica w środku wysokości, d średnica den, h wysokość.	$V = {}^1/_{12}\,\pi h\,(2D^2 + d^2)$ w przybliżeniu dla klepek, zgiętych podług łuku koła. $V = {}^1/_{15}\,\pi h\,(2D^2 + Dd + {}^3/_4\,d^2)$ dokładnie dla klepek parabolicznych.
13. Sklepienie kolebkowe lub **kapiaste**, t. j. wycinek walca wydrążonego.	s połowa rozpiętości, r promień wewnętrzny sklepienia (podniebienia), δ grubość sklepienia, h strzałka, l długość sklepienia.	$V = \frac{\varphi^0\,\pi}{360}\,(2r\delta + \delta^2)\,l.$ $\left(\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} = \frac{s}{r-h}\right).$
14. Sklepienie krzyżowe nad prostokątem $2S \times 2s$.	s, r, δ, h, $2S$ (zamiast l) i φ oznaczenia, jak w 13. dla jednej kolebki, S, R, Δ, h, $2s$, ψ dla drugiej kolebki.	$V = \frac{\varphi^0\,\pi}{360}\,(2r\delta + \delta^2)\,S + \frac{\psi^0\,\pi}{360}\,(2R\Delta + \Delta^2)\,s.$ $\left(\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} = \frac{s}{r-h};\ \operatorname{tg}\frac{\psi}{2} = \frac{S}{R-h}\right).$

15. Objętości prostego stożka kołowego, paraboloidu obrotowego, kuli i walca kołowego mają się do siebie, przy jednakowym $r = {}^1/_2 h$, jak $2:3:4:6$. Objętość kuli równa się 0,523599 krotnej objętości sześcianu, opisanego dokoła tejże kuli, t. j. o krawędzi $2r$.

16. Jeżeli z pasa kulistego o wysokości h (por. powyżej pod **7.**) wykrajemy stożek ścięty o podstawach równych dnom pasa, to, nazwawszy długość tworzącej stożek ten s, otrzymamy objętość pozostałej bryły pierścieniowatej:

$$V = {}^1/_6\,\pi h s^2.$$

17. Pryzmoidami nazywamy bryły o dwóch podstawach równoległych i bocznej powierzchni, składającej się z dowolnej liczby ścian (trójkątów, trapezów, równoległoboków, a nawet powierzchni wichrowatych). Do ich obliczenia stosujemy wzór Simpsona (str. 133):

$$V = {}^1/_6\,H\,(F_0 + 4F_m + F_{2n}).$$

Przykłady: 1. **Obelisk** wysokości h, (por. str. 134), o podstawach trapezowych. Wysokości tych trapezów niechaj będą c i c_1, a ich szerokości środkowe m i m_1, to objętość obelisku będzie:

$$V = {}^1/_6 h\,[(2m + m_1)\,c + (2m_1 + m)\,c_1]$$
$$= {}^1/_6 h\,[m\,c + (m + m_1)\,(c + c_1) + m_1 c_1].$$

2. **Rampa drogowa** (podjazd). Jeżeli h jest wysokością nasypu głównego, b szerokością drogi podjazdowej, to, przy spadku podjazdu $1:n$, a pochyleniu skarp drogi głównej i podjazdu $1:m$, otrzymamy objętość podjazdu:

$$V = {}^1/_6 h^2 (n - m)[3b + 2hm(1 - m:n)].$$

Np. dla $n = 45$ i $m = 1{,}5$: $\quad V = 21{,}75 h^2 (b + 0{,}9667\, h)$.

18. Prawidło Guldina (Pappusa).*)

1. Jeżeli s jest długością krzywej, obracającej się dokoła osi, która leży w płaszczyznie samej krzywej, a x_0 odległością środka ciężkości krzywej od tejże osi, to pole powstającej **powierzchni obrotowej** będzie:

$$M = 2\pi x_0 s.$$

= droga środka ciężkości × długość krzywej.

2. Gdy płaska figura zamknięta, o polu F, obraca się dokoła osi, leżącej w jej płaszczyznie, wytwarza ona **bryłę obrotową** o objętości:

$$V = 2\pi x_0 F$$

= droga środka ciężkości × pole figury.

W obydwu przypadkach 1. i 2. figura obracająca się powinna leżeć wyłącznie po jednej stronie osi.

3. Dla dwóch równoległych osi obrotowych, przebiegających w odległości wzajemnej a, otrzymamy poniższe związki, w których M_1 i V_1 odnoszą się do pierwszej, M_2 i V_2 do drugiej osi:

$$M_1 = 2\pi a s \pm M_2 \quad \text{i} \quad V_1 = 2\pi a F \pm V_2.$$

Jeżeli figura tworząca s lub F leży pomiędzy osiami równoległemi, ważnym jest znak —, w przeciwnym zaś razie znak +.

4. Jeżeli $y = f(x)$ jest równaniem krzywej południkowej, odniesionem do osi obrotowej jako osi x, a M i V są zawarte między dwiema płaszczyznami prostopadłemi do osi obrotu, a więc do siebie równoległemi, a oddalonemi od początku spółrzędnych o x_1 i x_2, to mamy wzory ogólne:

$$M = 2\pi \int_{x_1}^{x_2} y \cdot ds \qquad \text{i} \qquad V = \pi \int_{x_1}^{x_2} y^2 \cdot dx.$$

$ds = \sqrt{dx^2 + d^2 y}$ jest różniczką łuku krzywej południkowej.

5. Jeżeli s lub F są sumami algebraicznemi długości łuków s_1, s_2, s_3 .... lub pól F_1, F_2, F_3 ..., dla których znamy odległości środków ciężkości od osi obrotu x_{01}, x_{02}, x_{03} ..., to:

$$M = 2\pi (s_1 x_{01} + s_2 x_{02} + s_3 x_{03} + \cdots)$$
$$V = 2\pi (F_1 x_{01} + F_2 x_{02} + F_3 x_{03} + \cdots).$$

---

*) Porówn. także Chr. Nehls, „Ueber den Flächen- und Rauminhalt der durch Bewegung von Kurven und Flächen erzeugten Flächen- und Raumgrössen". Archiv der Mathematik und Physik, 2 Reihe, Bd. XIII, 1894.

6. Dla obrotu niezupełnego (w p. 1. do 5.) należy wartości M, względnie V, pomnożyć przez $\varphi^0 : 360^0$, jeżeli φ^0 oznacza kąt środkowy części obrotu (por. np. **13.**, str. 137).

7. Prawidła powyższe można stosować i w tym przypadku, gdy środek ciężkości figury opisuje dowolną krzywą, o ile tylko płaszczyzna figury zawsze będzie skierowana prostopadle do kierunku drogi, a chwilowa oś obrotu, przechodząca przez środek krzywości drogi, nigdy nie przetnie figury tworzącej. Zamiast długości łuku koła (p. pod 6.) wypada natenczas podstawić długość drogi przebieżonej.

VIII. PÓŁPERSPEKTYWICZNE RZUTY RÓWNOLEGŁE.

(Aksonometrya).

I. Półperspektywiczną metodę rzutów równoległych stosujemy nieraz z korzyścią dla rysunkowego przedstawienia przedmiotu w sposób, pozwalający nietylko wniknąć zupełnie w postać i związek samego przedmiotu, lecz nadto oznaczać wprost zapomocą danych podziałek przynajmniej te wymiary przedmiotu, które są równoległe do jednej z trzech osi głównych rysunku, czego nie pozwala metoda rzutów środkowych, czyli perspektywa właściwa, dająca natomiast obrazy bardziej łudzące i więcej do prawdy zbliżone. Dogodnym jest następujący sposób postępowania: Odniósłszy dany przedmiot do trzech osi prostokątnych i przyjąwszy równe podziałki na każdej osi, rzucamy snopem promieni równoległych owe trzy osi wraz z podziałkami na dowolnie względem osi pochyloną płaszczyznę rysunku, poczem przenosimy dowolne wymiary przedmiotu, równoległe do jednej z osi, kreśląc je w rysunku równolegle do rzutu tejże osi i odmierzając je podług rzutu podziałki owej osi. Oś z, oraz rzut jej w rysunku, przyjmujemy zazwyczaj pionowo.

2) Stosując **rzut ukośnokątny** (względem płaszczyzny rysunku nachylony), możemy tak kierunki rzutów osi, jako też jednostki podziałek rzuconych, przyjąć dowolnie, z zastrzeżeniem jednakże, aby nie więcej niż dwa rzuty osi miały ten sam kierunek, a nie więcej niż jeden rzut podziałki miał jednostkę długości równą zeru (twierdzenie Pohlkego).

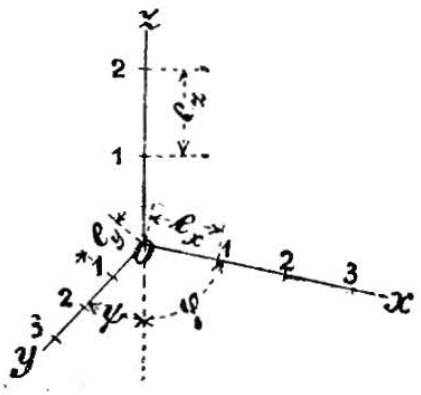
Proste układy (oznaczenia podług rys. 40):

1) $e_x = e_z = 1$; $\quad e_y = 1,\ ^1/_2,\ ^1/_3$;
$\varphi = 90^0$; $\quad \psi = 45^0,\ 60^0$.
(t. zw. perspektywa kawaleryjska).

2) $e_x = e_y = e_z = 1$; $\quad \varphi + \psi = 90^0$.
t. zw. perspektywa wojskowa).

3. Jeżeli w danym przedmiocie zachodzą nietylko linie proste i płaszczyzny, lecz również i koła w rozmaitych położeniach, walce i stożki kołowe, kule i dowolne powierzchnie obrotowe, to dogodniejszym będzie **rzut prostokątny.** Przy stosowaniu tego rzutu dany kierunek osi w rysunku określa już wielkość jednostek podziałkowych rysunku i naodwrót. Tablica poniższa podaje niezbędne dane dla stosunków najbardziej używanych *), przy zastosowaniu następujących oznaczeń:

Rys. 40.



e jednostka długości istotnej podziałki rysunku;

e_x, e_y, e_z jednostki rzutów podziałek;

φ i ψ kąty ostre, jakie oś x, względnie y, tworzy z kierunkiem osi z.

Rzuty prostokątne.

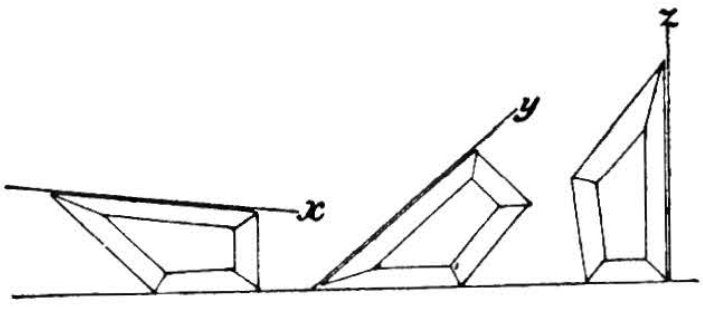
Rodzaj rzutu	$e_x : e_y : e_z$	$e_z : e$	ctg φ wartości przybliżone	ctg ψ wartości przybliżone
Rzut jednomierny	1 : 1 : 1	0,8165	$\varphi = \psi = 60^0$	
Rzuty dwumierne	1 : $^1/_2$: 1	0,9428	1 : 8	7 : 8
	1 : $^1/_3$: 1	0,9733	1 : 18	17 : 18
	1 : $^1/_4$: 1	0,9847	1 : 32	31 : 32
Rzuty trójmierne	$^5/_6$: $^2/_3$: 1	0,9670	1 : 5	1 : 3
	$^9/_{10}$: $^1/_2$: 1	0,9853	1 : 11	4 : 11

Kolumna ostatnia określa kierunki osi.

4. Jeżeli r_x, r_y, r_z oznaczać będą takie kresy, które, mierzone na podziałkach osi x, y, względnie z, dadzą równe wyniki cyfrowe, to znaczy, że $r_x = r\,(e_x : e)$ i t. d., to możemy i bez podziałek osiowych

*) W zwykłych warunkach polecenia godnym będzie rzut 1 : $^1/_2$: 1, najprostszy po rzucie jednomiernym, dającym zazwyczaj nieładne obrazy.

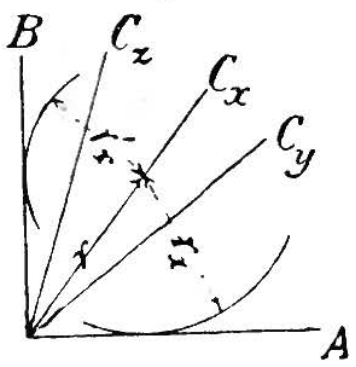
Rys. 41.



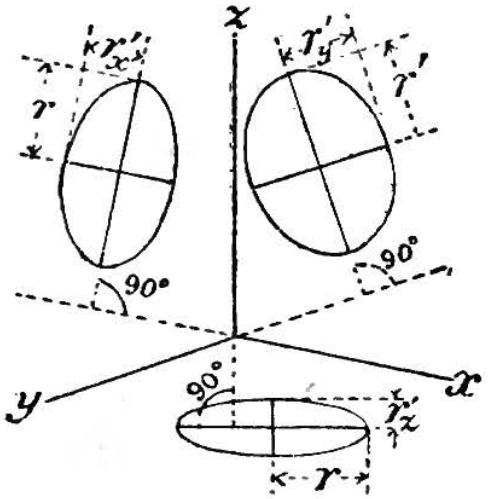
Do kreślenia równoległych do osi wielce dogodnym okazał się czworokąt rysunkowy (rodzaj ekierki), przedstawiony obok (rys. 41) w trzech położeniach, stosowanych do kreślenia. Czworokąty takie dla przeróżnych stosunków osi i nachyleń wyrabia Albert Martz w Stuttgarcie.

oznaczyć owe kresy sposobem skróceń (rys. 42), przydatnych i do innych celów (por. **5**). Promienie C_x, C_y, C_z kreślimy tak, aby wstawy ich kątów nachylenia względem A miały wartości $e_x : e$, $e_y : e$, względnie $e_z : e$.

Rys. 42.



Rys. 43.

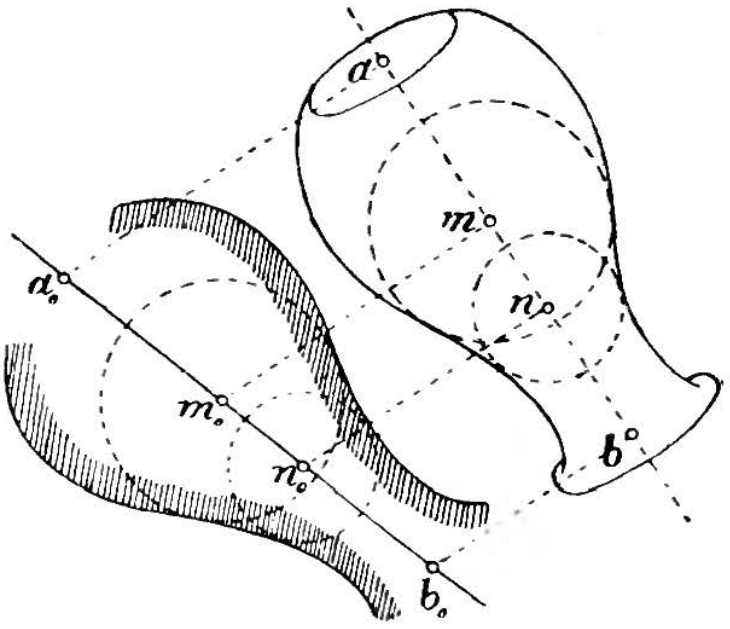


5. Koła równoległe do płaszczyzn spółrzędnych (rys. 43). Koło równoległe do płaszczyzny yz przedstawi się w postaci elipsy, której środek będzie w rzucie środka koła, oś wielka równą będzie istotnej średnicy koła i skierowaną prostopadle do rzutu osi x, a długość małej półosi (r_x p. **4.**) będzie:

$$r'_x = \sqrt{r^2 - r_x^2}.$$

Podobnie postępujemy z kołami równoległemi do płaszczyzn xz i xy. Oznaczenia kres r'_x, r'_y, r'_z najdogodniej dokonać podług rys. 42. Dla stosunku rzutów $1 : {}^1/_2 : 1$ jest $r'_x = r'_z = {}^1/_3 r$.

Rys. 44.



6. Obrazem **kuli** będzie zawsze koło, zakreślone około obrazu punktu środkowego kuli, promieniem równym istotnemu promieniowi kuli.

Grubość **walców** kołowych, dowolnie skierowanych, zawsze w obrazie równą będzie istotnej grubości samego walca.

7. Powierzchnie obrotowe w dowolnem położeniu (rys. 44). Wykreśliwszy rzut ab osi obrotowej, kreślimy obok

istotną długość tejże osi $a_0 b_0$ w takiem położeniu, aby $a_0 a \parallel b_0 b$, poczem rysujemy istotny profil (krzywą tworzącą) powierzchni obrotowej po obydwu stronach osi $a_0 b_0$. Zakreślając dalej koła dotykające profil około dowolnych punktów m_0, n_0 . . ., leżących dostatecznie gęsto obok siebie na osi $a_0 b_0$ i równo wielkie koła około punktów m, n . . . leżących na rzucie osi, a będących rzutami punktów m_0, n_0 . . ., otrzymamy krzywe, obwijając koła w końcu wspomniane, a będące obwodem rzutu powierzchni obrotowej. Punkty m, n . . . otrzymujemy z przecięcia się osi ab z równoległemi do $a_0 a$ (lub $b_0 b$) przełożonemi przez punkty m_0, n_0 . . .

Uwaga. Wykreślenia 5, 6 i 7 ważne są tylko dla rzutów prostokątnych.

DZIAŁ DRUGI.

MECHANIKA.

I. GEOMETRYCZNE PRAWA RUCHU.

A. Ruch punktu.

a. Ruch prostolinijny.

1. Prędkość. Punkt, przebywający równodługie drogi w równych odstępach czasu, porusza się **jednostajnie.** Iloraz:

$$v = \frac{s}{t} = \frac{\text{droga}}{\text{czas odnośny}}$$

nosi miano prędkości ruchu.

W innych warunkach ruch będzie niejednostajnym czyli **zmiennym;** wówczas prędkość v w chwili t:

$$v = \frac{ds}{dt}.$$

Zatem długość drogi $s - s_0$ w czasie t: $\quad s - s_0 = \int_0^t v \cdot dt;$

s_0 i s oznaczają odległości ruchomego punktu od dowolnego punktu stałego na prostej i to: s_0 na początku ruchu (w chwili $t = 0$), s na końcu ruchu, w chwili t.

2. Przyspieszenie. Jeżeli prędkość punktu zwiększa się, lub zmniejsza równomiernie, t. zn. o równe ilości w równych odstępach czasu, to ruch taki jest **równomiernie przyspieszonym** lub też **równomiernie zwolnionym.** Zmiana prędkości w jednostce czasu (w 1-ej sek.) nazywa się **przyspieszeniem,** względnie **zwolnieniem,** (zwolnienie = odjemne przyśpieszenie). Przyspieszenie:

$$p = \frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = \frac{\text{zmiana prędkości}}{\text{odnośny czas}}.$$

Prędkość jest wówczas: $v = v_0 + pt$, a droga:

$$s = s_0 + \int_0^t v \cdot dt = s_0 + v_0 t + {}^1/_2 p t^2.$$

Związki między s, v, p i t.

Dane:	Poszukiwane: s	v	p	t
$s = f(t)$	$s = f(t)$	$f'(t) = \frac{ds}{dt}$	$f''(t) = \frac{d^2s}{dt^2}$	t
$v = f(t)$	$s_0 + \int_0^t f(t)\,dt = s_0 + \int_0^t v \cdot dt$	$v = f(t)$	$f'(t) = \frac{dv}{dt}$	t
$p = f(t)$	$s_0 + \int_0^t v \cdot dt$ (uprzednio trzeba oznaczyć v).	$v_0 + \int_0^t f(t)\,dt = v_0 + \int_0^t p \cdot dt$	$p = f(t)$	t
$p = f(s)$	s	$\sqrt{v_0^2 + 2\int_{s_0}^s f(s)\,ds} = \sqrt{v_0^2 + 2\int_{s_0}^s p \cdot ds}$	$p = f(s)$	$\int_{s_0}^s \frac{ds}{v}$ (uprzednio trzeba oznaczyć v).
$v = f(s)$	s	$v = f(s)$	$f(s) \cdot f'(s) = v\frac{dv}{ds}$	$\int_{s_0}^s \frac{ds}{f(s)} = \int_{s_0}^s \frac{ds}{v}$
$p = f(v)$	$s_0 + \int_{v_0}^v \frac{v}{f(v)}\,dv = s_0 + \int_{v_0}^v \frac{v}{p}\,dv$	v	$p = f(v)$	$\int_{v_0}^v \frac{dv}{f(v)} = \int_{v_0}^v \frac{dv}{p}$

Przy ruchu **nierównomiernie przyspieszonym,** względnie nierównomiernie zwolnionym, przyspieszenie jest:

$$p = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}.$$

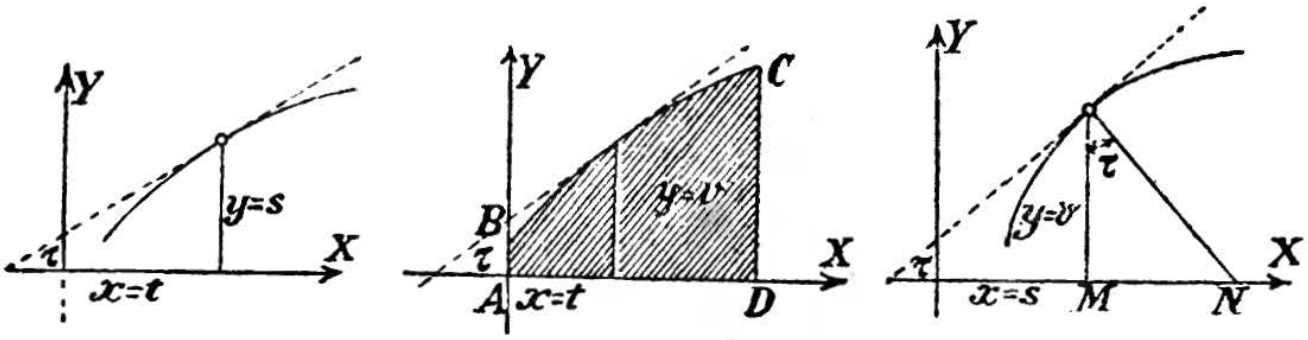
A stąd prędkość: $v = v_0 + \int_0^t p \cdot dt$, w razie, gdy v_0 oznacza prędkość w chwili $t = 0$.

Jeżeli przy prostolinijnym ruchu punktu jednę z czterech wielkości s, v, p i t znamy jako funkcyę którejkolwiek drugiej z nich, to możemy pozostałe dwie wyznaczyć przy pomocy równań poprzednich, lub tabelki, str. 144.

3. Uzmysłowienie za pomocą rysunku.

1. Wykreśliwszy (rys. 45) czasy t jako odcięte i drogi s jako rzędne, ujrzymy, że $v = \frac{ds}{dt} = \operatorname{tg} \tau$, będzie tem większe, im stromiej wzniesie się styczna odnośnego punktu krzywej. Dla ruchu jednostajnego krzywa staje się prostą: $s = s_0 + vt$ (wykreślne rozkłady kolejowe).

Rys. 45. Rys. 46. Rys. 47.



2. Jeżeli obierzemy (rys. 46) czasy t za odcięte, a prędkości v za rzędne, to przyspieszenie $p = \operatorname{tg} \tau$, a droga $s = \int v \cdot dt$ = powierzchni $ABCD$.

3. Biorąc (rys. 47) s za odcięte, v za rzędne, otrzymujemy przyspieszenie p = podnormalnej MN.

4. Spad swobodny w próżni.

Por. dział II, rozdział III **B. a.** 2.: Spad swobodny z uwzględnieniem oporu powietrza.

1. Dla nieznacznych wysokości przyspieszenie swobodnego spadu w m/sek.^{2} jest:

$$g = 9{,}806056 - 0{,}025028 \cos 2\varphi - 0{,}000003\, H;$$

we wzorze tym oznaczają: φ szerokość geograficzną, a H wysokość danego miejsca nad poziomem morza.*) Dla średniej szerokości $\varphi = 50^0$ i poziomu morza ($H = 0$):

$g = 9{,}81$ **m/sek.^{2}** ($= 32{,}18$ rosyjskich = angielskich stóp/sek.^{2}).

---

*) Inne wzory na g można znaleźć w: J. D. Everett, Illustrations of the C. G. S.-system of units, wydanie 4, str. 22; Londyn 1891, Macmillan & Co. (Tłomaczenie niemieckie przez P. Chappuis i D. Kreichgauer; Lipsk 1888, A. Barth).

(Ciąg dalszy na str. 148.)

Wysokości h w m, (spad lub ciśnienie) odpowiadające prędkościom końcowym od 0 do 1000 m/sek.

$$h = v^2 : 2g; \qquad g = 9{,}81 \text{ m/sek.}^2.$$

v	h	v	h	v	h	v	h	v	h
0	0,00000	40	81,5494	80	326,198	285	4139,91	645	21204,1
1	0,05097	41	85,6779	81	334,404	295	4435,52	655	21866,7
2	0,20387	42	89,9083	82	342,712	300	4587,16	665	22539,5
3	0,45872	43	94,2406	83	351,121	305	4741,34	675	23222,5
4	0,81549	44	98,6748	84	359,633	315	5057,34	685	23915,7
5	1,27421	45	103,211	85	368,247	325	5383,54	695	24619,0
6	1,83486	46	107,849	86	376,962	335	5719,93	700	24974,5
7	2,49745	47	112,589	87	385,780	345	6066,51	705	25332,6
8	3,26198	48	117,431	88	394,699	355	6423,29	715	26056,3
9	4,12844	49	122,375	89	403,721	365	6790,26	725	26790,3
10	5,09684	50	127,421	90	412,844	375	7167,43	735	27534,4
11	6,16718	51	132,669	91	422,069	385	7554,79	745	28288,7
12	7,33945	52	137,819	92	431,397	395	7952,34	755	29053,3
13	8,61366	53	143,170	93	440,826	400	8154,94	765	29828,0
14	9,98981	54	148,624	94	450,357	405	8360,09	775	30612,9
15	11,4679	55	154,179	95	459,990	415	8778,03	785	31408,0
16	13,0479	56	159,837	96	469,725	425	9206,17	795	32213,3
17	14,7299	57	165,596	97	479,562	435	9644,50	800	32619,8
18	16,5138	58	171,458	98	489,501	445	10093,0	805	33028,8
19	18,3996	59	177,421	99	499,541	455	10551,7	815	33854,5
20	20,3874	60	183,486	100	509,684	465	11020,6	825	34690,4
21	22,4771	61	189,653	105	561,927	475	11499,7	835	35536,4
22	24,6687	62	195,923	115	674,057	485	11989,0	845	36392,7
23	26,9623	63	202,294	125	796,381	495	12488,5	855	37259,2
24	29,3578	64	208,767	135	928,899	500	12742,1	865	38135,8
25	31,8552	65	215,341	145	1071,61	505	12998,2	875	39022,7
26	34,4546	66	222,018	155	1224,52	515	13518,1	885	39919,7
27	37,1560	67	228,797	165	1387,61	525	14048,2	895	40827,0
28	39,9592	68	235,678	175	1560,91	535	14588,4	900	41284,4
29	42,8644	69	242,661	185	1744,39	545	15138,9	905	41744,4
30	45,8716	70	249,745	195	1938,07	555	15699,5	915	42672,0
31	48,9807	71	256,932	200	2038,74	565	16270,4	925	43609,8
32	52,1917	72	264,220	205	2141,95	575	16851,4	935	44557,8
33	55,5046	73	271,611	215	2356,01	585	17442,7	945	45516,1
34	58,9195	74	279,103	225	2574,34	595	18044,1	955	46484,5
35	62,4363	75	286,697	235	2814,73	600	18348,6	965	47463,1
36	66,0551	76	294,393	245	3059,38	605	18655,3	975	48451,8
37	69,7757	77	302,192	255	3314,22	615	19277,5	985	49450,8
38	73,5984	78	310,092	265	3579,26	625	19909,5	995	50460,0
39	77,5229	79	318,094	275	3854,48	635	20551,7	1000	50968,4

Prędkości końcowe v w m/sek., odpowiadające wysokościom (spad lub ciśnienie) h między 1 a 1000 m.

$$v = \sqrt{2gh}; \qquad g = 9{,}81 \text{ m/sek.}^2.$$

h	v	h	v	h	v	h	v	h	v
1	4,42945	41	28,3623	81	39,8650	210	64,1888	610	109,399
2	6,26418	42	28,7061	82	40,1103	220	65,6993	620	110,292
3	7,67202	43	29,0458	83	40,3542	230	67,1759	630	111,435
4	8,85889	44	29,3816	84	40,5032	240	68,6207	640	112,057
5	9,90454	45	29,7136	85	40,8375	250	70,0357	650	112,929
6	10,8499	46	30,0420	86	41,0770	260	71,4227	660	113,795
7	11,7192	47	30,3668	87	41,3151	270	72,7832	670	114,653
8	12,5284	48	30,6881	88	41,5519	280	74,1188	680	115,506
9	13,2883	49	31,0061	89	41,7873	290	75,4308	690	116,352
10	14,0071	50	31,3209	90	42,0214	300	76,7202	700	117,192
11	14,6908	51	31,6326	91	42,2542	310	77,9884	710	118,026
12	15,3440	52	31,9412	92	42,4858	320	79,2364	720	118,855
13	15,9706	53	32,2469	93	42,7160	330	80,4649	730	119,677
14	16,5730	54	32,5497	94	42,9451	340	81,6750	740	120,494
15	17,1553	55	32,8496	95	43,1729	350	82,8673	750	121,305
16	17,7178	56	33,1469	96	43,3995	360	84,0429	760	122,111
17	18,2630	57	33,4416	97	43,6250	370	85,2021	770	122,912
18	18,7925	58	33,7337	98	43,8493	380	86,3458	780	123,708
19	19,3075	59	34,0232	99	44,0724	390	87,4746	790	124,498
20	19,8091	60	34,3105	100	44,2945	400	88,5889	800	125,284
21	20,2983	61	34,5951	105	45,3883	410	89,6895	810	126,064
22	20,7759	62	34,8775	110	46,4564	420	90,7767	820	126,840
23	21,2428	63	35,1577	115	47,5005	430	91,8510	830	127,611
24	21,6998	64	35,4356	120	48,5224	440	92,9129	840	128,378
25	22,1472	65	35,7113	125	49,5227	450	93,9627	850	129,140
26	22,5858	66	35,9850	130	50,5037	460	95,0010	860	129,897
27	23,0161	67	36,2566	135	51,4655	470	96,0281	870	130,650
28	23,4384	68	36,5262	140	52,4099	480	97,0443	880	131,399
29	23,8535	69	36,7938	145	53,3376	490	98,0500	890	132,143
30	24,2611	70	37,0594	150	54,2492	500	99,0454	900	132,883
31	24,6621	71	37,3232	155	55,1462	510	100,031	910	133,620
32	25,0567	72	37,5851	160	56,0284	520	101,007	920	134,352
33	25,4452	73	37,8452	165	56,8973	530	101,974	930	135,080
34	25,8279	74	38,1035	170	57,7529	540	102,931	940	135,804
35	26,2050	75	38,3601	175	58,5961	550	103,880	950	136,525
36	26,5767	76	38,6150	180	59,4272	560	104,820	960	137,241
37	26,9433	77	38,8682	185	60,2470	570	105,752	970	137,954
38	27,3049	78	39,1198	190	61,0555	580	106,675	980	138,664
39	27,6619	79	39,3698	195	61,8539	590	107,591	990	139,369
40	28,0143	80	39,6182	200	62,6418	600	108,499	1000	140,071

Przy biegunach (na poziomie morza) dla $\varphi = 90^0$ jest $g_p = 9{,}831$ m, na równiku (dla $\varphi = 0$) $g_a = 9{,}781$ m, a dla szerokości $\varphi = 45^0$, $g_m = 9{,}806$ m, tak, że w przybliżeniu: $g_p - g_a = {}^1/_{196}\, g_m$.

Wartości wyrazów algebraicznych, zawierające g, znajdują się na str. 40.

2. Dla ciała, rozpoczynającego spad z prędkością $v_0 = 0$ (ruch równomiernie przyspieszony):

$$h = \frac{g t^2}{2} = \frac{v^2}{2g}; \qquad v = g t = \sqrt{2gh}; \qquad t = \frac{v}{g} = \sqrt{\frac{2h}{g}};$$

w tych wzorach znaczy: h wysokość spadu, v prędkość w chwili t.

Z **tabelek na str. 146 i 147** można wyznaczać dla danego v odpowiednie h i naodwrót. Również znaleść można, np. str. 146, dla $v = 0.02$ m/sek. $h = 0.000\,020\,387$ m (z $v = 2$ m/sek.); dla $v = 8{,}7$ m/sek. $h = 3{,}857\,80$ m (z $v = 87$ m/sek.); dalej, str. 147, dla $h = 0.13$ m, $v = 1{,}597\,06$ m/sek. (z $h = 13$ m); dla $h = 2.70$ m, $v = 7.278\,32$ m/sek. (z $h = 270$ m) i t. d.

3. Ciało, rzucone pionowo w górę z prędkością v_0 (ruch równomiernie zwalniany) ma:

wysokość podrzutu $h = \frac{v_0^2}{2g}$; $\qquad v = v_0 - g t$; $\qquad s = v_0 t - g \frac{t^2}{2}$;

we wzorach powyższych oznacza v i s prędkość i drogę w czasie t. Ciało, wznosząc się i opadając, osięga w jednem i tem samem miejscu toru równe, lecz przeciwnie skierowane prędkości.

b. Ruch krzywolinijny.

1. Rzut ruchu. Jeżeli z ruchomego punktu A, mającego w chwili t prędkość v i spółrzędne x, y, z nakreślimy prostopadłe do osi spółrzędnych, to ruchy podstaw tychże prostopadłych nazywają się ruchami rzuconymi punktu A. Ich prędkości są:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = \frac{ds}{dt}\cos\alpha_x = v\cos\alpha_x; \quad v_y = \frac{dy}{dt} = \frac{ds}{dt}\cos\alpha_y = v\cos\alpha_y;$$

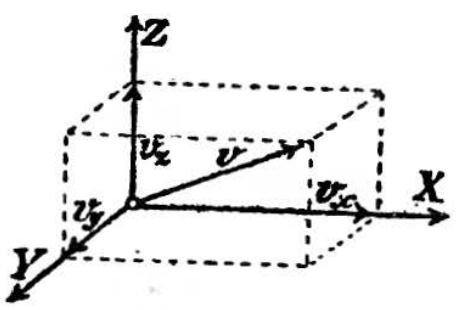
$$v_z = \frac{dz}{dt} = \frac{ds}{dt}\cos\alpha_z = v\cos\alpha_z.$$

Wielkość i kierunek prędkości v wynika ze związków:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2},$$

$$\cos\alpha_x = \frac{v_x}{v}, \quad \cos\alpha_y = \frac{v_y}{v}, \quad \cos\alpha_z = \frac{v_z}{v}.$$

Rys. 48.



Wzory powyższe zawierają w sobie twierdzenie o równoległościanie prędkości (rys. 48).

Na odwrót, można rozłożyć v na trzy składowe:

$$v_x = v\cos\alpha_x, \qquad v_y = v\cos\alpha_y, \qquad v_z = v\cos\alpha_z.$$

W równy sposób odnaleść można przyspieszenie ruchów rzuconych; będą one:

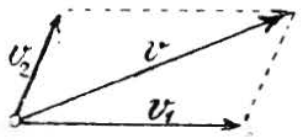
$$p_x = \frac{d^2x}{dt^2} = p\cos\beta_x, \quad p_y = \frac{d^2y}{dt^2} = p\cos\beta_y, \quad p_z = \frac{d^2z}{dt^2} = p\cos\beta_z$$

z powyższego: $$p = \sqrt{p_x^2 + p_y^2 + p_z^2},$$

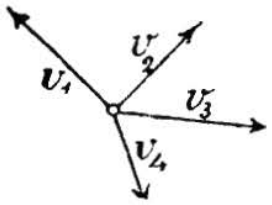
$$\cos\beta_x = \frac{p_x}{p}, \qquad \cos\beta_y = \frac{p_y}{p}, \qquad \cos\beta_z = \frac{p_z}{p}.$$

2. Równoległobok i wielobok prędkości i przyspieszeń. Kilka prędkości v_1, v_2, v_3 . . ., albo przyspieszeń p_1, p_2, p_3 . . ., można zastąpić jedną (wypadkową) prędkością v, lub przyspieszeniem p. Dla dwóch prędkości lub przyspieszeń wypadkową, tak co do wielkości, jak i kierunku, wyobraża przekątnia równoległoboku, którego boki przedstawiają wielkość i kierunek danych prędkości lub przyspieszeń (rys. 49).

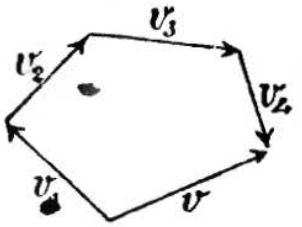
Rys. 49.



Rys. 50.



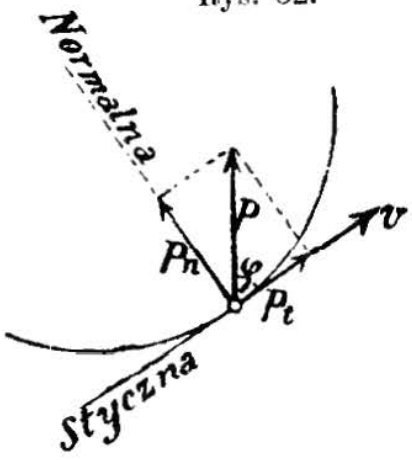
Rys. 51.



Wypadkową trzech prędkości lub przyspieszeń będzie przekątnia równoległościanu, wytworzonego z tych trzech wielkości danych. W sposób podobny wypadkową wielu prędkości lub przyspieszeń otrzymamy w postaci boku, zamykającego wielobok (przestrzenny), którego boki wyobrażają prędkości lub też przyspieszenia (rys. 50 i 51).

3. Przyspieszenie po stycznej i przyspieszenie po normalnej. Prosta, wskazująca kierunek prędkości $v = \frac{ds}{dt}$, jest styczną do toru, natomiast przyspieszenie całkowite p jest, ponajczęściej, ukośne do stycznej toru (rys. 52). Oznaczając promień krzywości toru przez ϱ i rozkładając p w kierunku stycznej i głównej normalnej na p_t i p_n, otrzymujemy:

Rys. 52.



przyspieszenie po stycznej $$p_t = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2},$$

przyspieszenie po normalnej czyli **dośrodkowe** $$p_n = \frac{v^2}{\varrho}.$$

Z tego przyspieszenie całkowite:

$$p = \sqrt{p_t^2 + p_n^2};$$

dla kąta φ między v i p:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{p_n}{p_t} = \frac{v^2}{\varrho\frac{dv}{dt}}.$$

Przykład. Punkt, poruszający się po obwodzie koła o promieniu r z prędkością jednostajną v, ma stałe przyspieszenie po normalnej, czyli dośrodkowe, skierowane ku środkowi koła.

$$p_n = \frac{v^2}{r}.$$

4. Hodograf ruchu. Jeżeli wszystkie prędkości ruchu danego punktu wykreślimy co do ich wielkości i kierunku z jednego punktu w przestrzeń, to końce tych kres wytworzą krzywą, która nosi nazwę hodografu ruchu. Krzywa ta uzmysławia prawo zmiany prędkości, a jej styczne są równoległe do przyspieszeń całkowitych.

B. Ruch ciał sztywnych.

a. Ruchy cząstkowe.

Każdy nieskończenie mały ruch ciała nazywamy ruchem cząstkowym. *) Najprostszymi tego rodzaju ruchami, do których wszystkie inne można sprowadzić, są:

1. Przesunięcie cząstkowe, przy którem dwie proste ciała przecinające się nawzajem poruszają się równolegle do siebie samych. Przy tym ruchu wielkość i kierunek prędkości i przyspieszeń wszystkich punktów ciała są równe, a ich tory, przy przesunięciu skończonem, są zwrócone w jednym kierunku i przystają do siebie.

2. Obrót cząstkowy. Przy tym ruchu w danej chwili jedna z prostych ciała, t. zw. **oś obrotu,** znajduje się w stanie spokoju, a wszystkie inne punkty ciała poruszają się po krzywych, których płaszczyzny są prostopadłe do osi obrotu. Normalne torów wszystkich punktów ciała przecinają oś obrotu pod kątem prostym. Oznaczamy przez $d\varphi$ nieskończenie mały kąt obrotowy ciała w czasie dt i nazywamy:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} \text{ prędkością kątową}$$

obrotu w chwili t, a

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \text{ przyspieszeniem kątowem.}$$

Prędkość jakiegobądź punktu ciała odległego o r od osi obrotu jest:

$$v = r\omega.$$

Jeżeli oś obrotu pozostaje przez pewien skończony czas w stanie spokoju, to tory wszystkich punktów ciała są liniami kołowemi, których środki leżą w osi obrotu. Wówczas jest:

$$\text{Przyspieszenie po stycznej } p_t = \frac{dv}{dt} = r\frac{d\omega}{dt} = r\varepsilon.$$

$$\text{Przyspieszenie po normalnej } p_n = \frac{v^2}{r} = r\omega^2.$$

---

*) Po niemiecku: Elementarbewegung, które to pojęcie odróżniać wypada od ruchu cząsteczkowego (Molekularbewegung) lub międzycząsteczkowego.

(Ciąg dalszy na str. 152.)

Prędkości kątowe ω dla $n = 0$ do 509 obrotów/min. *)

(por. str. następną).

n	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,0000	0,1047	0,2094	0,3142	0,4189	0,5236	0,6283	0,7330	0,8378	0,9425
10	1,0472	1,1519	1,2566	1,3614	1,4661	1,5708	1,6755	1,7802	1,8850	1,9897
20	2,0944	2,1991	2,3038	2,4086	2,5133	2,6180	2,7227	2,8274	2,9322	3,0369
30	3,1416	3,2463	3,3510	3,4558	3,5605	3,6652	3,7699	3,8746	3,9794	4,0841
40	4,1888	4,2935	4,3982	4,5029	4,6077	4,7124	4,8171	4,9218	5,0265	5,1313
50	5,2360	5,3407	5,4454	5,5501	5,6549	5,7596	5,8643	5,9690	6,0737	6,1785
60	6,2832	6,3879	6,4926	6,5973	6,7021	6,8068	6,9115	7,0162	7,1209	7,2257
70	7,3304	7,4351	7,5398	7,6445	7,7493	7,8540	7,9587	8,0634	8,1681	8,2729
80	8,3776	8,4823	8,5870	8,6917	8,7965	8,9012	9,0059	9,1106	9,2153	9,3201
90	9,4248	9,5295	9,6342	9,7389	9,8437	9,9484	10,053	10,158	10,263	10,367
100	10,472	10,577	10,681	10,786	10,891	10,996	11,100	11,205	11,310	11,414
110	11,519	11,624	11,729	11,833	11,938	12,043	12,147	12,252	12,357	12,462
120	12,566	12,671	12,776	12,881	12,985	13,090	13,195	13,299	13,404	13,509
130	13,614	13,718	13,823	13,928	14,032	14,137	14,242	14,347	14,451	14,556
140	14,661	14,765	14,870	14,975	15,080	15,184	15,289	15,394	15,499	15,603
150	15,708	15,813	15,917	16,022	16,127	16,232	16,336	16,441	16,546	16,650
160	16,755	16,860	16,965	17,069	17,174	17,279	17,383	17,488	17,593	17,698
170	17,802	17,907	18,012	18,117	18,221	18,326	18,431	18,535	18,640	18,745
180	18,850	18,954	19,059	19,164	19,268	19,373	19,478	19,583	19,687	19,792
190	19,897	20,001	20,106	20,211	20,316	20,420	20,525	20,630	20,735	20,839
200	20,944	21,049	21,153	21,258	21,363	21,468	21,572	21,677	21,782	21,886
210	21,991	22,096	22,201	22,305	22,410	22,515	22,619	22,724	22,829	22,934
220	23,038	23,143	23,248	23,353	23,457	23,562	23,667	23,771	23,876	23,981
230	24,086	24,190	24,295	24,400	24,504	24,609	24,714	24,819	24,923	25,028
240	25,133	25,237	25,342	25,447	25,552	25,656	25,761	25,866	25,970	26,075
250	26,180	26,285	26,389	26,494	26,599	26,704	26,808	26,913	27,018	27,122
260	27,227	27,332	27,437	27,541	27,646	27,751	27,855	27,960	28,065	28,170
270	28,274	28,379	28,484	28,588	28,693	28,798	28,903	29,007	29,112	29,217
280	29,322	29,426	29,531	29,636	29,740	29,845	29,950	30,055	30,159	30,264
290	30,369	30,473	30,578	30,683	30,788	30,892	30,997	31,102	31,206	31,311
300	31,416	31,521	31,625	31,730	31,835	31,940	32,044	32,149	32,254	32,358
310	32,463	32,568	32,673	32,777	32,882	32,987	33,091	33,196	33,301	33,406
320	33,510	33,615	33,720	33,824	33,929	34,034	34,139	34,243	34,348	34,453
330	34,558	34,662	34,767	34,872	34,976	35,081	35,186	35,291	35,395	35,500
340	35,605	35,709	35,814	35,919	36,024	36,128	36,233	36,338	36,442	36,547
350	36,652	36,757	36,861	36,966	37,071	37,176	37,280	37,385	37,490	37,594
360	37,699	37,804	37,909	38,013	38,118	38,223	38,327	38,432	38,537	38,642
370	38,746	38,851	38,956	39,060	39,165	39,270	39,375	39,479	39,584	39,689
380	39,794	39,898	40,003	40,108	40,212	40,317	40,422	40,527	40,631	40,736
390	40,841	40,945	41,050	41,155	41,260	41,364	41,469	41,574	41,678	41,783
400	41,888	41,993	42,097	42,202	42,307	42,412	42,516	42,621	42,726	42,830
410	42,935	43,040	43,145	43,249	43,354	43,459	43,563	43,668	43,773	43,878
420	43,982	44,087	44,192	44,296	44,401	44,506	44,611	44,715	44,820	44,925
430	45,029	45,134	45,239	45,344	45,448	45,553	45,658	45,763	45,867	45,972
440	46,077	46,181	46,286	46,391	46,496	46,600	46,705	46,810	46,914	47,019
450	47,124	47,229	47,333	47,438	47,543	47,647	47,752	47,857	47,962	48,066
460	48,171	48,276	48,381	48,485	48,590	48,695	48,799	48,904	49,009	49,114
470	49,218	49,323	49,428	49,532	49,637	49,742	49,847	49,951	50,056	50,161
480	50,265	50,370	50,475	50,580	50,684	50,789	50,894	50,999	51,103	51,208
490	51,313	51,417	51,522	51,627	51,732	51,836	51,941	52,046	52,150	52,255
500	52,360	52,465	52,569	52,674	52,779	52,883	52,988	53,093	53,198	53,302

*) Np. dla $n = 70$, $\omega = 7{,}3304$; dla $n = 368$, $\omega = 38{,}537$.

Przy stałem ε obrót ciała około osi jest równomiernie przyspieszony lub zwolniony. Jeżeli $\varepsilon = 0$, to ω stałe, t. zn., że ciało obraca się jednostajnie. Oznaczając w tym razie ilość obrotów/min. przez n, mamy:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 0{,}10471976\, n = \frac{v}{r}; \quad n = \frac{60\omega}{2\pi} = 9{,}54929659\, \omega = \frac{60v}{2\pi r};$$

$$v = \frac{2\pi r n}{60} = 0{,}10471976\, rn = r\omega.$$

Wartość ω dla danego n patrz tabl. na str. poprzedniej.

3. Jeżeli ciało oprócz obrotu cząstkowego podlega jeszcze równocześnie przesunięciu cząstkowemu, to wykonywa ono cząstkowy ruch śrubowy. Przy prędkości kątowej obrotu ω i prędkości przesunięcia v_0, prędkość całkowita punktu odległego o r od osi obrotu jest:

$$v = \sqrt{(r\omega)^2 + v_0^2}.$$

Kąt pochylenia linii śrubowej, którą dany punkt zakreśla, wynika ze związku:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_0}{r\omega}.$$

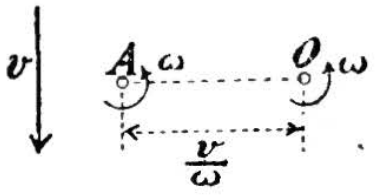
Każdy ruch cząstkowy ciała sztywnego, najogólniej pojęty, jest ruchem śrubowym.

b. Składanie i rozkładanie obrotów i przesunięć.

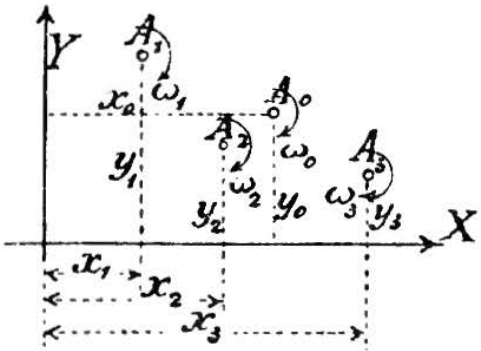
1. Wynikiem **złożenia dwóch przesunięć** jest znowu przesunięcie; jego prędkość da się oznaczyć przy pomocy równoległoboku prędkości jako wypadkowa obydwóch przesunięć składowych. Wogóle przy rozkładaniu i składaniu przesunięć można się posługiwać równoległobokiem lub też wielobokiem prędkości (por. str. 149).

2. Obrót około osi A (rys. 53), o prędkości kątowej ω, złożony z przesunięciem o prędkości v, **prostopadłem do osi obrotu,** daje jako

Rys. 53.



Rys. 54.



wynik obrót około osi O, leżącej w odległości $v : \omega$, równolegle do A, w jednej z nią płaszczyznie, prostopadłej do v. Prędkość kątowa obrotu wypadkowego ma tę samą wielkość i kierunek, co ω.

Ze złożenia dowolnego przesunięcia z obrotem powstaje ruch śrubowy około osi, równoległej do osi obrotu.

3. Obroty około osi równoległych. Oznaczamy położenia osi spółrzędnemi $x_1 y_1$, $x_2 y_2$ . . . ich punktów przejścia A_1, A_2 . . . przez jakąbądź płaszczyznę (rys. 54). Prędkość kątowa obrotu wypadkowego jest $\omega_0 = \Sigma\omega$, a położenie równoległej osi obrotu A_0 otrzymujemy z wzorów:

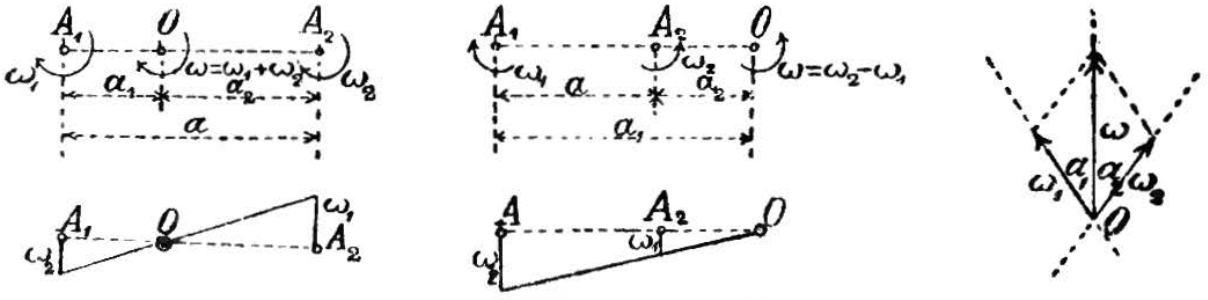
$$x_0 = \frac{\Sigma x\omega}{\Sigma\omega} \quad \text{i} \quad y_0 = \frac{\Sigma y\omega}{\Sigma\omega}.$$

Dwa obroty równokierunkowe około osi A_1 i A_2 z prędkościami ω_1 i ω_2, mają obrót wypadkowy z prędkością kątową $\omega = \omega_1 + \omega_2$ około osi O, która leży w płaszczyznie przełożonej przez A_1 i A_2. Odległości a_1 i a_2 wynikają z równań:

$$a_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1 + \omega_2} a \quad \text{i} \quad a_2 = \frac{\omega_1}{\omega_1 + \omega_2} a.$$

Wykreślne oznaczenie O patrz rys. 55.

Rys. 55. Rys. 56. Rys. 57.



Oś wypadkowa O dwóch obrotów (rys. 56) różnokierunkowych, około której odbywa się obrót z prędkością kątową $\omega = \omega_2 - \omega_1$, leży poza osiami A_1 i A_2, po stronie większej prędkości kątowej; odległości zaś a_1 i a_2 wynikają z wzorów:

$$a_1 = \frac{\omega_2}{\omega_2 - \omega_1} a \quad \text{i} \quad a_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2 - \omega_1} a.$$

Wykreślenie patrz rys. 56. Jeżeli w tym wypadku $\omega_1 = \omega_2$, to ruch wypadkowy staje się przesunięciem równoległem, o prędkości $v = a\omega_1 = a\omega_2$, a mianowicie prostopadłem do płaszczyzny obydwóch osi.

4. Obroty około osi przecinających się nawzajem. Oś wypadkową obrotów około osi, które wszystkie przecinają się w jednym punkcie, oznacza się w sposób następujący: Biorąc punkt przecięcia O za początek, odcina się na osiach prędkości kątowe ω_1, ω_2 . . . w ten sposób, aby, patrząc ku O, mieć obroty w kierunku ruchu wskazówki zegara; z tych odcinków zestawia się wielobok, względnie (dla dwóch obrotów) równoległobok prędkości kątowych (rys. 57), jak to się robi ze siłami lub prędkościami.

5. Dwa obroty około osi A_1 i A_2 (mijających się w przestrzeni pod kątem α), złożone razem, dają ruch śrubowy. Kierunek osi

tego ruchu, oraz jego prędkość kątowa ω, wyznacza się z równoległoboku prędkości kątowych ω_1 i ω_2 obrotów składowych, których osie A_1 i A_2 przecinałyby się pod takimże kątem α (rys. 57, str. 153) jak kąt mijania się osi.

Oś wypadkowa przecina pion wspólny obydwóch danych osi, którego długość $= e$, w punkcie, oddalonym od osi A_1 i A_2 o:

$$e_1 = \frac{\omega_2 (\omega_2 + \omega_1 \cos \alpha)}{\omega^2} e \quad \text{i} \quad e_2 = \frac{\omega_1 (\omega_1 + \omega_2 \cos \alpha)}{\omega^2} e.$$

Prędkość przesunięcia v_0 wynosi:

$$v_0 = \frac{\omega_1 \omega_2}{\omega} e \sin \alpha, \quad \text{gdzie } \omega = \sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2 + 2\omega_1 \omega_2 \cos \alpha}.$$

c. Ruch płaski (Geometrya kinematyczna).

I. Stosunki ruchu płaszczyzny sztywnej.

α. Objaśnienia i zasady.

Jeżeli ciało porusza się w ten sposób, że wszystkie jego punkty zakreślają tory, równoległe do płaszczyzny nieruchomej, to ruch jego nazywa się **ruchem płaskim.** Dla oznaczenia go trzeba znać ruch płaszczyzny sztywnej, połączonej stale z ciałem, względem drugiej płaszczyzny, która leży w pierwszej z nich.

Każdy punkt płaszczyzny ruchomej zakreśla krzywą, **tor punktowy,** a każda krzywa **(krzywa odtaczająca)** płaszczyzny ruchomej, odtacza odpowiednią krzywą na płaszczyźnie stałej **(tor odtoczony).**

Chwilowy punkt styczny krzywej odtoczonej z torem odtaczającym nazywa się **punktem ślizgania,** a ich wspólna normalna **normalną zetknięcia.**

Chwilowy ruch sztywnej płaszczyzny w płaszczyźnie stałej zasadza się na ruchu cząstkowym około **chwilowego punktu obrotowego** czyli **bieguna.**

Przez biegun przechodzą normalne wszystkich torów punktowych, jak również normalne zetknięć wszystkich par krzywych odtaczających z torami odtoczonymi. Chwilowy zatem kierunek ruchu wszystkich punktów jest prostopadły do promieni normalnych czyli do prostych, łączących punkt dany z biegunem.

Do ścisłego wyznaczenia bieguna trzeba znać dwie pary krzywych odtaczających i torów odtoczonych, lub też dwa tory punktowe, a będzie nim punkt przecięcia się obydwóch normalnych zetknięcia lub też normalnych obydwóch torów punktowych.

Punkty płaszczyzny nieruchomej, na które po kolei przypada biegun, tworzą **nieruchomy tor bieguna,** a takie same punkty płaszczyzny ruchomej tworzą **ruchomy tor bieguna.**

Obydwa tory biegunowe stykają się każdorazowo w biegunie i toczą się wzajemnie po sobie. Dla każdego ruchu płaskiego istnieje tylko jedna para torów biegunowych.

Ruch względny płaszczyzny nieruchomej względem ruchomej, t. j. ruch odwrotny, daje te same tory biegunowe, wówczas jednak tor ruchomy staje się nieruchomym, a nieruchomy ruchomym. Dla każdej pary krzywych krzywa odtaczająca staje się torem odtoczonym i na odwrót.

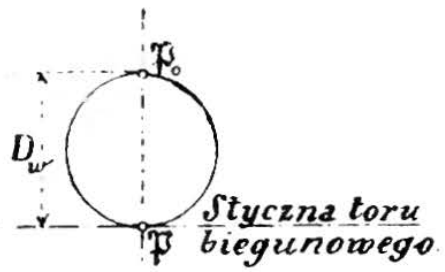
β. Stosunki krzywości.

Punkty płaszczyzny ruchomej, znajdujące się chwilowo w punktach zwrotnych W swego toru, t. j. w punktach zwrotnych płaszczyzny, leżą na kole, mającem średnicę D_w, na t. zw. **kole zwrotowem**, które styka się ze styczną toru biegunowego w biegunie $\mathfrak{P}$. Normalna toru biegunowego przecina koło zwrotowe w **biegunie zwrotowym** $\mathfrak{P}_0$, przez który przechodzą wszystkie styczne zwrotowe (rys. 58).

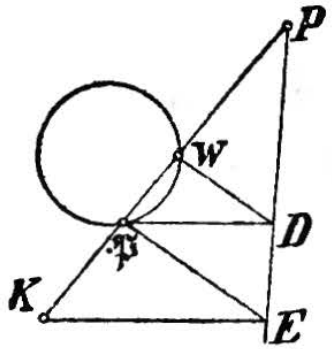
Posiłkując się punktem zwrotnym, można dla punktu P dowolnego toru punktowego wykreślić **środek krywości** K w sposób następujący (rys. 59):

$\mathfrak{P}$ = biegun, W = punkt zwrotny na promieniu normalnym $\mathfrak{P}P$. Przez biegun $\mathfrak{P}$ i punkt P kreślimy dwa dowolne promienie, przecinające się w D. Łączymy W z D, a przez biegun $\mathfrak{P}$ kreślimy równoległą do WD, która przetnie PD w E. Wreszcie przeprowadzona przez E równoległa do $D\mathfrak{P}$, przetnie promień normalny w środku krzywości K. (Wykreślenie powyższe daje się zastosować do wszystkich możliwych położeń W względem P i $\mathfrak{P}$).

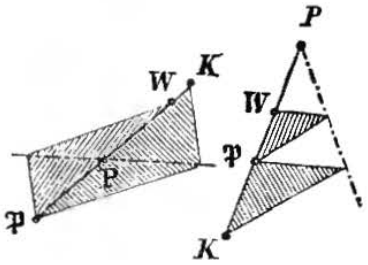
Rys. 58.



Rys. 59.



Rys. 60.



Ten sam rysunek, oznakowany w sposób odpowiedni, służy również do wykreślenia punktu P ze znanych W i środka krzywości K, lub też wreszcie do odnalezienia punktu zwrotnego W dla danego punktu P i przynależnego środka krzywości K.

Można zatem każdorazowo odnaleźć koło zwrotowe, znając dwa tory punktowe, albo też dwa tory odtoczone, o czem poniżej.

Punkt przecięcia się obydwóch normalnych jest biegunem $\mathfrak{P}$. Z pomocą poprzedniego wykreślenia oznaczyć możemy na obydwóch promieniach normalnych dwa punkty zwrotne W_1 i W_2; przez nie i przez biegun przechodzi koło zwrotowe. (Najdogodniejsze wykreślenie znajduje się na rys. 62, str. 156).

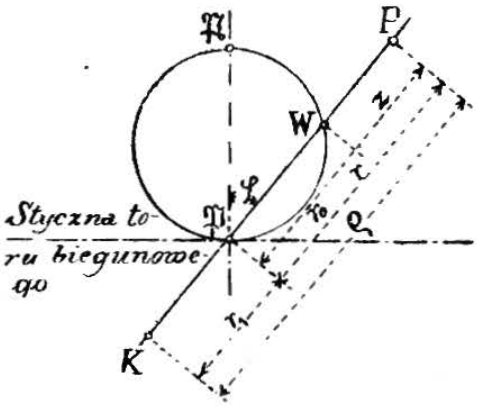
Uwaga. Przy zastosowaniu powyższego wykreślenia zważać należy na to, że sposób ten (rys. 60) zasadza się na wykreśleniu dwóch trójkątów podobnych na podstawach $\mathfrak{P}K$ i $\mathfrak{P}W$, które to trójkąty stykają się w biegunie $\mathfrak{P}$. Po

dwa wierzchołki każdego z nich leżą w jednej prostej, przechodzącej przez P. Znając P, prowadzimy tę linię dla wierzchołków przez P_1 wykreślamy obydwa podobne trójkąty i otrzymujemy przez to, mając W, środek krzywości K i na odwrót. Jeżeli zaś szukamy P, to rysujemy obydwa podobne trójkąty, a linia pociągnięta przez ich wierzchołki przetnie promień normalny w P.

Przy ruchu odwrotnym punkt P byłby środkiem krzywości toru punktowego, zakreślonego w danym razie przez środek krzywości K. Z tego powodu punkt i środek krzywości jego toru nazywają się **punktami skojarzonymi.**

Dla każdej pary torów odtoczonych środki krzywości są również punktami skojarzonymi w znaczeniu powyższem, t. zn., że wykreślenie podane służyć może również dla takich torów, jeżeli za punkt P uważać będziemy środek krzywości toru odtoczonego. (Położenie zatem środka krzywości toru odtoczonego nie zależy od położenia punktu ślizgania na promieniu normalnym). Również i **środki krzywości torów biegunowych** są punktami skojarzonymi.

Rys. 61.



W rysunku 61 oznaczają:

r odległość punku P od bieguna $\mathfrak{P}$,

r_1 odległość środka krzywości K od bieguna $\mathfrak{P}$,

z odległość punktu P od punktu zwrotnego W,

φ kąt między promieniem normalnym, a normalną toru biegunowego,

R i R_1 promienie krzywości obydwóch torów biegunowych,

$D_w = \mathfrak{P}\mathfrak{P}_0$ średnicę koła zwrotowego,

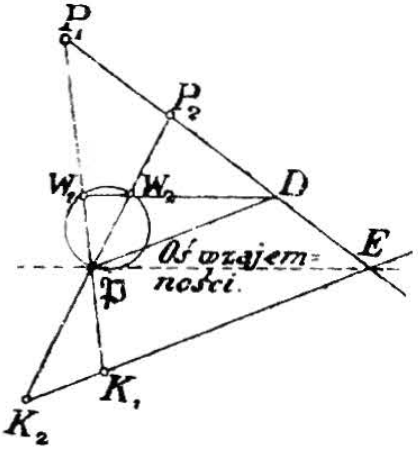
wówczas

twierdzenie Eulera (Savary'ego) wyraża się w postaci:

$$\left(\frac{1}{r} \pm \frac{1}{r_1}\right) \cos\varphi = \frac{1}{R} \pm \frac{1}{R_1} = \pm \frac{1}{D_w}, \quad \text{albo } \varrho z = r^2.$$

Z pierwszego równania (między R, R_1, D_w) można obliczyć D_w, t. zn. odnaleść biegun zwrotowy $\mathfrak{P}_0$, jeżeli znane są tory biegunowe; a zatem można też wykreślić koło zwrotowe.

Rys. 62.



Znając dwa tory punktowe lub dwa tory odtoczone, można bardzo dogodnie zastosować wykreślenie rysunku 59 str. 155 do oznaczenia koła zwrotowego, a mianowicie najdogodniej w sposób następujący (rys. 62): Przez P_1 i P_2 oznaczamy punkty, zakreślające obydwa tory punktowe, wzgl. dnie środki krzywości krzywych odtaczających, przez K_1 i K_2 środki krzywości torów punktowych, względnie torów odtoczonych.

Wykreślimy $P_1 P_2$ i $K_1 K_2$, które się przecinają w E, a dalej $\mathfrak{P} D$ równolegle do $K_1 E$, a przez D równoległą do $\mathfrak{P} E$, która przecina

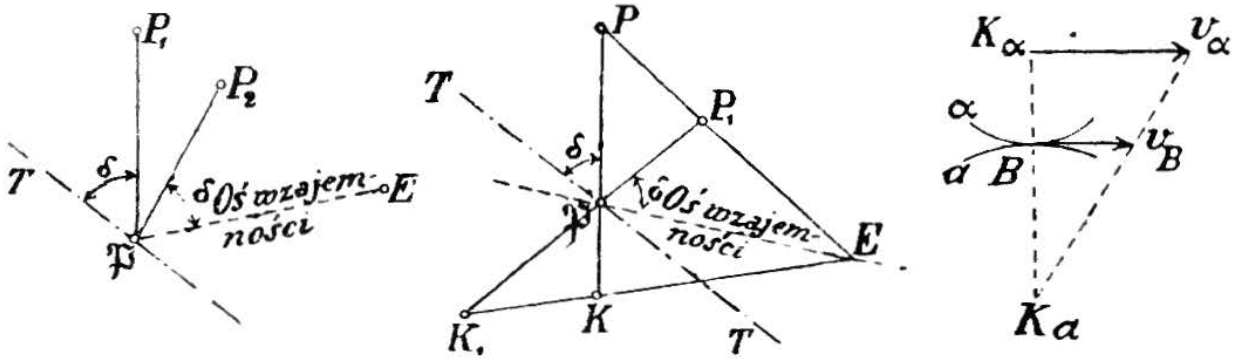
P_1K_1 i P_2K_2 w punktach zwrotnych W_1 i W_2. Koło zwrotowe przechodzi wówczas przez $\mathfrak{P}$, W_1 i W_2.

Koło zwrotowe ruchu odwrotnego nazywa się **kołem powrotowem.** Przystaje ono do koła zwrotowego i leży symetrycznie do niego względem stycznej torów biegunowych. Tory odtoczone, których środki krzywości leżą na kole powrotowem, mają w danej chwili w punktach zwrotnych wspólne punkty styczne z krzywemi odtaczającemi. W **biegunie powrotowym,** t. j. w punkcie koła powrotowego, leżącym na przeciwległym końcu średnicy, przełożonej przez biegun, przecinają się wszystkie te linie proste płaszczyzny ruchomej, które stykają się ze swymi torami odtoczonymi w punktach powrotnych (ostrzach); punkty te znowu leżą na kole powrotowem.

γ. Wykreślenie Bobilliera.

Linia prosta $\mathfrak{P}E$ na rys. 62, str. 156 nazywa się osią wzajemności (kolineacyi). Promień normalny $\mathfrak{P}P_2$ (rys. 63) tworzy z nią kąt δ; tej samej wielkości kąt tworzy drugi promień normalny $\mathfrak{P}P_1$ ze styczną toru biegunowego $\mathfrak{P}T$. Na tej właściwości opiera się wykreślenie Bobilliera, służące do znalezienia środka krzywości K dla dowolnego

Rys. 63. Rys. 64. Rys. 65.



punktu P (rys. 64). Dane: styczna toru biegunowego $\mathfrak{P}T$, punkt P_1 i skojarzony z nim środek krzywości K_1. Do $P_1\mathfrak{P}$ dostawiamy kąt $\delta =$ kątowi $T\mathfrak{P}P$ i kreślimy linię PP_1; a natenczas linia łącząca E z K_1 przetnie promień normalny $P\mathfrak{P}$ w punkcie K.

2. Stosunki prędkości płaszczyzny sztywnej.

Prędkość v każdego punktu P jest prostopadłą do promienia normalnego $\mathfrak{P}P = r$ i wyraża się wzorem:

$$v = r\omega,$$

w którym ω oznacza prędkość kątową płaszczyzny w danej chwili. Dla punktu, znajdującego się w biegunie $\mathfrak{P}$, $v = 0$.

Jeżeli (rys. 65) K_α i K_a są środkami krzywości pary krzywych, odtaczającej i odtaczanej (α, a), a v_α prędkością środka K_α, to prosta $v_\alpha K_a$ odcina na stycznej obydwóch krzywych kresę Bv_B, która to

kresa wyobraża prędkość v_B punktu styczności B, t. zw. **prędkość wzajemną.**

Prędkość wzajemna u bieguna jest zatem równa i równoskierowana z prędkością bieguna zwrotowego $\mathfrak{P}_0$:

$$u = \omega D_w. \qquad (D_w = \text{średnica koła zwrotowego}).$$

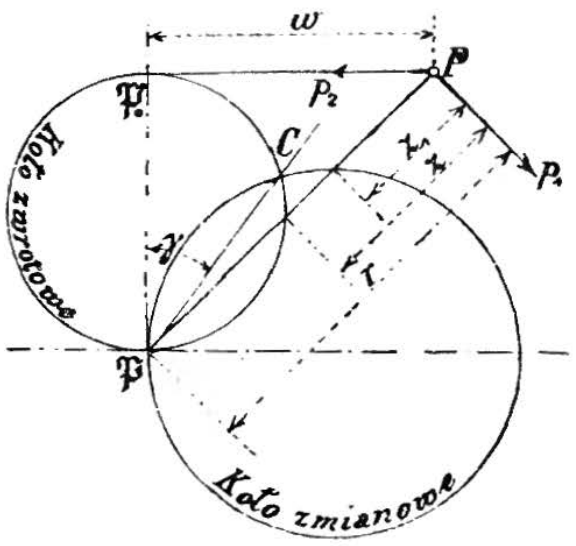
Punkty końcowe prędkości prostopadłych (t. j. prędkości obróconych o 90°) tworzą system punktów, który jest podobny i leży podobnie do systemu punktów samej płaszczyzny, mając za punkt podobieństwa biegun $\mathfrak{P}$ (np. dla prostej prosta równoległa).

3. Stosunki przyspieszenia płaszczyzny sztywnej.

α. Koło zwrotowe i koło wzajemne. Biegun przyspieszenia.

Punkty koła zwrotowego nie podlegają wcale przyspieszeniu po normalnej. Punkty, dla których przyspieszenie po stycznej równa się zeru, leżą na drugiem kole, tak zw. **kole zmianowem** (rys. 66), którego znów środek znajduje się na stycznej toru biegunowego; średnica tego koła $= \frac{u\omega}{\varepsilon} = \frac{\omega^2}{\varepsilon} D_w$. We wzorze tym $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ = przyspieszeniu kątowemu.

Rys. 66.



Całkowite przyspieszenie punktu C, przecięcia się obydwóch kół, równa się zeru. Jest to **biegun przyspieszenia** (nie biegun zwykły).

Biegun przyspieszenia leży w punkcie przecięcia się koła zwrotowego z tym promieniem normalnym, który z normalną toru biegunowego tworzy kąt γ; $\operatorname{tg}\gamma = \varepsilon : \omega^2$.

β. Przyspieszenie całkowite p dowolnego punktu P systemu

wynika (rys. 66):

1. jako wypadkowa z przyspieszenia po normalnej $p_n = z\omega^2$

i przyspieszenia po stycznej . . . . . $p_t = z_1 \varepsilon = z_1 \frac{d\omega}{dt}$;

z i z_1 oznaczają tu odległości punktu P od koła zwrotowego i zmianowego;

2. jako wypadkowa przyspieszenia $p_1 = r\varepsilon$, prostopadłego do promienia normalnego i przyspieszenia $p_2 = w\omega^2$, w kierunku ku biegunowi zwrotowemu $\mathfrak{P}_0$ (w oznacza odległość punktu P od $\mathfrak{P}_0$. Biegun $\mathfrak{P}$ podlega przyspieszeniu $D_w\omega^2$ w kierunku ku $\mathfrak{P}_0$);

3. jako proporcyonalne do odległości punktu P od bieguna przyspieszenia C, a zarazem tworzące z PC kąt γ, przyczem $\operatorname{tg}\gamma = \varepsilon : \omega^2$; punkt leżący w odległości 1 od C ulega przyspieszeniu $\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$.

Końce przyspieszeń punktów, należących do **prostej,** leżą znowu w prostej.

4. Jeżeli v jest prędkością rzeczywistą, PV prędkością prostopadłą dowolnego punktu P (rys. 67), K zaś środkiem krzywości toru punktu P, a PR wreszcie kierunkiem całkowitego przyspieszenia p punktu P, znanym np. z hodografu (por. str. 150), to można wyznaczyć p, kreśląc VH prostopadle do PV, a VJ równolegle do KH; wówczas jest: $PJ = p$.

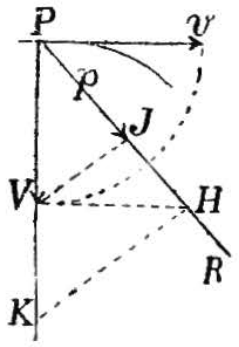
4. Ruch względny trzech płaszczyzn.

Trzy bieguny ruchu względnego trzech płaszczyzn, poruszających się we wspólnej płaszczyźnie, leżą w jednej prostej. Jeżeli znamy bieguny P_{13} i P_{23}, oraz prędkości kątowe ω_{13} i ω_{23} ruchu względnego płaszczyzn E_1 i E_2 względem płaszczyzny E_3, to otrzymamy biegun P_{12} ruchu względnego E_2 względem E_1 w ten sam sposób, jak oś wypadkową O przy składaniu obrotów około osi równoległych (por. 3. str. 153). Długości prostych, łączących bieguny, są wówczas:

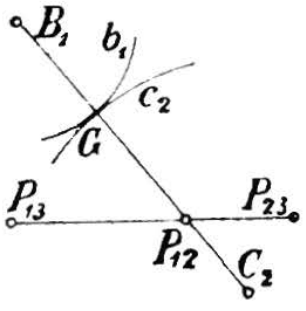
$$P_{12}P_{13} = \frac{\omega_{23}}{\omega_{12}}a \quad \text{i} \quad P_{12}P_{23} = \frac{\omega_{13}}{\omega_{12}}a,$$

we wzorze tym jest: $\omega_{12} = \omega_{13} \pm \omega_{23}$ prędkością kątową ruchu względnego E_2 względem E_1. Jeżeli z trzech biegunów dwa leżą w nieskończoności, to dzieje się to również z trzecim. Wówczas trzy ruchy względne płaszczyzn są przesunięciami.

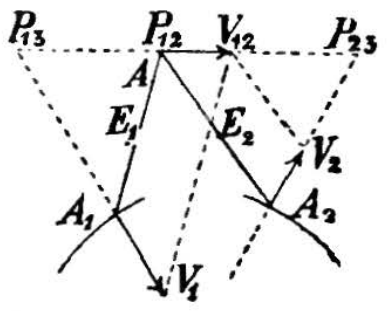
Rys. 67.



Rys. 68.



Rys. 69.



Jeżeli zależność ruchów E_1 i E_2 warunkuje się parą krzywych b_1 i c_2 (rys. 68), to biegun P_{12} leży w przecięciu się prostej biegunowej $P_{13}P_{23}$ z normalną B_1C_2 puktu zetknięcia się tej pary.

Jeżeli płaszczyzny E_1 i E_2 łączą się ze sobą przegubowo w punkcie A (rys. 69), to punkt ten jest biegunem P_{12}. Punkt końcowy V_{12} prędkości prostopadłej $P_{12}V_{12}$ punktu P_{12} można oznaczyć z prędkości prostopadłych A_1V_1 punktu A_1 płaszczyzny E_1, względnie A_2V_2

punktu A_2 płaszczyzny E_2, przez wykreślenie $V_1 V_{12}$ równolegle do $A_1 A$ i $V_2 V_{12}$ równolegle do $A_2 A$. Biegun P_{13} leży wówczas na prostej $P_{12} V_{12}$, w jej przecięciu z $A_1 V_1$, a biegun P_{23} w przecięciu z $A_2 V_2$.

5. Ruch względny n płaszczyzn we wspólnej płaszczyźnie.

Ruch względny n takich płaszczyzn da się wogóle w zupełności oznaczyć przez:

$$h = 3n - 4$$

par zupełnie dowolnych krzywych odtaczających, z tym jednak warunkiem, żeby w każdej z n płaszczyzn leżały co najmniej trzy krzywe odtaczające.

Ilość wszystkich biegunów wynosi przytem $p = {}^1/_2\, n\,(n-1)$.

II. STATYKA CIAŁ SZTYWNYCH.

A. Składanie sił i par sił.

a. Zasady.

Jeżeli za objaw **działania siły** na ciało sztywne uważać będziemy pracę, którą taż siła przy dowolnym ruchu cząstkowym wykonywa, to musimy przyjąć następujące zasady:

1. Dla oznaczenia działania siły P należy znać jej wielkość, kierunek i położenie punktu jej przytknięcia. Siłę zatem można uzmysłowić sobie za pomocą rysunku jako kresę (prostą o oznaczonej długości i kierunku).

2. Przesunięcie punktu przytknięcia siły w jej kierunku nie zmienia jej działania.

3. Działanie dowolnej ilości sił P_1, P_2, P_3.... może zastąpić jedna siła R, t. zw. **siła wypadkowa** sił P_1, P_2, P_3...., które wówczas nazywają się **siłami składowemi.**

4. Kilka sił P_1, P_2.... równoważą się nawzajem, gdy działanie ich, razem wzięte, równa się zeru.

b. Siły przytknięte do jednego punktu.

1. Wielkość i kierunek **wypadkowej R dwóch sił P_1 i P_2, przytkniętych do jednego punktu,** wyobraża przekątnia równoległoboku, zbudowanego z P_1 i P_2. **(Równoległobok sił).**

Jeżeli kąt równoległoboku $\gamma = \alpha + \beta$, to (rys. 70) będzie:

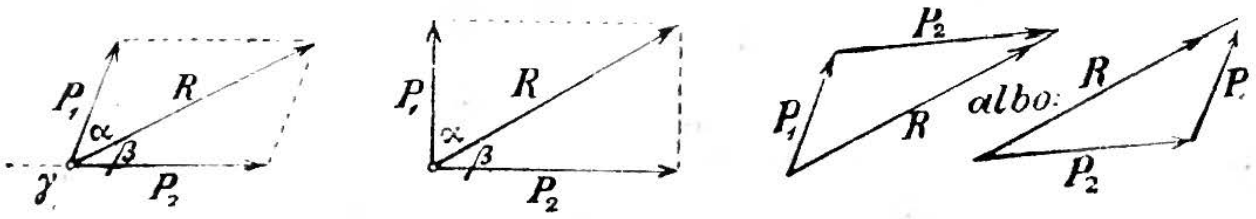
$$R = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + 2 P_1 P_2 \cos\gamma},$$
$$\sin\alpha : \sin\beta : \sin\gamma = P_2 : P_1 : R.$$

Jeżeli $\gamma = \alpha + \beta = 90^0$ (rys. 71), to:

$$R = \sqrt{P_1^2 + P_2^2}, \qquad \cos\alpha = \frac{P_1}{R}, \qquad \cos\beta = \frac{P_2}{R}, \qquad \operatorname{tg}\beta = \frac{P_1}{P_2}.$$

R **wykreśla się** najdogodniej za pomocą trójkąta sił (rys. 72): Kreśli się siły P_1 i P_2 bezpośrednio jednę za drugą z uwzględnieniem ich wielkości i kierunku; linia, zamykająca ten wielobok sił, daje wypadkową R.

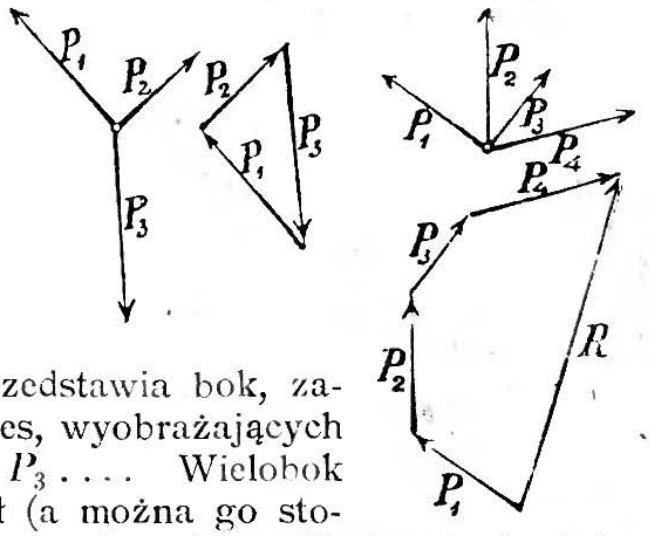
Rys. 70. Rys. 71. Rys. 72.



Naodwrót, można rozłożyć każdą siłę R na dwie siły składowe P_1 i P_2, leżące w dowolnym kierunku w tej samej płaszczyznie, co R. W tym celu wykreśla się trójkąt sił z równoległych do obranych kierunków, przełożonych przez końce R; powstałe stąd boki trójkąta dają nam składowe P_1 i P_2.

Trzy siły P_1, P_2 i P_3, przytknięte do jednego punktu, równoważą się tylko wtedy, gdy leżą w jednej płaszczyznie i dadzą się połączyć w trójkąt zamknięty, którego boki jeden za drugim ciągną się w jednym kierunku (rys. 73).

Rys. 73. Rys. 74.



2. Wielkość i kierunek **wypadkowej R większej ilości sił** P_1, P_2, P_3 .... (rys. 74) **przytkniętych do jednego punktu,** przedstawia bok, zamykający wielobok, złożony z kres, wyobrażających wielkość i kierunek sił P_1, P_2, P_3 .... Wielobok taki nazwano wielobokiem sił (a można go stosować ogólnie, a więc i do sił w przestrzeni, przytkniętych do jednego punktu).

Wypadkowa R sił, leżących w jednej i tej samej prostej, równa się algebraicznej sumie sił P_1, P_2, P_3 ....

Z dowolnej ilości sił, przytkniętych do jednego punktu, a będących w równowadze, można zawsze zestawić zamknięty wielobok sił.

Rachunkowo wyznaczamy siłę wypadkową n sił w sposób następujący: Rozkładamy każdą ze sił P_1, P_2, P_3 ... P_n na składowe w kierunku trzech prostopadłych osi spółrzędnych; oznaczając przez α_i, β_i, γ_i kąty, jakie tworzy siła P_i z osiami spółrzędnych, otrzymamy wzory składowych siły P_i:

$$X_i = P_i \cos\alpha_i, \qquad Y_i = P_i \cos\beta_i, \qquad Z_i = P_i \cos\gamma_i;$$

wstawiając w powyższe wzory po kolei: $i = 1, 2, 3, \ldots n$, otrzymujemy sumy algebraiczne:

$$X = X_1 + X_2 + X_3 + \cdots + X_n = \Sigma(X_i),$$
$$Y = \Sigma(Y_i) \quad \text{i} \quad Z = \Sigma(Z_i),$$

z czego wynika wypadkowa:

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}.$$

Dla kątów α, β, γ, jakie tworzy R z osiami spółrzędnych:

$$\cos\alpha = \frac{X}{R}, \qquad \cos\beta = \frac{Y}{R}, \qquad \cos\gamma = \frac{Z}{R}.$$

Jeżeli wszystkie siły leżą w jednej i tej samej płaszczyznie, to we wzory powyższe należy wstawić $Z = 0$. Ponieważ, w razie **równowagi** sił, $R = 0$, więc równania warunkujące równowagę brzmią:

$$\Sigma(X_i) = 0, \qquad \Sigma(Y_i) = 0, \qquad \Sigma(Z_i) = 0.$$

c. Siły w jednej płaszczyznie.

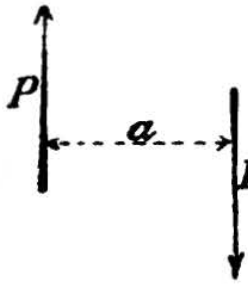
I. Objaśnienia.

1. Prostą, w której leży siła, nazwiemy **linią działania** siły.

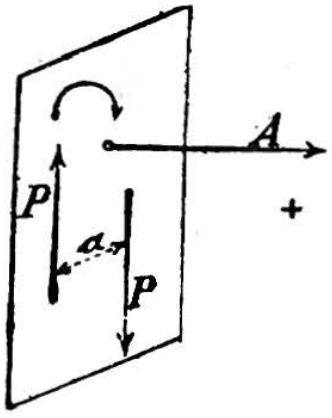
Momentem siły P względem punktu O nazywamy iloczyn z siły P i odległości a (ramienia) punktu O od linii działania siły P:

$$\text{Moment } M = Pa.$$

Rys. 75.



Rys. 76.



Moment nazywamy dodatnym, gdy obrót odbywa się w kierunku ruchu wskazówki zegara, przy ruchu przeciwnym moment będzie odjemnym, przyczem wypada spoglądać na płaszczyznę zawsze z tej samej strony.

Jeżeli X i Y są składowemi siły P w kierunku osi spółrzędnych, a x i y spółrzędnemi punktu przytknięcia P, to moment względem początku spółrzędnych jest: $M = Pa = Yx - Xy$.

2. **Parą sił** nazywamy dwie siły P równowielkie i do siebie równoległe, lecz przeciwnie skierowane (rys. 75). Iloczyn Pa z jednej siły P i wzajemnej ich odległości (ramienia) a nazywa się **momentem pary sił.** Dodatność albo odjemność tego momentu zależy od tego, czy obraca on płaszczyznę w kierunku ruchu wskazówki zegara, czy odwrotnie. Moment danej pary sił pozostaje wielkością stałą bez względu na to, dla którego punktu płaszczyzny oznaczymy wartość momentu obydwóch sił; można zatem parę sił w płaszczyznie dowolnie przemieszczać.

Osią pary sił nazywamy prostopadłą do płaszczyzny pary sił kresę $M = Pa$, która swą długością wyobraża wielkość momentu. Przyjęto, aby przystawiać te osie zawsze z tej strony płaszczyzny, z której widz uważałby moment jako dodatny.

2. Składanie sił.

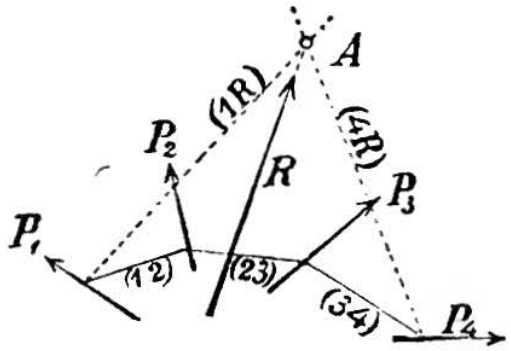
1. Dowolną ilość sił, położonych w jednej płaszczyznie, można zastąpić jedną wypadkową R. Względem każdego punktu płaszczyzny suma algebraiczna momentów wszystkich sił, czyli t. zw. **moment wypadkowy**, równa się momentowi wypadkowej. Obliczamy wielkość i kierunek R tak samo, jak dla sił przytkniętych do jednego punktu (por. **2.**, str. 161), a położenie R oznaczamy z wielkości i znaku momentu wypadkowego (por. **e. 2.**, str. 166).

2. Dla wypadkowej $R = 0$ zatrzymuje moment wypadkowy tę samą wartość względem wszystkich punktów płaszczyzny; można wtedy zastąpić cały system sił **jedną wypadkową parą sił.**

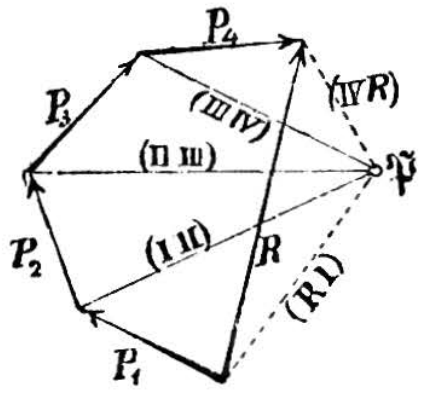
3. Jeżeli nadto moment wypadkowy względem jakiegobądź punktu płaszczyzny będzie równy zeru, to cały system sił znajduje się w stanie równowagi.

4. **Wypadkowa sił równoległych** równa się algebraicznej sumie sił. Jej położenie wynika z momentu wypadkowego względem jakiegobądź punktu płaszczyzny.

Rys. 77.



Rys. 78.



3. Wykreślenie wypadkowej i momentu wypadkowego.

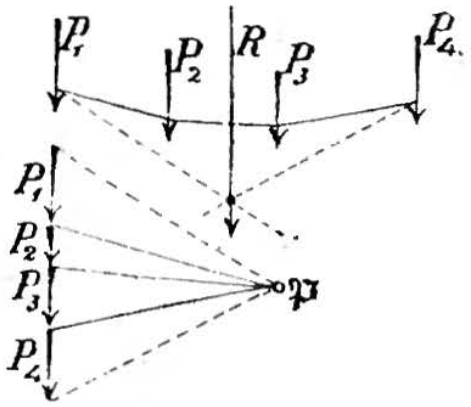
1 **Wypadkową R wielu sił** P_1, P_2, P_3 ... (rys. 77) będzie, tak co do wielkości, jak i kierunku, bok zamykający wielobok sił (rys. 78), podobnie jak pod **2.**, str. 161; położenie jej wyznaczamy zaś najdogodniej za pomocą wieloboku sznurowego (rys. 77).

W wieloboku czterech sił P_1, P_2, P_3, P_4 (rys. 78) przyjmujemy dowolny biegun $\mathfrak{P}$, a w rys. 77, przedstawiającym położenie sił, kreślimy linię (12) między P_1 a P_2, równolegle do promienia (I II), tak samo (23) równolegle do (II III), (34) równolegle do (III IV) i wreszcie równolegle do (R I) i (IV R) prowadzimy proste (1 R) i (4 R), przecinające się w punkcie A; równoległa do R przez punkt A daje szukane położenie (linię działania) wypadkowej R.

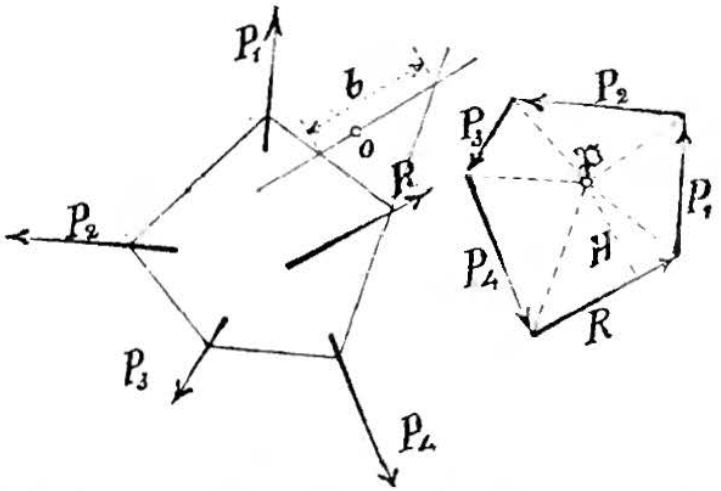
Położenie **wypadkowej sił równoległych** kreślimy za pomocą wieloboku sznurowego, w sposób wskazany w rys. 79.

2. **Wykreślanie momentów.** Szukając momentu wypadkowej sił P_1, P_2, P_3, P_4 względem punktu O (rys. 80), kreślimy wielobok sił, oraz sznurowy z dowolnie obranym biegunem $\mathfrak{P}$ i prowadzimy przez O równoległą do wypadkowej R. Oznaczywszy przez b kresę, odciętą

Rys. 79.



Rys. 80.

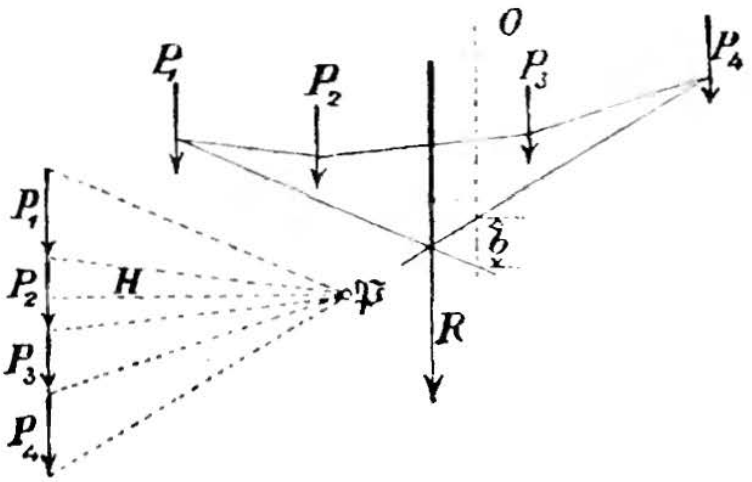


na tej równoległej przez obydwa boki zewnętrzne wieloboku sznurowego, a przez H odległość bieguna $\mathfrak{P}$ od wypadkowej R, otrzymamy jako **moment:**

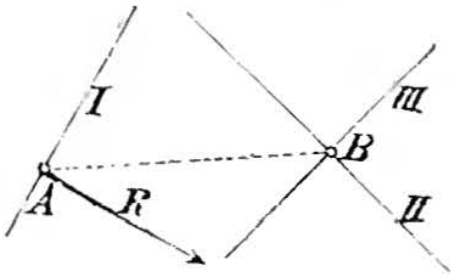
$$M = bH.$$

A zatem moment wypadkowej dowolnej ilości sił równa się iloczynowi z odległości bieguna od wypadkowej i z kresy, jaką odcinają dwa boki wieloboku sznurowego, zbiegające się na wypadkowej R, z równoległej do tejże wypadkowej, a poprowadzonej przez punkt momentowy O. Dla (oddzielnych) sił równoległych odległość bieguna jest stałą H (rys. 81); moment wypadkowej R względem O jest w tym razie $M = bH$.

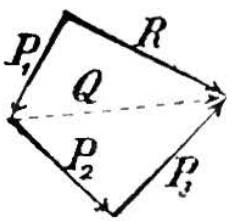
Rys. 81.



Rys. 82.



Rys 83.



3. Dowolna ilość sił, leżących w jednej płaszczyźnie, znajduje się w stanie równowagi wtedy, gdy wszystkie siły można zestawić w jeden, zamknięty wielobok sił, a między ich linie działania wkreślić zamknięty wielobok sznurowy.

4. Siłę R można rozłożyć na trzy siły składowe, leżące z nią w jednej wspólnej płaszczyźnie, a których dane linie działania nie przecinają się w jednym punkcie. Dane (rys. 82) R i kierunki I, II, III. Przedłużamy R aż do przecięcia się z I w A, tak samo II z III w B i prowadzimy AB. Rozkładamy R w kierunku I i AB na P_1 i Q (rys. 83), a następnie jeszcze Q w kierunku II i III na P_2 i P_3. (Sposób Culmanna).

Zadanie powyższe można również rozwiązać sposobem **A. Rittera:** Względem punktu przecięcia się dwóch linii działania moment trzeciej składowej musi równoważyć moment wypadkowej R; z warunku tego oznaczamy tę składową, a w sposób podobny kolejno drugą i pierwszą. (Por. dział XV Statyka budowlana).

d. Składanie par sił.

1. Zastąpienie danej pary sił inną.

1. Parę sił można przesuwać dowolnie we własnej jej płaszczyźnie, jak również przenosić ją w równoległe do niej płaszczyzny ciała sztywnego, czyli innemi słowy: oś pary sił może przesuwać się dowolnie, równolegle do siebie samej.

2. Dwie pary sił mają jednakową wartość, jeżeli, leżąc w płaszczyznach równoległych do siebie, posiadają równoznaczny obrót i jednakowe momenty (t. j. jeżeli ich **osie** są sobie równe i jednokierunkowe).

Przy obrocie różnoznacznym, stan równowagi między dwiema parami sił ciała sztywnego następuje wtedy, gdy momenty ich są równowielkie, a płaszczyzny równoległe.

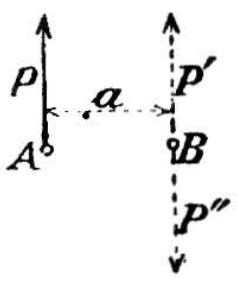
2. Wypadkową par sił w płaszczyznach równoległych jest taka para sił, której moment równa się sumie algebraicznej momentów wszystkich danych par, oddzielnie wziętych, a której płaszczyzna jest równoległa do ich płaszczyzn.

3. Pary sił w płaszczyznach dowolnych można składać, jak siły, przytknięte do jednego punktu (por. str. 160), zsuwając ich osie, równoległe do nich samych, do jednego wspólnego punktu początkowego. Oś wypadkowa równa się bokowi zamykającemu wielobok, t. zw. wielobok osiowy, złożony z oddzielnych osi, jako boków.

(Rachunkowe wyznaczenie, jak dla sił, lecz z uwzględnieniem właściwości par; por. **2.**, str. 161).

4. Równoległe przesunięcie siły. Aby siłę P przenieść z punktu przytknięcia A (rys. 84) do jakiegobądź punktu B, należy przytknąć do punktu B dwie siły P' i P'', równoległe do P i równej z nią wielkości, lecz różne między sobą co do kierunku. Zamiast siły P mamy natenczas siłę P' równowartą, lecz przytkniętą do punktu B i parę sił PP'', o momencie $= Pa$.

Rys. 84.



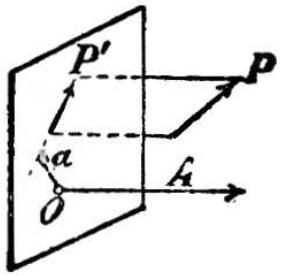
Naodwrót, można złożyć siłę P i parę sił, leżące w jednej i tej samej płaszczyźnie, w jednę wypadkową siłę przez odpowiednie przesunięcie pary.

Nie można złożyć pary sił i siły prostopadłej do jej płaszczyzny w jednę siłę lub w jednę parę sił.

e. Siły wobec ciała sztywnego.

1. Momenty sił względem prostej. Moment siły P względem prostej A (rys. 85), jest to iloczyn z rzutu P' siły P na płaszczyznę prostopadłą do tejże prostej i z oddalenia a punktu przejścia prostej przez płaszczyznę O od rzutu P' siły (a = najkrótsze oddalenie siły P od prostej A). Momenty są albo dodatne, albo odjemne, zależnie od tego, czy obrót ich, patrzącemu nań w kierunku osi dodatnej, przedstawia się zgodnie z kierunkiem obrotu wskazówki zegara, czy przeciwnie.

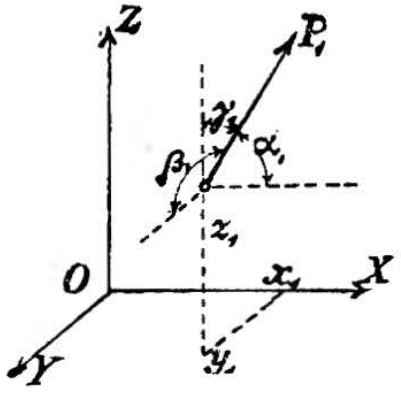
Rys. 85.



Suma algebraiczna momentów względem jednej dowolnej prostej, wziętych oddzielnie, nazywa się **momentem wypadkowym** sił względem tejże prostej

2. Składanie sił. Dowolną ilość dowolnie skierowanych sił, działających na dane ciało, można zawsze złożyć w jednę pojedyńczą siłę, przyłożoną do dowolnego punktu O ciała i jednę parę sił. W tym celu przesuwa się wszystkie siły do O i tam składa z nich jednę wypadkową (por. str. 161); powstałe wskutek tych przesunięć (por. **d. 4.**, str. 165) pary sił należy połączyć w jednę wypadkową parę, zgodnie z **d. 3.**, str. 165. Wielkość i kierunek wypadkowej R nie zależą od położenia punktu O.

Rys. 86.



Wogóle w każdem ciele znajduje się tylko jedna, jedyna prosta, będąca miejscem geometrycznem tych punktów, względem których płaszczyzna wypadkowej pary sił jest prostopadłą do wypadkowej siły R (czyli oś wypadkowej pary sił zlewa się z R). Ta prosta, biegnąca równolegle do R, nazywa się **osią centralną** układu sił. Moment odnośnej wypadkowej pary sił jest najmniejszością.

Wogóle istnieje niezliczone mnóstwo sposobów zastąpienia danego układu sił przez dwie mijające się siły.

Obliczenie siły wypadkowej R i pary sił (rys. 86):

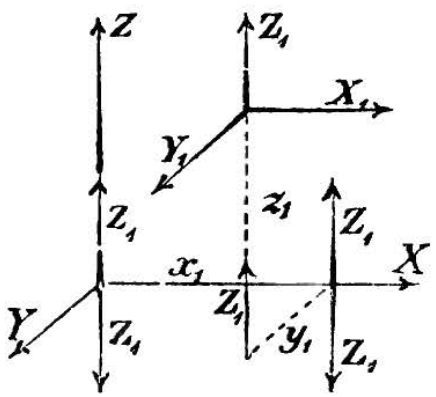
Przyjmujemy dowolny układ prostokątny osi spółrzędnych z początkiem w O, rozkładamy siłę P_1 w kierunkach tych osi na: $X_1 = P_1 \cos \alpha_1$, $Y_1 = P_1 \cos \beta_1$, $Z_1 = P_1 \cos \gamma_1$, następnie przesuwamy X_1 równolegle do osi z w płaszczyznę xy, a w niej równolegle w oś x; podobnież Y_1 w płaszczyznę yz i w niej w oś y; tak samo Z_1 w płaszczyznę zx, a następnie w oś z. W tenże sam sposób postępuje się z siłami P_2, P_3 . . . . Z tych sił składowych w kierunkach osi otrzymamy wypadkowe:

$$X = \Sigma(X_i) = \Sigma(P_i \cos \alpha_i); \qquad Y = \Sigma(Y_i) = \Sigma(P_i \cos \beta_i),$$
$$Z = \Sigma(Z_i) = \Sigma(P_i \cos \gamma_i); \qquad (i = 1, 2, 3 \ldots).$$

Pary sił, wytworzone przez przesunięcie sił, mają momenty z obrotem około osi x, y i z (rys. 87):

$$\left.\begin{aligned} L &= \Sigma (y_i Z_i - z_i Y_i) \\ M &= \Sigma (z_i X_i - x_i Z_i) \\ N &= \Sigma (x_i Y_i - y_i X_i) \end{aligned}\right\} (i=1, 2, 3 \ldots).$$

Rys. 87.



Wypadkowa trzech sił X, Y i Z jest:

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2};$$

tworzy ona z osiami kąty α, β, γ, których:

$$\cos\alpha = \frac{X}{R}, \quad \cos\beta = \frac{Y}{R}, \quad \cos\gamma = \frac{Z}{R}.$$

Wypadkowa para trzech par sił:

$$G = \sqrt{L^2 + M^2 + N^2};$$

oś jej tworzy z osiami spółrzędnych kąty λ, μ, ν, dla których:

$$\cos\lambda = \frac{L}{G}, \quad \cos\mu = \frac{M}{G}, \quad \cos\nu = \frac{N}{G}.$$

Wszystkie siły składają się w jednę siłę wypadkową bez pary sił (gdy $G = 0$), jeżeli:

$$XL + YM + ZN = 0,$$

a w wypadkową parę sił bez siły wypadkowej (gdy $R = 0$), jeżeli:

$$X = 0, \qquad Y = 0, \qquad Z = 0.$$

W płaskim układzie sił, w płaszczyznie xy jest:

$$L = 0; \qquad M = 0; \qquad Z = 0, \text{ a } G = N; \text{ i t. d.}$$

3. Równowaga sił. Ciało, będące pod działaniem dowolnej ilości sił P_1, P_2, P_3 . . ., pozostaje w stanie równowagi tylko w tym razie, gdy dla tych sił nie istnieje wcale, ani siła wypadkowa, ani wypadkowa para sił, t. zn. gdy wielkości te stają się zerami. Z powyższego zatem wynika sześć równań warunkujących równowagę sił, działających na ciało sztywne, swobodnie ruchome:

$$\Sigma (X_i) = 0, \qquad \Sigma (Y_i) = 0, \qquad \Sigma (Z_i) = 0;$$

$$\Sigma (y_i Z_i - z_i Y_i) = 0, \quad \Sigma (z_i X_i - x_i Z_i) = 0, \quad \Sigma (x_i Y_i - y_i X_i) = 0.$$

W płaskim układzie sił, w płaszczyznie xy jest:

$$\Sigma (X_i) = 0, \qquad \Sigma (Y_i) = 0, \qquad \Sigma (x_i Y_i - y_i X_i) = 0.$$

B. Równowaga sił w podpartych ciałach sztywnych.

a) Odpory (oddziaływania stałych podpór).

1. Siły oddziaływające podpór stałych (odpory, reakcye), które do obliczeń równowagi wprowadzić należy jako siły zewnętrzne (zgodnie z **7.**, str. 169), występują w zasadzie jako nieznajome. Gdy warunki równowagi wystarczają do oznaczenia odporów, to taki układ ciał (system) nazywa się: **stałycznie oznaczalnym.** W razie przeciwnym

mamy do czynienia z układem **statycznie nieoznaczalnym**, w którym odpory można oznaczyć tylko przy pomocy warunków, wynikających ze sprężystych odkształceń ciała.

Sposób podparcia ciała może nam określać:

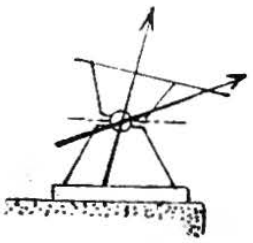
1) tylko punkt przytknięcia odporu (lecz nie jego linię działania); a natenczas szukamy wielkości i linii działania siły z dwóch warunków, np. ustroju podpory [np. łożysko przegibne (rys. 88)].

2) tylko linię działania (bez punktu przytknięcia) odporu, a natenczas szukamy tegoż punktu przytknięcia, oraz wielkości odporu z dwóch warunków, wynikających np. z ustroju podpory [np. łożysko na walcach (rys. 89)].

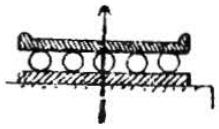
3) punkt przytknięcia i linię działania, a natenczas szukamy wielkości siły z jednego warunku, np. ustroju podpory [np. łożysko przegibne na walcach (rys. 90)].

4) nie znamy ani punktu przytknięcia, ani linii działania, ani wielkości siły; szukamy wszystkich trzech, do czego niezbędne trzy warunki dodatkowe.

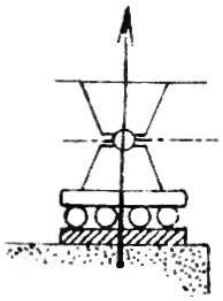
Rys. 88.



Rys. 89.



Rys. 90.



2. Jedna podpora stała. Warunkowi równowagi staje się zadosyć, jeżeli wypadkowa sił zewnętrznych przechodzi przez punkt stały. Jedynie możliwe przez podparcie w sposób podany powyżej pod 1). Odpór równa się wypadkowej, ma jednak kierunek przeciwny. Równowagę nazywamy **trwałą** (stabil) lub **nietrwałą** (labil), zależnie od tego, czy para sił, wytworzona przy drobnej zmianie położenia ciała, stara się ciało powrócić do pierwotnego stanu równowagi, czy też oddalić je od niego; **obojętną** nazywamy równowagę wtedy, gdy nowe położenie ciała jest znów stanem równowagi.

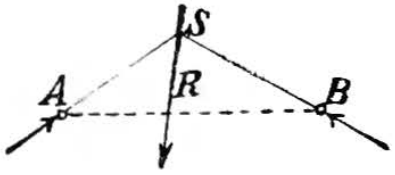
3. Podparcie płaszczyzny w dwóch punktach. W tym przypadku równowaga jest tylko wtedy możliwa, gdy wszystkie siły, leżące w tej płaszczyznie, dadzą się złączyć w jednę wypadkową R, przechodzącą przez punkt przecięcia się S obydwóch odporów A i B (rys. 91). A i B są oznaczalne, jeżeli ze sposobu podparcia wynika położenie ich punktu przecięcia się S na R; ma to miejsce, np., gdy znane są linie działania odporów A i B, lub jeżeli A i B są równoległe do R. W ostatnim przypadku do oznaczenia odporów A i B służyć mogą momenty (str. 162) lub też wielobok sił i wielobok sznurowy (rys. 92) w sposób następujący: linie wieloboku sznurowego, równoległe do zewnętrznych promieni biegunowych a_1 i b_1, przecinają linie działa-

nia A i B w punktach A_1 i B_1. Prosta, przełożona przez biegun $\mathfrak{P}$, równolegle do boku A_1B_1, zamykającego wielobok sznurowy, rozdziela wypadkową $R\,(=\Sigma P)$ na A i B.

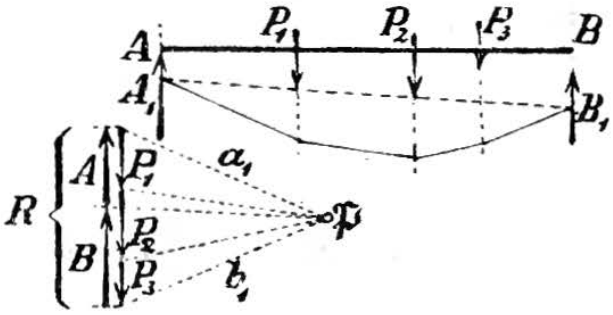
4. **Dwie podpory stałe wewnątrz ciała.** Równowaga jest możliwa, jeżeli moment wypadkowy przestrzennego układu sił względem osi obrotu (linii łączącej podpory) równa się zeru; w razie, jeżeli układ sił można zastąpić jedną wypadkową, to musi ona przecinać oś obrotu. Składowe obydwóch odporów, prostopadłe do osi obrotu, są statycznie oznaczalne; dla drugich składowych można z warunków równowagi znaleść tylko ich sumę. Równowaga może być trwała, nietrwała lub wreszcie obojętna.

5. **Trzy stałe podpory.** Ciało, podparte w trzech punktach, znajduje się zawsze w stanie równowagi. Obliczenie odporów jest możliwe

Rys. 91.



Rys. 92.



tylko wtedy, gdy trzy podparcia dają nam sześć warunków, np. dla trzech podpór, określających tylko punkty przytknięcia odporów; w innych warunkach obliczenie jest niemożliwe.

6. **Jeżeli ciało opiera się na więcej niż trzech punktach,** to odpory są statycznie nieoznaczalne. Proste, poprowadzone przez najskrajniejsze podpory, są krawędziami obrotowemi albo wywrotowemi. Dla zachowania **stateczności** ciała potrzeba, aby wypadkowa sił zewnętrznych nie wychodziła z pola, ograniczonego krawędziami obrotowemi. Stateczność ciała względem krawędzi wywrotowej jest tem większa, im większy jest moment wypadkowej **(moment stateczności ciała)** względem krawędzi wywrotowej. Praca, jakiej użyć potrzeba do przeprowadzenia ciała danego ze stanu równowagi trwałej w najbliższy stan równowagi nietrwałej (por. rozdział III. **2.** działu niniejszego) nazywa się **dynamicznym momentem stateczności** i równa się $A = Gh$, gdzie G oznacza wagę ciała, a h wysokość, do której środek ciężkości podnieśćby należało (co do G por. rozdział III. **1.** działu niniejszego).

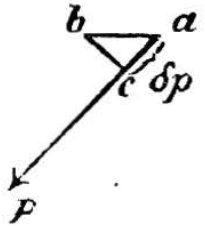
7. **Przy zestawianiu warunków równowagi dla jakichbądź (ruchomych lub nieruchomych) połączeń ciał sztywnych, należy zawsze uważać odpory (oddziaływania podpór stałych) za siły zewnętrzne.**

b. Zasada przesunięć przysposobionych.

Ruchem lub też przesunięciem przysposobionem nazywamy nieskończenie małą zmianę położenia układu punktów, dowolnie

z sobą złączonych, a mianowicie zmianę położenia, możliwą ze względu na naturę samego układu. Nieskończenie mała droga ab (rys. 93), zakreślona pod wpływem siły P przez punkt a, nosi miano przesunięcia przysposobionego punktu a; rzut $ac = \delta p$ na kierunek siły P zwie się przesunięciem przysposobionem w kierunku P, a iloczyn $P \cdot \delta p$ pracą przysposobioną siły P.

Rys. 93.



Praca przysposobiona siły P równa się pracy przysposobionej jej sił składowych.

Jeżeli dla każdego ruchu przysposobionego jakiegobądź układu suma prac przysposobionych, wykonanych przez siły nań działające, jest równa zeru, to system ten znajduje się w stanie równowagi.

I naodwrót:

Jeżeli jakiebądź siły w jakimbądź układzie punktów równoważą się nawzajem, to dla dowolnego przysposobionego przesunięcia układu tego suma prac przysposobionych, wykonanych przez siły nań działające, równa się zeru.

Zasadę tę można ująć w równanie:

$$\Sigma [P \cdot \delta p] = \Sigma [X \cdot \delta x + Y \cdot \delta y + Z \cdot \delta z] = 0,$$

w którem oznaczają: X, Y, Z składowe w kierunku trzech osi spółrzędnych, a δx, δy, δz przesunięcia przysposobione punktów przytknięcia sił.

Jeżeli $\Sigma [X \cdot \delta x + Y \cdot \delta y + Z \cdot \delta z]$ jest pełną różniczką funkcyi spółrzędnych, to funkcya ta staje się dla stanu równowagi maximum lub minimum, zależnie od tego, czy równowaga jest trwałą, czy nietrwałą.

W razie oznaczenia wzajemnego położenia m punktów przytknięcia sił w ich układzie w taki sposób, aby między $3m$ spółrzędnemi punktów przytknięcia istniało n równań: $f_1 = 0$, $f_2 = 0$, ... $f_n = 0$, można na podstawie poprzedniej zasady otrzymać $3m$ warunków równowagi, rugując z $3m$ równań:

$$X_k + \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial x_k} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial x_k} + \cdots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial x_k} = 0,$$

$$Y_k + \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial y_k} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial y_k} + \cdots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial y_k} = 0,$$

$$Z_k + \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial z_k} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial z_k} + \cdots + \lambda_n \frac{\partial f_n}{\partial z_k} = 0,$$

spółczynniki nieoznaczone $\lambda_1, \lambda_2 \ldots \lambda_n$. W równaniach powyższych oznaczają X_k, Y_k, Z_k składowe sił zewnętrznych, działających w punktach x_k, y_k, z_k. Otrzymane stąd $(3m - n)$ równań da nam, razem z n równaniami warunkowemi $f_1 = 0$, $f_2 = 0$ . . . . , warunki równowagi.

C. Środek sił równoległych i środek ciężkości.

a. Momenty statyczne sił.

1. Siły równoległe, obracane w sposób, aby pozostały nawzajem równoległemi i nie zmieniały swych punktów przytknięcia, mają wy-

padkową, która również przechodzi zawsze przez jeden i ten sam punkt, przez t. zw. **środek sił równoległych.**

Dla spółrzędnych x_0, y_0, z_0 tego środka mamy, zgodnie z **3.**, str. 167, równania:

$$x_0 \Sigma(P) = \Sigma(Px), \qquad y_0 \Sigma(P) = \Sigma(Py), \qquad z_0 \Sigma(P) = \Sigma(Pz),$$

w których $P_1 P_2 \ldots$ oznaczają siły równoległe, a $x_1 y_1 z_1$, $x_2 y_2 z_2$ spółrzędne ich punktów przytknięcia.

2. Jeżeli **momentem statycznym siły względem jakiejbądź płaszczyzny** nazwiemy iloczyn z tej siły i odległości jej punktu przytknięcia od płaszczyzny, to możemy z równań powyższych wywieść twierdzenie:

Moment statyczny wypadkowej **sił równoległych,** względem jakiejbądź płaszczyzny, równa się sumie momentów statycznych tychże sił, względem tejże płaszczyzny.

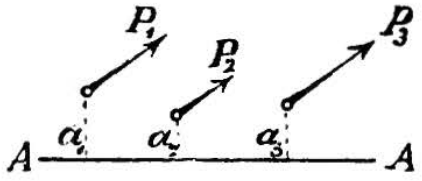
3. Mając do czynienia z **siłami równoległemi, leżącemi w jednej płaszczyznie,** dogodnie jest płaszczyznę momentów przyjmować prostopadłą do płaszczyzny sił. W takim razie odległości punktów przytknięcia sił od płaszczyzny momentów są oddaleniami tychże punktów od linii przecięcia obydwóch płaszczyzn.

4. Dla środka sił równoległych, leżących w jednej płaszczyznie, względem jakiejbądź prostej AA w tejże płaszczyznie, (rys. 94) istnieje równanie:

$$a_0 \Sigma(P) = \Sigma(Pa),$$

w którem oznaczają: a_0 odległość środka sił równoległych od prostej AA, a iloczyn Pa moment statyczny siły P względem tejże prostej.

Rys. 94.



b. Ogólne uwagi nad środkiem ciężkości.

1. Siły ciążenia, działające na oddzielne cząstki masy ciała, stanowią układ sił równoległych, mają zatem (por. **a.**, **1.**, str. 170) wspólny środek, nazwany środkiem masy albo **środkiem ciężkości.**

2. Do oznaczenia środka ciężkości służą twierdzenia, podobne podanym pod **a.**

Suma momentów statycznych oddzielnych cząstek masy, względem jakiejbądź płaszczyzny, równa się momentowi statycznemu całej masy, względem tejże samej płaszczyzny (to zn. równa się iloczynowi z masy i odległości środka ciężkości od płaszczyzny).

Suma momentów statycznych cząstek masy względem płaszczyzny, przechodzącej przez środek ciężkości (płaszczyzna ciężkości), równa się zeru.

3. Oznaczmy przez:

x_1, y_1, z_1 spółrzędne cząstki masy m_1, ważącej γ_1,
x_2, y_2, z_2 „ „ „ m_2, „ γ_2 i t. d.,
x_0, y_0, z_0 „ środka ciężkości,

$M = \Sigma m$ całą masę,
$G = \Sigma \gamma$ wagę całego ciała,
a będzie: $x_0 M = \Sigma (x m)$, $y_0 M = \Sigma (y m)$, $z_0 M = \Sigma (z m)$; albo:
$x_0 G = \Sigma (x \gamma)$, $y_0 G = \Sigma (y \gamma)$, $z_0 G = \Sigma (z \gamma)$.

Równania powyższe nie zmieniają swego znaczenia, gdy m_1, m_2, m_3 . . . . oznaczają masy ciał (pól lub linii), a x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2 . . . . spółrzędne ich środków ciężkości.

4. Do ciał **jednolitych,** a więc takich, których jednostka objętości ma wagę stałą, stosują się równania:

$$x_0 V = \int x \cdot dV; \qquad y_0 V = \int y \cdot dV; \qquad z_0 V = \int z \cdot dV,$$

w których oznaczają: V całą objętość ciała, a x, y, z spółrzędne cząstki dV.

Podobnie będzie dla **pól,** które sobie wyobrażamy, jako równomiernie pokryte masą:

$$x_0 F = \int x \cdot dF; \qquad y_0 F = \int y \cdot dF; \qquad z_0 F = \int z \cdot dF;$$

F oznacza tutaj całe pole, a x, y, z spółrzędne cząstki pola dF.

Również i dla **linii** jest:

$$x_0 s = \int x \cdot ds; \qquad y_0 s = \int y \cdot ds; \qquad z_0 s = \int z \cdot ds,$$

jeżeli oznaczają: s całą linię, a x, y, z spółrzędne cząstki linii ds.

5. O ile linie, powierzchnie, pola lub bryły posiadają płaszczyzny lub osie symetryi, albo punkty środkowe, to w nich też leżą środki ciężkości.

6. Środek ciężkości powierzchni obrotowej M lub **bryły obrotowej** V leży na osi obrotu *).

Jeżeli $y = f(x)$ jest w tym razie równaniem południka względem osi obrotowej, jako osi x, a $ds = \sqrt{dx^2 + dy^2}$ różniczką łuku południka i, jeżeli nadto M i V na obydwóch krańcach, w odległościach x_1 i x_2 od początku spółrzędnych, ograniczone są płaszczyznami prostopadłemi do osi x, to będzie:

dla M: $x_0 = \dfrac{\int_{x_1}^{x_2} xy \cdot ds}{\int_{x_1}^{x_2} y \cdot ds}$, a dla V: $x_0 = \dfrac{\int_{x_1}^{x_2} xy^2 \cdot dx}{\int_{x_1}^{x_2} y^2 \cdot dx}$.

7. Do wyznaczenia środka ciężkości krzywych lub pól, tworzących powierzchnie lub bryły obrotowe, można stosować odwrócenie zasady Guldina (Pappusa) (patrz str. 138), jeżeli pole tych powierzchni lub objętość takich brył jest znana.

---

*) Więcej w tym przedmiocie patrz F. Kosch, „Zur Lage des Schwerpunktes eines Rotations-Körpers". Zeitschr. f. Mathem. u. Physik 1891.

c. Położenia środków ciężkości.

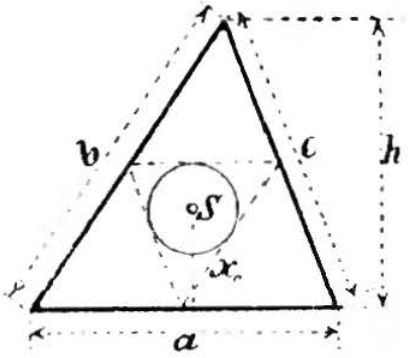
W rysunkach 95 do 110 S oznacza zawsze środek ciężkości.

α. Środek ciężkości linii.

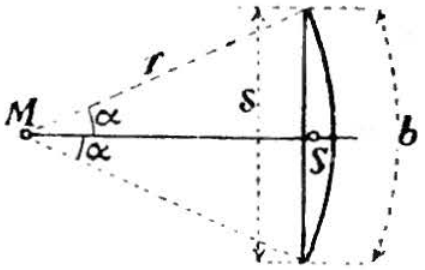
1. Kresa prosta. S leży w środku kresy.

2. Obwód trójkąta (rys. 95). S leży w środku koła, wpisanego w trójkąt, którego rogi leżą w środkach boków a, b i c danego trójkąta.

Rys. 95.



Rys. 96.



Odległość x_0 środka ciężkości od a jest:

$$x_0 = \frac{h}{2}\,\frac{b+c}{a+b+c}.$$

3. Obwód równoległoboku. S leży w punkcie przecięcia się wzajemnego przekątni.

4. Łuk koła (rys. 96). $MS = \frac{rs}{b} = \frac{r \sin\alpha}{\alpha^0}\,\frac{180}{\pi}$.

Łuk półkola: $MS = 2r : \pi = 0{,}636\,619\,772\,r.$

Łuk ćwierćkola: $MS = 2r\sqrt{2} : \pi = 0{,}900\,316\,316\,r.$

Łuk szóstej części koła: $MS = 3r : \pi = 0{,}954\,929\,659\,r.$

β. Środek ciężkości pól (powierzchni).

1. Trójkąt. S leży w punkcie przecięcia się ośrodkowych (por. rys. 97). W tym celu (rys. 98, str. 174) prowadzi się przez C równoległą do AB, następnie $AD \parallel BC$ i $BE \parallel AC$, a BD i AE przetną się w S. Lub też: Jeżeli jeden bok trójkąta podzielimy na trzy równe części i z punktów podziałowych poprowadzimy równoległe do dwóch pozostałych boków, to równoległe te przetną się w S. *)

Oddalenie środka ciężkości od jednego z boków trójkąta równa się trzeciej części wysokości trójkąta, stojącej na tym boku.

W rys. 97:

$$x_0 = {}^1/_3\,(x_1 + x_2 + x_3), \quad \text{a} \quad y_0 = {}^1/_3\,(y_1 + y_2 + y_3);$$

zatem: Odległość środka ciężkości trójkąta od jakiejbądź prostej równa się średniej arytmetycznej odległości wierzchołków trójkąta od tejże prostej. To samo stosuje się i do odległości środka ciężkości trójkąta od jakiejbądź płaszczyzny.

---

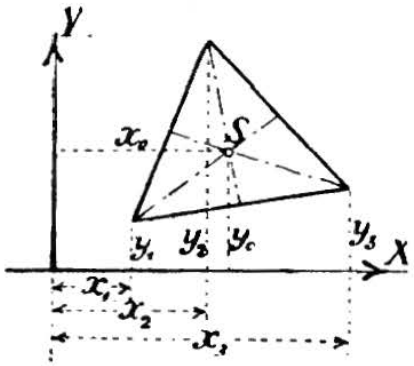
*) Por. objaśnienia Rob. Land w „Centralbl. d. Bauverw." 1894, str. 45

2. Równoległobok. S leży w przecięciu się przekątni.

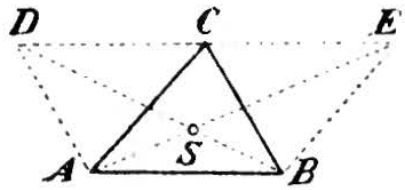
3. Trapez. *) 1. Prowadzimy (rys. 99) $AH \parallel CB$ a $BH \parallel AD$, następnie przedłużamy HG aż do M, HM będzie linią środkową trapezu, a $MS = {}^1/_3\, HM$.

2. Jeżeli (rys. 99) mamy daną linię środkową MM_1, to przedłużamy ją o $M_1H = GM_1$; $MS = {}^1/_3\, HM$ daje nam S.

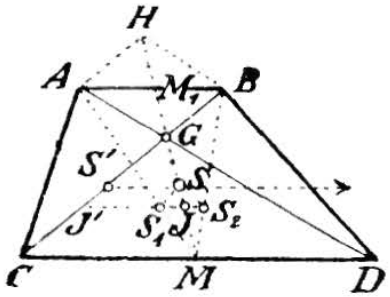
Rys. 97.



Rys. 98.



Rys. 99.



3. Odcinamy (rys. 99) $MJ = GM_1$, a $JS = {}^1/_3\, GJ$; GJ bywa najczęściej tak małe, że starczy podział na oko.

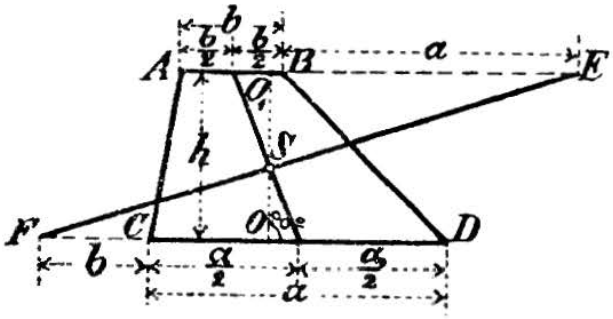
4. Jeżeli (rys. 99) $CJ' = BG$, a $J'S' = {}^1/_3\, J'G$, to przez S' przechodzi linia ciężkości, równoległa do podstaw trapezu.

5. Odcinamy (rys. 99) $MS_1 = {}^1/_3\, MA$, a $S_1S \parallel CB$ przetnie linię środkową MM_1 w S.

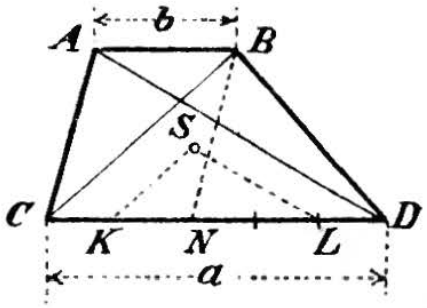
6. W rys. 99 S wpada na środek ciężkości trójkąta CHD (porównaj **1.**).

7. W rysunku 100 odcinamy na przedłużeniach podstaw: $BE = a$ i $CF = b$, prosta EF przetnie linię środkową trapezu w S.

Rys. 100.



Rys. 101.



8. Prowadzimy (rys. 101) $BN \parallel AC$, odcinamy $CK = DL = {}^1/_3\, DN = {}^1/_3\,(a - b)$, a natenczas $KS \parallel CB$ i $LS \parallel AD$ przetną się w S; jeżeli linia środkowa trapezu jest dana, to wystarcza poprowadzić samą KS lub LS.

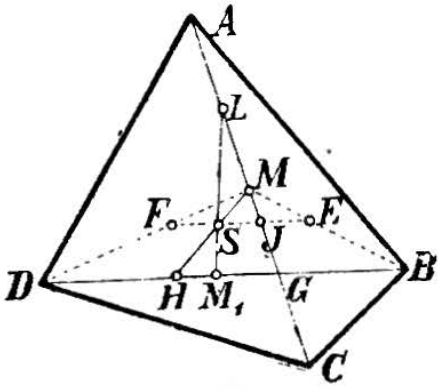
Odległości środka ciężkości od podstaw AB i CD (rys. 100) są:

*) Porówn. objaśnienia Land, Lewin, Tobien, Labes i Ellerbeck, „Centralbl. der Bauverw.“ 1894, str. 192, 280, 312, 458 i nast.

$$O_1S = \frac{h}{3}\frac{2a+b}{a+b} \quad \text{i} \quad OS = \frac{h}{3}\frac{a+2b}{a+b}.$$

4. Czworokąt. 1. (rys. 102). Łączymy M środek przekątni AC z B i D, odcinamy $MF = {}^1/_3\,DM$, a $ME = {}^1/_3\,BM$, następnie na EF (równoległej do BD) $FS = EJ$, a S będzie środkiem ciężkości.

Rys. 102.



2. Na przekątniach odcinamy $AL = CG$ i $DH = BG$, S leży w przecięciu się HM z LM_1, jeżeli M i M_1 są środkami przekątni. Również $MS = {}^1/_3\,MH$ i $M_1S = {}^1/_3\,M_1L$.

3. W przypuszczeniu, że (rys. 99, na str. 174) $ABCD$ jest czworokątem dowolnym, prowadzimy $AH \parallel CB$ i $BH \parallel AD$, łączymy H z M, środkiem CD, a $MS = {}^1/_3\,HM$ da nam środek ciężkości S.

4. W ten sam sposób można (rys. 99) odciąć $MS_1 = {}^1/_3\,MA$, poprowadzić $S_1S_2 \parallel AB$, $S_1S \parallel CB$ i $S_2S \parallel AD$, a otrzyma się S.

5. Prowadzimy przez wierzchołki czworokątu równoległe do przekątni i łączymy sąsiadujące wierzchołki powstałego stąd równoległoboku z przecięciem przekątni, przez co odcinamy środki najbliższych boków czworokąta; proste, łączące środki te z przeciwległemi wierzchołkami równoległoboku, przecinają się w S.

5. Wielokąt. Rozkładamy wielokąt na trójkąty lub inne części, dla których oznaczenie środków ciężkości nie przedstawia trudności; następnie oznaczamy ich momenty statyczne, względem dwóch osi spółrzędnych i dzielimy te momenty przez zawartość pola wielokąta (por. **3.**, str. 131), a otrzymamy stąd spółrzędne środka S.

Można również oznaczyć środek ciężkości wielokąta doświadczalnie, zawieszając na nitce wielokąt wycięty ze sztywnego, a możliwie równogrubego papieru za jeden, a następnie za inny punkt stosownie obrany, lub szukając jego równowagi przez podparcie w jednym punkcie (środku ciężkości) na ostrzu igły lub t. p.

Wielokąt prawidłowy. S leży w środku wpisanego lub opisanego koła.

6. Odcinek koła. Znakowanie jak w rys. 96, (str. 173). F = pole odcinka koła.

$$MS = \frac{s^3}{12\,F} = \frac{2}{3}\frac{r^3\sin^3\alpha}{F} = \frac{2}{3}\frac{r\sin^3\alpha}{\frac{\alpha^0\pi}{180} - \sin\alpha\cos\alpha}.$$

7. Wycinek koła (rys. 103, str. 176). F = polu wycinka koła.

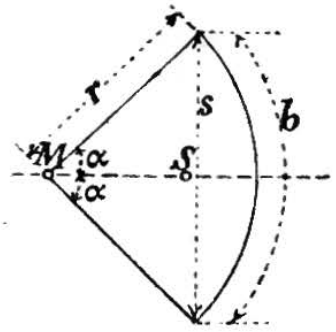
$$MS = \frac{2}{3}\frac{180}{\pi}\frac{r\sin\alpha}{\alpha^0} = 38{,}197186\,\frac{r\sin\alpha}{\alpha^0} = \frac{2}{3}\frac{rs}{b} = \frac{r^2s}{3\,F}.$$

Pole półkola: $$MS = \frac{4}{3}\frac{r}{\pi} = 0{,}424413182\,r.$$

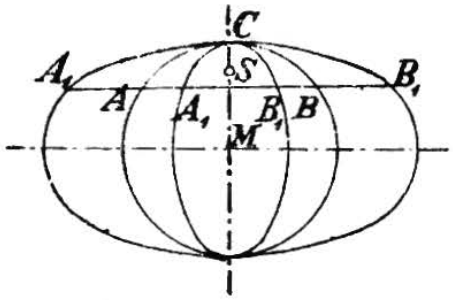
Czwarta część koła: $MS = \frac{4}{3}\frac{\sqrt{2}}{\pi} r = 0{,}600210877\, r.$

Szósta część koła: $MS = \frac{2r}{\pi} = 0{,}636619772\, r.$

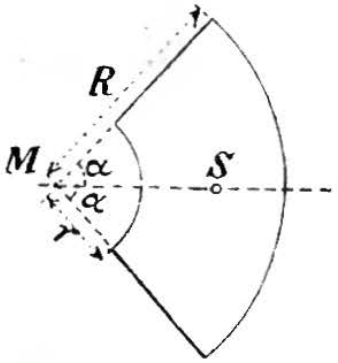
Rys. 103.



Rys. 104.



Rys. 105.



8. Odcinek pola eliptycznego $A_1 B_1 C$. Cięciwa równoległa do osi głównej *) (rys. 104). Środek ciężkości schodzi się ze środkiem ciężkości tego odcinka koła ABC, który odcina cięciwa z koła, zakreślonego nad średnicą prostopadłą do tejże cięciwy, a równą drugiej głównej osi elipsy.

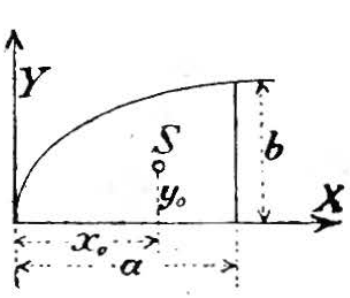
9. Pole pierścieniowe (rys. 105).

$$MS = \frac{2}{3}\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}\frac{\sin\alpha}{\alpha^0}\frac{180}{\pi} = 38{,}197186\,\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}\frac{\sin\alpha}{\alpha^0}.$$

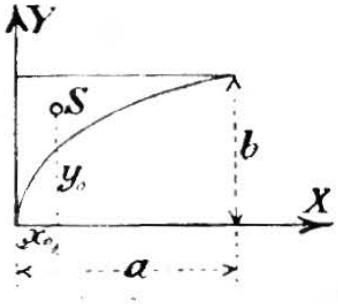
Pole pierścieniowe półkoliste: $MS = \frac{4}{3\pi}\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}$.

10. **Pole paraboliczne** (rys. 106): $x_0 = {}^3/_5\, a$; $y_0 = {}^3/_8\, b$.
(rys. 107): $x_0 = {}^3/_{10}\, a$; $y_0 = {}^3/_4\, b$.

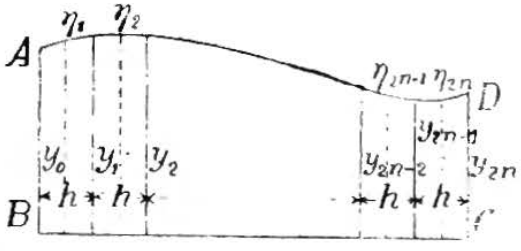
Rys. 106.



Rys. 107.



Rys. 108.



II. Pole dowolne $ABCD$ (rys. 108) ograniczone: krzywą AD, osią odciętych BC i dwiema krańcowemi rzędnemi AB (= oś rzędnych) i CD. Dzielimy pole na **parzystą** ilość $(2n)$ pasków o równej szerokości h, (zgodnie z regułą Simpsona, str. 132) spółrzędne ξ_0, η_0 środka ciężkości S będą w przybliżeniu:

*) Środek ciężkości dowolnego odcinka lub wycinka pola elipsy najdogodniej oznaczyć, uważając elipsę za rzut ukośnokątny koła, a środki ciężkości danych pól eliptycznych będą rzutami środków ciężkości odnośnych pól kołowych.

$$\xi_0 = h\,\frac{1\cdot 4y_1+2\cdot 2y_2+3\cdot 4y_3+4\cdot 2y_4+\cdots(2n-2)\,2y_{2n-2}+(2n-1)\,4y_{2n-1}+2ny_{2n}}{y_0+4y_1+2y_2+4y_3+\cdots+2y_{2n-2}+4y_{2n-1}+y_{2n}}$$

$$\eta_0 = \frac{1}{2}\,\frac{y_0^2+4y_1^2+2y_2^2+4y_3^2+\cdots+2y_{2n-2}^2+4y_{2n-1}^2+y_{2n}^2}{y_0+4y_1+2y_2+4y_3+\cdots+2y_{2n-2}+4y_{2n-1}+y_{2n}}.$$

12. Powierzchnia pasa i czaszy kulistej. S leży w środku ich wysokości.

13. Dowolne pole na półkuli. Jeżeli F jest polem, ograniczonem przez dowolną, w sobie zamkniętą linię na powierzchni półkuli, F_1 rzutem tegoż pola na podstawę półkuli, x_0 odległością środka ciężkości powierzchni F od tejże podstawy, a r promieniem kuli, to:

$$x_0 = \frac{F_1}{F}\,r.$$

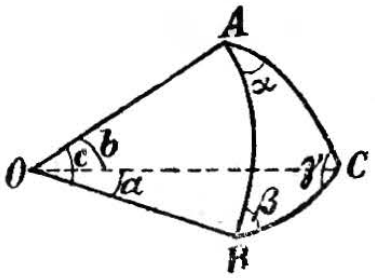
14. Płaszcz ostrosłupa lub stożka pełnego. S leży na prostej, łączącej środek ciężkości obwodu podstawy z wierzchołkiem, w odległości $^1/_3$ wysokości od podstawy.

15. Płaszcz stożka ściętego. Jeżeli h jest wysokością stożka, r promieniem górnej, a R dolnej płaszczyzny krańcowej, to odległość środka ciężkości od podstawy będzie:

$$x_0 = \frac{h}{3}\,\frac{R+2r}{R+r}.$$

16. Trójkąt kulisty (rys. 109). Jeżeli x_1 jest odległością środka ciężkości trójkąta kulistego od płaszczyzny OBC, x_2 odległością od OAC, a x_3 od OAB, to:

Rys. 109.



$$x_1 = \frac{a-b\cos\gamma-c\cos\beta}{\varepsilon}\,\frac{180}{\pi}\,\frac{r}{2},$$

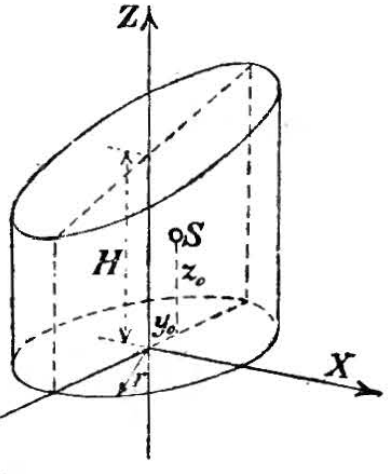
$$x_2 = \frac{b-c\cos\alpha-a\cos\gamma}{\varepsilon}\,\frac{180}{\pi}\,\frac{r}{2},$$

$$x_3 = \frac{c-a\cos\beta-b\cos\alpha}{\varepsilon}\,\frac{180}{\pi}\,\frac{r}{2},$$

gdzie $\varepsilon = \alpha+\beta+\gamma-180^0$ jest nadmiarem sferycznym (por. str. 66 i 136), a $r = OA = OB = OC$ promieniem kuli.

γ. Środek ciężkości brył.

Rys. 110.



1. Słup i walec prosto ścięte. S leży w połowie kresy, łączącej środki ciężkości podstaw.

2. Walec okrągły, ukośnie ścięty. Znakowanie (rys. 110):

yz płaszczyzna symetryi,
H długość osi,
r promień podstawy,
α kąt nachylenia płaszczyzny ścinającej, względem podstawy; spółrzędne środka ciężkości są:

$$y_0 = \frac{1}{4}\,\frac{r^2\operatorname{tg}\alpha}{H}, \qquad z_0 = \frac{H}{2}+\frac{1}{8}\,\frac{r^2\operatorname{tg}^2\alpha}{H}.$$

DYREKCJA OKR. KOLEI PAŃST. BIBLIOTEKA OKRĘGOWA

3. Ostrosłup i stożek. S leży na osi ciężkości (por. **14.** na str. 177), w odległości $^1/_4$ wysokości od podstawy.

4. Ostrosłup prosto ścięty. Oznaczając przez h wysokość ostrosłupa, a przez A i B pola jego podstaw, otrzymamy odległość środka ciężkości od A:

$$x_0 = \frac{h}{4}\,\frac{A + 2\sqrt{AB} + 3B}{A + \sqrt{AB} + B}.$$

5. Stożek kołowy, prosto ścięty. Jeżeli h jest wysokością stożka, a R i r promieniami jego podstaw, to odległość środka ciężkości od podstawy o promieniu R będzie:

$$x_0 = \frac{h}{4}\,\frac{R^2 + 2Rr + 3r^2}{R^2 + Rr + r^2}.$$

6. Obelisk (rys. 35, str. 134). Odległość środka ciężkości od podstawy ab jest:

$$x_0 = \frac{h}{2}\,\frac{ab + ab_1 + a_1b + 3a_1b_1}{2ab + ab_1 + a_1b + 2a_1b_1}.$$

7. Klin (rys. 36, str. 134). Odległość środka ciężkości od podstawy ab jest:

$$x_0 = \frac{h}{2}\,\frac{a + a_1}{2a + a_1}.$$

8. Odcinek kuli. Znakowanie jak w rys. 96, str. 173.

$$MS = x_0 = \frac{3}{4}\,\frac{(2r - h)^2}{3r - h};$$

we wzorze tym h oznacza wysokość odcinka. Wzór powyższy stosuje się również do takiego **elipsoidu obrotowogo,** którego oś obrotu jest równa średnicy kuli. Odległość środka ciężkości odcinka kuli od płaszczyzny odcinającej, kołowej o promieniu ϱ, jest:

$$x_1 = \frac{h}{2}\,\frac{h^2 + 2\varrho^2}{h^2 + 3\varrho^2} = \frac{h}{4}\,\frac{4r - h}{3r - h},$$

h oznacza tu wysokość odcinka.

Półkula: $x_0 = {}^3/_8\, r.$

Półkula wydrążona: $x_0 = \frac{3}{8}\,\frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3}.$

9. Wycinek kuli. Znakowanie jak na rys. 103, str. 176; h wysokość odnośnej czaszy kuli.

$$MS = x_0 = {}^3/_8\,(1 + \cos\alpha)\,r = {}^3/_8\,(2r - h).$$

10. Paraboloid okrągły. Jeżeli oś paraboli tworzącej jest jednocześnie osią obrotową, h odległością wierzchołka od podstawy, to odległość od niej środka ciężkości będzie:

$$x_0 = {}^1/_3\, h.$$

11. Elipsoid trójosiowy (por. str. 128 i rys. 127 na str. 190). Dla oktanta jest:

$$x_0 = {}^3/_8\, a; \qquad y_0 = {}^3/_8\, b, \qquad z_0 = {}^3/_8\, c.$$

12. Bryła kształtu dowolnego (por. wzór Simpsona, str. 133). Wzór dla ξ_0 w **11.**, str. 177, stosuje się w przybliżeniu również i do odległości środka ciężkości bryły od płaszczyzny, która ją ogranicza lub z nią się styka, wówczas, gdy rozdzielimy bryłę płaszczyznami równoległemi do pierwszej na **parzystą** ilość warstw o jednakowej grubości h, a we wzór zamiast y podstawimy pola odnośnych przekroi równoległych. Jeżeli pole przekroju równoległego da się wyrazić funkcyą jego odległości od dowolnego punktu stałego, lecz funkcyą co najwyżej drugiego stopnia (jak w **3.** do **9.**, str. 178), to wzór jest ściśle dokładny, a natenczas wystarcza wprowadzić w rachunek tylko równoległe płaszczyzny krańcowe i środkowy przekrój równoległy.

13. Jeżeli S jest wspólnym środkiem ciężkości dwóch mas M_1 i M_2, o środkach ciężkości S_1 i S_2, to:

$$SS_1 : SS_2 = M_2 : M_1.$$

Wspólny środek ciężkości dowolnej ilości mas da się oznaczyć przy pomocy powyższego wzoru odpowiednio zmienionego; w tym celu należy wyobrazić sobie, że masy M_1 i M_2 są złączone w S, następnie wyznacza się wspólny środek ciężkości mas $(M_1 + M_2)$ i M_3 i t. d. (Również można tutaj zastosować zasadę momentów statycznych, patrz **2.**, str. 171).

d. Wykreślanie środków ciężkości.

Środki ciężkości **linii** i **pól** łatwo wyznaczyć, rozkładając je na takie części, których położenie środków ciężkości znamy. Wielkość każdej części uważamy za siłę, działającą w jego środku ciężkości, równolegle do pewnego stałego kierunku. Przy pomocy wieloboku sił i wieloboku sznurowego wyznaczamy wypadkowe tych sił równoległych kolejno, naprzód dla jednego, potem dla drugiego stałego kierunku wszystkich sił. Punkt przecięcia się obydwóch wypadkowych jest środkiem ciężkości. Dla pewności i sprawdzenia dobrze jest wyznaczyć wypadkową jeszcze dla trzeciego kierunku.

Ciała rozkładamy na części, których wagi uważamy za siły równoległe; rzucamy następnie te siły na dwie płaszczyzny spółrzędne i postępujemy z rzutami sił w sposób powyżej wskazany, a otrzymamy obydwa rzuty środka ciężkości.

D. Momenty bezwładności i odśrodkowe.

a. Zasady ogólne.

Suma iloczynów z cząstek masy dM i kwadratów ich odległości r od danej osi nazywa się **momentem bezwładności ciała materyalnego** względem tej osi:

$$J = \int r^2 \cdot dM.$$

We wzorze $J = ma^2$ oznacza: a dowolną długość, a $m = J : a^2$ masę ciała, odniesioną do odległości a. Jeżeli $a = 1$, to $m = J$ (t. zn. masa odniesiona do odległości 1).

Nadając wzorowi naszemu formę:

$$J = Mi^2,$$

w którym M oznacza całą masę ciała, nazywamy i **ramieniem bezwładności** masy M.

Jeżeli ciało (bryła, powierzchnia, linia) składa się z wielu (n) części, to jego moment bezwładności równa się sumie momentów bezwładności części składowych, względem jednej i tej samej osi:

$$J = J_1 + J_2 + J_3 + \cdots J_n.$$

Jeżeli części te są jednolite, wzajemnie sobie równe i leżą symetrycznie względem osi, to:

$$J_1 = J_2 = J_3 = \cdots = J_n = (J : n).$$

Momentem odśrodkowym ciała materyalnego, względem dwóch osi, nazywa się wyraz:

$$J_{xy} = \int xy \cdot dM,$$

w którym x i y są spółrzędnemi cząstki masy dM.

2. Jeżeli na każdej z osi, przechodzących przez jakibądź punkt ciała, odetniemy kresę odwrotnie ustosunkowaną do ramienia bezwładności względem tejże osi, to wszystkie te punkty krańcowe będą leżały w powierzchni **elipsoidu bezwładności,** którego osiom głównym odpowiadają też **główne momenty bezwładności** (por. str. 128 i rys. 127 na str. 190). Jeżeli **momenty odśrodkowe** względem każdej pary osi spółrzędnych prostokątnych są równe zeru, czyli, jeżeli:

$$\int xy \cdot dM = \int xz \cdot dM = \int yz \cdot dM = 0,$$

to osie główne elipsoidu, czyli **główne osie bezwładności,** zlewają się z osiami spółrzędnych i naodwrót:

W prostokątnym układzie spółrzędnych, którego osiami są główne osie bezwładności, momenty odśrodkowe dla tych osi są równe zeru.

Jeżeli ciało posiada płaszczyznę symetryi, to każda prostopadła do niej jest jedną z głównych osi bezwładności. Jeżeli ciało posiada oś symetryi, to jest ona dla każdego ze swych punktów jedną z trzech osi głównych.

Jeżeli środek ciężkości jest początkiem spółrzędnych, to wówczas elipsoid bezwładności przybiera nazwę **elipsoidu centralnego,** a główne jego osie noszą w tym razie miano **osi swobodnych.**

3. Jeżeli główne momenty bezwładności względem dowolnego punktu równe są A, B, C, to **moment bezwładności** względem dowolnej osi, przechodzącej przez ten punkt i nachylonej do osi głównych pod kątami α, β, γ, jest:

$$J = A\cos^2\alpha + B\cos^2\beta + C\cos^2\gamma.$$

4. Moment bezwładności względem osi równoległych.

Jeżeli J_s jest momentem bezwładności ciała o masie M względem osi obrotowej, przechodzącej przez środek ciężkości, a J momen-

tem bezwładności względem innej osi, leżącej równolegle do pierwszej, w odległości e, to:

$$J = J_s + Me^2, \quad \text{a zatem również:} \quad J_s = J - Me^2.$$

Jeżeli J_1 i J_2 są momentami bezwładności dwóch ciał względem równoległych ich osi ciężkości, to moment bezwładności ciała złożonego z tych dwóch ciał względem osi, przechodzącej przez jego środek ciężkości, a równoległej do osi pierwszych, będzie:

$$J = J_1 + J_2 + \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} e^2;$$

e we wzorze powyższym oznacza odległość wzajemną równoległych osi ciężkości mas M_1 i M_2.

5. Wzorując się na ciałach jednolitych, możemy uważać **momenty bezwładności brył geometrycznych** względem danej osi, jako sumę iloczynów cząstek przestrzennych bryły i kwadratów ich odległości od osi.

Takie same znaczenie mają momenty bezwładności **powierzchni** i **linij** (z zastrzeżeniem ich jednolitości masowej).

6. Momenty bezwładności pól (powierzchni) płaskich.

1. **Równikowy moment bezwładności** pola płaskiego ma za oś prostą, leżącą w płaszczyźnie pola (oś równikowa); osią zaś **biegunowego momentu bezwładności** jest prosta, prostopadła do płaszczyzny pola (oś biegunowa).

Biegunowy moment bezwładności pola płaskiego równa się sumie dwóch równikowych momentów bezwładności względem dwóch dowolnych osi równikowych, przecinających się pod kątem prostym w osi biegunowej:

$$J_p = J_x + J_y.$$

2. Wyraz:

$$J_{xy} = \int xy \cdot dF,$$

nazywa się **momentem odśrodkowym** powierzchni F względem osi, leżących w jej płaszczyźnie; x i y są spółrzędnemi cząstki dF pola. Każde dwie osie, względem których $J_{xy} = 0$, nazywają się osiami **sprzężonemi;** jeżeli są one nadto do siebie prostopadłe, to przyjmują nazwę **osi głównych.** Oś symetryi, jeżeli taka się znajduje, i każda równoległa do kierunku symetryi, są zawsze osiami sprzężonemi. Jeżeli kierunek symetryi jest prostopadły do osi symetryi, to oś ta i każda równoległa do kierunku symetryi są zatem dwiema osiami głównemi.

3. Jeżeli na każdej osi, przechodzącej przez jeden punkt płaszczyzny, odetniemy kresę, odwrotnie ustosunkowaną do ramienia bezwładności odnośnego równikowego momentu bezwładności, to wszystkie punkty krańcowe tych kres znajdą się na obwodzie elipsy bezwładności; obydwom osiom głównym tej elipsy odpowiadają obydwa główne momenty bezwładności (por. **2.**, str. 180). Jedna z tych osi głównych, odnosząca się do głównego momentu bez-

władności: $J_{max} = A$, nazywa się pierwszą, druga zaś dla głównego momentu bezwładności $J_{min} = B$, drugą osią główną.

4. Jeżeli oznaczymy ramiona bezwładności obydwóch głównych momentów bezwładności przez a i b, to równanie elipsy względem osi głównych $b^2x^2 + a^2y^2 = k^2$ przyjmie najprostszą postać:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

jeżeli $k = ab$ (por. str. 103). Przy powyższem założeniu ramię bezwładności względem dowolnej osi równa się jej odległości od stycznej do elipsy bezwładności, poprowadzonej równolegle z ową osią. Głównemi półosiami są ramiona bezwładności a i b.

Jeżeli środek ciężkości S pola płaskiego jest równocześnie początkiem spółrzędnych O, to elipsa bezwładności przyjmuje miano **elipsy centralnej.**

5. Zmiana osi.

α) Obrót osi. Jeżeli momenty pola płaskiego względem dwóch dowolnych, wzajemnie do siebie prostopadłych osi OX i OY, oznaczymy przez J_x, J_y i J_{xy}, to względem nowej osi, nachylonej do osi OX pod kątem α, a przechodzącej przez tenże początek O, będzie:

$$J_\alpha = J_x \cos^2\alpha + J_y \sin^2\alpha - J_{xy} \sin 2\alpha.$$

Położenie osi głównych oznaczamy z obydwóch kątów α_0, jakie osie te tworzą z osią x, a określonych wzorem:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2J_{xy}}{J_y - J_x}.$$

Obrawszy natomiast osie główne za osie spółrzędnych, przyczem $J_{xy} = 0$ (por. 2.), a $J_x = A$, $J_y = B$ (por. 3.), otrzymamy wzór prostszy: $J_\alpha = A \cos^2\alpha + B \sin^2\alpha$.

β) Przesunięcie równoległe. Jeżeli J_s jest momentem bezwładności pola płaskiego F względem osi, przechodzącej przez jej środek ciężkości S, a J momentem bezwładności tegoż pola F względem innej osi, leżącej w odstępie e, równolegle do pierwszej, to będzie (por. **4.,** str. 180):

$J = J_s + Fe^2$, a zatem również: $J_s = J - Fe^2$.

6. Obliczenie J_{xy} względem dwóch osi do siebie prostopadłych.

α) Jeżeli moment odśrodkowy pola płaskiego F, względem dwóch prostopadłych do siebie osi ciężkości SX' i SY', jest J'_{xy}, to J_{xy} względem dwóch nowych osi OX i OY, przesuniętych równolegle do siebie o ξ, η, będzie: $J_{xy} = J'_{xy} + F\xi\eta$.

Ponieważ osie główne prostokąta (jako osie symetryi) mają $J'_{xy} = 0$, więc pole, złożone z samych prostokątów równoległych $f_1, f_2, f_3 \ldots$, będzie posiadało moment odśrodkowy względem dowolnej osi, równoległej do boków owych prostokątów, wyrażający się dokładnie wzorem:

$$J_{xy} = \Sigma f \xi\eta.$$

Dzieląc zatem dowolne pola płaskie na wązkie paski f, równoległe do osi OX lub OY, można uważać je za prostokąty i otrzymać w ten sposób z dostateczną ścisłością:

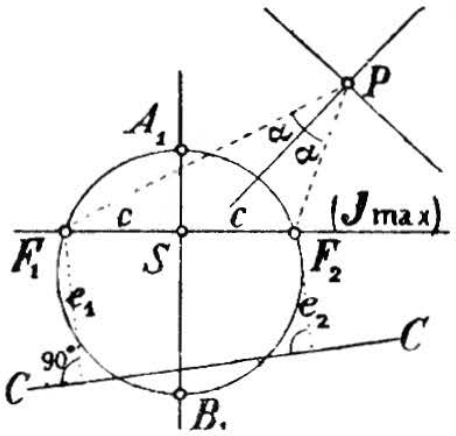
$$J_{xy} = \int xy \cdot df \backsim \Sigma f \xi \eta.$$

β) J_{xy} możemy też oznaczyć z równania pierwszego w 5. α., wyliczając bezpośrednio J_α względem osi, pochylonej pod kątem $\alpha = 45^0$; będzie wówczas:

$$J_{xy} = {}^1/_2 (J_x + J_y) - J_\alpha.$$

7. Odcinając na pierwszej osi głównej, przechodzącej przez środek ciężkości S (por. 3., str. 181) na obiedwie strony kresę c, określoną równaniem: $A - B = F c^2$ (rys. 111), otrzymamy dwa punkty F_1 i F_2, które nazwiemy **punktami stałej bezwładności** przekroju F. Dla tych punktów mają momenty bezwładności względem każdej dowolnej osi, przez jeden z nich przechodzącej, jednę i tę samą stałą wartość A. Wykreślamy zaś te punkty (podług Rob. Land), jako przecięcia się pierwszej osi głównej z kołem zatoczonem nad średnicą $A_1 B_1$. Końce średnicy $A_1 B_1$ znajdujemy zaś jako punkty drugiej osi głównej, określone związkami ich odległości od S, a mianowicie:

Rys. 111.



$$SA_1 = \frac{A - B}{n} \quad \text{i} \quad SB_1 = \frac{n}{F}.$$

(n jest dogodnie dobraną, dowolną wielkością trzeciego wymiaru).

Z pomocą punktów stałej bezwładności można oznaczyć moment bezwładności J względem dowolnej osi CC w płaszczyznie przekroju F (rys. 111).

$$J = A + F e_1 e_2,$$

e_1 i e_2 oznaczają tu oddalenia punktów stałej bezwładności F_1 i F_2 od osi CC.

Dla dowolnego punktu P w płaszczyznie osie główne, przez niego przechodzące, są dwójsiecznemi kątów, utworzonych przez proste PF_1 i PF_2.

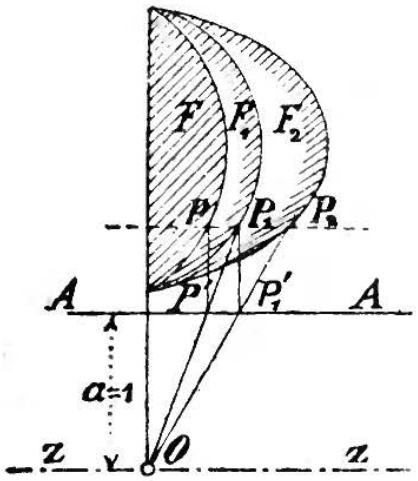
b. Wykreślanie momentów bezwładności.

1. Sposób Nehlsa. *)

Do osi ZZ (rys. 112), względem której mamy oznaczyć moment bezwładności pola płaskiego F, kreślimy równoległą AA w odległości

*) Porówn. Chr. Nehls, „Graphisch-mechanische Bestimmung von statischen und Trägheitsmomenten“, Deutsche Bauztg. und Civilingenieur 1874; tego samego, „Ueber graphisch-mechanisches Integriren“, Civilingenieur 1875; tego samego, „Ueber graphische Integration und ihre Anwendung in der graphischen Statik“, Dresden 1877, G. Kühtmann Prócz tego artykuły Chr. Nehlsa w Zeitschr. f. Bauwesen 1879 i 1889.

Rys. 112.



$a = 1$; inne równoległe prowadzimy kolejno przez dowolne punkty P obwodu danego pola. $PP' \perp AA$ oznaczy nam prostą $OP'P_1$, a $P_1P_1' \perp AA$ prostą $OP_1'P_2$. Szeregi punktów rodzaju P_1 i P_2 wyznaczają nam dwie krzywe, które ograniczają pola F_1 i F_2. Momentem bezwładności pola F względem ZZ jest:

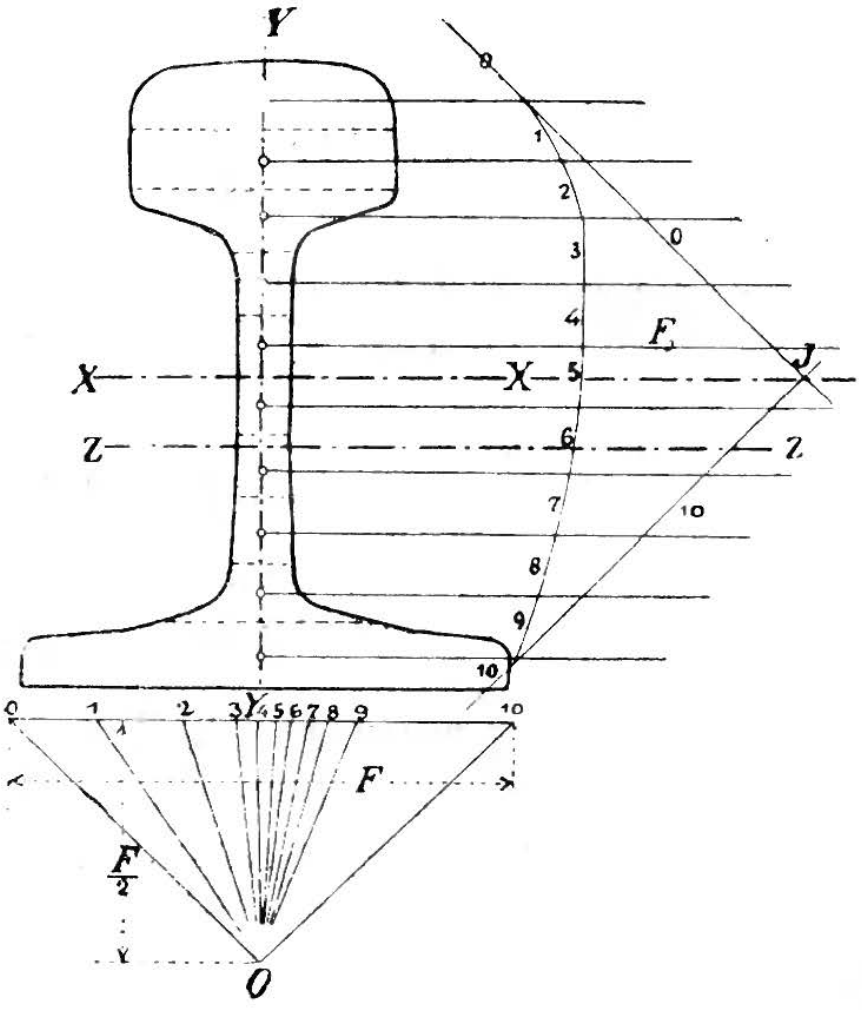
$$J_g = F_2,$$

podczas gdy pole F_1 przedstawia moment statyczny pola F_1 względem osi ZZ.

2. Sposób Mohra.

Dzielimy pole przekroju na dostateczną ilość pasów, równoległych do prostej ZZ, dla której, jako osi, mamy oznaczyć moment bezwładności. Pola tych pasów dodajemy do siebie, jako długości 01, 12, ... 910 na prostej, równoległej do ZZ i uważamy je za siły, działające na środki ciężkości pasów. Wykreśliwszy odległością biegunową $= {}^1/_2 F$ (F = całe pole) wielobok sił i wielobok sznurowy, otrzymamy w przecięciu się J boków zewnętrznych wieloboku sznurowego punkt osi ciężkości XX; pole F_0 zaś, ograniczone tymiż bokami i wielobokiem sznurowym, pomnożone przez F, da nam moment bezwładności względem osi ciężkości XX, a zatem $J_x = F \cdot F_0$. Ze znanego J_x można następnie wywieść J_g względem równoległej osi ZZ, według 5. β., str. 182.

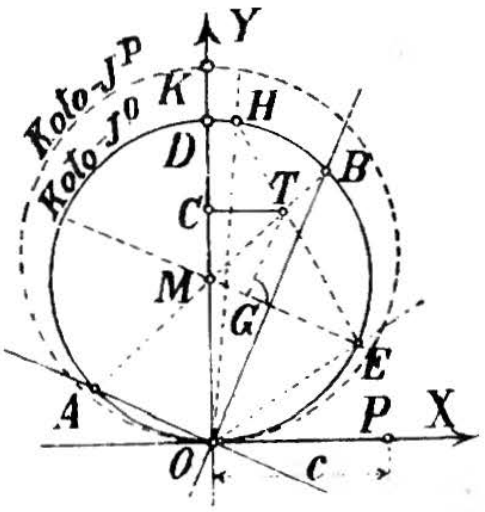
Rys. 113.



c. Koło bezwładności według Mohr-Landa. *)

Jeżeli dla prostopadłych na sobie osi OX i OY (rys. 114) znamy momenty bezwładności J_x i J_y, oraz moment odśrodkowy J_{xy} (por. 2., str. 181), to, odcinając na osi y (według Rob. Landa) $OC = J_x$ i $CD = J_y$, a następnie kreśląc $CT = J_{xy}$ równolegle do OX, otrzymamy w kole, zatoczonem nad średnicą OD ($= J_x + J_y = J_p$, biegunowemu momentowi bezwładności) tak zwane **koło bezwładności** dla punktu O, jako bieguna, t. j. dla wszystkich osi, przechodzących przez O; oznaczać je będziemy w skróceniu kołem J^O. Średnica jego, idąca przez T (główny punkt bezwładności) ATB (według Mohra), wyznaczy nam obiedwie główne osie bezwładności: OA z momentem $J_{max} = TA$ i OB z $J_{min} = TB$.

Rys. 114.



Moment bezwładności J_e względem dowolnej osi OE równa się EG, t. j. rzutowi kresy ET na średnicę EM.

Moment odśrodkowy względem dwóch osi dowolnych, przez O przechodzących, równa się prostopadłej, poprowadzonej z T na cięciwę, należącą do obydwóch osi (np. dla OE i osi do niej prostopadłej równa się on TG). Każda para osi sprzężonych, np. OE i OH, posiada cięciwę, przechodzącą przez T.

2. Zmiana bieguna osi (według Rob. Landa).

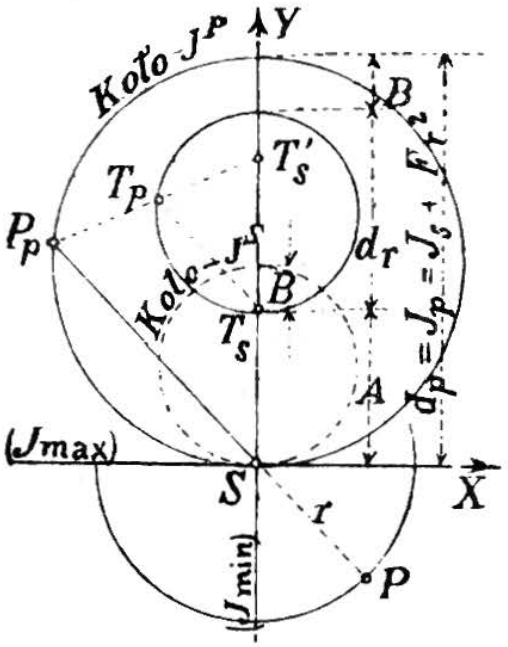
Jeżeli dla środka ciężkości S, jako bieguna osi i koła, mamy dane koło bezwładności z głównym punktem T, t. zn., jeżeli w rys. 114 O jest środkiem ciężkości pola F, to dla innego bieguna osiowego P na OX (t. j. dla wszystkich osi, przechodzących przez P) koło bezwładności (koło J^P), przynależne biegunowi kołowemu O, jest kołem, zatoczonem nad średnicą OK. (OK równa się biegunowemu momentowi bezwładności $J_p = J_s + Fc^2$; J_s jest tutaj biegunowym momentem bezwładności środka ciężkości $= J_x + J_y$, a $c = OP$). Główny punkt bezwładności T pozostaje bez zmiany; w celu wyznaczenia, zgodnie z powyższą metodą, wartości J z przynależnego koła J^P, trzeba wszystkie osie, przechodzące przez biegun P, przesunąć równolegle do siebie samych do bieguna kołowego O.

---

*) Patrz Civilingenieur 1887, str. 43 i 1888 str. 123 (odbitka z tego wyszła u A. Felixa w Lipsku); oprócz tego Zeitschrift für Bauwesen 1892, str. 550 (odbitkę z tego otrzymać można za pośrednictwem Wilh. Ernst & Sohn w Berlinie).

2. Jeżeli SX i SY (rys. 115) są głównemi osiami bezwładności, przechodzącemi przez S z $J_{max} = A$ dla SX, oraz $J_{min} = B$ dla SY (por. 3., str. 181), i jeżeli wykreślimy dla zmiennego bieguna osiowego P przynależne koła JP, uważając zawsze S za biegun kołowy, a przynależne średnice $d_p = J_p$ (= biegunowemu momentowi bezwładności dla P) odetniemy na osi y, i jeżeli ponadto T'_s będzie punktem głównym dla koła JS, to otrzymamy poniższe warunki wzajemnej zależności:

Rys. 115.



Jeżeli P porusza się po kole, mającem środek w S, a promień $SP = r$, to przynależne koła JP zlewają się w jedno stałe koło o średnicy $d_p = J_p = J_s + Fr^2$. Przynależne punkty T_p zataczają inne koło, o średnicy $d_r = Fr^2$, odciętej na osi y z punktu T_s; koło to odcina na średnicy koła JP na obie strony kresy A i B. Dla danego P otrzymujemy T_p, kreśląc $T'_s T_p \parallel PS$. Jeżeli P_p leży w przecięciu PS z kołem JP, to wszystkie proste $P_p T_p$ przecinają się w stałym punkcie T'_s na SY, który dzieli średnicę d_r w stosunku $A : B$.

d. Momenty bezwładności linii, pól i brył.

(Wyczerpujące dane o momentach bezwładności przekrojów, najczęściej używanych, podano w dziale IV, rozdział II B., wytrzymałość na gięcie; oraz w dziale VIII, rozdział II, w tablicach niemieckich profili normalnych).

We wzorach poniższych oznacza M całkowitą masę danego tworu. Twory wszystkie uważamy za jednolite, mające $\sigma = g$ (por. str. 192), M odpowiada zatem ich zawartości. (Por. dział I, rozdział VII).

Wskaźnik przy J oznacza we wzorach poniższych oś, względem której obliczamy moment bezwładności J, a J' oznacza wszędzie biegunowy moment bezwładności. Dla brył oś biegunowa ZZ jest osią ciężkości, a oś równikowa QQ ($z\ J_q$) jest do niej prostopadłą w środku ciężkości.

I. Kresa prosta, długości $2l$, której środek znajduje się na osi obrotowej x, i która z tąż osią tworzy kąt α:

$$J_x = {}^1/_3\, M (l \sin \alpha)^2 = {}^2/_3\, l^3 \sin^2 \alpha.$$

Dla $\alpha = 90^0$ (t. j. $2l$ prostopadłe do osi):

$$J'_x = {}^1/_3\, M l^2 = {}^2/_3\, l^3.$$

Dla kresy prostej l, której jeden koniec leży na osi obrotowej x, będzie odpowiednio:

$$J_x = {}^1/_3\, M(l\sin\alpha)^2 = {}^1/_3\, l^3 \sin^2\alpha, \quad \text{a} \quad J'_x = {}^1/_3\, Ml^2 = {}^1/_3\, l^3.$$

2. Obwód koła (rys. 116):

$$J'_0 = Mr^2 = 2\pi r^3;\ J_d = {}^1/_2\, J'_0$$

Rys. 116.

Łuk koła. Jeżeli φ jest kątem środkowym w stopniach, to:

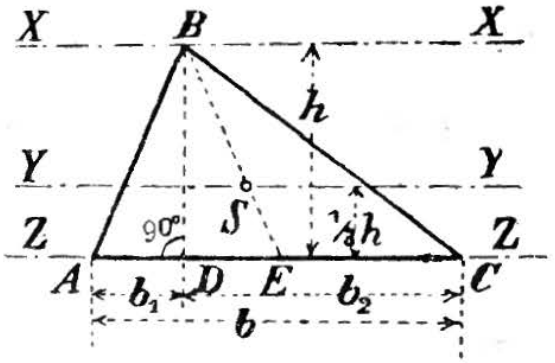
$$J'_0 = Mr^2 = \pi r^3 (\varphi : 180) = 0{,}01745\, \varphi r^3.$$

Półkole: $J'_0 = Mr^2 = \pi r^3$.

3. Trójkąt (rys. 117). S jest środkiem ciężkości trójkąta.

$$J_x = {}^1/_2\, Mh^2 = {}^1/_4\, bh^3;$$
$$J_y = {}^1/_{18}\, Mh^2 = {}^1/_{36}\, bh^3;$$
$$J_z = {}^1/_6\, Mh^2 = {}^1/_{12}\, bh^3;$$
$$J'_B = {}^1/_4\, bh^3 + {}^1/_{12}\,(b_1{}^3 + b_2{}^3)\, h;$$
$$J'_E = {}^1/_{12}\, bh^3 + {}^1/_4\,(b_1{}^3 + b_2{}^3)\, h - {}^1/_{24}\, bh\,[8\,(b_1{}^2 + b_2{}^2) - 3\,b^2];$$
$$J'_S = {}^1/_{36}\, bh^3 + {}^1/_{12}\,(b_1{}^3 + b_2{}^3) - {}^1/_{18}\, bh\,[2\,(b_1{}^2 + b_2{}^2) - b^2].$$

Rys. 117.



4. Czworokąt (por. **2.**, str. 130 i rys. 32):

$$J_D = {}^1/_{12}\, D\,(h_1{}^3 + h_2{}^3).$$

Równoległobok. (Znakowanie patrz str. 130 pod **2.**).

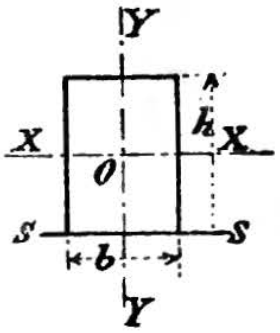
$$J_D = {}^1/_{48}\, D\,(D_1 \sin\varphi)^3.$$

Ukośnik $J_D = {}^1/_{48}\, D D_1{}^3$.

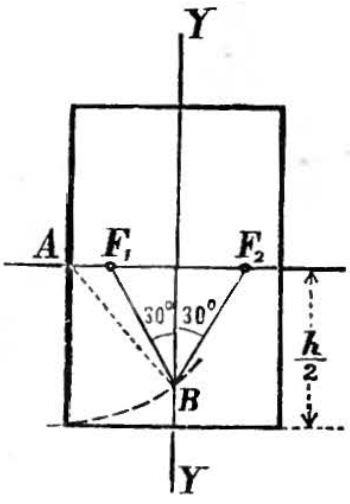
5. Prostokąt (por. **2.**, str. 130 i rys. 118):

$$J_D = {}^1/_{48}\, D^4 \sin^3\varphi.$$
$$J_x = {}^1/_{12}\, Mh^2 = {}^1/_{12}\, bh^3;$$
$$J_y = {}^1/_{12}\, Mb^2 = {}^1/_{12}\, b^3 h.$$
$$J'_0 = {}^1/_{12}\, M(b^2 + h^2) = {}^1/_{12}\,(b^3 h + bh^3);$$
$$J_s = {}^1/_3\, Mh^2 = {}^1/_3\, bh^3.$$

Rys. 118.



Rys. 119.



Równikowy moment bezwładności dla osi dowolnej wyznacza się przy pomocy punktów stałej bezwładności F_1 i F_2 (por. 7., str. 183). F_1 i F_2 oznacza się według rys. 119, kreśląc $AB = {}^1/_2\, h$, a BF_1 i BF_2 pod 30^0 do YY.

Kwadrat. Długość boku $= h$:

$$J_x = J_y = {}^1/_{12}\, h^4; \quad J'_0 = {}^1/_6\, h^4; \quad J_s = {}^1/_3\, h^4; \quad J_D = {}^1/_{12}\, h^4 = J_x.$$

6. Wielokąt prawidłowy. Jeżeli F oznacza pole, a bok, R promień opisanego, r promień wpisanego koła, to dla osi równikowej, przechodzącej przez środek O:

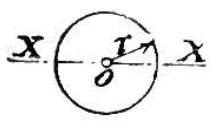
$$J_x = {}^1/_{24}\, M(6\, R^2 - a^2) = {}^1/_{48}\, M(12\, r^2 + a^2);$$

oraz: $J'_0 = 2\, J_x$. ($M = F$ patrz str. 131).

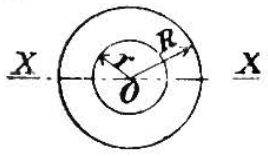
7. Pole koła (rys. 120). Średnica $= d$:

$$J_x = {}^1/_4\, Mr^2 = {}^1/_4\, \pi r^4 = {}^1/_{64}\, \pi d^4; \qquad J'_0 = {}^1/_2\, Mr^2 = {}^1/_2\, \pi r^4.$$

Rys. 120.



Rys. 121.



Pole półkola:

$$J_x = J_y = {}^1/_4\, Mr^2 = {}^1/_8\, \pi r^4.$$

Dla środka O:

$$J'_0 = {}^1/_2\, Mr^2 = {}^1/_4\, \pi r^4.$$

Dla środka ciężkości S:

$$J'_s = {}^1/_2\, Mr^2 \left(1 - \frac{32}{9\pi^2}\right) = 0{,}6396\, Mr^2 = {}^1/_4\, r^4 \left(\pi - \frac{32}{9\pi}\right) = 2{,}0098\, r^4.$$

8. Pole pierścieniowe (kołowe) (rys. 121).

Średni promień $= \varrho$, szerokość pierścienia $= \delta$:

$$J_x = {}^1/_4\, M(R^2 + r^2) = {}^1/_4\, \pi (R^4 - r^4) = \pi \varrho \delta (\varrho^2 + {}^1/_4\, \delta^2).$$

$$J'_0 = 2\, J_x = {}^1/_2 M(R^2 + r^2) = {}^1/_2\, \pi (R^4 - r^4).$$

Wycinek pola pierścieniowego kołowego (por. rys. 105 na str. 176). Średni promień $= \varrho$, szerokość pierścienia $= \delta$, połowa kąta środkowego $= \alpha$ w stopniach. Dla osi biegunowej w środku M:

$$J'_m = {}^1/_2\, M(R^2 + r^2) = \frac{\pi \alpha}{360}(R^4 - r^4).$$

$$= M(\varrho^2 + {}^1/_4\, \delta^2) = \frac{\pi \alpha}{90}\, \varrho \delta (\varrho^2 + {}^1/_4\, \delta^2).$$

Półkole pierścieniowe:

$$J'_m = {}^1/_2\, M(R^2 + r^2) = {}^1/_4\, \pi (R^4 - r^4) = \pi \varrho \delta (\varrho^2 + {}^1/_4\, \delta^2).$$

9. Odcinek pola kołowego. Znakowanie jak w rys. 96 na str. 173. Dla MS jako osi x:

$$J_x = {}^1/_4\, Mr^2 \left(1 - \frac{2}{3} \frac{\sin^3 \alpha \cos \alpha}{\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \cos \alpha}\right)$$

Dla osi y, prostopadłej do MS w środku M:

$$J_y = {}^1/_4\, Mr^2 \left(1 + \frac{2 \sin^3 \alpha \cos \alpha}{\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \cos \alpha}\right);$$

prócz tego dla osi biegunowej w środku M: $J'_m = J_x + J_y$; dla środka ciężkości S: $J'_s = J'_m - M \cdot \overline{MS}^2$.

$M = F$ patrz str. 131; $\overline{MS}$ patrz str. 175 pod **6.**

10. Wycinek koła (por. rys. 103, str. 176).

Jeżeli wycinek stanowi n-tą część pola kołowego, a połowa kąta środkowego $= \alpha$ stopni, to dla osi biegunowej w środku M:

$$J'_m = {}^1/_2\, M r^2 = {}^1/_4\, b r^3 = \frac{\pi\alpha}{360}\, r^4 = \frac{\pi r^4}{2n};$$

dla osi biegunowej w środku ciężkości S:

$$J'_s = \frac{r^4}{4}\left(\frac{\pi\alpha}{90} - \frac{320\sin^2\alpha}{\pi\alpha}\right) = \frac{r^3}{4}\left(b - \frac{8}{9}\,\frac{s^2}{b}\right).$$

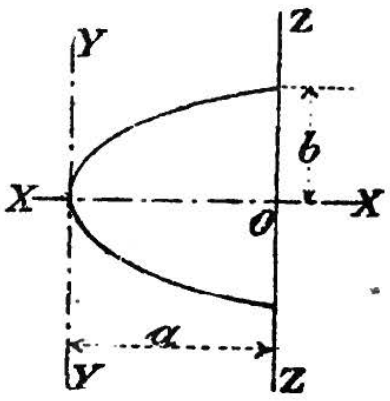
11. Pole elipsy (rys. 123):

$$J_x = {}^1/_4\, M b^2 = {}^1/_4\, \pi\alpha b^3; \qquad J_y = {}^1/_4\, M a^2 = {}^1/_4\, \pi a^3 b;$$

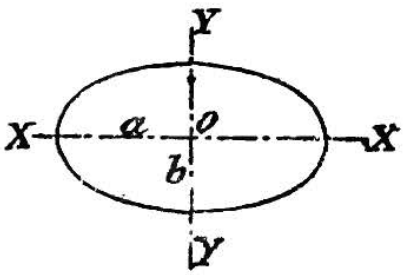
$$J'_0 = {}^1/_4\, M(a^2 + b^2) = {}^1/_4\, \pi a^3 b\left(1 + \frac{b^2}{a^2}\right).$$

Dla półelipsy i ćwierćelipsy momenty bezwładności względem tych samych osi wynoszą połowę, względnie czwartą część wartości powyższych.

Rys. 122.



Rys. 123.



12. Pole paraboli (rys. 122):

$$J_x = {}^1/_5\, M b^2 = {}^4/_{15}\, ab^3;$$

$$J_y = {}^3/_7\, M a^2 = {}^4/_7\, a^3 b;$$

$$J_g = {}^8/_{35}\, M a^2 = {}^{32}/_{105}\, a^3 b;$$

$$J'_0 = {}^1/_5\, M({}^8/_7\, a^2 + b^2) = {}^4/_{105}\, ab\,(8a^2 + 7b^2).$$

Dla półparaboli momenty bezwładności są o połowę mniejsze od powyższych.

Dla paraboli całkowitej względem osi biegunowej środka ciężkości S:

$$J'_s = {}^1/_{175}\, M(12a^2 + 35b^2) = {}^{16}/_{175}\, a^3 b + {}^4/_{15}\, ab^3;$$

to samo dla półparaboli:

$$J'_s = {}^1/_{175}\, M(12a^2 + 35b^2) - {}^9/_{64}\, M b^2 = {}^8/_{175}\, a^3 b + {}^{19}/_{480}\, ab^3.$$

13. Pole dowolne $ABCD$ (patrz rys. 108, str. 176). BC jest osią x, AB osią y. Zgodnie z prawidłem Simpsona (str. 132) będzie w przybliżeniu:

$$J_x = {}^1/_9\, h\left[y_0{}^3 + 4\,y_1{}^3 + 2\,y_2{}^3 + 4\,y_3{}^3 + \cdots + 4\,y_{2n-1}{}^3 + y_{2n}{}^3\right];$$

$$J_y = {}^1/_3\, h^3\left[1^2 \cdot 4\,y_1 + 2^2 \cdot 2\,y_2 + 3^2 \cdot 4\,y_3 + 4^2 \cdot 2\,y_4 + \cdots\right.$$

$$\left. \cdots + (2n-1)^2 \cdot 4\,y_{2n-1} + (2n)^2 \cdot y_{2n}\right].$$

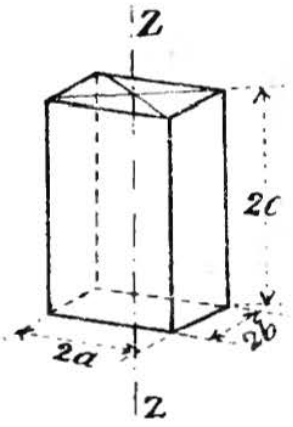
14. Słup i walec prosto ścięte, mające przekrój F prostopadły do boków i wysokość h. Podstawy są równoległe do siebie. Oś biegunowa ZZ przechodzi przez środek ciężkości bryły, równolegle do boków; oś równikowa QQ stoi w S prostopadle do ZZ. Oznaczmy

momenty bezwładności dla F przez i_q (względem QQ) i i'_z (względem ZZ), a dla całej bryły będzie:

$$J_q = {}^1/_{12}\, F h^3 + h i_q \quad \text{i} \quad J'_z = h i'_z.$$

15. Równoległościan prostokątny (rys. 124).

Rys. 124.



$$J'_z = {}^1/_3\, M (a^2 + b^2) = {}^8/_3\, a b c\, (a^2 + b^2).$$

Dla osi równikowej QQ, przechodzącej przez środek ciężkości, a równoległej do $2a$, będzie:

$$J_q = {}^1/_3\, M (b^2 + c^2) = {}^8/_3\, a b c\, (b^2 + c^2).$$

Sześcian (krawędź $= a$): $J'_z = J_q = {}^1/_6\, a^5$.

16. Ostrosłup prostokątny. Podstawa prostokątna o bokach a i b; wysokość $= h$. Dla osi biegunowej ZZ:

$$J'_z = {}^1/_{20}\, M (a^2 + b^2) = {}^1/_{60}\, a b h\, (a^2 + b^2).$$

Dla osi równikowej QQ, przechodzącej przez środek ciężkości, a równoległej do a:

$$J_q = {}^1/_{20}\, M ({}^3/_4\, h^2 + b^2) = {}^1/_{60}\, a b h\, ({}^3/_4\, h^2 + b^2).$$

17. Walec kołowy prosty. Promień podstawy $= r$; wysokość $= h$.

$$J'_z = {}^1/_2\, M r^2 = {}^1/_2\, \pi r^4 h,$$

$$J_q = M ({}^1/_{12}\, h^2 + {}^1/_4\, r^2) = {}^1/_4\, \pi r^2 h\, ({}^1/_3\, h^2 + r^2).$$

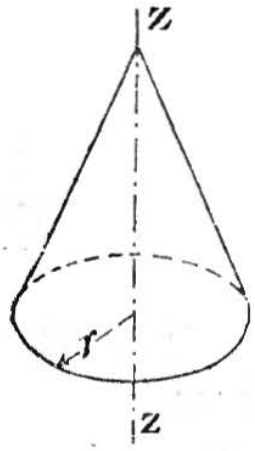
Płaszcz walca: $J'_z = M r^2 = 2\pi r^3 h$; $J_q = {}^1/_2\, M (r^2 + {}^1/_6\, h^2)$.

18. Walec wydrążony. R promień zewnętrzny, r wewnętrzny, h wysokość, $s = R - r$ grubość ściany, $\varrho = {}^1/_2\, (R + r)$ promień średni.

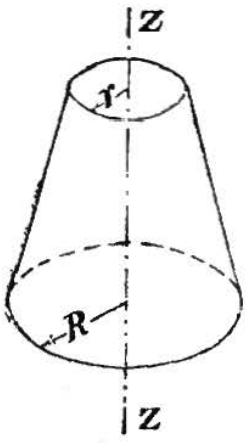
$$J'_z = {}^1/_2\, M (R^2 + r^2) = {}^1/_2\, \pi h\, (R^4 - r^4)$$
$$= M (\varrho^2 + {}^1/_4\, s^2) = 2\, \pi h s \varrho\, (\varrho^2 + {}^1/_4\, s^2).$$

$$J_q = {}^1/_4\, M (R^2 + r^2 + {}^1/_3\, h^2) = {}^1/_8\, M (4\, \varrho^2 + s^2 + {}^2/_3\, h^2).$$

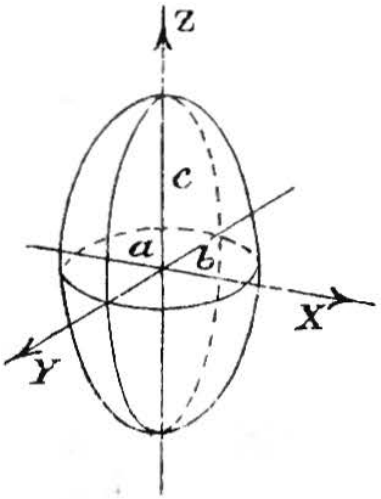
Rys. 125.



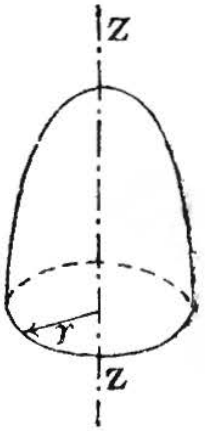
Rys. 126.



Rys. 127.



Rys. 128.



19. Stożek kołowy, prosty (rys. 125).

Wysokość $= h$; tworząca (bok) $= s$.

$$J'_z = {}^3/_{10}\, M r^2 = {}^1/_{10}\, \pi r^4 h.$$

Dla osi równikowej QQ, przechodzącej przez środek ciężkości:

$$J_q = {}^3/_{20}\, M\,(r^2 + {}^1/_4\, h^2) = {}^1/_{20}\,\pi r^2 h\,(r^2 + {}^1/_4\, h^2).$$

Płaszcz: $J'_z = {}^1/_2\, M r^2 = {}^1/_2\,\pi s r^3$.

20. Stożek kołowy, prosto ścięty (rys. 126).

Wysokość $= h$; tworząca (bok) $= s$.

$$J'_z = {}^3/_{10}\, M\frac{R^5 - r^5}{R^3 - r^3} = {}^1/_{10}\,\pi h\frac{R^5 - r^5}{R - r}$$

$$= {}^1/_{10}\,\pi h\,(R^4 + R^3 r + R^2 r^2 + R r^3 + r^4).$$

Płaszcz: $J'_z = {}^1/_2\, M\,(R^2 + r^2) = {}^1/_2\,\pi s\frac{R^4 - r^4}{R - r}$

$$= {}^1/_2\,\pi s\,(R^3 + R^2 r + R r^2 + r^3).$$

21. Kula. Średnica $= r$. Dla każdej średnicy przyjętej za oś obrotową:

$$J = {}^2/_5\, M r^2 = {}^8/_{15}\,\pi r^5.$$

Kula wydrążona. R promień zewnętrzny, r wewnętrzny:

$$J = {}^2/_5\, M\frac{R^5 - r^5}{R^3 - r^3} = {}^8/_{15}\,\pi\,(R^5 - r^5).$$

Półkula. Jeżeli początek rzędnych znajduje się w środku, a r jest promieniem, to:

$$J_x = J_y = J_z = {}^2/_5\, M r^2 = {}^4/_{15}\,\pi r^5.$$

Powierzchnia kuli. Dla każdej średnicy, przyjętej za oś obrotową:

$$J = {}^2/_3\, M r^2 = {}^8/_3\,\pi r^4.$$

22. Odcinek kuli, mający wysokość h; promień kuli $= r$. Względem osi symetryi:

$$J'_z = M h\frac{2r^2 - 1{,}5\,rh + 0{,}3\,h^2}{3r - h} = {}^1/_3\,\pi h^3\,(2r^2 - 1{,}5\,rh + 0{,}3\,h^2).$$

23. Wycinek kuli. Wysokość czaszy $= h$; promień kuli $= r$. Względem osi symetryi jest:

$$J'_z = {}^1/_5\, M\,(3rh - h^2) = {}^2/_{15}\,\pi r^2 h^2\,(3r - h).$$

24. Elipsoid trójosiowy (rys. 127) por. str. 128.

$$J_z = {}^1/_5\, M\,(a^2 + b^2) = {}^4/_{15}\,\pi a b c\,(a^2 + b^2);$$

odpowiednio: $J_x = {}^1/_5\, M\,(b^2 + c^2)$ i $J_y = {}^1/_5\, M\,(a^2 + c^2)$.

25. Elipsoid kołowy (obrotowy). a i b półosie, będzie:

jeżeli $2a$ osią obrotową: $J_a = {}^2/_5\, M a^2 = {}^8/_{15}\,\pi a^3 b^2$;

„ $2b$ „ „ : $J_b = {}^2/_5\, M b^2 = {}^8/_{15}\,\pi a^2 b^3$.

26. Paraboloid kołowy (obrotowy) (rys. 128). Wysokość $= h$.

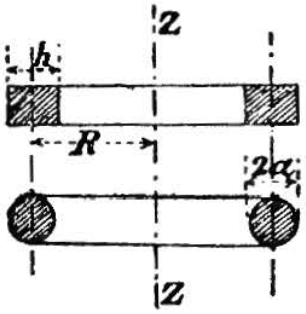
$$J'_z = {}^1/_3\, M r^2 = {}^1/_6\,\pi r^4 h.$$

Dla osi równikowej QQ przez środek ciężkości:

$$J_q = {}^1/_6\, M\,(r^2 + {}^1/_3\, h^2) = {}^1/_{35}\,\pi r^2 h\,(3r^2 + h^2).$$

27. Pierścień (rys. 129). Oś równikowa QQ, prostopadła w środku ciężkości pierścienia do ZZ.

Rys. 129.



Dla przekroju prostokątnego o bokach a i b:

$$J'_g = M(R^2 + {}^1/_4 h^2) = {}^1/_2 \pi b h R (4R^2 + h^2);$$
$$J_q = {}^1/_8 M(4R^2 + h^2 + {}^2/_3 b^2)$$
$$= {}^1/_4 \pi b h R (4R^2 + h^2 + {}^2/_3 b^2).$$

Dla przekroju kołowego, o średnicy r:

$$J'_g = M(R^2 + {}^3/_4 a^2) = {}^1/_2 \pi^2 R a^2 (4R^2 + 3a^2);$$
$$J_q = {}^1/_8 M(4R^2 + 5a^2) = \pi^2 R a^2 (R^2 + {}^5/_4 a^2).$$

Dla przekroju eliptycznego, mającego półosie a i b, z których $2b$ równoległa do ZZ:

$$J'_g = M(R^2 + {}^3/_4 a^2) = {}^1/_2 \pi^2 R a b (4R^2 + 3a^2);$$
$$J_q = {}^1/_8 M(4R^2 + 5b^2) = \pi^2 R a b (R^2 + {}^5/_4 b^2).$$

III. DYNAMIKA CIAŁ SZTYWNYCH. *)

A. Objaśnienia, miary i prawa zasadnicze.

I. Siła i masa.

Wielkość **siły** P, która masie m, swobodnie poruszać się mogącej, nadaje przyspieszenie p, równa się co do wartości iloczynowi mp. Można zatem napisać:

$$P = mp, \quad \text{t. zn.: } \textbf{siła} = \textbf{masa} \times \textbf{przyspieszenie.}$$

Pod wpływem ciężkości, czyli przyciągania ziemi, każde ciało podlega przyspieszeniu na prawach swobodnego spadu (patrz str. 145), a więc przyspieszeniu g; między wagą G, masą m i przyspieszeniem g zachodzi zatem stosunek:

$$G = mg,$$

t. zn.: waga = masa × przyspieszenie ciężkości.

Ponieważ na jednem i tem samem miejscu powierzchni ziemi g jest jednakowe dla wszystkich ciał (por. str. 145), więc masy ciał są w prostym stosunku do ich wag.

Jeżeli przez V oznaczymy objętość, a przez σ wagę jednostki objętości ciała jednolitego, to otrzymamy:

$$m = \frac{G}{g} = \frac{V\sigma}{g}.$$

---

*) T. j. ciał stałych bez uwzględnienia ich sprężystości.

Wszystkie pochodne wielkości mechaniki dadzą się wyrazić trzema **jednostkami zasadniczemi**: jednostką długości, jednostką czasu i jednostką masy (albo siły).

W fizycznym czyli **bezwzględnym układzie miar** *) jednostkami zasadniczemi są: **centymetr** (cm), **sekunda** (sek.) i **masa gramu,** t. j. masa ciała, ważącego 1 g, który znów równa się wadze 1 cm^3 wody czystej 4^0 C, ważonego w Paryżu. Jednostką siły jest **dyna,** t. j. siła, nadająca jednostce masy jednostkę przyspieszenia (1 cm/sek.^{2}, czyli 1 cm sek.$^{-2}$).

W **technicznym układzie miar** jednostkami zasadniczemi są **metr** (m) i **sekunda** (sek.), a za jednostkę siły służy **kilogram** (kg). 1 kg = wadze 1 l czystej wody przy 4^0 C pod szerokością geograficzną Paryża **). 1 kg = 981000 dyn. W technicznym układzie miar jednostką masy (ponieważ $m = G : g$) będzie zatem masa ciała, ważącego g kg = 9,81 kg.

2. Praca.

Iloczyn ze siły P, stałej tak pod względem kierunku, jako też i wielkości, i z drogi s, którą punkt przytknięcia tejże siły w jej kierunku przebył, nazywamy **pracą:**

$$A = Ps.$$

Długość drogi s wchodzi w rachunek jako ilość dodatna wówczas, gdy kierunek siły i kierunek rzutu drogi s na niego, są równoznaczne; w razie przeciwnym s jest ilością odjemną.

W bezwzględnym układzie miar **jednostką pracy** jest **erg,** t. j. praca 1 dyny na drodze = 1 cm. **1 Joule** (wymawiaj Dżaul) = 10^7 ergów. W technicznym układzie miar jednostką pracy jest **kilogramometr** (kgm), t. j. praca 1 kg na drodze = 1 m. 1 kgm = 9,81 Joule'ów, a naodwrót 1 Joule = 0,102 kgm. 1 kgm = 8,0114 rosyjskich stopofuntów = 6,3724 pruskich stopofuntów = 7,2331 angielskich stopofuntów = 5,6489 austryackich stopofuntów. (Patrz w dodatku tablicę porównawczą jednostek pracy).

Gdy podczas ruchu zmienia się wielkość i kierunek siły, to w każdej chwili należy przyjmować do obliczenia rzut różniczki drogi ds na kierunek siły. Jeżeli przez φ oznaczymy kąt zawarty między P i ds, to otrzymamy:

$$A = \int P \cos \varphi \cdot ds;$$

we wzorze powyższym całka rozciąga się na całą drogę. Gdy siła działa w kierunku prostopadłym do drogi, to jej praca równa się zeru.

---

*) Porówn. M. Grübler, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1892, str. 830 i 1894, str. 1482.

**) Masa tak określonego kilograma jest zatem już niezależną od szerokości geograficznej, o ile do oznaczenia masy stosować będziemy gwichty paryskie i przyspieszenie 9,81 m/sek.^{2}.

Jeżeli na ciało działa wiele sił P_1, P_2 . . . , to praca ich równa się sumie iloczynów ze sił i rzutów cząsteczek drogi na odnośne kierunki sił:

$$A = \Sigma_1^n (P_i s \cos \varphi_i).$$

Praca, wykonywana podczas ruchu punktu materyalnego przez wypadkową wszystkich sił zewnętrznych, działających na ten punkt, równa się sumie wszystkich prac, jakie wykonywają przytem oddzielne siły.

Jeżeli składowe siły P w kierunkach trzech osi spółrzędnych oznaczymy przez X, Y, Z, a zmianę spółrzędnych, przy przesunięciu punktu przytknięcia siły o ds, przez dx, dy, dz, kąt zaś między ds i P przez φ, to różniczka pracy będzie:

$$dA = P \cos \varphi \cdot ds = X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz.$$

3. Moc *).

Mocą lub **efektem pewnej pracy** nazywamy stosunek pracy do czasu, w jakim się ona dokonała, a zatem:

$$E = \frac{Ps}{t} = Pv = \text{siła} \times \text{prędkość},$$

z tem jednak zastrzeżeniem, aby kierunki P i v leżały w jednej i tej samej prostej. Jeżeli wielkość i kierunek siły P są zmienne, to wzór powyższy przybiera kształt ogólniejszy:

$$E = \frac{dA}{dt} = Pv \cos \varphi.$$

W bezwzględnym układzie miar **jednostką mocy** jest **erg na sekundę,** albo też dogodniejsza, większa jednostka **watt** $= 10^7$ erg na sek. $= 1$ Joule na sekundę. W technicznym układzie miar jednostką mocy jest **kilogram-metr** na sekundę (kgm/sek.), albo też **(metryczna) moc konia** $= 1$ *MK* $= 75$ kgm/sek. $= 600{,}85$ ros. stopofuntów/sek. $= 542{,}47$ ang. stopofuntów/sek. $= 477{,}93$ prus. stopofuntów/sek. $= 423{,}68$ austr. stopofuntów/sek. $= 735{,}75$ watt.

1 dawny rosyjski koń parowy $= 600$ rosyjskich stopofuntów/sek. $= 0{,}9986$ metr. *MK*.

1 dawny angielski koń parowy $= 550$ angielskich stopofuntów/sek. $= 1{,}0139$ metr. *MK*.

1 dawny pruski koń parowy $= 480$ pruskich stopofuntów/sek. $= 1{,}0043$ metr. *MK*.

1 dawny austryacki koń parowy $= 430$ austryackich stopofuntów/sek. $= 1{,}0149$ metr. *MK*.

(Por. w dodatku tomu II V tablicę porównawczą koni mechanicznych).

---

*) **Mocą** silnicy nazywać będziemy ilość jej pracy wykonywanej w jednostce czasu, a więc np. kg m/sek. albo koni mechanicznych *MK*, dotychczas parowymi zwanych—wobec coraz to szerszego stosowania silnic nieparowych nazwę koń mechaniczny uważamy za właściwą. Znak *MK* jest skróceniem albo mocy konia, albo też konia mechanicznego.

4. Energia kinetyczna (praca rozpędu).

Energią kinetyczną masy, będącej w ruchu, albo jej **pracą rozpędu** *) nazywamy połowę iloczynu z tejże masy m i z kwadratu jej prędkości: $L = {}^1/_2 m v^2$.

Jednostką energii jest jednostka pracy (patrz pod **2.**, str. 193).

5. Równowartościowość energii kinetycznej i pracy.

(Zasada pracy rozpędu).

Przy przejściu punktu masy, znajdującego się w ruchu, z jednego położenia w drugie, przyrost jego energii kinetycznej równa się pracy, dokonanej przez siły nań działające:

$$L - L_0 = \Sigma A = \Sigma \int (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz).$$

(Porównaj str. 206. Zasada zachowania pracy rozpędu).

6. Wielkość rozpędu i napęd siły.

Wielkością rozpędu **) masy, będącej w ruchu, nazywamy iloczyn z masy i prędkości $= mv$.

Napędem siły nazywamy iloczyn ze siły i czasu trwania jej działania $= Pt$, albo też bardziej ogólnikowo $= \int P dt$.

7. Jeżeli P jest siłą stałą, co do swej wielkości i kierunku, s drogą, którą przebył w kierunku siły P punkt jej przytknięcia, v_0 prędkością na początku, a v prędkością na końcu czasu t, z jakimi masa m przebywa swą drogę w kierunku siły P, to:

$$Ps = {}^1/_2 m (v^2 - v_0^2) \quad \text{i} \quad Pt = m (v - v_0).$$

B. Ruch punktu materyalnego.

a. Ruch prostolinijny punktu materyalnego.

1. Jeżeli punkt materyalny o masie m ma się poruszać po prostej, to kierunek wypadkowej P wszystkich sił, na punkt ten działających, musi leżeć w tejże prostej. Skoro w każdem położeniu punktu materyalnego siła P jest nam znana jako funkcya drogi s, albo prędkości v, albo też czasu t, to możemy oznaczyć przyspieszenie ze stosunku (por. str. 192):

$$p = \frac{P}{m},$$

z którego znów można określić s, v i t (por. str. 144).

Poniższe ustępy **2.** i **3.** są przykładami prostolinijnego ruchu punktu materyalnego.

---

*) Dotychczas zwano wielkość tę zupełnie wadliwie siłą żywą, lecz nie jest to ani siła, ani też nie jest ona żywą, wprowadzamy tu nową, bardziej logiczną nazwę: praca rozpędu lub energia rozpędu.

**) Nazwane z niemiecka (Bewegungsgrösse) pojęcie ilość ruchu nazwaliśmy wielkością rozpędu, co lepiej obrazuje pojęcie. Niemieckie Antrieb tłomaczymy przez napęd, bo stosowany przez niektórych wyraz popęd, ze względu na ustalone swe znaczenie odmienne, nie zdawał się nam odpowiednim.

2. Swobodny spad ciała z uwzględnieniem oporu powietrza.

(Por. str. 145: Swobodny spad w próżni).

Przyjmujemy, że opór powietrza W rośnie w stosunku do kwadratu prędkości v (por. VII niniejszego działu: Mechanika gazów i par); a zatem:

$W = m g v^2 : k^2$; we wzorze tym k oznacza prędkość, przy której W staje się równem $G = m g$; m jest masą, G wagą punktu materyalnego.

Z założenia tego wynika:

1) Dla spadu ciała z wysokości h,

prędkość końcowa: $$v = k \sqrt{1 - e^{-\frac{2gh}{k^2}}}$$

a trwanie spadania, t. j. czas: $$t = \frac{k}{g} \operatorname{ar\,tgh} \frac{v}{k} = \frac{k}{g} \ln \left\{ e^{\frac{gh}{k^2}} + \sqrt{e^{\frac{2gh}{k^2}} - 1} \right\} = \frac{k}{g} \operatorname{ar\,cosh} \left(\cosh \frac{gh}{k^2} + \sinh \frac{gh}{k^2} \right).$$

(Por. funkcye hyperboliczne str. 67; wartość e, str. 40).

2. Jeżeli ciało rzucone zostało w górę z prędkością c, to wysokość podrzutu będzie:

$$h_1 = \frac{k^2}{2g} \ln \left(1 + \frac{c^2}{k^2} \right),$$

a trwanie podrzutu:

$$t_1 = \frac{k}{g} \operatorname{arc\,tg} \frac{c}{k}.$$

Jeżeli ciało powraca na dół po tej samej pionowej, to prędkość jego końcowa będzie:

$$c_1 = \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{k^2}}}.$$

Prędkość k w m/sek. określa się wzorem (por. VII działu niniejszego: Mechanika gazów i par, F):

$$k^2 = \frac{2 g^2 m}{\psi \gamma F} = \frac{2 g G}{\psi \gamma F},$$

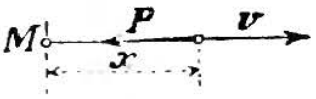
we wzorze tym oznaczają: F w m^2 największy przekrój ciała, prostopadły do kierunku ruchu, γ wagę 1 m^3 powietrza ($= 1{,}293$ kg), m masę ciała, G wagę jego w kg, ψ spółczynnik doświadczalny, zależny od kształtu ciała (dla ciał kulistych $\psi = 0{,}5$).

Przykład: Dla kuli z żelaza lanego (1 m^3 waży 7250 kg) o promieniu r (w m): $k = 541{,}6 \sqrt{r}$ m/sek.

3. Oscylacye (drgania) prostolinijne.

Jeżeli na punkt materyalny o masie m działa przyciąganie P ku środkowi stałemu M, proporcyonalne do odległości x od tegoż środka, to punkt ten (patrz rys. 130) oscyluje, czyli drga prostolinijnie około M.

Rys. 130.



Przyjmijmy, że w odległości x od M będzie $P = cx$, oraz, że w punkcie M prędkość $= v_1$, a otrzymamy prędkość v (podług **5.**, str. 195) z równania:

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = \int_0^x -P \cdot dx = -\int_0^x cx \cdot dx = \frac{-cx^2}{2};$$

$$v = \sqrt{v_1^2 - \frac{c}{m}x^2}.$$

Dla $x_0 = v_1\sqrt{\frac{m}{c}}$ staje się $v = 0$, tu zatem punkt zawraca ($x_0 =$ długość oscylacyi).

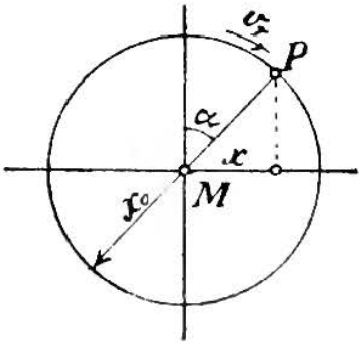
Podstawiając $\frac{c}{m} = \frac{v_1^2}{x_0^2}$ we wzór powyższy na v, otrzymamy:

$$v = v_1\sqrt{1 - \left(\frac{x}{x_0}\right)^2} = \frac{dx}{dt},$$

a z tego $dt = \frac{dx}{v_1\sqrt{1 - \left(\frac{x}{x_0}\right)^2}}$;

zatem: $t = \frac{x_0}{v_1}\arcsin\frac{x}{x_0}$, albo: $x = x_0 \sin\frac{tv_1}{x_0}$.

Rys. 131.



Jeżeli z M promieniem x_0 zakreślimy koło (rys. 131) i po obwodzie jego puścimy w ruch z prędkością v_1 punkt P, o masie m, to promień wodzący w czasie t zakreśli kąt $\alpha = \frac{tv_1}{x_0}$. Można zatem uważać oscylacyę za rzut jednostajnego ruchu kołowego na stałą średnicę. Czas (trwanie) jednego drgnięcia, t. j. czas T, upływający między dwoma kolejnemi przejściami punktu ruchomego przez punkt przyciągający M, czyli pół całego okresu drgania:

$$T = \pi\frac{x_0}{v_1} = \pi\sqrt{\frac{m}{c}}. \quad (T \text{ nie zależy więc od } x_0).$$

Cały zaś okres trwa: $2T = 2\pi\sqrt{\frac{m}{c}}$.

b. Swobodny ruch krzywolinijny punktu materyalnego.

1. Oznaczmy spółrzędne punktu materyalnego o masie m w chwili t przez: x, y, z, prędkość jego przez v, a jej składowe w kierunku trzech osi spółrzędnych przez v_x, v_y, v_z. Wypadkową sił działających niech będzie P, a składowemi jej w kierunku trzech osi X, Y, Z.

X nadaje masie m w kierunku osi x przyspieszenie:

$$p_x = \frac{X}{m} = \frac{dv_x}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2},$$

w podobny sposób Y w kierunku osi y:

$$p_y = \frac{Y}{m} = \frac{dv_y}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2},$$

Z w kierunku osi z:

$$p_z = \frac{Z}{m} = \frac{dv_z}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2}.$$

Te trzy równania wyznaczają ruch punktu w kierunkach trzech osi. (Dla ruchu w płaszczyznie, np. płaszczyznie xy, trzecie równanie odpada).

Jeżeli P rozłożymy na składowe w kierunku stycznej do toru i w kierunku głównej jego normalnej (w kierunku ku środkowi krzywości) czyli:

na **siłę styczną** P_t i **siłę normalną** czyli **dośrodkową** P_n, to, oznaczając promień krzywości toru przez ϱ, otrzymamy:

$$P_t = P\cos\varphi = m\frac{dv}{dt} \quad \text{i} \quad P_n = P\sin\varphi = m\frac{v^2}{\varrho},$$

we wzorze tym φ oznacza kąt między P i v.

P_t nadaje masie m przyspieszenie po stycznej:

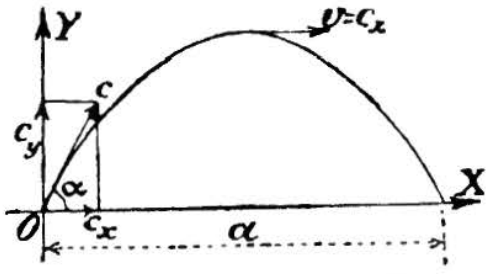
$$p_t = \frac{P_t}{m} = \frac{dv}{dt},$$

a P_n nadaje masie m przyspieszenie po normalnej:

$$p_n = \frac{P_n}{m} = \frac{v^2}{\varrho}.$$

2. Ruch ciała rzuconego (bez uwzględnienia oporu powietrza).

Rys. 132.



Punkt materyalny, rzucony z miejsca O (rys. 132) z prędkością początkową c w górę ukośnie pod kątem α do poziomu OX, zakreśli parabolę o osi pionowej. Równanie tej paraboli, odniesione do jej wierzchołka, jako początku spółrzędnych (por. str. 108), będzie:

$$x^2 = 2\frac{c_x^2}{g}y = 2\frac{(c\cos\alpha)^2}{g}y.$$

Równania ruchu (rys. 132):

$$p_x = 0; \qquad v_x = c_x; \qquad x = c_x t.$$

$$p_y = -g; \qquad v_y = c_y - g t; \qquad y = c_y t - \frac{g t^2}{2}.$$

Rugując t z równań dla x i y, otrzymamy równanie paraboli, odniesione do osi spółrzędnych (rys. 132) z początkiem w O.

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{g}{2 c^2 \cos^2 \alpha} x^2.$$

Prędkość v w chwili t jest:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \sqrt{c^2 - 2 c_y g t + g^2 t^2} = \sqrt{c^2 - 2 g y}.$$

Dla wierzchołka (x', y') paraboli, ponieważ $v'_y = 0 = c_y - g t'$, otrzymamy:

$$t' = \frac{c_y}{g}; \qquad x' = \frac{c_x c_y}{g} = \frac{c^2 \sin 2\alpha}{2 g}; \qquad y' = h = \frac{c_y^2}{2 g} = \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{2 g}.$$

Przelot rzutu $a = 2x' = \dfrac{c^2 \sin 2\alpha}{g}$ staje się największością dla $\alpha = 45^0$:

$$a_{\max} = \frac{c^2}{g};$$

naodwrót, dla danego a i dla $\alpha = 45^0$:

$$c_{\min} = \sqrt{a g}.$$

Jeżeli rzut ma dosięgnąć miejsca, położonego na poziomej w odległości a, to musi być:

$$\sin 2\alpha = \frac{g a}{c^2}, \quad \text{czyli } c^2 = \frac{g a}{\sin 2\alpha}.$$

Mamy też: $\operatorname{tg} \alpha = \dfrac{4h}{a}$, a trwanie rzutu $t_a = \sqrt{\dfrac{8h}{g}}$,

z czego możemy wyznaczyć h.

3. Ruch ciała rzuconego (z uwzględnieniem oporu powietrza).

Znakowanie, jak w **2.** Co do wielkości k, patrz str. 196.

Kąt α przyjmujemy tak małym, że zamiast długości łuku możemy jako wartość przybliżoną podstawić jego rzut poziomy.

W takim razie w chwili t będzie:

$$x = \frac{k^2}{g} \ln\left(1 + \frac{g c_x}{k^2} t\right), \text{ więc: } \qquad t = \frac{k^2}{g c_x}\left(e^{\frac{g x}{k^2}} - 1\right);$$

$$y = x\left\{\operatorname{tg} \alpha + \frac{k^2}{2 c_x^2}\right\} - \frac{k^4}{g c_x^2}\left(e^{\frac{2 g x}{k^2}} - 1\right). \qquad \text{[e patrz str. 40.]}$$

Dla wierzchołka toru jest:

$$x' = \frac{k^2}{2g} \ln\left(1 + \frac{c_x c_y}{2k^2}\right); \qquad (t' \text{ i } y' \text{ jak w } \mathbf{2.})$$

Pocisk padnie na poziom OX w odległości a, jeżeli go rzucimy pod kątem α, który da się wyznaczyć ze wzoru:

$$\sin 2\alpha = \frac{k^4}{2gc^2 a}\left(e^{\frac{2ga}{k^2}} - \frac{2g}{k^2}a - 1\right).$$

4. Potencyał.

Jeżeli składowe X, Y, Z sił działających na punkt materyalny, rozłożone w kierunkach trzech osi spółrzędnych, są takiemi funkcyami spółrzędnych x, y, z danego punktu, że można je wyrazić jako częściowe pochodne względem x, y i z pewnej funkcyi $U = f(xyz)$, czyli jeżeli można wyrazić:

$$X = \frac{\partial U}{\partial x}, \qquad Y = \frac{\partial U}{\partial y}, \qquad Z = \frac{\partial U}{\partial z},$$

to funkcya U otrzymuje miano **potencyału.**

Wobec tego praca A, wykonana przy dowolnem poruszeniu, będzie:

$$A = \int dA = \int_{x_0, y_0, z_0}^{x_1, y_1, z_1} (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz) = \int_{U_0}^{U_1} dU = U_1 - U_0,$$

albo też według str. 195 przyrost energii kinetycznej:

$$L_1 - L_2 = {}^1/_2 m v_1^2 - {}^1/_2 m v_0^2 = U_1 - U_0.$$

Równanie $U = f(xyz) = U_1$, względnie $U = U_0$, jest równaniem powierzchni, którą nazywamy **powierzchnią równych potencyałów** lub krócej **równią.**

Siła, działająca na jakikolwiek punkt, jest zawsze prostopadłą do równi, przez punkt ten przechodzącej. Siła składowa w dowolnym kierunku równa się częściowej pochodnej funkcyi U względem tegoż kierunku.

Jeżeli punkt materyalny przechodzi dowolną drogą z jednej równi na drugą, to wykonywa on zawsze jednę i tę samą pracę, to znaczy: nabywa lub traci jednakową ilość energii kinetycznej. Dopóki punkt poruszający się pozostaje w tej samej równi, nie wykonywa on żadnej pracy i porusza się jednostajnie.

Potencyał istnieje zawsze, gdy np. siłą działającą jest przyciąganie lub odpychanie przez stały punkt O, będące funkcyą odległości r od tegoż punktu.

Jeżeli $P = f(r)$ jest siłą, skierowaną ku O, to:

$$U = \int f(r)\, dr.$$

Potencyał istnieje również i wtedy, gdy siła P, działająca na punkt materyalny, jest wypadkową wielu sił P_1, P_2 . . . . , z których każda posiada swój potencyał U_1, U_2 . . . . Wówczas:

$$U = U_1 + U_2 + U_3 + \cdots = \Sigma (U_i); \quad (i = 1, 2, 3 \ldots).$$

Przykład. Dla punktu o masie m, położonego po za kulą ziemską, w odległości x od jej środka, gdy r jest promieniem kuli ziemskiej będzie:

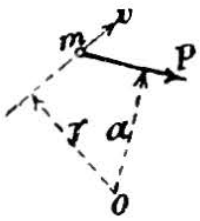
$$U = \frac{m g r^2}{x}.$$

5. Zasada prędkości polowych.

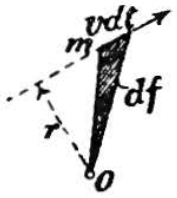
Gdy punkt materyalny porusza się w płaszczyznie (patrz rys. 133), to w każdej chwili moment siły P, działającej na masę m poruszającego się punktu, względem dowolnego punktu O płaszczyzny, równa się prędkości, z jaką rośnie moment wielkości rozpędu względem tegoż punktu O:

$$Pa = \frac{d(mvr)}{dt}.$$

Rys. 133.



Rys. 134.



Jeżeli pole (rys. 134), zakreślone przez promień wodzący Om, oznaczymy przez f, to jego różniczka będzie:

$$df = \frac{v \cdot dt \cdot r}{2},$$

a zatem: $$mvr = 2m\frac{df}{dt}, \quad \text{a} \quad \frac{d(mvr)}{dt} = 2m\frac{d^2f}{dt^2}.$$

$\frac{df}{dt}$ nazywa się **prędkością polową,**

$\frac{d^2f}{dt^2}$ nazywa się **przyspieszeniem polowem.**

Twierdzenie wstępne możemy zatem wyrazić odmiennie:

$$Pa = 2m\frac{d^2f}{dt^2},$$

t. zn. moment siły równa się przyspieszeniu polowemu, pomnożonemu przez $2m$.

Dla **ruchu ośrodkowego**, dla którego siła przechodzi zawsze przez stały punkt O, moment siły względem tego punktu jest zerem, gdyż $a = 0$, a zatem:

$$Pa = 2m\frac{d^2f}{dt^2} = 0, \qquad \text{czyli:} \qquad \frac{d^2f}{dt^2} = 0.$$

Przyspieszenie polowe równa się natenczas zeru, prędkość polowa jest zatem stała; w równych odstępach czasu zakreśla promień wodzący równe pola. (Dla ruchu planet twierdzenie to stanowi drugie prawo Keplera).

Rozszerzenie zasady prędkości polowych na cały system mas patrz str. 207. Objaśnienia i twierdzenia, podane na str. 162 i nast., zatrzymują pod względem treści swoje znaczenie, jeżeli w nich siły zastąpimy stale prędkościami, przyspieszeniami, albo wielkościami rozpędu.

c. Krępowany ruch punktu materyalnego.

I. Ruch punktu, prowadzonego po krzywej.

1. Zadanie sprowadzimy do ruchu swobodnego, rozpatrzonego pod **b.**, str. 198, jeżeli do sił działających dodamy, jako siłę zewnętrzną, opór toru prowadzącego. Opór ten da się rozłożyć na dwie siły składowe: N prostopadłą do toru i N_t w kierunku jego stycznej (por. tarcie w spokoju, str. 215); N_t będzie albo równe w przybliżeniu zeru (jeżeli punkt prowadzi się po danej krzywej za pośrednictwem mechanizmu), albo też, zależąc od oporu N toru, pozostawać będzie w stosunku prostym do tegoż oporu (jeżeli punkt musi iść po torze materyalnym): $N_t = \mu N$.

μ jest spółczynnikiem tarcia (por. str. 216).

Opór po normalnej N (=odpór krzywej) wyznacza się, jak następuje: siłę P, nachyloną do stycznej toru pod kątem φ, rozkładamy w kierunku tejże stycznej i prostopadle do niej, na $P_1 = P\cos\varphi$ i $P_2 = P\sin\varphi$. N i P_2 mają wówczas łączną wypadkową w kierunku promienia krzywości ϱ toru, równą **sile dośrodkowej:**

$$P_n = m\frac{v^2}{\varrho}.$$

2. Jeżeli torem jest **koło,** leżące w płaszczyznie poziomej, to oznaczając: przez r w metrach promień koła, przez t czas jednego obiegu (w sek.), przez n ilość obiegów na minutę, przez v prędkość ruchu w m/sek., przez G wagę w kg. masy ruchomej m, przez ω prędkość kątową/sek., otrzymamy siłę C, z jaką punkt ruchomy ciśnie prostopadle na tor kołowy:

$$C = m\frac{v^2}{r} = m\omega^2 r = 4\pi^2 m\frac{r}{t^2} = \frac{4\pi^2}{3600}mrn^2,$$

$$= 0{,}10194\frac{Gv^2}{r} = 0{,}10194\,G\omega^2 r = 4{,}024304\frac{Gr}{t^2} = 0{,}0011179\,Grn^2;$$

przyczem: $\omega = \frac{v}{r} = \frac{2\pi}{t} = \frac{2\pi n}{60}$ (por. str. 150 i 152).

3. Jeżeli N jest znane, to **siła po stycznej:**

$$P_t = mp_t = m\frac{dv}{dt} = P_1 - N_t = P_1 - \mu N = P\cos\varphi - \mu N.$$

Gdy $N_t = 0$, to wynika bezpośrednio:

$$P_t = mp_t = P\cos\varphi.$$

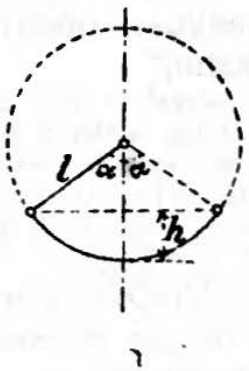
Wówczas oznaczenie siły N dla określenia ruchu staje się zbytecznem. Przy założeniu $N_t = 0$, poleca się zastosowanie zasady pracy rozpędu (patrz **4.** i **5.**, str. 195). Z zasady tej, gdy X, Y, Z są składowemi siły P w kierunkach osi spółrzędnych, wysnuwa się równanie:

$$L - L_0 = \frac{m v^2}{2} - \frac{m v_0^2}{2} = \int_{x_0, y_0, z_0}^{x, y, z} (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz),$$

ponieważ N nie wykonywa żadnej pracy.

2. Przykłady ruchu punktu po krzywej.

Rys. 135.



1. **Zwyczajne wahadło kołowe.** Punkt materyalny, zawieszony na nieważkiej nitce o długości l, odbywa ruch wahadłowy po łuku koła w płaszczyznie pionowej (rys. 135). Oznaczamy:

przez α połowę kąta odchylenia,

przez h wysokość wznoszenia się, względnie spadu punktu wahającego się; czas wahnięcia, który upływa między dwoma przejściami przez pion, t. j. czas trwania jednego pojedyńczego wahnięcia:

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + \left(\frac{1 \cdot 3}{2 \cdot 4}\right)^2 \sin^4 \frac{\alpha}{2} + \cdots \right].$$

Przy $\alpha \leqq 8^0$ z wystarczającą dokładnością można napisać:

$$T = \pi \sqrt{\frac{l}{g}},$$

to znaczy: czas wahnięcia nie zależy od wielkości odchylenia. Długość **wahadła sekundowego** w metrach będzie zatem z uwzględnieniem wzoru dla g, str. 145:

$$l = \frac{g}{\pi^2} = 0{,}993563 - 0{,}002536 \cos 2\varphi - 0{,}0000003\, H.$$

Dla średniej szerokości $\varphi = 50^0$ i dla poziomu morza ($H = 0$) jest:

$l = \mathbf{0{,}994\ m}$ ($= 39^1/_8$ ros. czyli ang. cali $= 38$ prus. cali).

Przy biegunach (na poziomie morza) jest $\varphi = 90^0$, a $l_p = 0{,}996$ m, na równiku ($\varphi = 0^0$) $l_a = 0{,}991$, a dla szerokości $\varphi = 45^0$ $l_m = 0{.}994$ m tak, że w przybliżeniu:

$$l_p - l_a = {}^1/_{196}\, l_m.$$

Prędkość w punkcie najniższym $v = \sqrt{2gh}$, zatem siła S, naprężająca nić, na której wisi masa wahająca się m, musi być w punkcie najniższym największą i wynosi:

$$S = mg + m\frac{v^2}{l} = mg\,\frac{l + 2h}{l}.$$

Jeżeli $\alpha > {}^1/_2\,\pi$, to na wysokości ${}^2/_3\,(h-l)$ ponad punktem zawieszenia siła ta staje się $= 0$. Gdy prędkość w punkcie najniższym $\geq \sqrt{5\,lg}$, to masa wahająca się obiega całe koło z siłą wyprężającą nić w najwyższym punkcie koła ≥ 0, a w najniższym $\geq 6\,mg$.

2. **Wahadło cykloidalne.** Punkt wahający się biegnie po cykloidzie, a trwanie jednego wahnięcia jest dokładnie:

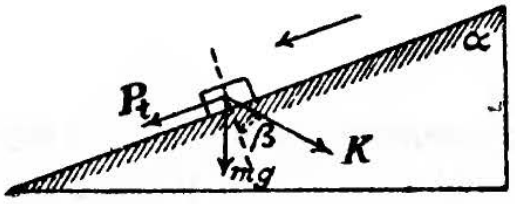
$$T = \pi\sqrt{\frac{l}{g}} = 2\pi\sqrt{\frac{r}{g}},$$

w powyższym wzorze r jest promieniem koła, kreślącego cykloidę (por. str. 112). Trwanie wahnięcia nie zależy zatem zupełnie od wielkości odchylenia; z tego powodu cykloidę nazywają „tautochroniczną".

Jeżeli w rys. 22, str. 112 pomyślimy sobie na lewo od AB obraz zwierciadlany cykloidy $AD\delta$, a następnie cały, tak uzupełniony rysunek obrócimy około AC o 180° w ten sposób, aby się obydwie gałęzie krzywych zwróciły ku dołowi, to utworzą one tory stałe. Jeżeli nić nieważką, długości $l = 4r$, zawiesimy w A, to punkt materyalny na jej końcu l, wahając się, zakreśli krzywą, która przystaje do cykloidy torowej, jako jej rozwijająca.

Oprócz powyższej posiada cykloida jeszcze i tę właściwość, że, o ile jej podstawa będzie poziomą, ciała toczące się po niej z jakiegokolwiek jej punktu do niżej położonego, przebywają swą drogę w czasie najkrótszym, t. j. krótszym, niż po jakiejbądź innej linii, łączącej owe dwa punkta. (Brachystochronizm).

Rys. 136.



3. **Spad po prostej pochylonej (płaszczyzna pochyła).** *) Zatrzymując poprzednie znakowanie, jak pod **1.**, str. 202, otrzymamy (rys. 136):

$$P_1 = mg\cos\alpha - K\sin\beta,$$
$$P_2 = mg\sin\alpha + K\cos\beta.$$

Ponieważ ruch odbywa się po prostej, więc $P_n = 0$, a zatem:

$$N = -P_2 = -(mg\sin\alpha + K\cos\beta), \text{ a}$$
$$P_t = P_1 - \mu P_2 = mg\cos\alpha - K\sin\beta - \mu(mg\sin\alpha + K\cos\beta);$$

μ jest spółczynnikiem tarcia przy ślizganiu (por. str. 216).

Z powyższego wynika przyspieszenie ruchu skierowanego w dół:

$$p = p_t = \frac{P_t}{m} = g(\cos\alpha - \mu\sin\alpha) - \frac{K}{m}(\sin\beta + \mu\cos\beta)$$

i zwolnienie ruchu skierowanego w górę:

$$p = -g(\cos\alpha + \mu\sin\alpha) + \frac{K}{m}(\sin\beta - \mu\cos\beta).$$

*) Zwana też równią pochyłą, wyrażenie to wypada jednak zarzucić, gdyż równią nazywamy powierzchnię równego potencyału i t. p.

3. Ruch punktu, przyczepionego do powierzchni.

Nie biorąc w rachubę tarcia i oznaczając równanie powierzchni przez $f(x, y, z) = 0$, otrzymujemy równania różniczkowe ruchu punktu materyalnego, rugując ilość λ z trzech równań:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = X - \lambda\frac{\partial f}{\partial x}; \quad m\frac{d^2y}{dt^2} = Y - \lambda\frac{\partial f}{\partial y}; \quad m\frac{d^2z}{dt^2} = Z - \lambda\frac{\partial f}{\partial z}.$$

We wzorze tym X, Y, Z są składowemi sił działających. Zasada pracy rozpędu zatrzymuje swe znaczenie w tej samej formie, jak przy ruchu swobodnym, gdyż prostopadłe oddziaływanie powierzchni:

$$N = \lambda\sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2}$$

nie wykonywa żadnej pracy. — Za przykład służyć może:

Wahadło odśrodkowe (stożkowe).

Niechaj oznacza: α kąt między nicią a pionem,
h wysokość wahadła, t. j. odległość punktu zawieszenia od poziomej płaszczyzny krążenia punktu materyalnego,
r promień kołowego toru wahadła,
v prędkość punktu materyalnego,
m jego masę,
to w stanie równowagi wahadła jest:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{v^2}{rg}, \quad \text{a} \quad h = g\frac{r^2}{v^2},$$

czas jednego obiegu: $T = 2\pi\frac{r}{v} = 2\pi\sqrt{\frac{h}{g}}$,

siła naprężająca nić: $S = m\sqrt{g^2 + \frac{v^4}{r^2}}$.

C. Ruch systemu mas.

a. Zasady ogólne.

1. Zasada d'Alemberta.

Przy pomocy zasady d'Alemberta można sprowadzić każde zagadnienie dynamiki do poziomu zagadnienia statyki.

Z systemu punktów materyalnych, dowolnie się poruszających, którykolwiek z nich o masie m niechaj ma spółrzędne x, y, z. Pod wpływem wszystkich sił i warunków, systemem tym rządzących, m otrzymuje przyspieszenie p, którego składowemi w kierunku trzech osi spółrzędnych będą $\frac{d^2x}{dt^2}$, $\frac{d^2y}{dt^2}$ i $\frac{d^2z}{dt^2}$. Przyspieszeniu temu musi od-

powiadać siła przyspieszająca mp w kierunku p. Jeżeli dla wszystkich punktów systemu każdą z tych sił mp unicestwimy przez dodanie równej, lecz przeciwnie zwróconej siły, t. zw. siły bezwładności, to każdy punkt zosobna znajdzie się w stanie równowagi, a zatem i cały system. Stąd twierdzenie:

W każdym dowolnym systemie punktów materyalnych siły zewnętrzne i siły bezwładności utrzymują się wzajemnie w równowadze.

Jeżeli składowe sił, działających na cząstki masy (z wyłączeniem sił wewnętrznych systemu, pojawiających się w łącznikach punktów) w trzech kierunkach osi spółrzędnych, oznaczymy przez X, Y, Z, to przy pomocy zasady przesunięć przysposobionych (patrz str. 170) powyższe twierdzenie możemy wyrazić równaniem:

$$\Sigma\left\{\left(X - m\frac{d^2x}{dt^2}\right)\delta x + \left(Y - m\frac{d^2y}{dt^2}\right)\delta y + \left(Z - m\frac{d^2z}{dt^2}\right)\delta z\right\} = 0.$$

W powyższem równaniu oznaczają δx, δy i δz zmiany spółrzędnych przy przysposobionem przesunięciu systemu. Równanie powyższe można uważać jako **podstawowe równanie mechaniki**, obejmuje ono bowiem w formie jaknajogólniejszej wszystkie możliwości ruchu i równowagi dowolnego systemu punktów materyalnych.

Jeżeli wypadkowe sił, rzeczywiście istniejących (zewnętrznych) i sił bezwładności nazwiemy siłami straconemi, to możemy zasadę d'Alemberta wypowiedzieć tak:

W każdym systemie punktów materyalnych, poruszanym przez siły dowolne, siły stracone znajdują się bez przerwy w równowadze.

2. Zachowanie energii.

Wyrażenie: $L = {}^1/_2\,\Sigma(mv^2)$ oznacza pracę rozpędu albo energię kinetyczną systemu punktów materyalnych.

Jeżeli: $$A = \int \Sigma(X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz)$$

jest pracą sił systemu w czasie określonego ruchu, to zmiana pracy rozpędu systemu wynosi:

$${}^1/_2\,\Sigma(mv^2) - {}^1/_2\,\Sigma(mv_0^2) = A. \quad \text{(Zasada prac rozpędu).}$$

Jeżeli dla tych właśnie sił istnieje potencyał U (por. str. 200), to zmianę pracy rozpędu można wyrazić równaniem:

$${}^1/_2\,\Sigma(mv^2) - {}^1/_2\,\Sigma(mv_0^2) = A = U - U_0.$$

(Zasada zachowania pracy rozpędu albo energii kinetycznej).

3. Ruch środka ciężkości.

Środek ciężkości systemu punktów materyalnych porusza się w każdej chwili tak, jak gdyby skupiał w sobie wszystką masę całego systemu i, jak gdyby wszystkie siły zewnętrzne, przesunąwszy się równolegle do siebie samych ku niemu, na niego tylko działały.

W szczególności wynika z tego prawo zachowania ruchu środka ciężkości.

Jeżeli siły, które wystawiamy sobie jako działające na środek ciężkości systemu, utrzymują się w równowadze, to środek ciężkości porusza się jednostajnie po linii prostej, a pozostaje w stanie spokoju, jeżeli poprzednio w nim się znajdował.

Całkowita praca rozpędu systemu mas składa się z pracy rozpędu, odpowiadającej ruchowi środka ciężkości, oraz pracy rozpędu, przynależnej ruchowi względnemu systemu około środka ciężkości.

4. Zasada pól.

Prędkość, z jaką rośnie suma momentów wielkości rozpędu Σm, względem dowolnej prostej, równa się w każdej chwili sumie momentów ΣM sił działających (zewnętrznych) względem tej samej prostej, a zatem:

$$\frac{d(\Sigma m)}{dt} = \Sigma M.$$

W szczególowym przypadku, jeżeli wszystkie siły (zewnętrzne), działające na system, przechodzą przez jeden punkt (lub jeżeli wogóle nie działają żadne siły zewnętrzne), to suma momentów wielkości rozpędu względem każdej prostej, przez punkt ten przechodzącej, pozostaje stałą podczas całego ruchu.

Albo też w innej formie:

Jeżeli, z uwzględnieniem powyższego założenia, rzucimy snopem równoległych promieni rzutowych na dowolną płaszczyznę, wszystkie pola, zakreślone przez promienie wodzące, które poprowadzimy z pewnego danego punktu do wszystkich punktów materyalnych systemu i jeżeli każdy rzut zosobna pomnożymy przez masę odpowiedniego punktu, to suma tych iloczynów będzie w stosunku prostym do czasu trwania ruchu systemu.

Gdy wszystkie siły przechodzą przez jednę prostą, to twierdzenie powyższe stosuje się tylko, o ile snop promieni rzutowych będzie równoległy do owej prostej.

b. Ruch ciała sztywnego.

1. Ruch ciała swobodnego.

Każdy chwilowy ruch ciała sztywnego (por. str. 150 i nast.) da się sprowadzić: 1) do obrotu około pewnej osi i 2) do równoczesnego ruchu postępowego (przesuwania) w kierunku tejże osi.

Przez równoległe przesunięcie osi obrotowej tak się poruszającego ciała w jego środek ciężkości otrzymujemy: 1) obrót około osi ciężkości i 2) ruch postępowy, lecz w kierunku ukośnym do osi obrotu. Dwom tym ruchom odpowiadają: pojedyncza siła wypadkowa, działająca na środek ciężkości i para sił, działająca naokoło pewnej osi ciężkości.

Przyspieszenie p_s środka ciężkości jest (podług str. 192):

$$p_s = \frac{R}{m};$$

we wzorze tym oznacza R wypadkową wszystkich sił zewnętrznych, a m ogólną masę ciała. Wypadkowa wszystkich par sił wytwarza **przyspieszenie kątowe** $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ około osi, która w ogólności jest pochyloną względem osi pary sił wypadkowej, a zlewa się z nią tylko w tym razie, gdy oś pary sił jest zarazem główną osią bezwładności ciała (por. str. 180). Natenczas jest:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{M}{J},$$

M oznacza tu wypadkową parę sił, a J moment bezwładności względem osi obrotu.

Dla dowolnego położenia wypadkowej pary sił wyznaczamy oś przyspieszenia kątowego, prowadząc do elipsoidu centralnego płaszczyznę styczną, równoległą do płaszczyzny pary sił. Prosta, łącząca punkt styczności ze środkiem ciężkości, będzie szukaną osią przyspieszenia.

Rozkładając parę sił w kierunku trzech głównych osi bezwładności na L, M, N, i oznaczając główne momenty bezwładności kolejno przez A, B, C, otrzymamy:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \sqrt{\left(\frac{L}{A}\right)^2 + \left(\frac{M}{B}\right)^2 + \left(\frac{N}{C}\right)^2}.$$

Pracę rozpędu masy sztywnej, poruszającej się dowolnie, można wyrazić przez sumę:

$$L = {}^1/_2\, m \cdot v_s^2 + {}^1/_2\, J\omega^2$$

we wzorze tym oznacza m całą masę, v_s prędkość postępową środka ciężkości, ω prędkość kątową, z którą w danej chwili cały system się obraca około osi przechodzącej przez środek ciężkości, a J moment bezwładności systemu względem tejże osi.

2. Wirowanie ciała około punktu stałego.

Przesuwamy siły działające do punktu stałego. Siłę wypadkową zrównoważy tam odpór punktu podporowego. Wypadkowa para sił, która powstanie skutkiem przesunięcia sił, wytwarza przyspieszenie kątowe ε, którego oś i wielkość wyznaczamy w ten sam sposób, jak pod **1.**, str. 207, jedynie główne momenty bezwładności dla środka ciężkości zastępujemy takimiż momentami dla punktu stałego.

3. Obrót ciała około osi stałej.

1. **Praca rozpędu masy, obracającej się około osi stałej,** jest:

$$L = {}^1/_2\, J\omega^2,$$

J jest momentem bezwładności masy względem osi obrotu (por. str. 179), a ω **prędkością kątową** obrotu. Por. prócz tego str. 150.

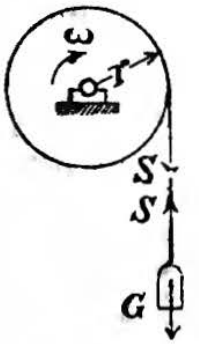
Jeżeli M jest momentem wypadkowym wszystkich sił zewnętrznych, to ich praca przy obrocie o kąt ψ:

$$A = \int_0^{\psi} M \cdot d\psi, \qquad \text{a moc ich } E = \frac{dA}{dt} = M\omega.$$

Przy stałem M, $A = M\psi$; w tym razie obrót jest jednostajnie przyspieszony lub zwolniony. Jeżeli $M = 0$, to praca staje się $A = 0$, a obrót jednostajnym (por. str. 150).

Przykład: Na walec okrągły o promieniu r, mogący obracać się bez tarcia około swej osi poziomej, nawinięto nić, na której swobodnym końcu wisi ciężar $G = mg$, powodujący obrót walca (rys. 137).

Rys. 137.



Jeżeli przez S oznaczymy siłę naprężającą nić, to moment obrotu będzie: $M = Sr$, zatem przyspieszenie kątowe:

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon = \frac{M}{J} = \frac{S}{J} r,$$

w powyższym wzorze J oznacza moment bezwładności walca względem osi obrotu ($J = J'_z$ patrz **17.**, str. 190). Przyspieszenie, z jakiem opada ciężar, otrzymamy z prędkości odnośnej $v = r\omega$; będzie ono:

$$\frac{dv}{dt} = r\frac{d\omega}{dt} = r\varepsilon = \frac{G - S}{m}.$$

Łącząc równanie to z poprzedniem, otrzymamy:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{Gr}{mr^2 + J}; \qquad S = \frac{J\varepsilon}{r} = \frac{JG}{mr^2 + J}.$$

Obrót jest zatem jednostajnie przyspieszony, a naprężenie S nici stałe. Jeżeli w przeciągu czasu t ciężar opadnie o h, to będzie (zasada pracy rozpędu):

$$A = Gh = J\frac{\omega^2}{2} + \frac{mv^2}{2} = \frac{v^2}{2r^2}(J + mr^2);$$

z równania tego można wywieść v; nadto: $t = 2\frac{h}{v}$.

2. Jeżeli określona moc pracy N (w MK) osięga się przez to, że para sił, której momentem obrotu jest M_d (w kgm), obraca pewne ciało około stałej osi, ze stałą prędkością kątową ω, odpowiadającą n obrotom/min., lub też przez to, że siła P, działająca ramieniem r (w m), obraca się około osi ze stałą prędkością v, to **moment obrotu** będzie:

$$M_d = Pr = \frac{75\,N}{\omega} = \frac{60 \cdot 75}{2\pi}\frac{N}{n} = 716{,}1972439\,\frac{N}{n} \text{ kgm}.$$

Moc czyli efekt jest natomiast:

$$E = Pv = 75\,N = \frac{2\,\pi n\,Pr}{60}\ \text{kgm/sek.}$$ (Por. str. 194).

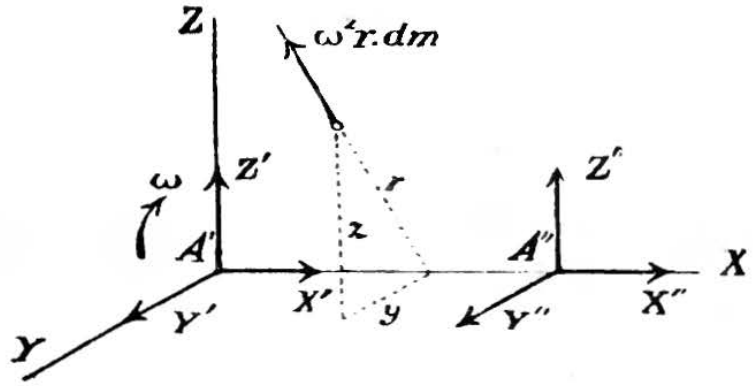
$(N:n)$ nazywamy **ilorazem mocy** (czyli efektu). Związki między ω, n, v, i r patrz str. 150. Wartości ω dla oznaczonego n patrz tablicę na str. 151.

Iloraz mocy i moment obrotu.

$\frac{N}{n}$	M_d kgm	$\frac{N}{n}$	M_d kgm	$\frac{N}{n}$	M_d kgm	$\frac{N}{n}$	M_d kgm	$\frac{N}{n}$	M_d kgm
0,005	3,581	0,08	57,296	0,7	501,338	1,5	1074,30	3,5	2506,69
0,01	7,162	0,09	64,458	0,8	572,958	1,6	1145,92	4	2864,79
0,02	14,324	0,1	71,620	0,9	644,578	1,7	1217,54	5	3580,99
0,03	21,486	0,2	143,239	1,0	716,197	1,8	1289,16	6	4297,18
0,04	28,648	0,3	214,859	1,1	787,817	1,9	1360,78	7	5013,38
0,05	35,810	0,4	286,479	1,2	859,437	2,0	1432,39	8	5729,58
0,06	42,972	0,5	358,099	1,3	931,056	2,5	1790,49	9	6445,78
0,07	50,134	0,6	429,718	1,4	1002,68	3,0	2148,59	10	7161,97

§3. Przypuśćmy, że ciało obraca się około linii, łączącej dwa punkty nieruchome (łożyska) A' i A'' (rys. 138); obieramy sobie A' za punkt początkowy prostokątnych spółrzędnych przestrzennych, a $A'A''$ za oś x. Jeżeli (jak przedtem, str. 167) X, Y, Z oznaczają siły składowe wypadkowej wszystkich sił zewnętrznych, a L, M, N momenty wypadkowe tychże sił dla osi x, y i z, to przyspieszenie kątowe ruchu obrotowego w chwili t będzie:

Rys. 138.



$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{L}{J} = \frac{1}{J}\,\Sigma\,(y_i Z_i - z_i Y_i),$$

(por. str. 167) J = moment bezwładności względem osi obrotu.

Zasada prac rozpędu daje związek następujący:

$$^1/_2\,J\omega^2 - {}^1/_2\,J\omega_0{}^2 = A = \int_0^{\varphi} L \cdot d\varphi,$$

w którym ω_0 oznacza wartość prędkości kątowej ω w chwili $t = 0$, a z którego to wzoru łatwo oznaczyć wartość ω.

Składowe odporów, t. j. oddziaływań łożysk w punktach nieruchomych A' i A'' osi obrotu w chwili t, dadzą się wyznaczyć z równań:

$$X' + X'' = -X; \quad Y' + Y'' = -Y - m\omega^2 y_0 - m\varepsilon z_0;$$
$$Z' + Z'' = -Z - m\omega^2 z_0 + m\varepsilon y_0;$$
$$Y'' = -\frac{1}{a}(N + J_{xy}\omega^2 + J_{xz}\varepsilon); \quad Z'' = \frac{1}{a}(M - J_{xz}\omega^2 + J_{xy}\varepsilon).$$

We wzorach tych oznaczają: J_{xy} i J_{xz} momenty odśrodkowe (por. str. 180), m całkowitą masę ciała, $a = A'A''$ odległość punktów nieruchomych, x_0, y_0, z_0 spółrzędne środka ciężkości ciała. Składowe X' i X'' nie dadzą się oznaczyć oddzielnie, lecz tylko ich suma. (W razie równowagi należy postawić $\varepsilon = \omega = 0$; por. str. 169 pod **4.**).

Oś obrotu staje się **osią swobodną,** jeżeli

$$Y' = Y'' = Z' = Z'' = 0.$$

Dzieje się to, np. wówczas, gdy niema zupełnie sił zewnętrznych, gdy równocześnie środek ciężkości znajduje się w osi obrotu ($y_0 = z_0 = 0$), która powinna być zarazem główną osią bezwładności ($J_{xy} = J_{xz} = 0$).

4. Jeżeli dowolna cząstka masy dm znajduje się w odległości r od osi obrotu, to siła bezwładności tej cząstki, działająca w kierunku promienia r, jest równą $\omega^2 r \cdot dm$, a nosi ona nazwę **siły odśrodkowej.** Wypadkowa wszystkich tych sił nazywa się siłą odśrodkową ciała; jest ona prostopadłą do osi obrotu i ma w chwili t wartość:

$$C = m\omega^2 r_0,$$

gdzie m oznacza całkowitą masę, a r_0 odległość środka ciężkości ciała od osi obrotu. W równaniach pod 3. mamy do czynienia ze składowemi siły C, mianowicie $C_y = m\omega^2 y_0$ i $C_z = m\omega^2 z_0$. Tylko wtedy, gdy oś obrotu jest równocześnie główną osią bezwładności, można zastąpić siły odśrodkowe cząstek masy, jedną wypadkową, działającą w środku ciężkości, w prostopadłej do osi obrotu, a mającą wartość $C = m\omega^2 r_0$.

5. Za przykład obrotu ciała około osi nieruchomej może służyć **wahadło fizyczne;** czas jego wahań jest taki sam (por. str. 203) jak wahadła zwykłego, mającego długość:

$$l = \frac{J}{me},$$

J oznacza moment bezwładności masy wahającej się m względem osi obrotu, e odległość środka ciężkości masy od tejże osi, a l jest t. zw. długością zredukowaną wahadła. Jeżeli tak oznaczoną kresę l odetniemy z punktu zawieszenia na prostej przez środek ciężkości przechodzącej, to drugi koniec kresy tej będzie środkiem mas wahających się. Prosta pomyślana przez ten punkt, równolegle do osi zawieszenia, nazywa się osią mas wahających się. Związek między obiema temi osiami jest wzajemny, t. zn. czas wahnięć pozostaje ten sam, czy się zawiesi wahadło na jednej, czy na drugiej osi. Środek ciężkości wahadła leży zawsze między osią zawieszenia, a osią mas wahających się.

Wahadła fizycznego można używać do **oznaczania momentów bezwładności** ciał lub przekrojów nieforemnych *). Jeżeli w tym celu oznaczymy przez n ilość pojedynczych wahnięć/min., to moment bezwładności takiego ciała lub przekroju względem osi obrotu będzie:

$$J = g \frac{60^2}{\pi^2} \frac{me}{n^2} = \psi \frac{me}{n^2}.$$

Moment bezwładności względem równoległej osi ciężkości jest:

$$J_s = \psi \frac{me}{n^2} - me^2. \quad \text{Dla } \mathbf{cm} \text{ jako jednostki } \psi = 357826.$$

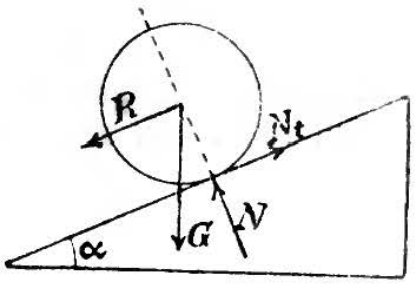
Dzwony kościelne i ich stolce. Jeżeli Q oznacza wagę dzwonu wraz z sercem, a przy zwykłym sposobie zawieszenia tak się silnie dzwoni, że linia środkowa dzwonu podnosi się o 20° ponad poziom osi zawieszenia, to podług Koepcke'go największe parcie poziome $H = 1{,}56\ Q$, a największe ciśnienie pionowe $V = 3{,}11\ Q$.

4. Obrót ciała około osi zmiennej.

Jeżeli ciało podczas ruchu pozostaje w zetknięciu z drugiem ciałem nieruchomem, to może ono albo toczyć się, albo ślizgać po niem, albo wreszcie odbywać równocześnie obydwa te ruchy. Ruch taki da się zawsze oznaczyć, jeżeli można go rozłożyć na ruch obrotowy około osi, niezmieniającej swego położenia względem ciała ruchomego, i na ruch postępowy (posuwanie), albo też na dwa ruchy obrotowe około osi stałych względem ciała ruchomego.

Przykład. Walec okrągły, o masie m i promieniu r, stacza się po płaszczyznie pochyłej (rys. 139). Odpór normalny toru $= N$, opór toru w kierunku stycznej $= N_t$. Mamy $N = G \cos \alpha$, $N_t \leqq \mu N$ (por. str. 215). $J = J'_z$ (patrz str. 190, pod **17.**; dalsze znakowania patrz str. 207 i 208).

Rys. 139.



$$R = G \sin \alpha - N_t; \qquad \mathfrak{M} = N_t r;$$

$$p_s = \frac{G \sin \alpha - N_t}{m} = g \sin \alpha - \frac{N_t}{m};$$

$$\varepsilon = \frac{\mathfrak{M}}{J} = \frac{2 N_t r}{m r^2} = \frac{2 N_t}{m r}.$$

Przypadek I. Jeżeli walec ma się wyłącznie toczyć (bez ślizgania), to dla punktu podparcia otrzymamy warunki:

$$p_s t - \varepsilon r t = 0, \text{ więc } g \sin \alpha - \frac{N_t}{m} = \frac{2 N_t}{m r} r = \frac{2 N_t}{m};$$

$$N_t = {}^1/_3\ G \sin \alpha; \quad \text{albo:}$$

$$N_t = {}^1/_3\ G \sin \alpha < \mu N = \mu G \cos \alpha, \quad \text{t. j. } \operatorname{tg} \alpha < 3 \mu.$$

Wówczas będzie:

$$R = \frac{2}{3} G \sin \alpha; \qquad p_s = \frac{2}{3} g \sin \alpha \quad \text{i} \quad \varepsilon = \frac{2}{3} \frac{g \sin \alpha}{r}.$$

*) S. Kalep, Oznaczanie momentów bezwładności obracających się części maszyn (bębnów, kół pasowych i rozpędowych), Civilingenieur 1892, zeszyt 5, str. 380.

Przypadek II. Jeżeli $\operatorname{tg}\alpha > 3\mu$, to następuje równocześnie toczenie i ślizganie się.

A więc: $N_t = \mu N = \mu G \cos\alpha$; $R = G\sin\alpha - \mu G\cos\alpha$.

$$p_s = g(\sin\alpha - \mu\cos\alpha); \qquad \varepsilon = \frac{\mathfrak{M}}{J} = \frac{2\mu G\cos\alpha}{mr} = \frac{2\mu g\cos\alpha}{r}.$$

Dla ruchu walca po torze poziomym ($\alpha = 0$) warunek wyłącznego toczenia brzmi: Siła ciągnąca $Z < 3\mu G$.

D. Uderzenie.

Prostą prostopadłą do wspólnej płaszczyzny, stycznej w punkcie zetknięcia dwóch ciał zderzających się, nazywamy osią zderzenia. Jeżeli środki ciężkości ciał leżą na tej osi, to uderzenie nazywa się **środkowem,** w przeciwnym razie **mimośrodkowem.** Jeżeli kierunki ruchu obydwóch środków ciężkości są równoległe do osi zderzenia, to uderzenie nazywa się **prostem,** w razie przeciwnym zaś **ukośnem.**

a. Uderzenie proste, środkowe.

Dwie masy M_1 i M_2, poruszające się w jednym kierunku z prędkościami v_1 i v_2, spotykają się ze sobą. Po zderzeniu prędkości pierwotne przemieniają się na inne c_1 i c_2, między któremi, a prędkościami pierwotnemi v_1 i v_2 istnieje związek:

$$M_1 v_1 + M_2 v_2 = M_1 c_1 + M_2 c_2.$$

1. Zderzenie się ciał zupełnie niesprężystych.

Obiedwie masy poruszają się po zderzeniu z prędkością wspólną:

$$c = c_1 = c_2 = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2}{M_1 + M_2}.$$

Strata na pracy rozpędu (na możności pracy) wynosi:

$$L = \frac{1}{2}\,\frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}(v_1 - v_2)^2.$$

2. Zderzenie się ciał doskonale sprężystych.

Strata na pracy rozpędu jest równa zeru. Prędkości po zderzeniu wynoszą:

$$c_1 = \frac{(M_1 - M_2)v_1 + 2M_2 v_2}{M_1 + M_2}, \quad \text{a} \quad c_2 = \frac{(M_2 - M_1)v_2 + 2M_1 v_1}{M_1 + M_2}.$$

Dla $v_2 = 0$ będzie:

$$c_1 = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2}v_1, \quad \text{a} \quad c_2 = \frac{2M_1}{M_1 + M_2}v_1.$$

Jeżeli $M_1 = M_2$, to staje się $c_1 = v_2$, a $c_2 = v_1$.

3. Zderzenie się ciał niedoskonale sprężystych.

Jeżeli spółczynnik sprężystości obydwóch ciał jest α, to:

$$c_1 = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2 - M_2 (v_1 - v_2) \sqrt{\alpha}}{M_1 + M_2},$$

$$c_2 = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2 + M_1 (v_1 - v_2) \sqrt{\alpha}}{M_1 + M_2},$$

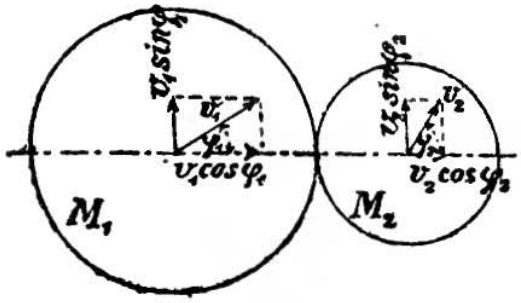
$$L = \frac{1}{2} \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} (v_1 - v_2)^2 (1 - \alpha).$$

Spółczynnik sprężystości α określa się stosunkiem: $\alpha = h_1 : h$; we wzorze tym oznacza h_1 wysokość, do której podskoczy kula, zrobiona z danego materyału, a spadająca swobodnie z wysokości h. Wielkość α pozostaje nadto w pewnej zależności od prędkości, z jaką kula uderza, a więc od wysokości h. Średnio można przyjąć dla kości słoniowej $\alpha = (^8/_9)^2$, dla stali i korka $\alpha = (^5/_9)^2$, dla szkła $\alpha = (^{15}/_{16})^2$. Dla ciał niesprężystych $\alpha = 0$, dla ciał doskonale sprężystych $\alpha = 1$.

b. Uderzenie środkowe ukośne.

Rozkładamy prędkości pierwotne v_1 i v_2 na $v_1 \cos \varphi_1$ i $v_1 \sin \varphi_1$, względnie $v_2 \cos \varphi_2$ i $v_2 \sin \varphi_2$, w kierunku osi zderzenia i prostopadle do niej. Jeżeli tarcia nieuwzględniamy, to obiedwie prędkości $v_1 \sin \varphi_1$ i $v_2 \sin \varphi_2$ nie zmieniają się skutkiem zderzenia, natomiast $v_1 \cos \varphi_1$ i $v_2 \cos \varphi_2$ zmieniają się zgodnie z zasadami, rozwiniętemi przy zderzeniu się prostem, środkowem, na prędkości c'_1 i c'_2, które, złączone odnośnie z $v_1 \sin \varphi_1$ i $v_2 \sin \varphi_2$, dadzą nam prędkości obydwóch ciał po zderzeniu.

Rys. 140.

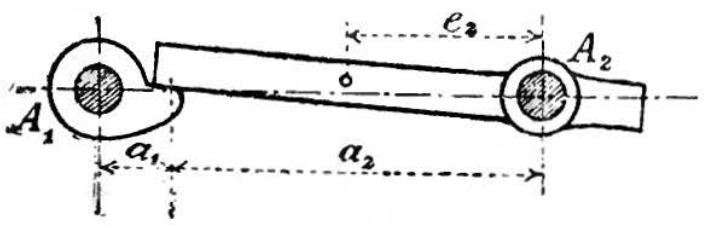


c. Uderzenie proste, mimośrodkowe.

Dwa ciała, obracające się około osi A_1 i A_2 do siebie równoległych (rys. 141), spotykają się ze sobą z prędkościami v_1 i v_2.

Momentami bezwładności ciał, względem przynależnej osi obrotu, niech będą $m_1 k_1^2$ i $m_2 k_2^2$. Wówczas w tym przypadku zastosować można wzory na uderzenie proste, środkowe (patrz str. 213), jeżeli zamiast mas rzeczywistych wstawimy masy sprowadzone do punktu zderzenia.

Rys. 141.



$$\frac{m_1 k_1^2}{a_1^2} \quad \text{i} \quad \frac{m_2 k_2^2}{a_2^2}.$$

Chcąc uniknąć oddziaływań zderzenia na jedną z osi (np. A_2), powinniśmy wytworzyć między punktem zderzenia a punktem obrotu A_2 taki

sam związek, jaki zachodzi między środkiem wahającym a punktem zawieszenia wahadła fizycznego (patrz str. 211), t. j. powinno być $a_2 = \frac{k_2^2}{e_2}$, jeżeli e_2 oznacza odległość środka ciężkości od osi obrotu.

d. Uderzenie ukośne, mimośrodkowe.

Podobnie jak w **b.** rozkładamy prędkości w kierunku osi zderzenia i prostopadle do niej. Tylko dwie pierwsze składowe wprowadzamy w rachunek, przy użyciu wzorów z pod **c.**

IV. OPORY SPOWODOWANE TARCIEM.

A. Spółczynniki tarcia.

a. Tarcie w spokoju.

Ciało, pozostające pod wpływem siły zewnętrznej, a wspierające się na drugiem ciele, może nawet jeszcze wtedy znajdować się w stanie równowagi, gdy siła nań działająca tworzyć będzie z normalną odporową (czyli normalną punktu zetknięcia) pewien kąt, o ile ten kąt będzie mniejszy, lub, co najwyżej, równy określonemu kątowi ϱ_0. Kąt ϱ_0, **kąt tarcia w spokoju** lub **kąt graniczny odporu tarcia** zależy od szorstkości powierzchni. Siła odporowa posiada zawsze tę samą wielkość, lecz odwrotny kierunek, co siła zewnętrzna. Rozkładając całkowitą siłę odporową w kierunku normalnej punktu zetknięcia i płaszczyzny stycznej, otrzymujemy normalną siłę odporową N i styczną siłę odporową N_t. Siła N_t jest przyczyną odporu stycznego, czyli odporu tarcia. Z poprzedniego wynika zatem, że zawsze będzie:

$$N_t \leq \mu_0 N,$$

jeżeli przez $\mu_0 = \operatorname{tg} \varrho$ oznaczymy **spółczynnik odporu tarcia,** czyli **spółczynnik tarcia w spokoju.**

Gdyby odchylenie siły zewnętrznej (może nią być również wypadkowa wielu sił) od normalnej było większe, niż kąt graniczny ϱ_0, to styczna siła odporowa nie mogłaby już wytworzyć stanu równowagi, lecz nadawałaby jednemu ciału pewien ruch względnie do drugiego.

Tablica spółczynników tarcia w spokoju dla różnych materyałów budowlanych znajduje się na str. 217 i 218.

b. Tarcie przy ślizganiu.

1. Jeżeli siła normalna N przyciska wzajemnie powierzchnie dwóch ciał, to przy ruchu względnym tych dwóch ciał trzeba przemódz pewien opór, działający w kierunku przeciwnym ruchowi, t. zw. **opór tarcia.**

Jeżeli ciała stykają się w powierzchni ograniczonej, to ruch ich względny polega wyłącznie na ślizganiu się, a opór tarcia nazywa się natenczas **tarciem przy ślizganiu.** Jeżeli natomiast ciała stykają się w linii, to ruch ich może być albo ślizganiem się, albo toczeniem się około linii styczności. Toczenie się jednego ciała po drugiem powoduje tarcie, które nazywamy **tarciem przy toczeniu** (patrz str. 220). Przy styczności w jednym tylko punkcie zjawia się oprócz powyższych jeszcze jedna możliwa, lecz praktycznie małoważna forma ruchu, t. j. ruch obrotowy około normalnej, któryby też świdrowym nazwać można.

2. Wielkość oporu tarcia W zależy przedewszystkiem od parcia normalnego N i od właściwości powierzchni, prócz tego od ciśnienia, wywieranego na jednostkę powierzchni, od prędkości, z jaką ruch się odbywa, wreszcie i od temperatury.

Jeżeli określimy:

$$W = \mu N,$$

to μ nazywa się **spółczynnikiem tarcia przy ślizganiu.**

Wypadkowa sił W i N tworzy z normalną zawsze kąt ϱ, t. zw. **kąt tarcia,** dla którego:

$$\operatorname{tg} \varrho = \mu.$$

3. Spółczynniki tarcia przy ślizganiu (μ) niektórych metali przy wysokiem ciśnieniu na jednostkę powierzchni i mało naoliwionych powierzchniach, według Rennie'go.

Uwaga. Przy doświadczeniach naoliwiono powierzchnie, a następnie wytarto je starannie, aby smar pozostały między niemi nie przeszkadzał **szczelnemu zetknięciu się** powierzchni.

Ciśnienie na powierzchnię w kg/cm²	Żelazo kute na żelazie kutem	Żelazo lane na żelazie kutem	Stal na żelazie lanem	Mosiądz na żelazie lanem	Ciśnienie na powierzchnię w kg/cm²	Żelazo kute na żelazie kutem	Żelazo lane na żelazie kutem	Stal na żelazie lanem	Mosiądz na żelazie lanem
	$\mu =$					$\mu =$			
8,79	0,140	0,174	0,166	0,157	34,10	0,403	0,366	0,356	0,221
13,08	0,250	0,275	0,300	0,225	36,77	0,409	0,366	0,357	0,223
15,75	0,271	0,292	0,333	0,219	39,37	Powierz-	0,367	0,358	0,233
18,28	0,285	0,321	0,340	0,214	42,18	chnie	0,367	0,359	0,234
20,95	0,297	0,329	0,344	0,211	44,58	zdarte	0,367	0,367	0,235
23,62	0,312	0,333	0,347	0,215	47,25		0,376	0,403	0,233
26,22	0,350	0,351	0,351	0,206	49,92	—	0,434	Powierz-	0,234
27,42	0,376	0,363	0,353	0,205	55,12	—	Powierz-	chnie	0,232
31,50	0,395	0,365	0,354	0,208	57,65	—	chnie	zdarte	0,273
							zdarte		

4. Spółczynniki tarcia μ i μ_0 dla nieznacznych ciśnień na jednostkę powierzchni (0,96 do 1,37 kg/cm²) według Morin'a.

Ciała trące się	Kierunek włókien *)	Spółczynnik tarcia przy ślizganiu μ				Spółczynnik tarcia w spokoju μ_0			
		Na sucho	Skąpo smarow.	Obficie smarow.	We wodzie	Na sucho	Skąpo smarow.	Obficie smarow.	We wodzie
Metal o metal.									
Bronz o bronz	·	0,20	—	—	—	—	—	—	—
„ o żelazo lane	·	0,21	—	—	—	—	—	—	—
„ o żelazo kute	·	—	0,16	—	—	—	—	—	—
Żelazo lane o żelazo lane lub bronz	·	—	0,15	—	0,31	—	0,16	—	—
Żelazo kute o żelazo lane lub bronz	·	0,18	—	—	—	0,19	—	—	—
Żelazo kute o żelazo kute	·	0,44	—	—	—	—	0,13	—	—
Stal o stal	·	—	—	—	—	0,15	—	—	—
Ciała rozmaite.									
Żelazo lane o dąb	=	0,49	0,19	(Suche mydło)	0,22	—	—	—	0,65
Żelazo kute o dąb	=	—	—	0,08 (Łój)	0,26	—	—	0,11 (Łój)	0,65
Mosiądz o dąb	=	—	—	—	—	0,62	—	—	—
Dąb o dąb	=	0,48	—	0,16	(Mydło)	0,62	—	0,44	(Suche mydło)
	∓	0,34	—	—	0,25	0,54	—	—	0,71
	⊥	0,19	—	—	—	0,43	—	—	—
Skóra wołowa o dąb	Skóra na płask	—	—	—	—	0,61	—	—	—
	Skóra na storc	0,33	—	—	0,29	0,43	—	—	0,79
Skóra wołowa jako uszczeln. tłoka (p. s. 219)	Na płask	0,56	0,23 (Olej, mydło)	0,15	0,36	—	— (Olej, mydło)	0,12	0,62
Pasy skórzane o bęben dębowy	=	0,27	—	—	—	(P. s. 232).	0,47	—	—
„ o żelazo lane	Na płask	0,56	—	—	0,36		0,28	0,12	0,38
Liny konopne o drzewo szorstkie	·	—	—	—	—	0,50	—	—	—
„ wygładzone	·	—	—	—	—	0,33	—	—	—

*) Znak = oznacza ruch w kierunku włókien obydwóch ciał, znak -|- ruch prostopadły do kierunku włókien ciała ślizgającego się, a ⊥ ruch drzewa na storc w kierunku włókien drugiego.

Ciała trące się	Kierunek włókien	Spółczynnik tarcia przy ślizganiu μ: Na sucho	Skąpo smarow.	Obficie smarow.	We wodzie	Spółczynnik tarcia w spokoju μ_0: Na sucho	Skąpo smarow.	Obficie smarow.	We wodzie
Dąb, buk i drzewo gwajakowe o granit wygładzony lub mosiądz wygładzony (według C. Hoppe'go)	=	—	—	—	—	—	—	Ciśnienie = 3,25 kg/cm²	0,53
	∓	—	—	—	—	—	—		0,49 Drzew. gwaj. 0,40
Kamienie lub cegły · o cegłę	·	wygładzone				0,53—0,73			(Na sucho)
	·	w świeżej zaprawie				0,50—0,70		—	—
Kamienie i żwir o żelazo kute		—	—	—	—	0,42—0,49		—	—
Kamienie i żwir o drzewo		—	—	—	—	0,48—0,60		—	—
Mur o beton	·	—	—	—	—	0,76	—	—	—
Mur o ziemię niezruszoną	·	suchą i twardą				0,65	—	—	—
	·	średnią				0,45	—	—	—
	·	mokrą i iłowatą				0,30	—	—	—
Stal o lód	·	0,014	—	—	—	0,027	—	—	—

5. Spółczynniki tarcia w poszczególnych przypadkach.

1. **Mechanizmy** przenoszące pracę (opór ogólny), średnio $\mu = 0{,}05$.

2. Żelazne **obręcze kół** po suchych **szynach** żelaznych, według Poirée'go.

(Wagony kolejowe wagi od 3400 do 8400 kg).

Prędkość V w km/godz. =	16,56	26,28	31,68	51,48	72,00	79,20
Spółczynnik tarcia μ =	0,209	0,206	0,171	0,145	0,136	0,112.

3. Lano-żelazne **klocki hamulcowe** o **obręcze stalowe** według Galton'a.

Prędkość V w km/godz.: początek	7,56	15,84	39,96	72,36	96,48	
Spółczynnik tarcia μ = 0,330	0,273	0,242	0,166	0,127	0,074.	

Nowe doświadczenia Wichert'a *) przy (niezmieniającej się) prędkości jazdy V km/godz. dały dla kloców hamulcowych ze stali lanej, trących się o obręcze stalowe, wynik następujący:

$$\mu = \beta \frac{1 + 0{,}0112\ V}{1 + 0{,}06\ V};$$

dla suchych, trących się powierzchni $\beta = 0{,}45$, dla mokrych $\beta = 0{,}25$. Jeżeli pociąg, idący przy rozpoczęciu działania hamulcy z prędkością V, ma się zatrzymać, to można przyjąć do obliczenia dla całego okresu hamowania przeciętny spółczynnik tarcia μ'. Dla rozmaitych prędkości V oznaczono następujące spółczynniki tarcia, przyczem dla μ' przyjęto warunki niekorzystne (szyny wilgotne):

*) Centralblatt der Bauverwaltung 1894, str. 73.

Prędkość V w km/godz.	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Suche powierzchn. trące się μ=	0,450	0,313	0,250	0,215	0,192	0,176	0,164	0,154	0,147	0,141
Mokre powierzchn. trące się μ=	0,250	0,174	0,139	0,119	0,107	0,098	0,091	0,086	0,082	0,078
Średnia wartość. . . . μ'=	—	0,201	0,164	0,142	0,128	0,117	0,109	0,103	0,098	0,093

4. Stalowe **obręcze kół** po **szynach stalowych** według Galton'a.

Prędkość V w km/godz.: ruszanie z miejsca	11,16	54.72	96,48
Spółczynnik tarcia . . . . . μ = 0,242	0,088	0,065	0,027.

5. **Przyrządy, działające pod ciśnieniem wody,** według H. Lang'a.

a) Suwaki z bronzu lub drzewa gwajakowego po bronzie: μ jest stałe dla powolnego ruchu naprzód i wstecz, przy ciśnieniach od 2 do 100 atm.

Dla suwaków smarowanych bez przerwy . . . . . $\mu = 0{,}06$

Dla suwaków zwilżanych (nawadnianych) z pomocą licznych rowków . . . . . $\mu = 0{,}10$

Dla suwaków pracujących na sucho i z powodu tego skrzypiących . . . . . μ do 0,30

6. Dla dławnic uszczelnionych konopiami, bawełną lub też ~~cholewą~~ skórzaną: μ jest stałe przy ciśnieniach wody między 1 a 50 atm., a wartość jego niezależna od **długości** uszczelnienia. Tarcie w kg równa się $\mu \times$ ciśnienie wody w atm. $\times$ pole powierzchni uszczelniającej w cm.

α) **Bawełna** albo **konopie** luźne lub splecione w warkocz, nasycone gorącym łojem, zatrzymują nawet po miesiącach użycia, przy gładkim tłoku i niezbyt silnie wciśniętym dławiku . . . . . $\mu = 0{,}06$ do 0,11;

β) **Bawełna** lub **konopie** przy trudnościach w uszczelnieniu (dławik ciężki, niekorzystnie położony i t. p.) . . . . . $\mu =$ do 0,25;

γ) **Uszczelnienie cholewą skórzaną:**

skóra miękka, wykonanie dokładne. . . . . $\mu = 0{,}03$ do 0,07;

skóra twarda, mocno garbowana na surowo . . . . . $\mu = 0{,}10$ do 0,13;

warunki niekorzystne (tłok szorstki, woda brudna i t. p.) . . . . . $\mu =$ do 0,20.

Dalsze szczegóły patrz Dział piąty: Części maszyn, rozd. V. Dławnice.

6. **Toczydła.** Spółczynnik tarcia piaskowca gruboziarnistego o żelazo lane $\mu = 0{,}21$ do 0,24, o stal $\mu = 0{,}29$, o żelazo kute $\mu = 0{,}41$ do 0,46, zależnie od tego, czy kamień jest świeżo ostrzony, czy tępy; dla mokrego piaskowca drobnoziarnistego spółczynnik tarcia o żelazo lane średnio $\mu = 0{,}72$, o stal $\mu = 0{,}94$, o żelazo kute $\mu = 1{,}0$.

7. **Spółczynniki tarcia całkowitego wozów.** *)

Tor z gładkich płyt granitowych	0,006.
Szyny kolei podjazdowych, średnio	0,006 do 0,008.
Dobry bruk asfaltowy	0,010.
Doskonały bruk kamienny	0,015.
Szosa z szabru, wybornie utrzymana	0,016.
Dobry bruk drewniany	0,018.
Dobry bruk kamienny	0,020.
Dobra szosa	0,023.

*) Handbuch d. Baukunde I, str. 552.—Por. Centralbl. d. Bauverw. 1888, str. 543.

Dobra szosa pokryta kurzem i t. p.	0,028.
Bruk kamienny, pośledniego gatunku	0,033.
Szosa wyjeżdżona, pokryta błotem	0,035.
Wyborne drogi polne	0,045.
Szosa źle utrzymana	0,050.
Drogi polne, zwykłe	0,080 do 0,160.
Piasek sypki	0,15 do 0,30.

8. **Spółczynniki tarcia μ sań.**

Włóki drewniane, niekute na gładkim torze drewnianym lub kamiennym:	niesmarowane	0,38.
	smarowane mydłem suchem	0,15.
	smarowane łojem	0,07.
Włóki drewniane, niekute na śniegu lub lodzie		0,035.
Włóki drewniane, kute na śniegu lub lodzie		0,02.

9. Opory tarcia pociągów kolejowych patrz Dział jedenasty. Opory tarcia okrętów patrz w dziale niniejszym pod VI: Dynamika cieczy, nadto Dział dwunasty: Budowa okrętów. Dla pociągów kolejowych (na torze prostym, poziomym) można średnio przyjąć za spółczynnik tarcia całkowitego 0,004 do 0,005, dla okrętów zaś 0,0003 do 0,0005.

c. Tarcie przy toczeniu.

Jeżeli walec (rys. 142) toczący się bez ślizgania po równem, poziomem podłożu, do którego przyciska go siła Q (ciśnienie normalne), ma się obracać około linii podparcia, to musi on przemódz działanie pary sił, mającej moment: $M = Qf$.

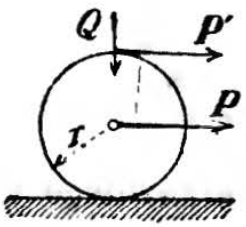
Wielkość f (w **cm**), t. zw. ramię albo **spółczynnik tarcia przy toczeniu** jest np.:

dla drzewa gwajakowego po drzewie gwajakowem . $f = 0{,}047$ cm,
dla drzewa wiązowego (brzost.) po drzewie gwajak. $f = 0{,}081$ cm,
dla żelaza po żelazie (i stal po stali) średnio . . . $f = 0{,}050$ cm.

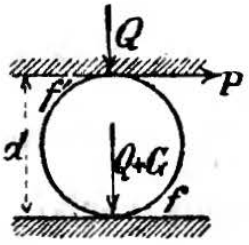
Rys. 142.



Rys. 143.



Rys. 144.



2. Jeżeli parę sił M przemoże np. siła P (rys. 143), działająca na środek ciężkości, to: $Pr = M = Qf$.

Jeżeli zaś siła P' działa na punkt obwodu przeciwległy linii podparcia walca (rys. 143), to: $P' 2r = M = Qf$.

3. Przy przesuwaniu ciężaru Q na walcu (rys. 144) będzie:

$$Pd = M = Qf' + (Q + G)f,$$

w którym to wzorze oznacza: f spółczynnik tarcia przy toczeniu się walca na podłożu, f' spółczynnik tarcia przy toczeniu się walca i ciężaru, G ciężar własny walca.

4. Walec, o promieniu r, zaczyna staczać się po płaszczyznie pochyłej, jeżeli pochylenie jej $\operatorname{tg}\alpha = f : r$; z czego wynika: $f = r \operatorname{tg}\alpha$. (Por. jednakże przykład str. 212).

B. Stosunki siły i pracy w mechanizmach.

a. Zasady ogólne.

Jeżeli oznaczymy przez: Q opór pożytkowy mechanizmu w kg,
P rzeczywistą siłę pędzącą w kg,
q drogę, wzdłuż której działa Q, w m,
p drogę równoczesną siły P w m,

to: $$\eta = \frac{Qq}{Pp} = \frac{\text{praca pożyteczna}}{\text{praca włożona}}$$

będzie t. zw. **sprawnością** mechanizmu. **Praca zużyta przez tarcie** $A_r = Pp - Qq$.

Jeżeli przez P_0 oznaczymy w kg idealną siłę pędzącą, któraby, w razie nieistnienia oporów tarcia, utrzymywała w równowadze ciężar pożytkowy Q, a przez Q_0 idealny ciężar pożytkowy w kg, który mogłaby dźwignąć rzeczywista siła pędząca P, gdyby ruch odbywał się bez tarcia, to będzie również:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{Q_0}.$$

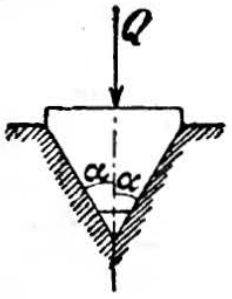
Jeżeli dla ruchu powrotnego mechanizmu $\eta \leqq 0$, to mechanizm taki nazywa się **samohamownym;** z powodu oporów tarcia samodzielny ruch powrotny jest wówczas niemożliwy.

Jeżeli mechanizm składa się z wielu mechanizmów cząstkowych, o sprawnościach $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots$, to **całkowita sprawność** mechanizmu będzie: $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \ldots$.*).

Stosunek pracy tarcia $A_r = Pp - Qq$ do pracy pożytecznej $A_n = Qq$ nazywa się **stratnością** $\mathfrak{V}$: **)

$$\mathfrak{V} = \frac{A_r}{A_n} = \frac{Pp}{Qq} - 1, \quad \text{a} \quad \eta = \frac{1}{1 + \mathfrak{V}}.$$

Rys. 145.



b. Kliny.

1. Ruch w łożach klinowych.

Klin, wciskany siłą Q w łoże klinowe, którego ściany tworzą kąt $= 2\alpha$, poruszając się wzdłuż swej osi, podlega oporowi tarcia:

$$W = Q \frac{\mu}{\sin\alpha} = Q\mu'. \qquad \left(\mu' = \frac{\mu}{\sin\alpha} = \begin{cases} \text{spółczynnik tarcia} \\ \text{klinów.} \end{cases}\right)$$

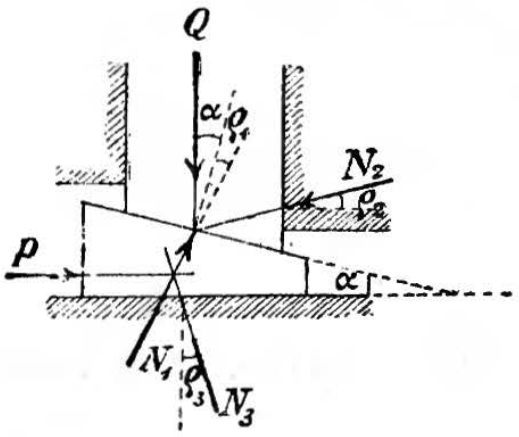
*) Wykreślenie ilości η patrz: G. Hermann, Zur graphischen Statik der Maschinengetriebe; Braunschweig 1879, F. Vieweg.

**) Stosunek zaś pracy straconej (przez tarcia i t. p.) do pracy włożonej nazwiemy stratą sprawności, bo sprawnością nazywamy stosunek pracy pożytecznej, wydanej przez mechanizm, do całej pracy włożonej w mechanizm.

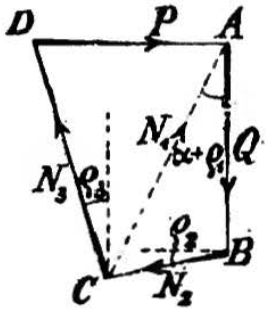
2. Łańcuch klinowy.

Klin, przesuwany w kierunku siły P (rys. 146), przemaga siłę Q. Odpory N_1, N_2 i N_3, jak również siłę P, wykreślamy podług rys. 147, wprowadzając ϱ_1, ϱ_2 i ϱ_3, jako odnośne kąty tarcia.

Rys. 146.



Rys. 147.

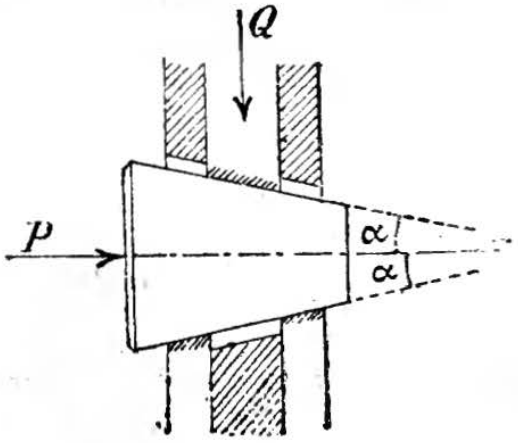


Kreślimy AC pod kątem $\alpha + \varrho_1$ do Q, BC równolegle do N_2, t. j. pod kątem ϱ_2 do poziomu; przez przecięcie C prowadzimy równoległą do N_3, t. j. pod kątem ϱ_3 do pionu. Pozioma przez A będzie wówczas $DA = P$. Obliczenie da nam zgodnie z powyższem:

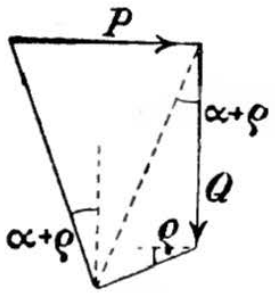
$$N_1 : Q = \cos \varrho_2 : \cos (\alpha + \varrho_1 + \varrho_2),$$
$$P : N_1 = \sin (\alpha + \varrho_1 + \varrho_3) : \cos \varrho_3;$$ z tego wynika:
$$P : Q = \frac{\cos \varrho_2 \sin (\alpha + \varrho_1 + \varrho_3)}{\cos \varrho_3 \cos (\alpha + \varrho_1 + \varrho_2)}.$$

Np. dla $\varrho_1 = \varrho_2 = \varrho_3 = \varrho$: $P = Q \operatorname{tg} (2\varrho + \alpha)$.
Sprawność: $\eta = \operatorname{tg} \alpha : \operatorname{tg} (2\varrho + \alpha)$.
Siła P_1, potrzebna do zluzowania klina: $P_1 = Q \operatorname{tg} (2\varrho - \alpha)$.
Mechanizm hamuje się sam, póki $\alpha < 2\varrho$, względnie $\alpha < \varrho_1 + \varrho_3$.

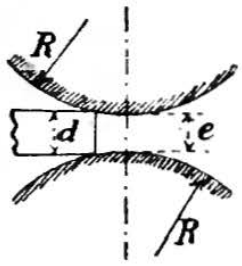
Rys. 148.



Rys. 149.



Rys. 150.



Dla łańcucha klinowego rys. 148 będzie (por. rys. 149):

$$P = \frac{2Q \cos \varrho \sin (\alpha + \varrho)}{\cos (\alpha + 2\varrho)} = \frac{2Q \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)}{1 - \operatorname{tg} \varrho \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)} \approx 2Q \operatorname{tg} (\alpha + \varrho).$$

$$\eta = \operatorname{tg} \alpha : \operatorname{tg} (\alpha + \varrho). \qquad P_1 \approx 2Q \operatorname{tg} (\varrho - \alpha).$$

Mechanizm jest samohamowny, dopóki $\alpha < \varrho$, względnie $2\alpha < \varrho_1 + \varrho_3$.

3. Przebieg walcowania.

Aby walcowanie mogło się rozpocząć (rys. 150) musi być:

$$d - e \leqq 2R (1 - \cos \varrho).$$

We wzorze powyższym $\operatorname{tg} \varrho = \mu$ (porówn. str. 216).

Np. dla żelaza rozżarzonego i walców lano-żelaznych (dla których $\mu = \operatorname{tg} \varrho = 0{,}1$) musi być: $d - e \leqq 0{,}01\, R$.

c. Czopy.

1. Ciśnienie na powierzchnię i opór tarcia. *)

Jeżeli jest: P siłą cisnącą na czop w kg,
l długością, a $d = 2r$ średnicą czopa w cm,
df różniczką powierzchni czopa w cm^2,
y odległością tejże różniczki df od osi obrotowej w cm,
p normalnem ciśnieniem jednostkowem na df w kg/cm^2,
φ kątem normalnej na df i siły P,
μ spółczynnikiem tarcia przy ślizganiu (str. 216 i 217),
μ_1 spółczynnikiem tarcia czopowego, to będzie:

Moment tarcia czopa: $M = \mu \int p \cdot df \cdot y$ kgcm,

Praca tarcia przy jednym obrocie: $A_r = 2\pi M$ kgcm,

Moc **) tarcia czopa przy n obrotach/min.:

$$E = \frac{2\pi\mu n}{60} \int p \cdot df \cdot y = \frac{\pi n}{30} M \text{ kgcm/sek.}$$

Ciśnienie na jednostkę powierzchni p w czopach nowych jest dla wszystkich df stałe i od φ niezależne: $p = P : f$, jeżeli f oznacza rzut przyciskanej powierzchni czopa na płaszczyznę prostopadłą do kierunku siły. W czopach wytartych oznaczamy p, wychodząc z założenia, że zużycie, mierzone w kierunku P, jest dla wszystkich df jednakowe: $p = \text{stała} \cdot \frac{\cos\varphi}{y}$:

$$P = \int p \cdot df \cdot \cos\varphi = \text{stała} \int \frac{\cos^2\varphi}{y}\, df.$$

$p_m = \frac{P}{2rl} = \frac{\pi}{4} p_{\max} = 0{,}7854\, p_{\max}$ jest **średniem ciśnieniem prostopadłem.** $p_r = \frac{2}{\pi} p_{\max} = 0{,}81\, p_m$ jest **średniem ciśnieniem promiennem.**

Wyraz $\mu_1 = \frac{4}{\pi}\mu = 1{,}27324\,\mu$ (porówn. tablicę str. 225) nazwano **spółczynnikiem tarcia czopowego.** Wartość μ wyznacza się wprost z doświadczenia w sposób następujący: Ponieważ

$M = \mu_1 Pr$ (por. str. 225), a $E = \frac{\pi n}{30} M$ (patrz powyżej),

przeto: $$\mu_1 = \frac{30}{\pi} \frac{E}{Prn} = 9{,}5493 \frac{E}{Prn}.$$ ***)

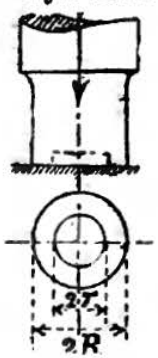
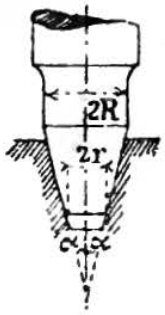
---

*) F. Reuleaux, Tarcie czopowe. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1891, st. 932.

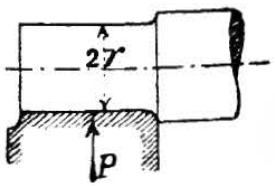
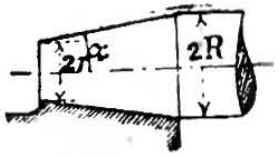
**) Mocą nazywamy pracę w jednostce czasu wykonaną, np. maszyna mocy 4-ch koni (nie siły!).

***) Zastosowanie wahadła polegającego na zasadzie tarcia. Zeit. d. V. d. Ing. 1891, 935

I. Czopy stojące. (Siła cisnąca P działa w kierunku osi).

Rodzaj czopa		Ciśnienie na jednostkę powierzchni p: Czop nowy	Czop wytarty p	Czop wytarty p_{max}	Moment tarcia M: Czop nowy	Czop wytarty
Rys. 151. 	Płaska powierzchnia pierścieniowa; czop grzebieniasty.	$\frac{P}{\pi (R^2-r^2)}$	$\frac{P}{2\pi (R-r)\, y}$	$\frac{P}{2\pi (R-r) r}$	$\frac{2}{3}\mu P \frac{R^3-r^3}{R^2-r^2}$	$\frac{1}{2}\mu P (R+r)$
	Czop pełny płaski	$\frac{P}{\pi R^2}$	$\frac{P}{2\pi R y}$	∞	$\frac{2}{3}\mu P R$	$\frac{1}{2}\mu P R$
Rys. 152. 	Czaszka kulista $\left(\alpha = \frac{\alpha^\circ}{180}\pi\right)$	$\frac{P}{\pi R^2}$	$\frac{P(\alpha + \sin\alpha\cos\alpha)}{\pi R^2 \operatorname{tg}\varphi}$	∞	$\mu P R \frac{\alpha - \sin\alpha\cos\alpha}{\sin^2\alpha}$	$\mu P R \frac{\sin^2\alpha}{\alpha + \sin\alpha\cos\alpha}$
	Półkula.	$\frac{P}{\pi R^2}$	$\frac{P}{2 R^2 \operatorname{tg}\varphi}$	∞	$\frac{\pi}{2}\mu P R$	$\frac{2}{\pi}\mu P R$
Rys. 153. 	Stożek ścięty.	$\frac{P}{\pi (R^2-r^2)}$	$\frac{P}{2\pi (R-r)\, y}$	$\frac{P}{2\pi (R-r) r}$	$\frac{2}{3}\mu P \frac{R^3-r^3}{R^2-r^2}\frac{1}{\sin\alpha}$	$\frac{1}{2}\mu P \frac{R+r}{\sin\alpha}$
	Stożek pełny.	$\frac{P}{\pi R^2}$	$\frac{P}{2\pi R y}$	∞	$\frac{2}{3}\mu P \frac{R}{\sin\alpha}$	$\frac{1}{2}\mu P \frac{R}{\sin\alpha}$

2. Czopy leżące. (Siła cisnąca P działa prostopadle do osi.)

Czopy (długość czopa $= l$)		Ciśnienie p na jednostkę powierzchni: Czop nowy	Czop wytarty p	Czop wytarty p_{max}	Moment tarcia M: Czop nowy	Czop wytarty
Rys. 154. 	Walcowy, do połowy objęty.	$\frac{P}{2rl}$	$\frac{4}{\pi}\frac{P}{2rl}\cos\varphi$	$\frac{4}{\pi}\frac{P}{2rl}=\frac{4}{\pi}p_m$	$\frac{\pi}{2}\mu Pr$	$\frac{4}{\pi}\mu Pr=\mu_1 Pr$
	Taki sam, lecz ciśnienie Q na górną panewkę.	$\frac{P+2Q}{2rl}$	$\frac{4}{\pi}\frac{P+2Q}{2rl}\cos\varphi$	$\frac{4}{\pi}\frac{P+2Q}{2rl}$	$\frac{\pi}{2}4(P+2Q)r$	$\mu_1(P+2Q)r$
Rys. 155. 	Stożek ścięty.	Odpór D w kierunku osi, spowodowany dążeniem do ześlizgnięcia się stożka, wynosi: $D = {}^1/_2\,\pi P \operatorname{tg}\alpha$ (czop nowy), $D = (4:\pi) P \operatorname{tg}\alpha$ (czop wytarty).			$\frac{\pi}{3}\mu P\frac{R^3-r^3}{R^2-r^2}\frac{1}{\cos\alpha}$	$\frac{2}{\pi}\mu P\frac{R+r}{\cos\alpha}$
	Stożek pełny.				$\frac{\pi}{3}\mu P\frac{R}{\cos\alpha}$	$\frac{2}{\pi}\mu P\frac{R}{\cos\alpha}$

Do powyższego kształtu czopów odnoszą się obydwa następujące twierdzenia, tak do czopów nowych, jak i do wytartych.

α) Jeżeli na czop stożkowy lub stożkowaty działa siła P w kierunku osi, a siła P_1 prostopadle do niej, to ogólny moment tarcia należy obliczać tak, jak gdyby jedynie siła P działała na czop, jako na czop stojący, a siła P_1 wcale nie istniała. Dla czopa walcowego z płaską powierzchnią krańcową trzeba w tym razie momenty tarcia, spowodowane siłą P (dla płaskiej powierzchni krańcowej, jako czopa stojącego), i momenty tarcia, spowodowane siłą P_1 (dla powierzchni walcowej, jako dla czopa leżącego) obliczyć oddzielnie i dodać do siebie.

β) Jeżeli obydwa czopy leżące, stożkowe lub stożkowate u jednego wału leżącego są nawzajem sobie równe, a raczej symetryczne, i jeżeli na jeden z nich działa, prostopadle do osi, większa siła cisnąca P, na drugi zaś mniejsza P_1, to suma momentów tarcia obydwóch czopów jest równa momentowi, któryby wypadł dla takiegoż czopa, na który by działało ciśnienie $2P$. Dla czopów walcowatych należy w tym razie zamiast $2P$ podstawić $P + P_1$.

Spółczynnik tarcia czopowego μ_1 zależy od rodzaju smaru. Przy obfitem smarowaniu olejem rzepakowym, tłuszczami i olejami mineralnymi lub ich mieszaninami z naftą, nie wykazują gładko szlifowane czopy stalowe, chodzące w panwiach bronzowych, wyższego μ_1 jak $= 0{,}003$ do $0{,}03$. Smarowanie niewłaściwe, szczególnie na otwartem powietrzu (przewody linowe, obrotnice i przesuwnice dróg żelaznych i t. p.), doprowadza wartość μ_1 do 0,08 aż do 0,10. (Porówn. też **2.** poniżej).

Czop pracuje tem korzystniej, im mniejszy ma moment tarcia i im mniej sam się ściera (zużywa).

Dla danej siły P i danego największego promienia R najmniejszy moment tarcia wykazuje, z pomiędzy wszystkich gatunków czopów, czop stojący płaski. Najmniej ściera się pełny czop stojący płaski i walcowy czop leżący.

Przy **wykreślnem** obliczaniu najdogodniej uwzględnić tarcie czopowe, prowadząc odpór łożyska nie przez oś czopa, lecz stycznie do t. zw. koła tarcia czopowego, którego promień dla czopa walcowego jest $a = \mu_1 r$, a którego środek leży w osi czopa; r jest tu promieniem czopa, a μ_1 spółczynnikiem tarcia czopowego.

2. Spółczynniki tarcia czopowego μ_1.

1. Według Tower'a i Thurston'a.

Przedmiot doświadczenia: czop stalowy, obciążony jednostronnie z góry, leżący poziomo w panewce bronzowej, zanurzonej w smarze. Wymiary: $d = 102$ mm, $l = 152$ mm.

Gatunek smaru	Prędkość	Ciśnienie średnie p_m	μ_1	**Opór tarcia** W w kg/cm² powierzchni ciśniętej, przy obfitem smarowaniu przez zanurzenie w smarze, przy 1,6 m/sek. prędkości obwodowej i $p_m = 7{,}0$ do 21,8 kg/cm²	
	m/sek.	kg/cm²		Gatunek smaru	W w kg/cm²
Oliwa . . .	0,80	36,5	0,0008	Tłuszcz mineralny	0,0737
Olej zwierzęcy	1,06	36,5	0,0010	Oliwa	0,0460
Olej rzepakowy	2,13	36,5	0,0015	Olej zwierzęcy .	0,0458
Tłuszcz mineralny . . .	0,80	36,5	0,0010	Olej mineralny .	0,0438
	2,13	36,5	0,0018	Olej rzepakowy .	0,0360
Olbrot . . .	0,80	29,2	0,0015	Olbrot	0,0340
	2,13	29,2	0,0021		
Olej mineralny	0,80	36,5	0,00123	Z tego wynika: $\mu_1 = \frac{W}{p_m}$. (Porówn. poniżej 3., odstęp 1., str. 227.)	
	2,13	36,5	0,00178		
Tłuszcz miner.	2,13	7,00	0,014		
Oliwa . . . Olej zwierzęcy	2,13	7,00	0,008		

Wpływ rozmaitych sposobów smarowania oznaczył Tower z doświadczeń z powyższym czopem przy 150 obrotach na min. dla oleju rzepakowego (prędkość na obwodzie czopa 0,8 m/sek.) *):

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1885, str. 836 i nast.

Czop zanurzony w oleju, przy . . $p_m = 18{,}5$ kg/cm^2 . $\mu_1 = 0{,}00139$.
Czop smarowany knotem, przy . . $p_m = 17{,}1$ kg/cm^2 . $\mu_1 = 0{,}00980$.
Czop smarowany poduszeczką, przy $p_m = 19{,}1$ kg/cm^2 . $\mu_1 = 0{,}00900$.

2. Według Morin'a.

Ciała trące się ($p_m = 2{,}5$ do 10 kg/cm^2)	Smarowanie	
	zwykłe	bez przerwy
Bronz o bronz	0,10	—
Bronz o żelazo lane . . .	0,09	0,045 do 0,052
Żelazo lane o bronz . . .	0,075	—
Żelazo lane o żelazo lane .	0,075	0,054
Żelazo lane o drzewo gwajakowe	(0,10 tłuszczem) 0,07	(0,28 wodą) 0,090
Drzewo gwajakowe o drzewo gwajakowe	—	0,07
Żelazo kute o żelazo lane lub bronz	(0,25 skąpo tłuszczem) 0,07	0,054; według Waltje i Rühlmann'a 0,02 do 0,03
Żelazo kute o drzewo gwajakowe	(0,19 tłuszczem) 0,11	—

3. Według Brown'a*) z doświadczeń Tower'a i Thurston'a wynika:

1. Dla czopów smarowanych doskonale (zanurzonych w kąpieli olejnej): Spółczynnik tarcia μ_1, przy umiarkowanych ciśnieniach i prędkościach, jest w przybliżeniu w stosunku odwrotnym do ciśnienia na jednostkę powierzchni, to zn., że tarcie na jednostkę pola powierzchni jest w przybliżeniu stałe. Tarcie wzmaga się (przy jednakowem ciśnieniu) w miarę zwiększania się pola powierzchni tarcia.

2. Dla tarcia **na sucho** μ_1 jest stałe, a wielkość tarcia nie jest zależna od pola powierzchni.

3. μ_1 zmniejsza się w miarę, jak prędkość tarcia się zwiększa z 0,05 na 0,5 m/sek. Mniej więcej przy 0,5 m/sek. następuje zmiana: powyżej tej granicy μ_1 rośnie w stosunku pierwiastka kwadratowego z prędkości, a więc przy prędkości 2 m/sek. wzrasta o 100%.

4 Podniesienie się temperatury w pewnych granicach (0° do 40°) powoduje zmniejszanie się ilości μ_1, mniej więcej w stosunku odwrotnym temperatury ponad zerem.

4. Kirchweger oznaczył dla osi wagonów kolejowych, których czopy ze stali zlewnej obracały się w panewkach z ołowiu twardego lub ze stopów cyny i były smarowane olejem rzepakowym przy pomocy poduszeczek i knota: $\mu_1 = 0{,}009$ do 0,01; dla panewek bronzowych $\mu_1 = 0{,}014$. Przy doświadczeniach tych μ_1 okazało się niezależnem od obciążenia i prędkości, która zmieniała się od $n = 10$ do 360 obrotów/min.

d. Śruby.

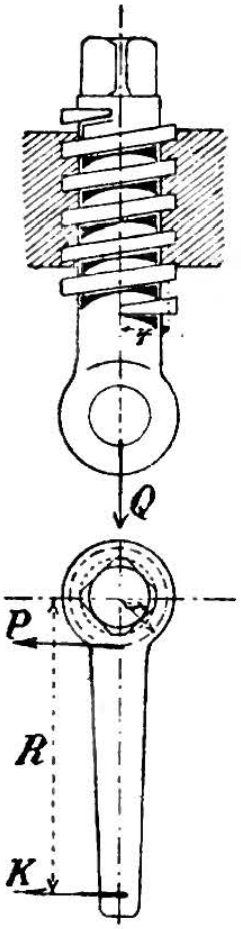
1. Gwint płaski (prostokątny).

Oznaczymy przez:
r promień średniej linii śrubowej,
h skok lub krok gwintu,
α kąt pochylenia średniej linii śrubowej $\left(\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{2\pi r}\right)$,

*) Engineer 1884. Tom 58. str. 57 i nast.

$\mu_0 = \operatorname{tg} \varrho_0$ spółczynnik tarcia w spokoju (por. str. 215),
$\mu = \operatorname{tg} \varrho$ spółczynnik tarcia przy ślizganiu (por. str. 216).

Rys. 156.



1. **Równowaga** istnieje, póki

$$Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho_0) < P < Q \operatorname{tg}(\alpha + \varrho_0) = Q \frac{h + 2\pi r \mu_0}{2\pi r - \mu_0 h};$$

w powyższym wzorze założono, że siła P działa w płaszczyznie prostopadłej do osi, w odległości r (rys. 156).

Ponieważ w rys. 156 $Pr = KR$,

więc siła $K = \frac{Pr}{R}$, działająca ramieniem R, jest równowarta z siłą P.

Samohamowność następuje, gdy $\alpha \leqq \varrho_0$.

2. Dla **ruchu** śruby (rys. 157):

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha \pm \varrho) = Q \frac{h \pm 2\pi r \mu}{2\pi r \mp \mu h};$$

znak dolny odnosi się do ruchu, przesuwającego śrubę w kierunku działania siły Q, znak górny do ruchu odwrotnego.

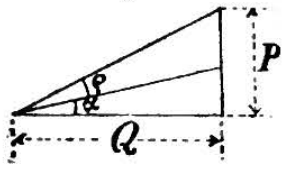
Sprawność: $\eta = \operatorname{tg} \alpha : \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$, względnie
$\eta = \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) : \operatorname{tg} \alpha$.

η staje się największością dla $\alpha = 45° - \frac{1}{2}\varrho$; np. przy $\mu = 0{,}1$, $\eta_{max} = 0{,}81$ dla $\alpha = 42°$. Ponieważ η wzrasta znacznie tylko do $\alpha \sim 20°$, przyjmuje się przeto po większej części $\alpha = 20°$, przyczem $\eta = 0{,}74$. Dla prasy, u których chodzi głównie o znaczne przełożenie siły, przyjmuje się $\alpha = 3°$, przyczem $\eta = 0{,}27$.

(Porówn. też Dział szósty).

2. Gwint ostry (trójkątny).

Rys. 157.



β połowa kąta krawędziowego gwintu,
r promień średniej linii śrubowej,
h skok śruby,
α kąt pochylenia średniej linii śrubowej,

$$\left(\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r}\right),$$

$\mu_0 = \operatorname{tg} \varrho_0$, a $\mu = \operatorname{tg} \varrho$, porówn. str. 215 i 216. Siły P i Q w tem samem znaczeniu, jak powyżej pod **1.**

I. Równowaga istnieje, póki

$$P < Q \frac{\sin \alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta} + \mu_0}{\cos \alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta} - \mu_0 \operatorname{tg} \alpha} \quad \text{i}$$

$$P > Q \frac{\sin \alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta} - \mu_0}{\cos \alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta} + \mu_0 \operatorname{tg} \alpha}.$$

Ponieważ α w porównaniu z β zwykle bywa bardzo małe, więc można założyć w przybliżeniu:

$$\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta} = 1 : \cos \beta.$$

Wyznaczywszy ϱ'_0 z $\operatorname{tg}\varrho'_0 = \mu_0 \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}$, otrzymamy:

$$Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho'_0) < P < Q \operatorname{tg}(\alpha + \varrho'_0).$$

Samohamowność istnieje, gdy $\alpha \leqq \varrho'_0$.

2. Dla **ruchu** śruby:

$$P = Q \frac{\sin\alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha + \operatorname{tg}^2\beta} \pm \mu}{\cos\alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha + \operatorname{tg}^2\beta} \mp \mu \operatorname{tg}\alpha}.$$

Wyznaczywszy ϱ' z:

$$\operatorname{tg}\varrho' = \frac{\mu}{\cos\alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha + \operatorname{tg}^2\beta}} = \frac{\mu}{\sqrt{1 + \cos^2\alpha \operatorname{tg}^2\beta}},$$

albo z bardzo znacznem przybliżeniem: $\operatorname{tg}\varrho' = \frac{\mu\cos\beta}{\cos\alpha}$, otrzymujemy:

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha \pm \varrho').$$

Znak górny odnosi się do ruchu przeciwnego, a dolny do ruchu zgodnego z kierunkiem działania siły Q.

Sprawność: $\eta = \operatorname{tg}\alpha : \operatorname{tg}(\alpha + \varrho')$, względnie: $\eta = \operatorname{tg}(\alpha - \varrho') : \operatorname{tg}\alpha$.

Gwint trójkątny ma zatem sprawność większą, niż gwint prostokątny, ponieważ $\varrho' < \varrho$. Dla $\beta = 0$ staje się η najmniejszością.

Przykład. Dane: $\alpha = 2^\circ 10'$; $\beta = 27^\circ 30'$; $\mu = \operatorname{tg}\varrho = 0{,}16$, a zatem $\varrho = 9^\circ 5{,}5'$.

Będzie: $\operatorname{tg}\varrho' = \frac{0{,}16 \cdot \cos 27^\circ 30'}{\cos 2^\circ 10'} = 0{,}14202$; a zatem $\varrho' = 8^\circ 5'$.

Więc: $P = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varrho') = Q \operatorname{tg} 10^\circ 15' = 0{,}181\, Q$; $\quad \eta = \frac{\operatorname{tg} 2^\circ 10'}{\operatorname{tg} 10^\circ 15'} = 0{,}209.$

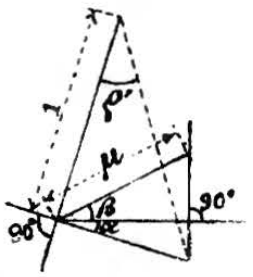
Dla gwintu prostokątnego byłoby:

$P = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = 0{,}199\, Q$; $\quad \eta = 0{,}190.$

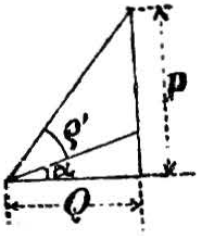
Samohamowność istnieje w obydwóch razach.

Wykreślamy P, jak to wskazuje rys. 158 i 159, po uprzedniem wyznaczeniu wartości ϱ'.

Rys. 158.



Rys. 159.



3. Jeżeli u śruby z gwintem trójkątnym d oznacza zewnętrzną średnicę gwintu, d_1 średnicę rdzenia, a s_0 szerokość szczęki klucza (porówn. Dział piąty: Części maszyn, I. B.), to:

$$r = \frac{d + d_1}{4}; \qquad \operatorname{tg}\alpha = \frac{2h}{\pi(d + d_1)}; \qquad \operatorname{tg}\varrho' = \frac{\mu\cos\beta}{\cos\alpha};$$

$$r_0 = \frac{d + s_0}{4} \approx 1{,}4\, r.$$

Wówczas potrzeba dla **przyciągnięcia mutry** wytworzyć moment obrotowy:

$$M = Pr + Q r_0 \mu' = [\operatorname{tg}(\varrho' + \alpha) + 1{,}4\,\mu']\, Qr,$$

a dla **zluzowania mutry**:

$$M = [\operatorname{tg}(\varrho' - \alpha) + 1{,}4\,\mu']\, Qr;$$

μ' oznacza spółczynnik tarcia między mutrą a podkładką, r_0 zaś średni promień tej powierzchni, jaką mutra przylega do podkładki.

Przykład. Dla gwintu metrycznego (porówn. Dział piąty: Części maszyn, I. B.) niechaj będzie: $d = 20$ mm, $d_1 = 16{,}4$ mm, $h = 2{,}4$ mm, $2\beta = 53^\circ 8'$; zatem $r = 9{,}1$ mm, $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}04197$, $\alpha = 2^\circ 24' 13''$. Jeżeli $\mu = \mu' = 0{,}41$ (porównaj **3.**, str. 216), to $\varrho = 20^\circ 9' 17''$.

Do przyciągnięcia ~~mutry~~ nasuwka potrzeba:

$$M = (\operatorname{tg} 22^\circ 33' 30'' + 1{,}4 \cdot 0{,}41)\, Qr = 0{,}989\, Qr = 9{,}0\, Q \text{ w kg mm.}$$

Do zluzowania ~~mutry~~ nasuwka potrzeba:

$$M = (\operatorname{tg} 17^\circ 45' 4'' + 1{,}4 \cdot 0{,}41)\, Qr = 0{,}894\, Qr = 8{,}1\, Q \text{ w kg mm.}$$

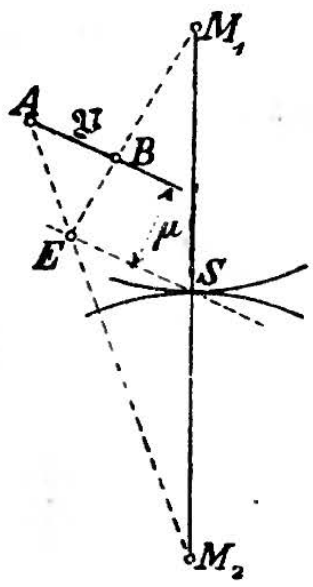
e. Koła zębate.

I. Koła zębate (zwykłe).

Oznaczenie stratności $\mathfrak{V}$ (por. str. 221).

Jeżeli ~~profile~~ zarys dwóch zębów stykają się w E (rys. 160), przyczem ES jest wspólną normalną w punkcie zetknięcia, a M_1 i M_2 są środkami obydwóch kół, to otrzymamy stratność $\mathfrak{V}$ dla chwilowego położenia, prowadząc w odległości μ od ES równoległą do niej. Obydwa promienie M_1E i M_2E odcinają na tej równoległej kresę AB, która, wymierzona tą samą miarą, co μ, da nam wartość $\mathfrak{V}$. (μ jest spółczynnikiem tarcia przy ślizganiu).

Rys. 160.



Dla najczęściej używanych profili zębowych można ze znacznem przybliżeniem uważać stratność $\mathfrak{V}$, jako pozostającą w stosunku prostym do długości łuku e zazębiania się kół, przyczem łuk ten mierzy się po obu stronach linii środkowej M_1M_2. (Porówn. Dział piąty: Części maszyn, II.). Jeżeli $\mathfrak{V}_1$ oznacza wartość stratności $\mathfrak{V}$, odnoszącą się do punktu końcowego łuku zazębiania się e_1, to dopóki tylko jeden ząb pracuje, średnia wartość stratności $\mathfrak{V}$ będzie równa $^1/_2\,\mathfrak{V}_1$.

W razie równości łuków zazębiania się kół po obydwóch stronach linii środkowej, można uważać ilość $^1/_2\,\mathfrak{V}_1$ za średnią wartość stratności: $\mathfrak{V}_m$.

Gdy łuki zazębiania się kół po obydwóch stronach linii środkowej są różnej wielkości e_1 i e_2, to, oznaczywszy wartości, odnoszące się do końców tych łuków zazębiania się, przez $\mathfrak{V}_1$ i $\mathfrak{V}_2$, można według Grashof'a wyrazić wartość średnią przez:

$$\mathfrak{V}_m = \frac{\mathfrak{V}_1 e_1 + \mathfrak{V}_2 e_2}{2\,(e_1 + e_2)}.$$

Jeżeli z_1 i z_2 oznaczają ilość zębów dwóch kół zazębiających się ze sobą, t podziałkę ich zębów, a $\tau_1 = \frac{e_1}{t}$, $\tau_2 = \frac{e_2}{t}$, $\tau = \tau_1 + \tau_2$ okresy czasu ~~zazębiania~~ przy porze, to będzie również:

$$\mathfrak{V} = \pi\mu\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\frac{\tau_1^2 + \tau_2^2}{\tau_1 + \tau_2} \sim \pi\mu\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\frac{\tau}{2}.$$

Uwzględniając nadto, że dla wartości okresów czasu ~~zazębiania się~~ τ, leżących w granicach między 1 a 2, zazębiają się na przemiany 1 ząb i 2 zęby, otrzymamy z większą dokładnością:

$$\mathfrak{V} = \pi\mu\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)(\tau_1^2 + \tau_2^2 - \tau_1 - \tau_2 + 1), \text{ lub też:}$$

$$\mathfrak{V} \sim \pi\mu\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\left(\frac{\tau^2}{2} - \tau + 1\right) = \pi\mu\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\psi.$$

Znak + odnosi się do kół zewnętrznie uzębionych, znak — do kół wewnętrznie uzębionych.

Przyjmując średnią wartość $\mu = 0{,}16$, czyli $\pi\mu = 0{,}5$, otrzymamy:

dla $\tau =$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\psi =$	0,5	0,505	0,520	0,545	0,58	0,625	0,68	0,745	0,82	0,905	1,0.

Okresy τ_1 i τ_2 dla stosunków (proporcyi wymiarów) powszechnie używanych w zazębieniu cykloidalnem i ewolwentowem *) zależą wyłącznie od ilości zębów z_1 i z_2, a mianowicie dla:

zazębienia cykloidalnego:

$z_1 =$	7	10	15	20	30	40	50	∞
$\tau_1 =$	0,58	0,60	0,64	0,66	0,68	0,69	0,71	0,75

zazębienia ewolwentowego:

$z_1 =$	20	25	30	40	50	60	∞
$\tau_1 =$	0,84	0,90	0,92	0,97	0,99	1,02	1,24.

Jeżeli mamy rysunek kształtu zęba, to zaleca się użycie sposobu, podanego w Dziale piątym: Części maszyn, rozdział II. A. a.

Przy **wykreślnem** oznaczaniu strat, spowodowanych tarciem w kołach zębatych, można uwzględnić tarcie między zębami, kreśląc kierunek nacisku zębów nie przez sam punkt styczności S obydwóch ~~kół~~ podziałkowych, lecz przez punkt, przesunięty na linii środkowej z S ku środkowi koła pędzonego o $\xi = \mu\frac{\psi}{2}t$.

2. Stożki zębate.

Wzory pod **1.** stosują się i do stożków zębatych, jeżeli zamiast:

$$\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \quad \text{podstawimy:} \quad \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2} + \frac{2\cos\varepsilon}{z_1 z_2}};$$

ε oznacza kąt, który tworzą sobą osie obydwóch stożków.

3. Koła zębate śrubowe.

Do właściwego tarcia międzyzębnego przyłącza się tu jeszcze tarcie zazwyczaj o wiele większe, spowodowane ślizganiem się zębów w kierunku ich szerokości. Jeżeli oznaczymy przez γ i γ_1 kąty nachylenia obydwóch kół śrubowych, to stratność, spowodowana ślizganiem tem, wyniesie:

$$\mathfrak{V}_s = \frac{\sin\gamma_1 \sin(\gamma + \varrho)}{\sin\gamma \sin(\gamma_1 - \varrho)} - 1.$$

W szczególowym przypadku **~~śruby bez końca~~** (gdzie $\gamma_1 = 90 - \gamma$):

*) Przy zazębieniu ewolwentowem linia profilu zęba jest rozwijającą (ewolwentą) obwodu kołowego.

$$\mathfrak{W}_s = \frac{\operatorname{tg}(\gamma+\varrho)}{\operatorname{tg}\gamma} - 1 = \frac{1+\dfrac{2\pi r}{t}\mu}{1-\dfrac{t}{2\pi r}\mu} - 1,$$

jeżeli t oznacza podziałkę, r średni promień ślimaka, a $\mu = \operatorname{tg}\varrho$ spółczynnik tarcia przy ślizganiu.

Stratność, spowodowana właściwem tarciem międzyzębnem, wyniesie w tym przypadku:

$$\mathfrak{W} = \frac{\pi\mu}{z}\psi \quad (z = \text{ilości zębów koła śrubowego, } \psi \text{ patrz str. 231}).$$

f. Cięgna. *)

Wartości $e^{\mu_0 \alpha}$.

Stosunek łuku opiętego do całego obwodu $\frac{\alpha}{2\pi} = n$	Pasy skórzane na kołach pasowych				Liny konopne				Żelazne taśmy hamulcowe na kołach żelaznych
	drewn.	lanożelaznych							
	Stan pasa								
	nieco tłusty	bardzo tłusty	nieco tłusty	wilgotny	na bębnach żelaznych	na bębnach drewnianych	na drzewie szorstkiem	na drzewie wygładzonem	
	$\mu_0 =$								$\mu_0 = \mu$
	0,47	0,12	0,28	0,38	$\mu_0 = 0{,}25$	$\mu_0 = 0{,}4$	$\mu_0 = 0{,}5$	$\mu_0 = 0{,}33$	$= 0{,}18$
0,1	1,34	1,01	1,19	1,27	1,17	1,29	1,37	1,23	1,12
0,2	1,81	1,16	1,42	1,61	1,37	1,65	1,87	1,51	1,25
0,3	2,43	1,25	1,69	2,05	1,60	2,13	2,57	1,86	1,40
0,4	3,26	1,35	2,02	2,60	1,87	2,73	3,51	2,29	1,57
0,425	3,51	1,38	2,11	2,76	1,95	2,91	3,80	2,41	1,62
0,45	3,78	1,40	2,21	2,93	2,03	3,10	4,11	2,54	1,66
0,475	4,07	1,43	2,31	3,11	2,11	3,30	4,45	2,68	1,71
0,5	4,38	1,46	2,41	3,30	2,19	3,51	4,81	2,82	1,76
0,525	4,71	1,49	2,52	3,50	2,28	3,74	5,20	2,97	1,81
0,55	5,63	1,51	2,63	3,72	2,37	3,98	5,63	3,13	1,86
0,6	5,88	1,57	2,81	4,19	2,57	4,52	6,59	3,47	1,97
0,7	7,90	1,66	3,43	5,32	3,00	5,81	9,00	4,27	2,21
0,8	10,6	1,83	4,09	6,75	3,51	7,47	12,34	5,25	2,47
0,9	14,3	1,97	4,87	8,57	4,11	9,60	16,90	6,46	2,77
1,0	19,2	2,12	5,81	10,9	4,81	12,35	23,14	7,95	3,10
1,5	—	—	—	—	10,55	43,38	111,16	22,42	5,45
2,0	—	—	—	—	23,14	152,4	535,47	63,23	9,60
2,5	—	—	—	—	50,75	535,5	2576,0	178,5	16,9
3,0	—	—	—	—	111,3	1881	12392	502,9	29,8
3,5	—	—	—	—	244,2	6611	59610	1418	52,4

*) Cięgno jest nazwą ogólną wszelkiego rodzaju części zdolnych pracować wyłącznie tylko na wyciąganie.

1. Stosunki sił.

W jakiemkolwiek cięgnie (pas, lina, taśma hamulcowa), nawiniętem na walec dowolny (rys. 161), panuje między siłami T_1 i T_2 równowaga, dopóki:

$$T_2 e^{-\mu_0 \alpha} \leqq T_1 \leqq T_2 e^{\mu_0 \alpha};$$

we wzorze powyższym oznaczają: α kąt łuku opiętego cięgnem, wyrażony w mierze łukowej, t. j. kąt pomiędzy normalnemi w końcach tegoż łuku, μ_0 spółczynnik tarcia w spokoju (patrz str. 215), a e podstawę logarytmów naturalnych (porówn. str. 40).

Siła obwodowa $P = T - t$, przenoszona na walec za pośrednictwem tarcia cięgna o niego, może być zatem nie większą niż:

Rys. 161.



$$P = \frac{e^{\mu_0 \alpha} - 1}{e^{\mu_0 \alpha}} T = (e^{\mu_0 \alpha} - 1)\, t;$$

T oznacza tu większą, a t mniejszą z sił wypręża-jących cięgno, przyczem granica stosunku $T : t = e^{\mu_0 \alpha}$. Wartości $e^{\mu_0 \alpha}$ podano w tablicy na stronie 232, a $e^{\pi} = 23{,}1407$, wreszcie $\log e^{\pi} = 1{,}3643764$.

Gdy **ruch względny** między walcem i cięgnem nastąpi, będzie $T = t e^{\mu \alpha}$, a **opór tarcia** na obwodzie walca, względnie na cięgnie, wyniesie:

$$W = \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}} T = (e^{\mu \alpha} - 1)\, t;$$

μ oznacza spółczynnik tarcia przy ślizganiu (patrz str. 216). Przy obliczeniach należy α wyrażać wszędzie miarą łukową:

$$\alpha = 2\pi \frac{\alpha^0}{360} = 2\pi n \text{ (patrz str. 232).}$$

2. Straty w pracy.

a. Straty spowodowane sztywnością cięgna.

1. Jeżeli oznacza:

P siłę naprężającą cięgno w miejscu jego schodzenia z walca w kg,
Q siłę naprężającą cięgno w miejscu jego wchodzenia na walec w kg,
d średnicę liny albo grubość żelaza w ogniwach łańcucha (względnie ~~walków~~ w łańcuchu przegubowym) w cm,
R promień zawoju cięgna w cm,

to **sztywność z powodu tarcia wewnętrznego** w cięgnie powoduje przy jego zejściu (dla P) zmniejszenie ramienia działającego R o ξ_1 (w cm), a przy wejściu (dla Q) zwiększenie ramienia R o ξ_2 (w cm). Dla równocześnie zaś następującego odwijania i nawijania cięgna będzie zatem:

$$P(R - \xi_1) = Q(R + \xi_2).$$

W przybliżeniu $\xi_1 = \xi_2 = \xi$, a zatem $\xi_1 + \xi_2 = 2\xi$, tak, że z wystarczającą dokładnością będzie:

$$P = \left(1 + \frac{2\xi}{R}\right) Q.$$

Przy wyłącznem tylko nawijaniu niema ξ_1, a zatem:

$$P = \left(1 + \frac{\xi}{R}\right) Q.$$

Dla lin konopnych bywa, zależnie od gatunku liny, $\xi = 0{,}03\, d^2$ do $0{,}09\, d^2$.

Dla lin drucianych nie posiadamy dotychczas dostatecznych doświadczeń (porów. Dział szósty: II.).

Dla łańcuchów w przybliżeniu $2\xi = \mu d$, przyczem $\mu = 0{,}2$ do $0{,}3$ jest spółczynnikiem tarcia ogniw łańcuchowych, albo ~~wałków~~ sworzni przegubowych.

2. Przy jednoczesnem nawijaniu i odwijaniu nie potrzeba uwzględniać **sztywności sprężystej** materyału, a więc pracy potrzebnej na odkształcenie cięgna, albowiem wskutek tej sztywności przy wejściu i zejściu ramię R zwiększa się o równą wielkość. Praca zatem, zużyta przy wejściu na zgięcie cięgna, odzyskuje się przy zejściu cięgna przez jego wyprostowanie się.

Przy samem tylko nawijaniu należy, szczególnie dla lin drucianych, uwzględnić stratę pracy, spowodowaną zginaniem cięgna.

β. Strata pracy, przez ślizganie się cięgna

po obwodzie wskutek wydłużenia, spowodowanego zmianą siły naprężającej między punktem wejścia i zejścia cięgna.

Jeżeli oznacza:
$P = T - t$ przenoszoną siłę obwodową w kg (por. str. 233),
F przekrój cięgna w cm^2,
$p = P : F$ mającą się przenieść siłę jednostkową w kg/cm^2,
$\alpha = (1 : E)$ spółczynnik wyciągania się cięgna w cm^2/kg i
$E = (1 : \alpha)$ spółczynnik sprężystości materyału cięgna w kg/cm^2,
(por. Dział czwarty: Nauka wytrzymałości I.), to dla pełnego mechanizmu krążkowego, złożonego z krążka pędzącego i pędzonego, stratność pracy lub prędkości wyniesie:

$$\mathfrak{B} = \frac{T - t}{F}\,\alpha = \frac{P}{F}\,\alpha = \frac{P}{F\,E} = \frac{p}{E}.$$

Średnie wartości E w kg/cm^2 *)

Pasy skórzane nowe	1 250
Pasy skórzane używane	2 250
Liny nowe z konopi „Manilla“, miękko skręcane, 50 do 55 mm grubości	8 000
Liny nowe z konopi „Manilla“, twardo skręcane, 50 do 55 mm grubości	9 500
Liny nowe z konopi badeńskich czesanych, miękko skręcane, 50 do 55 mm grubości	10 500
Liny nowe z konopi badeńskich czesanych, twardo skręcane, 50 do 55 mm grubości	12 500

*) Patrz: Versuche von C. v. Bach, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1887, str. 221, 241 i 891; nadto C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, 6 wydanie; Stuttgart 1897.

(Dla nowych lin konopnych, grubości 35 do 40 mm, wypada cyfry powyższe zmniejszyć o 20%).

Liny nowe, druciane 700 000

Wartości, podane powyżej, odnoszą się do istotnego przekroju lin (t. zn. dla lin drucianych do sumy przekrojów wszystkich drutów, która wynosi z nadmiarem 40% wielkości $^1/_4 \pi d^2$, dla lin konopnych zaś do sumy przekrojów wszystkich postronków, z których linę skręcono, t. j. około 60% od $^1/_4 \pi d^2$). Wypada zaznaczyć, że (według C. v. Bach'a) dla lin konopnych i drucianych, jak również dla pasów skórzanych i plecionych, służących do przenoszenia pracy, spółczynnik E **nie jest stały, lecz, że rośnie on w miarę zwiększającego się naprężenia.**

Z wzoru: $\mathfrak{V} = \frac{p}{E}$ obliczamy stratność:

1. Dla pasów skórzanych, nowych z p=12,5 kg/cm² i E=1250 kg/cm²:
$$\mathfrak{V} = \frac{12{,}5}{1250} = 0{,}01, \text{ t. j. } 1\%.$$
2. Dla pasów skórzanych, używanych z p=10 kg/cm² i E=2250 kg/cm²:
$$\mathfrak{V} = \frac{10}{2250} = 0{,}0044, \text{ t. j. } 0{,}44\%.$$
3. Dla lin konopnych, nowych z $p = 10$ kg/cm² i $E = 8000$ kg/cm²:
$$\mathfrak{V} = \frac{10}{8000} = 0{,}00125, \text{ t. j. } 0{,}125\%.$$
4. Dla lin drucianych, nowych z p=350 kg/cm² i E=700000 kg/cm²:
$$\mathfrak{V} = \frac{350}{700000} = 0{,}0005, \text{ t. j. } 0{,}05\%.$$

Wzajemny stosunek czterech tych wartości $\mathfrak{V}$ jest 20 : 8,8 : 2,5 : 1.

V. STATYKA CIECZY.

1. Prawo zasadnicze B. Pascal'a.

Jeżeli się ciecz jakakolwiek znajduje pod ciśnieniem, pozostając w równowadze, to ciśnienie rozprzestrzenia się w niej równomiernie we wszystkich kierunkach w ten sposób, iż każda cząstka cieczy podlega jednakowemu ciśnieniu.

2. Zasadnicze równania L. Euler'a.

Oznaczywszy przez:

x, y, z spółrzędne prostokątne punktu cieczy P,

X, Y, Z składowe w kierunkach trzech osi spółrzędnych siły przyspieszającej, działającej w P,

p ciśnienie na jednostkę powierzchni w P,

g przyspieszenie ciężkości = 9,81 m/sek.²,

γ wagę przestrzennej jednostki cieczy,

otrzymamy dla nieskończenie małego równoległościanu cieczy, o krawędziach dx, dy, dz, leżącego jednym rogiem w P i będącego w równowadze:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\gamma}{g} X; \qquad \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\gamma}{g} Y; \qquad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\gamma}{g} Z;$$

$$dp = \frac{\gamma}{g} (X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz).$$

Dla otwartej powierzchni cieczy, jako też dla każdej **równi,** t. j. powierzchni jednakowego ciśnienia, będzie:

$$X \cdot dx + Y \cdot dy + Z \cdot dz = 0.$$

Wypadkowa trzech sił X, Y, Z jest w każdym punkcie prostopadłą do równi.

3. Ciśnienie hydrostatyczne.

Przyjmując za oś y prostą, w której się przecina płaski kawałek ścianki naczynia z poziomem cieczy, a za oś x prostopadłą do pierwszej, leżącą w płaszczyznie ścianki naczynia, i oznaczywszy przez:

F pole dowolnego, płaskiego kawałka ścianki naczynia,
z_0 odległość pionową środka ciężkości pola F od poziomu cieczy,
x_0 odległość tegoż środka ciężkości od osi y,
S moment statyczny
J moment bezwładności } pola F względem osi y,
γ wagę przestrzennej jednostki cieczy,

otrzymamy **ciśnienie normalne** (parcie) na pole F:

$$D = \gamma F z_0,$$

a **spółrzędne środka ciśnienia:**

$$\xi = \frac{J}{S} = \frac{J}{F x_0}; \qquad \eta = \frac{\iint xy \cdot dx \cdot dy}{S} = \frac{\iint xy \cdot dx \cdot dy}{F x_0}.$$

Jeżeli którakolwiek z linii największej pochyłości pola F jest jego osią symetryi, to na niej też znajdować się będzie środek ciśnień.

Też same wzory stosują się i do **parcia poziomego** na dowolną powierzchnię płaską lub krzywą, jeżeli F oznacza pole rzutu powierzchni, znajdującej się pod ciśnieniem, na płaszczyznę prostopadłą do kierunku parć.

1. Dla **trapezu,** o poziomych bokach równoległych B i b, przy znakowaniu wskazanem w rys. 162 (z lewej strony) określamy odległość (e) środka ciśnień od górnego boku B wzorem:

$$e = \xi - c = \frac{h}{2} \frac{2c(B+2b) + h(B+3b)}{3c(B+b) + h(B+2b)}.$$

Jeżeli $c=0$, t. zn., jeżeli bok B znajduje się w poziomie cieczy, to:

$$\xi = \frac{h}{2} \frac{B+3b}{B+2b}.$$

2. Dla **trójkąta,** którego podstawa leży w poziomie cieczy:

$$\xi = {}^1/_2 h;$$

gdy wierzchołek trójkąta leży w poziomie cieczy, a przeciwległy bok jest poziomy, otrzymamy:

$$\xi = {}^3/_4 h.$$

3. Dla **prostokąta** (por. 1) o dwóch bokach poziomych:

$$e = \xi - c = \frac{h}{3}\,\frac{3c + 2h}{2c + h},$$

a jeżeli $c = 0$, to: $\xi = {}^2/_3\, h$.

4. **Elipsa** (rys. 162) o osi poziomej $2b$ i pionowej $2a$, a której środek leży w oddaleniu d od osi y, ma środek ciśnień w oddaleniu od osi y:

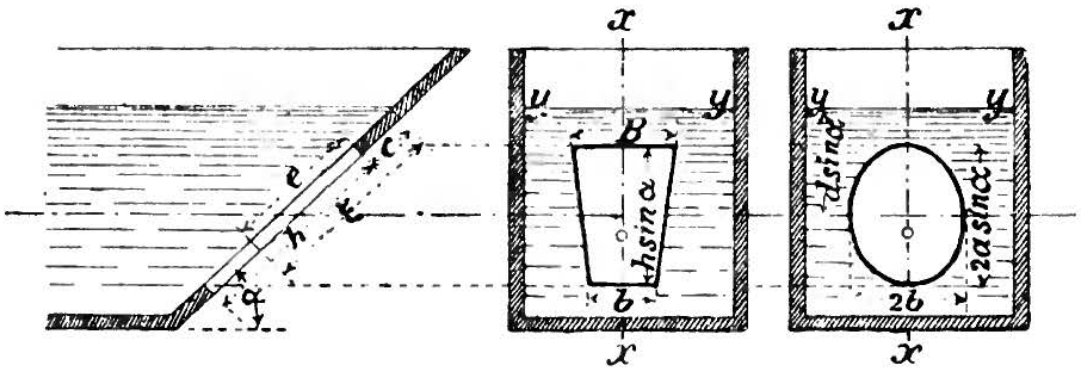
$$\xi = d + {}^1/_4\,\frac{a^2}{d}.$$

Jeżeli $d = a$, t. zn., jeżeli elipsa dotyka poziomu cieczy, to:

$$\xi = {}^5/_4\, a.$$

Te same wzory stosują się i do **koła** o promieniu a.

Rys. 162.



Parcie pionowe na dowolną powierzchnię płaską lub krzywą równa się wadze słupa cieczy, wznoszącego się pionowo nad powierzchnią, pozostającą pod ciśnieniem.

4. Wypór i metacentrum.

Ciało wagi K, zanurzone bądź to całkowicie, bądź też częściowo w cieczy, podlega parciu A, skierowanemu prostopadle ku górze, a działającemu w środku ciężkości cieczy, wypartej przez ciało. Ciśnienie to zwie się wyporem, a **wypór równa się wadze cieczy wypartej przez ciało.** (Prawo to stosuje się do wszelkich płynów, a więc zatrzymuje swą ważność, gdy ciecz zastąpimy gazem).

Jeżeli $A < K$, to ciało **tonie,** ponieważ wypadkowa $K - A$ jest skierowana w dół.

Jeżeli $A = K$, to ciało **zawisa** w cieczy (w dowolnem miejscu), ponieważ wypadkowa $K - A = 0$.

Jeżeli $A > K$, to ciało zanurzone **wznosi** się w cieczy, ponieważ wypadkowa $A - K$ jest skierowana w górę. Ciało, wznosząc się, przebija wreszcie powierzchnię cieczy; wypadkowa $A - K$ zmniejsza się aż do wartości zera, gdy ciało dojdzie do stanu równowagi ($A = K$). Wówczas ciało **pływa** po cieczy i zanurza się tylko tyle, aby waga cieczy przez nie wypartej równała się

wadze ciała pływającego. Objętość wody, wypartej przez ciało pływające (statek) lub wagę tej wody, nazywamy **wypornością** (déplacement) statku lub ciała pływającego. Głębokość zanurzenia obliczyć łatwo z danej wagi i kształtu ciała pływającego.

Ciało pływające znajduje się w stanie równowagi, gdy jego środek ciężkości s i środek ciężkości w cieczy wypartej leżą w jednym pionie. Pion ten sw nazywa się **osią pływania.** Jeżeli jakikolwiek obrót około punktu s wyprowadzi ciało pływające ze stanu równowagi, to, oznaczając przez a (poziomą) odległość kierunków sił (równych) K i A, otrzymamy parę sił (str. 164) o momencie Aa, która dąży albo do powrócenia pierwotnego stanu równowagi trwałej, albo też do dalszej zmiany pierwotnego stanu równowagi (nietrwałej).

Kierunek wyporu A przecina wówczas pochyloną oś pływania sw w punkcie m, t. zw. **metacentrum.** Jeżeli m leży powyżej s, to równowaga jest **trwała,** jeżeli poniżej s, to jest ona **nietrwała,** jeżeli wreszcie m i s wpadają na siebie (więc $Aa = 0$), to równowaga jest **obojętna.** Równowaga jest zawsze trwała, jeżeli w leży ponad s. Dalsze szczegóły patrz w Dziale dwunastym: Budowa okrętów.

VI. DYNAMIKA CIECZY.

A. Zasady ogólne.

a. Równania zasadnicze L. Euler'a.

Do znakowania na str. 235 dochodzą jeszcze u, v, w, oznaczające składowe prędkości cząstki cieczy w punkcie P, w chwili t, a mianowicie w kierunkach osi x, y i z; wówczas:

1. $$\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial x} = X - \frac{\partial u}{\partial t} - u\frac{\partial u}{\partial x} - v\frac{\partial u}{\partial y} - w\frac{\partial u}{\partial z},$$

2. $$\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial y} = Y - \frac{\partial v}{\partial t} - u\frac{\partial v}{\partial x} - v\frac{\partial v}{\partial y} - w\frac{\partial v}{\partial z},$$

3. $$\frac{g}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial z} = Z - \frac{\partial w}{\partial t} - u\frac{\partial w}{\partial x} - v\frac{\partial w}{\partial y} - w\frac{\partial w}{\partial z}.$$

4. Z fizycznych właściwości cieczy wynika związek między p i γ. Dla cieczy nieściśliwych $\gamma =$ stała. Nadto mamy:

5. $$\frac{d\gamma}{dt} + \gamma\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) = 0.$$ (Równanie nieprzerywalności).

Dla cieczy nieściśliwych przechodzi równanie nieprzerywalności w:

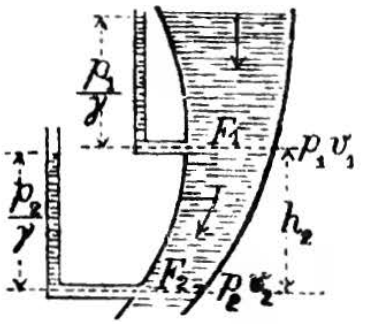
$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0.$$

b. Zasady ogólne przepływu, wypływu i oporów; spółczynniki hydrauliczne.

1. Przepływ przez przewód. Jeżeli oznaczymy (rys. 163) przez:

F_1 i F_2 dwa przekroje przewodu w m^2,
h_2 odległość pionową F_1 od F_2 w m,
v_1 i v_2 średnią prędkość cieczy w przekrojach F_1 i F_2 w m/sek.,
p_1 i p_2 nadciśnienia w F_1 i F_2 podczas ruchu cieczy w kg/m^2,
w_1 i w_2 wysokość oporu ruchu cieczy od początku przewodu aż do F_1, wzgl. F_2 w m,
g przyspieszenie ciężkości=9,81 m/sek.^{2},
γ wagę przestrzennej jednostki cieczy w kg/m^3,

Rys. 163.



H_1 i H_2 **hydrostatyczne wysokości ciśnienia** na F_1 i F_2, t. j. stany piezometru przy spokoju cieczy w m;

$\frac{p_1}{\gamma}$ i $\frac{p_2}{\gamma}$ **hydrauliczne** (hydrodynamiczne) **wysokości ciśnienia**, t. j. stany piezometru przy ruchu cieczy w m,

$\frac{v_1^2}{2g}$ i $\frac{v_2^2}{2g}$ **wysokości prędkości** (patrz str. 146) w m, to otrzymamy:

$$F_1 v_1 = F_2 v_2;$$

$$H_1=\frac{v_1^2}{2g}+\frac{p_1}{\gamma}+w_1 \quad \text{i} \quad H_2=\frac{v_2^2}{2g}+\frac{p^2}{\gamma}+w_2=H_1+h_2,$$

a zatem:

$$\frac{v_2^2}{2g}+\frac{p_2}{\gamma}+w_2=\frac{v_1^2}{2g}+\frac{p_1}{\gamma}+w_1+h_2.$$

W stanie spokoju dotychczasowa wysokość prędkości przeradza się na wysokość ciśnienia.

W razie równości przekrojów będzie $v_1=v_2$, a różnica stanów piezometru przy F_1 i F_2 staje się równą wysokości oporu w_2-w_1 w części przewodu h_2. Jeżeli F_1 jest bardzo wielkie w porównaniu z F_2, to można zaniedbać v_1^2 w stosunku do v_2^2.

Nadciśnienia p_1 lub p_2 mogą się zmniejszać aż do bezwzględnej wartości ciśnienia na powierzchnię cieczy; jeżeli ich wartość zmniejszy się dalej, to słup wody w przewodzie przerywa się.

2. Wypływ z przewodu (rys. 164, str. 240). Jeżeli oznacza:

H_a wysokość ciśnienia zużytego na przepływ i wypływ cieczy w m,
h_a odległość pionową powierzchni od wylotu w m,

q_e ciśnienie na powierzchnię cieczy w kg/m²,

q_a przeciwciśnienie na wylot w kg/m²,

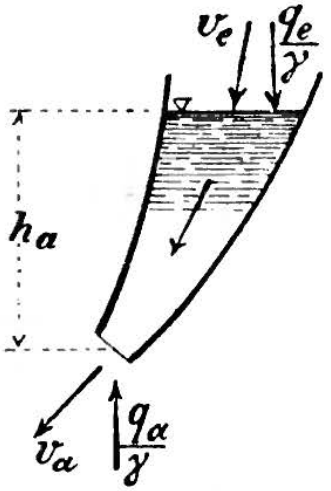
v_e składową prędkości przypływu na powierzchnię w kierunku prędkości przepływu tuż pod powierzchnią w m/sek.,

v_a prędkość wypływu w m/sek.,

Σw sumę wysokości oddzielnych oporów przewodu w m,

g i γ to samo, co powyżej pod **1.**, to będzie:

Rys. 164



$$H_a = h_a + \frac{v_e^2}{2g} + \frac{q_e}{\gamma} - \frac{q_a}{\gamma} = \frac{v_a^2}{2g} + \Sigma w.$$

Jeżeli wylot jest zanurzony, to:

$$h_a - \frac{q_a}{\gamma}$$

równa się odległości pionowej górnego poziomu cieczy od dolnego. Jeżeli pole poziomu górnego jest znacznie większe od przekroju wylotu, to można zaniedbać v_e^2 w stosunku do v_a^2.

3. Przepływ lub wypływ dławiony. Dławienie strumienia wypływającego pojawia się bezpośrednio za tem miejscem, w którem strumień napotyka na przekrój nagle zwężony, o krawędziach niedostatecznie zaokrąglonych. **Dławienie zupełne** zachodzi wtenczas, gdy krawędzie otworu, skierowane przeciw prądowi, są bardzo ostre, a równocześnie prędkość dopływu do przekroju zwężonego jest w porównaniu z prędkością przepływu (względnie wypływu) tak nieznaczna, że uwzględniać jej nie potrzeba.

Jeżeli oznaczymy przez:

F przekrój zwężony w świetle (czyli przekrój wylotu) w m²,

v_0 prędkość średnią, jaką strumień mógłby osiągnąć w razie nieistnienia dławienia (prędkość teoretyczną) w przekroju F w m/sek.,

F_α przekrój najmniejszy strumienia dławionego w m²,

v_α prędkość średnią w F_α, zmniejszoną skutkiem wpływu dławienia w m/sek.,

$Q_0 = Fv_0$ ilość teoretyczną cieczy wypływającej lub przepływającej w m³/sek.,

$Q_\alpha = F_\alpha v_\alpha$ rzeczywistą ilość cieczy przepływającej lub wypływającej w m³/sek.,

H wysokość ciśnienia działającego na przekrój F w m,

w opór w przewodzie (aż do F) wyrażony w metrach wysokości ciśnienia, zużywanego na przezwyciężanie oporu, zwany również **wysokością oporu,**

ζ **spółczynnik oporu,** odnoszący się do v_α,

to będzie teoretycznie dla cieczy (porówn. str. 146 i 147):

$$H = \frac{v_0^2}{2g}, \text{ czyli } v_0 = \sqrt{2gH} = 4{,}429\sqrt{H};$$

$\alpha = \frac{F_\alpha}{F}$ nazywa się **spółczynnikiem dławienia,**

$\varphi = \frac{v_\alpha}{v_0}$ nazywa się **spółczynnikiem prędkości,** a

$\mu = \frac{Q_\alpha}{Q_0} = \frac{F_\alpha v_\alpha}{F v_0} = \alpha\varphi$ **spółczynnikiem przepływu** lub **wypływu** (sprawnością).

Nadto: $w = \zeta \frac{v_\alpha^2}{2g}$ i $H - w = \frac{v_\alpha^2}{2g}$,

a zatem: $H = (1 + \zeta)\frac{v_\alpha^2}{2g}$, a ponieważ $H = \frac{v_0^2}{2g}$,

więc stosunek wysokości ciśnienia traconego przy wypływie do wysokości prędkości rzeczywistej w przekroju dławionym F_α będzie:

$$\zeta = \left(\frac{v_0}{v_\alpha}\right)^2 - 1 = \frac{1}{\varphi^2} - 1.$$

W przypadku szczególnym, gdy $\alpha = 1$, będzie:

$$\zeta = \frac{1}{\mu^2} - 1, \quad \text{a} \quad \mu = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}},$$

wówczas dla μ i dla ζ otrzymamy poniższe wartości:

$\mu =$	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50
$\zeta =$	0,00	0,10	0,23	0,38	0,56	0,78	1,04	1,37	1,78	2,31	3,00
$\mu =$	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	0,025	0,00
$\zeta =$	3,94	5,25	7,16	10,1	15,0	24,0	43,4	99,0	399	1599	∞

Dławienie niezupełne następuje, gdy się strumień zdławia nie ze wszystkich stron otworu (dławienie niewszechstronne).

Dławienie niedoskonałe ma miejsce przy niezupełnie ostrych krawędziach otworu wypływowego lub też gdy przekrój wylotu, względnie do przekroju ściany, w której się mieści, nie jest dostatecznie mały, aby było można uważać ciecz przed wylotem za nieruchomą.

Dla obydwóch powyższych rodzajów dławienia spółczynniki α i μ są wogóle większe, aniżeli dla dławienia wszechstronnego i zupełnego (patrz str. 240). Zwiększenie to pozostaje w zależności od przeróżnych czynników, jako to: od ukształtowania krawędzi wylotu, od formy jego przekroju, od wysokości poziomu cieczy nad wylotem, od prędkości dopływu do wylotu, od domieszki powietrza do strumienia wypływającego i t. p. Pewnych danych dla rozmaitych przypadków dotychczas nie posiadamy. *)

c. Wypływ teoretyczny przy stałej wysokości ciśnienia.

Jeżeli do znaków F, v_0, Q_0 i g ze str. 240 dodamy jeszcze:

dx wysokość poziomego paska przekroju otworu pionowego, wypływowego,

*) S. J. Weisbach, Experimental-Hydraulik.

y szerokość tegoż paska,
x odległość tegoż paska od poziomu cieczy, to:

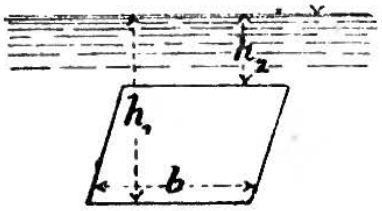
$$v_0 = \frac{Q_0}{F}, \quad \text{a} \quad Q_0 = \sqrt{2g} \int y x^{1/2} \cdot dx.$$

Poniżej wymiary rozmaitych wylotów podajemy w metrach.

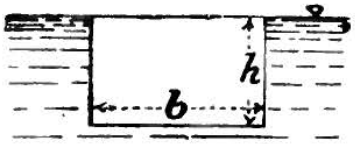
Jeżeli wylot ma kształt **równoległoboku** (rys. 165), którego dwa boki przeciwległe leżą równolegle do poziomu cieczy i obydwa pod nim, to będzie:

$$v_0 = {}^2/_3 \sqrt{2g} \frac{h_1^{3/2} - h_2^{3/2}}{h_1 - h_2}; \quad Q_0 = {}^2/_3 \sqrt{2g} \left(h_1^{3/2} - h_2^{3/2}\right) b.$$

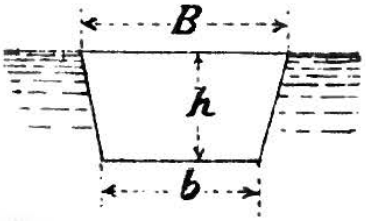
Rys. 165.



Rys. 166.



Rys. 167.



Przy **przelewie prostokątnym** (rys. 166):

$$v_0 = {}^2/_3 \sqrt{2gh}; \qquad Q_0 = {}^2/_3 \sqrt{2gh} \cdot bh.$$

Przy przelewie kształtu **trapezu** (rys. 167):

$$v_0 = {}^4/_{15} \frac{2B + 3b}{B + b} \sqrt{2gh}; \qquad Q_0 = {}^2/_{15} (2B + 3b) h \sqrt{2gh}.$$

Jeżeli wylot jest **okrągły** o promieniu r, a środek jego leży w odległości h od poziomu cieczy, to:

$$v_0 = \sqrt{2gh} \left[1 - \frac{1}{32}\left(\frac{r}{h}\right)^2 - \frac{5}{1024}\left(\frac{r}{h}\right)^4\right];$$

$$Q_0 = \pi r^2 \sqrt{2gh} \left[1 - \frac{1}{32}\left(\frac{r}{h}\right)^2 - \frac{5}{1024}\left(\frac{r}{h}\right)^4\right].$$

Gdy środek ciężkości otworu wylotowego leży o h' pod poziomem cieczy, to będzie w przybliżeniu:

dla równoległoboku: $Q_0 = b(h_1 - h_2)\sqrt{2gh'}$
dla koła: $Q_0 = \pi r^2 \sqrt{2gh'}$; $v_0 = \sqrt{2gh'}$.

Dla zastosowań praktycznych wzory te są dostatecznie dokładne, dopóki:

$$h' \geqq 2(h_1 - h_2), \quad \text{względnie} \quad h' \geqq 4r.$$

d. Wypływ teoretyczny przy zmiennej wysokości ciśnienia.

Oprócz znaków F, Q_0 i g ze str. 240 oznaczamy przez:

h początkową wysokość ciśnienia w m,
G stały przekrój poziomy naczynia, z którego ciecz wypływa, w m².

Jeżeli ilość cieczy dopływającej jest większa lub mniejsza od wypływającej: $Q_0 = F v_0 = F\sqrt{2gh}$, to poziom cieczy wznosi się lub

opada, dopóki wysokość ciśnienia na wylot nie stanie się równą: $\frac{1}{2g}\left(\frac{Q_0}{F}\right)^2$, a gdy to nastąpi, wysokość ciśnienia i prędkość wypływu stają się ustalonemi.

W braku dopływu do naczynia, poziom cieczy opada z równomiernem zwalnianiem, a **czas potrzebny do opróżnienia** naczynia, wyrażony w sekundach, będzie:

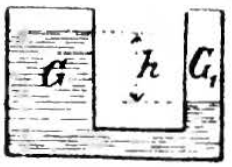
$$t = \frac{2Gh}{Q_0} = \frac{2Gh}{F\sqrt{2gh}} = 0{,}452\,\frac{G}{F}\sqrt{h}.$$

Czas, w którym wysokość ciśnienia na wylot z wartości h zmniejszy się do h' (w m), jest przy swobodnym wypływie:

$$t = \frac{2G}{F\sqrt{2g}}(\sqrt{h} - \sqrt{h'}) = 0{,}452\,\frac{G}{F}(\sqrt{h} - \sqrt{h'}),$$

a przy wypływie w naczynie złączone, o przekroju stałym G_1 (rys. 168):

Rys. 168.



$$t = \frac{2GG_1(\sqrt{h} - \sqrt{h'})}{F(G + G_1)\sqrt{2g}}.$$

B. Wypływ wody z otworów.

Poniżej oznacza Q (zamiast Q_α str. 240) ilość rzeczywistą wody wypływajacej w m^3/sek.

a. Otwory wylotowe, o krawędziach zaostrzonych.

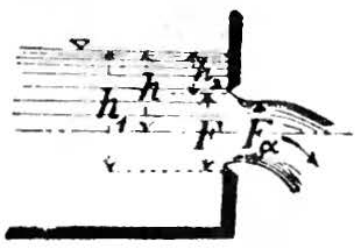
1. Do dławienia wszechstronnego i zupełnego, przy pełnem zaostrzeniu krawędzi wylotu, stosują się wartości średnie spółczynników (porówn. str. 241):

$$\alpha = 0{,}64, \qquad \varphi = 0{,}96, \qquad \mu = \alpha\varphi = 0{,}615, \qquad \zeta = 0{,}085.$$

Im krawędzie będą mniej dokładnie zaostrzone, tem większe będą wartości dla α i μ; natomiast ζ zmniejszy się podług wzoru:

$$\zeta = \left[1 : \left(\frac{\mu}{\alpha}\right)^2\right] - 1.$$

Rys. 169.



Według Poncelet'a i Lesbros'a do wypływu z otworów prostokątnych w ścianie pionowej, przy zaostrzeniu krawędzi wylotu i pod warunkiem, aby wysokość ciśnienia h_2 na górną krawędź otworu mierzono w dostatecznej odległości od otworu *) (rys. 169), stosują się następujące

*) Tuż ponad otworem, przy silnym zwłaszcza wypływie, poziom wody się obniża.

Wartości spółczynnika μ.

h_2	Wysokość otworu w m:						h_2	Wysokość otworu w m:					
m	0,20	0,10	0,05	0,03	0,02	0,01	m	0,20	0,10	0,05	0,03	0,02	0,01
0,05	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	1,0	0,61	0,62	0,63	0,63	0,63	0,63
0,1	0,59	0,61	0,63	0,64	0,65	0,67	1,3	0,60	0,61	0,62	0,62	0,63	0,62
0,3	0,60	0,62	0,63	0,63	0,64	0,65	1,5	0,60	0,61	0,62	0,62	0,62	0,61
0,5	0,60	0,62	0,63	0,63	0,64	0,64	2,0	0,60	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61
0,8	0,60	0,62	0,63	0,63	0,64	0,64	3,0	0,60	0,60	0,61	0,61	0,61	0,61

Uwaga: Wartości powyższej tablicy zatrzymują swą ważność bez względu na to, który bok otworu prostokątnego będzie podstawą, a który wysokością, jeżeli tylko długość boku większego nie przeniesie 20 razy długości boku mniejszego (według Lesbros'a).

Podług Weisbach'a wartości powyższe można stosować i do otworów okrągłych, a według Hachette'a nawet do otworów kształtu dowolnego, w których jednakże niema wyskoków wystających w przekrój.

2. Przy dławieniu niewszechstronnem dla **przelewów prostokątnych,** o przekroju $F = bh$ (zgodnie ze stroną 242 i rys. 166) będzie:

$$v_0 = {}^2/_3 \sqrt{2gh}, \quad \text{więc} \quad Q = {}^2/_3 \mu F \sqrt{2gh}.$$

Rys. 170.



1. Przy dławieniu zupełnem: Jeżeli prędkość dopływu bardzo nieznaczna, krawędzie wylotu zaostrzone, a nadto istnieje i dławienie z boków, to przy wysokościach, mierzonych w odległości co najmniej jednego metra od wylotu (rys. 170), spółczynniki μ zmieniają się (według Poncelet'a i Lesbros'a) w miarę zmienności rozmiarów h i b (patrz rys. 166 na str. 242), a mianowicie dla:

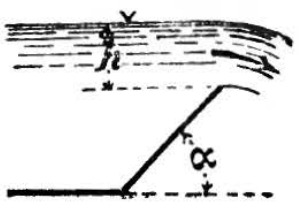
$b = 0{,}2$ m i $h =$	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20 m
$\mu =$	0,636	0,626	0,611	0,602	0,596	0,593	0,590	0,585;
$b = 0{,}6$ m i $h =$	0,06	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60 m
$\mu =$	0,618	0,609	0,600	0,593	0,588	0,587	0,586	0,585.

2. Przy dławieniu niezupełnem i pionowej ścianie stawidłowej, oznaczając przez n stosunek między przekrojem wody odpływającej (mierzonym ponad progiem) a przekrojem kanału (mierzonym w pewnej odległości od stawidła), podaje Weisbach spółczynnik wypływu:

$\mu_1 = \mu(1 + 1{,}718\, n^4)$, jeżeli przelew jest węższy od kanału (dławienie z boków);

$\mu_2 = \mu(1{,}041 + 0{,}3693\, n^2)$, jeżeli przelew ma tę samą szerokość, co kanał (bez dławienia z boków).

Rys. 171.



przyczem μ oznacza się podług danych powyżej zamieszczonych.

Jeżeli stawidło jest pochyłe (rys. 171), to:

dla $\alpha = 45^0$ . . . . $\mu_3 = 0{,}70$,

„ $\alpha = 63\,{}^1/_2{}^0$ . . . $\mu_3 = 0{,}67$.

Z powyższych wzorów na μ_1 i μ_2 otrzymujemy wartości dla rozmaitych stosunków przekroju:

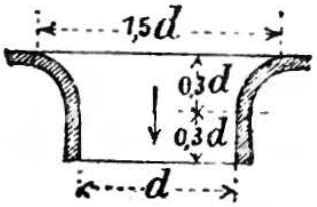
$n =$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
$\frac{\mu_1}{\mu} =$	1,000	1,001	1,003	1,007	1,014	1,026	1,044	1,070	1,107
$\frac{\mu_2}{\mu} =$	1,045	1,049	1,056	1,064	1,074	1,086	1,100	1,116	1,133

b. Wypływ z wylotów krótkich, rurowych i żłobowych.

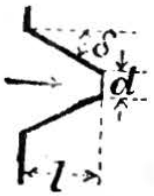
1. Wyloty krótkie.

Końcowa połowa wylotu (rys. 172) na długości $0{,}3\,d$ ma kształt walca; spółczynnik wypływu jest $\mu = 0{,}96$ do $0{,}998$, zależnie od gładkości i średnicy, a więc prawie 1.

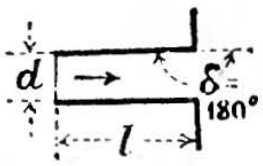
Rys. 172.



Rys. 173.



Rys. 174.



Przy wylotach, przedstawionych w rys. 173 i 174, jeżeli $l \sim 3d$, a krawędzie przepływu zaostrzone, będzie dla:

$\sphericalangle\,\delta =$	0^0	11^0	22^0	45^0	67^0	90^0	112^0	135^0	157^0	180^0
$\mu =$	0,96	0,92	0,90	0,75	0,68	0,63	0,60	0,58	0,56	0,54.

2. Wyloty rurowe.

1. Przy dławieniu zupełnem (a więc przy krawędziach ostrych i bardzo nieznacznej prędkości dopływowej) spółczynnikami wypływu będą:

dla $\varepsilon =$	1	2 do 3	12	24	36	48	60,
$\mu =$	0,88	0,82	0,77	0,73	0,68	0,63	0,60,

jeżeli ε oznacza stosunek długości do średnicy wylotu walcowato-rurowego.

Wyloty rurowe tego samego przekroju u wylotu, lecz stożkowate, jeżeli wylot się rozszerza, mają większy spółczynnik wypływu, jeżeli zaś wylot się zwęża, mniejszy, niż wyloty walcowate, przyczem wyloty łączą się ze ścianką w krawędziach ostrych. Gdy bok zwężającego się stożka tworzy z osią kąt $\delta = 13\frac{1}{2}^0$, a krawędzie na złączeniu ze ścianką są zaokrąglone, spółczynnik wypływu staje się największy, a mianowicie $\mu = 0{,}95$ do $0{,}97$.

Jeżeli dławienie jest niezupełne, a woda dopływa do przystawki z prędkością, której nie można zaniedbywać, to:

$$\mu' = \mu\,(1 + 0{,}102\,m + 0{,}067\,m^2 + 0{,}046\,m^3);$$

we wzorze tym m oznacza stosunek przekroju wylotu rurowego do pola ściany, μ zaś wyznacza się z danych wyżej umieszczonych.

Mamy dla:

$m =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\frac{\mu'}{\mu} =$	1,013	1,027	1,043	1,060	1,080	1,102	1,127	1,152	1,181

3. Jeżeli niema dławienia i przy zaokrąglonych krawędziach wlotowych, okrągły wylot rurowy, którego długość równa się potrójnej średnicy, ma spółczynnik $\mu \sim 0{,}90$.

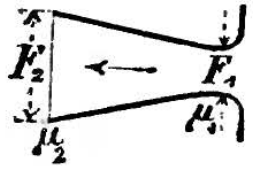
W wylocie, przedstawionym na rys. 175, gdy F_2 równa się mniej więcej $3{,}2\,F_1$, jest:

$\mu_1 \sim 1{,}55$ odnośnie do F_1, a $\mu_2 \sim 0{,}48$ odnośnie do F_2.

3. Wyloty żłobkowe.

Ilość wody wynosi ogólnie: $Q = \mu F \sqrt{2gh_1}$.

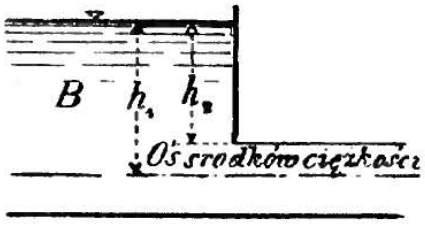
Rys. 175.



Rys. 176.



Rys. 177.



1. Dla **stawideł pionowych** i żłobów przystawionych tak szczelnie do otworów (rys. 176 i 177), że tylko z wierzchu otworu znajduje się ściana zaostrzona, z doświadczeń Lesbros'a wynikają poniższe spółczynniki wypływu μ:

Wysokość wylotu	Kształt wylotu	Wysokość ciśnienia h_2 ponad wierzchem otworu, mierzona w pewnem oddaleniu od wylotu w m: 0,02	0,05	0,1	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0
0,20 m	A	0,480	0,511	0,542	0.574	0,599	0,601	0,601	0,601	0,601
	B	0,480	0,510	0,538	0,566	0,592	0,600	0,602	0,602	0,601
	B_1	0,527	0,553	0,574	0,592	0,607	0,610	0,610	0,609	0,608
0,05 m	A	0,488	0.577	0,624	0,631	0,625	0,624	0,619	0,613	0,606
	B	0,487	0,571	0,605	0,617	0,626	0,628	0,627	0.623	0,618
	B_1	0.585	0,614	0,632	0,645	0,652	0,651	0.650	0,650	0,649

Do doświadczeń swoich używał Lesbros wylotów 0,2 m szerokich i małych, względnie do przekroju kanału. Wyloty **A** i **B** miały żłoby poziome, 3 m długie, wylot $\mathbf{B_1}$ zaś (kształtem podobny do B) miał żłób 2,5 m długi i pochylony o $^1/_{10}$ długości względem poziomu.

2. Dla **stawideł pochyłych,** niepowodujących dławienia, ani u dna, ani też po bokach otworu, gdy α oznacza w stopniach kąt pochylenia stawidła do poziomu, spółczynnik wypływu:

$$\mu = 0{,}944 - 0{,}0032\,\alpha.$$

Jeżeli np.:	$\alpha =$	40^0	45^0	50^0	55^0	60^0,
to:	$\mu =$	0,816	0,800	0,784	0,768	0,752.

C. Tarcie wody w przewodach rurowych.

a. Proste przewody rurowe.

W jakimkolwiekbądź miejscu prostego, dowolnie pochylonego przewodu rurowego, o stałym przekroju, oznaczamy przez:

F przekrój rury w prześwicie, w m²,
u obwód przekroju rurowego F, w m,
$r = F : u$, t. zw. promień hydrauliczny, w m (por. **D.**, str. 254),
l długość przewodu, który rozpatrujemy, w m,
v prędkość przepływu wody, w m/sek., } (por. str. 148).
g przyspieszenie ciężkości, w m/sek.², }
$Q = Fv$ ilość wody przepływającej, w m³/sek.,
w wysokość tarcia (t. j. stratę na wysokości ciśnienia, powstałą wskutek tarcia), w m,
$i = w : l$, t. zw. pochyłość tarcia osi przewodu,
ϱ spółczynnik wysokości tarcia, t. j. stosunek wysokości tarcia do wysokości powodującej prędkość, przy promieniu hydraulicznym 1 m i dla 1-go m. b. długości rury,
d średnicę prześwitu przewodu rurowego, okrągłego, w m.

Ponieważ tarcie jest w stosunku prostym do obwodu rury i jej długości, a w odwrotnym do przekroju rury, więc ogólnie będzie:

$$w = \left(\varrho \frac{v^2}{2g}\right) \frac{u}{F} l,$$

a zatem $w = \varrho \frac{l}{r} \frac{v^2}{2g}$; $\qquad i = \frac{w}{l} = \frac{\varrho}{r} \frac{v^2}{2g}$;

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\varrho} r i} = \sqrt{\frac{2g}{\varrho}} \sqrt{r i} = c \sqrt{r i}.$$

W szczególe dla prostej **rury okrągłej**:

$$r = \frac{F}{u} = \frac{\frac{1}{4}\pi d^2}{\pi d} = \frac{d}{4}; \qquad Q = \frac{\pi d^2}{4} v;$$

$$\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{4Q}{\pi d^2}\right)^2 : 2g = 0{,}083 \frac{Q^2}{d^4}; \qquad w = 4\varrho \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Zwykle zastępuje się 4ϱ przez λ, nazywając λ **spółczynnikiem tarcia** podczas ruchu wody w rurach; λ jest zależnem od v (według innych od d, porówn. str. 250). Będzie zatem:

$$w = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 0{,}083\, \lambda l \frac{Q^2}{d^5};$$

$$i = \frac{w}{l} = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2g} = 0{,}083\, \lambda \frac{Q^2}{d^5};$$

$v = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \cdot \sqrt{\frac{id}{4}}$, przyczem podstawiamy: $\sqrt{\frac{8g}{\lambda}} = \frac{8{,}859}{\sqrt{\lambda}} = c.$

(Ciąg dalszy na str. 250.)

Ilości wody

Średnice rury d w mm	Prędkość 0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
100	0,393	0,785	1,178	1,571	1,963	2,356	3,142	3,927
125	0,614	1,227	1,841	2,454	3,068	3,682	4,909	6,136
150	0,884	1,767	2,651	3,534	4,418	5,301	7,069	8,836
200	1,571	3,142	4,712	6,283	7,854	9,425	12,566	15,708
250	2,454	4,909	7,363	9,818	12,272	14,726	19,635	24,544
300	3,534	7,069	10,603	14,137	17,671	21,206	28,274	35,343
350	4,811	9,621	14,432	19,242	24,053	28,863	38,485	48,106
400	6,283	12,566	18,850	25,133	31,416	37,699	50,266	62,832
450	7,952	15,904	23,856	31,809	39,761	47,713	63,617	79,522
500	9,818	19,635	29,453	39,270	49,088	58,905	78,540	98,175
550	11,879	23,758	35,637	47,517	59,396	71,275	95,033	118,79
600	14,137	28,274	42,411	56,549	70,686	84,823	113,10	141,37
650	16,592	33,183	49,775	66,366	82,958	99,549	132,73	165,92
700	19,242	38,485	57,727	76,969	96,211	115,45	153,94	192,42
750	22,089	44,179	66,268	88,357	110,45	132,54	176,72	220,89
800	25,133	50,266	75,398	100,53	125,66	150,80	201,06	251,33
850	28,373	56,745	85,118	113,49	141,86	170,24	226,98	283,73
900	31,809	63,617	95,426	127,23	159,04	190,85	254,47	318,09
950	35,441	70,882	106,32	141,76	177,21	212,65	283,53	354,41
1000	39,270	78,540	117,81	157,08	196,35	235,62	314,16	392,70

Wysokości tarcia $w = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ w m, dla gładkich rur kielichowych,

100	0,0048	0,0166	0,0348	0,0590	0,0892	0,1252	0,2147	0,3269
125	0,0039	0,0133	0,0278	0,0472	0,0714	0,1019	0,1717	0,2615
150	0,0032	0,0111	0,0232	0,0393	0,0595	0,0835	0,1431	0,2179
200	0,0024	0,0083	0,0174	0,0295	0,0446	0,0626	0,1073	0,1635
250	0,0019	0,0067	0,0139	0,0236	0,0357	0,0509	0,0859	0,1308
300	0,0016	0,0055	0,0116	0,0197	0,0297	0,0417	0,0716	0,1090
350	0,0014	0,0048	0,0099	0,0169	0,0255	0,0358	0,0613	0,0934
400	0,0012	0,0042	0,0087	0,0148	0,0223	0,0313	0,0537	0,0817
450	0,0011	0,0037	0,0077	0,0131	0,0198	0,0278	0,0477	0,0726
500	0,0010	0,0033	0,0070	0,0118	0,0178	0,0250	0,0429	0,0654
550	0,0009	0,0030	0,0063	0,0107	0,0162	0,0228	0,0390	0,0594
600	0,0008	0,0028	0,0058	0,0098	0,0149	0,0209	0,0358	0,0545
650	0,0007	0,0026	0,0054	0,0091	0,0137	0,0193	0,0330	0,0503
700	0,0007	0,0024	0,0050	0,0084	0,0127	0,0179	0,0309	0,0467
750	0,0006	0,0022	0,0046	0,0079	0,0119	0,0167	0,0286	0,0436
800	0,0006	0,0021	0,0043	0,0074	0,0111	0,0157	0,0268	0,0409
850	0,0006	0,0020	0,0041	0,0069	0,0105	0,0147	0,0253	0,0385
900	0,0005	0,0018	0,0039	0,0066	0,0099	0,0139	0,0239	0,0363
950	0,0005	0,0018	0,0037	0,0062	0,0094	0,0132	0,0226	0,0344
1000	0,0005	0,0017	0,0035	0,0059	0,0089	0,0125	0,0215	0,0327

$Q = 1000 \frac{\pi d^2}{4} v$, w l/sek.

prądu v, w m/sek.									Średn. rury d w mm
0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	
4,712	5,498	6,283	7,069	7.854	9,817	11,781	13,744	15,708	**100**
7,363	8,590	9,817	11,045	12,272	15,340	18.408	21.476	24,544	**125**
10,603	12,370	14,137	15,904	17,672	22,089	26,507	30,925	35,343	**150**
18,850	21,991	25,133	28,274	31,416	39,270	47,124	54,978	62,832	**200**
29,452	34,361	39,270	44,179	49,087	61,359	73,631	85,903	98,175	**250**
42,411	49,480	56,549	63,617	70,686	88,357	106,03	123,70	141,37	**300**
57,727	67,348	76,969	86,590	96,211	120.26	144,32	168,37	192,42	**350**
75,398	87,965	100,53	113,10	125,66	157,08	188,50	219,91	251,33	**400**
95,426	111,33	127,23	143,14	159,04	198,80	238,57	278,33	318,09	**450**
117,81	137.45	157,08	176,72	196,35	245,44	294,53	343,61	392,70	**500**
142,55	166,31	190,07	213,82	237,58	296,98	356,37	415,77	475,17	**550**
169,65	197,92	226,19	254,47	282,74	353,43	424,11	494.80	565,49	**600**
199,10	232,28	265,46	298,65	331,83	414,79	497,75	580,70	663,66	**650**
230,91	269,39	307,88	346.36	384.85	481.06	577,27	673,48	769,69	**700**
265.07	309,25	353,43	397,61	441,79	552,23	662,68	773,13	883,58	**750**
301,59	351,86	402,12	452,39	502,66	628,32	753,98	879,65	1005,3	**800**
340,47	397,22	453,96	510,71	567.45	709,31	851,18	993,04	1134,9	**850**
381.70	445,32	508,94	572,56	636,17	795,22	954,26	1113,3	1272,3	**900**
425,29	496,18	567,06	637,94	708.82	886,03	1063,2	1240,4	1417,6	**950**
471,24	549,78	628,32	706,86	785,40	981,75	1178,1	1374,4	1570,8	**1000**

żeliwnych przy $l = 100$ m $\left(\lambda = 0{,}02 + \frac{0{,}004}{\sqrt{v}}\right.$ podług H. Lang'a.$)$

0.4617	0,6189	0,7983	0,9998	1,2232	1,8777	2,6681	3,5938	4.6541	**100**
0,3694	0,4951	0,6386	0,7998	0,9786	1,5021	2,1345	2,8750	3,7233	**125**
0,3078	0,4126	0,5322	0,6665	0,8155	1,2518	1,7787	2,3959	3,1027	**150**
0,2309	0,3094	0,3991	0,4999	0,6116	0,9388	1,3341	1.7969	2.3271	**200**
0,1847	0,2476	0,3193	0,3999	0,4893	0,7511	1,0672	1,4375	1.8616	**250**
0,1539	0,2063	0,2661	0,3333	0,4077	0,6259	0,8894	1,1979	1,5514	**300**
0.1319	0,1768	0,2281	0,2856	0,3495	0,5365	0,7623	1,0268	1,3297	**350**
0.1154	0,1547	0,1996	0,2499	0,3058	0,4694	0,6670	0,8985	1,1635	**400**
0,1026	0,1375	0,1774	0,2222	0,2718	0,4173	0,5929	0,7986	1.0342	**450**
0,0923	0,1238	0,1597	0,2000	0,2446	0,3755	0,5336	0,7188	0.9308	**500**
0,0839	0,1125	0,1451	0,1818	0,2224	0,3414	0,4851	0,6534	0,8462	**550**
0,0770	0,1031	0,1330	0,1666	0,2039	0,3129	0,4447	0,5990	0,7757	**600**
0,0700	0,0952	0,1228	0,1538	0.1882	0,2889	0,4105	0,5529	0,7160	**650**
0,0659	0,0884	0,1140	0,1428	0,1747	0,2682	0,3812	0,5134	0,6649	**700**
0,0616	0,0825	0,1064	0,1333	0,1631	0,2504	0,3557	0,4792	0,6205	**750**
0,0577	0,0774	0,0998	0,1250	0,1529	0,2347	0,3335	0,4492	0,5818	**800**
0,0543	0,0728	0,0939	0,1176	0,1439	0,2209	0,3139	0,4228	0,5475	**850**
0,0513	0,0688	0,0887	0,1111	0,1359	0,2086	0,2965	0,3993	0,5171	**900**
0,0486	0,0651	0,0840	0,1052	0,1288	0,1977	0,2809	0,3783	0,4899	**950**
0,0462	0,0619	0,0798	0,1000	0,1223	0,1878	0,2668	0,3594	0,4654	**1000**

W przewodach poziomych pochyłość tarcia i równa się pochyłość linii, łączącej stany piezometru.

Wartości Q (w l/sek.) i w (w m) zestawiono w tablicach na str. 248 i 249.

Dla **prostokątnego przekroju rury** o bokach a i b:

$$r = \frac{F}{u} = \frac{ab}{2(a+b)}, \text{ a więc } w = \lambda \frac{a+b}{2ab} l \frac{v^2}{2g}.$$

Spółczynnik tarcia λ dla wody.

1. Według doświadczeń **Weisbach'a** dla przewodów rurowych o przekroju kołowym:

$$\lambda = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}}.$$

Tablica Weisbach'owskich wartości λ dla $v = 0{,}02$ do 20 m/sek. znajduje się w dziale czternastym: Przewietrzanie i ogrzewanie.

2. Według doświadczeń **Darcy'ego**:

$$\lambda = \left(0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d}\right)\sigma;$$

w powyższym wzorze spółczynnik $\sigma = 1$ odnosi się do rur o ściankach gładkich: dla rur, w których woda napotyka ściany chropowate wskutek rdzy i osadów, będzie w miarę mniejszej lub większej chropowatości $\sigma = 1$ do 2.

3. Według **Dupuit'a** dla wodociągów miejskich będzie:

$$\lambda = 0{,}03025.$$

Spółczynnik powyższy uwzględnia już wszystkie opory powodowane zagięciami, rozgałęzieniami, zmianami przekrojów i t. p. Wartość λ podług Dupuit'a równa się wartości λ wzoru Darcy'ego, zastosowanego do rur średnich przekrojów bez uwzględnienia powyższych oporów, przy podstawieniu $\sigma = 1{,}5$. Dla $\lambda = 0{,}03025$ będzie:

$$i = \left(\frac{Q}{20}\right)^2 \frac{1}{d^5}, \text{ albo: } d = 0{,}3017 \sqrt[5]{\frac{Q^2}{i}}.$$

4. **Weston** otrzymał (1889), porównywując dawne doświadczenia:

1. Dla rur zupełnie gładkich i czystych:

$$\lambda = 0{,}0126 + \frac{0{,}0173 - 0{,}1085\,d}{\sqrt{v}}.$$

2. Dla nowych rur żeliwnych lub rur podobnie się zachowujących: λ Darcy'ego.

3. Dla rur pokrytych wewnętrznie silnymi osadami:

gdy $d \lesssim 0{,}50$ m: $\lambda = 0{,}0156 + \frac{0{,}035}{v}$;

gdy $d = 0{,}50$ do $0{,}92$ m: $\lambda = \frac{0{,}048}{v} - 0{,}0143$ do $\lambda = \frac{0{,}055}{v} - 0{,}0225$.

4. Dla rur wewnątrz nie nadmiernie zanieczyszczonych osadami:

$$\lambda = 0{,}03978 + \frac{0{,}01}{d}.$$

5. Doświadczenia **H. Lang'a** i innych potwierdziły prawidłowość kształtu wzorów Weisbach'a na λ i pierwszego wzoru Weston'a aż do pewnej, najniższej, granicznej prędkości v_k.

Dla rur okrągłych, prostych stawia H. Lang ogólnie, jeżeli $v > v_k$:

$$\lambda = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}.$$

Granica prędkości v_k (w m/sek.) zależy od średnicy rury d (w m), a mianowicie;

dla $d =$	0,006	0,010	0,040	ponad 0,040 m,
$v_k =$	0,3 do 1,0	0,2 do 0,7	0,08 do 0,1	0 do 0,07 m/sek.

Spółczynniki zaś α i β mają następujące wartości średnie:

a) Dla rur gładkich, ołowianych, miedzianych, żelaznych ciągnionych, cynowych i szklanych, gładko przylegających do siebie na złączeniach (bez muf i bez chropowatego wnętrza, jakie się znachodzi u lanożelaznych):

$$\alpha = 0{,}015 \text{ dla } d \geq 0{,}006 \text{ m}, \quad \text{a} \quad \beta = 0{,}009 \text{ dla } d \geq 0{,}10 \text{ m};$$

nadto zaś:

dla $d =$ 0,006	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05 m,
$\beta =$ 0.022	0,015	0,012	0,011	0,010	0,0095.

b) dla czystych, gładkich rur lanożelaznyeh, łączonych na mufy:

$$\alpha = 0{,}02 \quad \text{i} \quad \beta = 0{,}004 \text{ dla } d \geq 0{,}036 \text{ m}.$$

Tablica wartości w, zestawiona na podstawie powyższych wartości α i β, znajduje się na str. 248 i 249.

c) Dla rur lanożelaznych, zanieczyszczonych osadami, Darcy i Iben otrzymali $\beta = 0{,}004$, natomiast α zmiennem w zależności od d, a mianowicie:

dla $d =$ 0,036	0,080	0,243	0,297	0,305 m,
$\alpha =$ 0,074	0,048	0,026	0.023	0,125.

W czterech przewodach o $d = 0{,}036$ do 0,297 m (Darcy) znaleziono wewnątrz osady od 1 do 2 mm grubości. Natomiast w ostatnim przewodzie o $d = 0{,}305$ m (Iben) grubość osadu dochodziła do 30 mm; służył on już 22 lata. Przy obliczaniu α przyjęto średnicę pierwotną, czystego przewodu, skutkiem czego α wydaje się tak niepomiernie wielkiem.

Grubość osadów w rurach wzrasta w stosunku do długości strumienia, który przepłynął przez przewód. Odgałęzienia bez przepływu pozostają zatem wolne od osadów, a najsilniej oskorupiaja się przewody główne.

b. Poszczególne opory w przewodach.

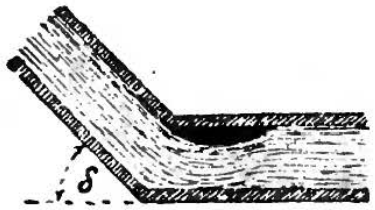
(Znakowanie patrz str. 247).

I. Kolana o przekroju kołowym.

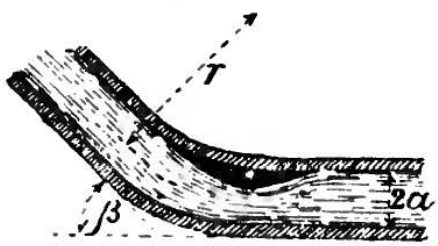
1. Dla rys. 178 (dopływ wody z lewej strony):

$$w = \zeta \frac{v^2}{2g}; \text{ przyczem } \zeta = 0{,}9457 \sin^2 {}^1/_2\,\delta + 2{,}047 \sin^4 {}^1/_2\,\delta.$$

Rys. 178.



Rys. 179.



Dla $\delta =$	20^0	40^0	60^0	80^0	90^0	100^0	120^0	140^0
jest $\zeta =$	0,046	0,139	0,364	0,740	0,984	1,260	1,861	2,431.

2. Dla rysunku 179 (dopływ z lewej strony), jeżeli $r \gtrless 5a$:

$$w = \zeta' \frac{\beta^0}{90} \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{v^2}{2g}; \qquad \zeta' = 0{,}131 + 0{,}163 \left(\frac{2a}{r}\right)^{3{,}5}.$$

Dla $(2a : r) =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1.4	1,6	1,8	2,0
$\zeta' =$	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,979.

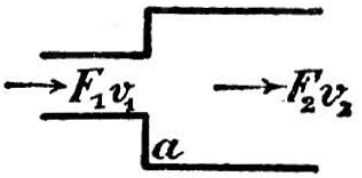
2. Zmiany w przekrojach rur okrągłych.

1. Rys. 180. Doświadczenia Weisbach'a i Fliegner'a *) dały wynik:

$$w = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g}\left[\frac{F_2}{F_1}\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)\right]^2 = \frac{v_2^2}{2g}\left[\frac{F_2}{F_1} - 1\right]^2;$$

uwzględnione we wzorze powyższym zmniejszenie się wysokości oporu, powstałe skutkiem uderzeń, jest:

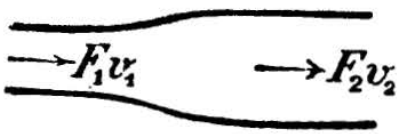
Rys. 180.



$$w_s = 2\frac{v_1^2}{2g}\frac{F_1}{F_2}\left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right) = 2\frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right).$$

Wzory powyższe stosować można tylko wtedy, gdy woda wypełnia zupełnie przekrój F_2, tak, że strumień wypływa z F_2 żyłami równoległemi (nie miotłowato rozchodzącemi się) i póki wysokość ssania przy a nie przewyższa 10 m. W przeciwnym razie przepływ odbywa się jako swobodny wypływ z F_1 (patrz str. 243).

Rys. 181.



Rys. 182.



2. Dla przypadku, przedstawionego w rys. 181, doświadczenia Fliegner'a wykazały, że stosownie do kształtu, oraz prędkości, wartość w nie jest większa jak 0,5 do 0,12 wartości w z pod 1.

Dla stosunków, przedstawionych na rys. 182, w staje się ~ 0.

3. Dla rys. 183: $w = \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{1}{a} - 1\right)^2 = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g}$,

przyczem dla $F_2 : F_1 =$

	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
jest w przybliżeniu $a =$	0,60	0,60	0.61	0,63	0,67	0,73	1,00
$\zeta_2 =$	0,50	0,50	0.42	0,33	0,25	0,15	0,00.

4. Dla przypadku, przedstawionego na rys. 184:

$$w = \frac{\left(\frac{v_3}{a} - v_2\right)^2}{2g} = \left(\frac{F_2}{aF_3} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \left(\frac{1}{a} - \frac{F_3}{F_2}\right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g} = \zeta_3 \frac{v_3^2}{2g}.$$

Jeżeli $F_3 \lessgtr 0{,}1\, F_1$, to dla wszystkich stosunków $F_3 : F_2$ jest a w przybliżeniu stałe i równe 0,62; wówczas dla:

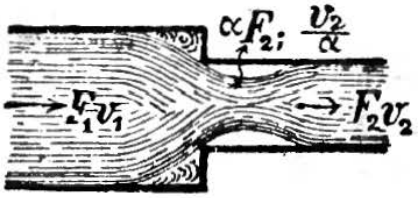
*) A. Fliegner w „Civilingenieur" 1875, str. 98.

$F_3 : F_2 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_3 =$	2,3	2,0	1,7	1,4	1,2	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5.

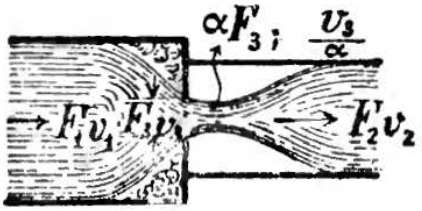
Jeżeli $F_3 \geq 0{,}1\ F_1$, to dla:

$F_3 : F_1 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0.6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,90	1,00.

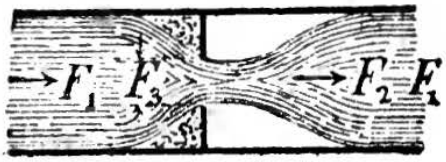
Rys. 183.



Rys. 184.



Rys. 185.



5. W przypadku, przedstawionym na rysunku 185, w którym $F_1 = F_2$, we wzór poprzedni na w należy wstawić, jeżeli:

$F_3 : F_2 =$	0,1	0.2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,90	1,00
a zatem $\zeta_3 =$	2,3	2,0	1,6	1,2	1,0	0,65	0,4	0,2	0,05	0,00.

3. Zawieradła (szluzy, wentyle i t. p.).

(Według doświadczeń Weisbach'a, C. v. Bach'a i H. Lang'a).

Znaczenie F, F_1 i ζ_1 na stronie następnej.

Rodzaj zawieradła		$F_1 : F =$ 0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
		Średnie wartości ζ_1				
Grzybek zawora (wentyla) płaski, prowadzony górą, o dowolnej powierzchni spodniej.	Strumień skierowany przeciw spodniej powierzchni	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0
Grzybek płaski z prowadnikiem żebrowym w gniezdzie		2,3	2,8	3,5	4,3	5,2
Grzybek stożkowaty, prowadzony górą, o płaskiej powierzchni spodniej		0,00	—0,14	0,20	0,65	1,16
Takiż o spodzie kulistym		0,00	—0,04	0,18	0,48	0,82
„ „ stożkowatym		—0,04	0,29	0,52	0,56	0,73
Grzybek kulisty z krawędzią uszczelniającą tylko 1 mm szeroką		1,9	2,2	2,5	3,6	5,0
Takiż, lecz strumień skierow. na wierzchnią powierzchnię.		1,6	1,8	2,2	3,2	4,4
Grzybek stożkowaty, bardzo wysmukły, stożek w kształcie dyszy, strumień na spodnią powierzchnię		0,2	0,4	—	—	—
Cienka zasuwa (szluza) w rurze prostokątnej		0,69	0,45	0,06	—0,10	0,00
„ „ „ „ okrągłej.		1,00	0,60	0,17	—0,05	0,00
Kurek z prostym przelotem prostokątnym		2,35	1,65	0,70	—0,02	0,00
Przepustnica prostokątna, zamknięcie przez obrót o 90°.		0,50	0,32	0,05	—0,04	0,00
„ okrągła, zamknięcie przez obrót o 90°. .		0,88	0,45	0,06	—0,03	0,00
Klapa prostokątna, zamknięcie przez obrót o 90°, w kierunku strumienia		0,78	0,28	0,06	—0,04	0,00
Takaż, zamykana w kierunku przeciwnym		0,41	0,60	0,23	0,08	0,00
Suwak muszlowy z ostremi krawędziami przepływu i kańciastą muszlą	dopływ. . .	1,0	1,6	1,8	2,0	2,2
	odpływ. . .	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6
Suwak muszlowy z zaokrąglonemi krawędziami przepływu	. . . . . dopływ .	0,11	0,18	0,21	0,23	0,24
	muszla kańciasta, odpływ .	0,04	0,13	0,35	0,64	1,04
	„ zaokrąglona, odpływ .	0,04	0,11	0,23	0,35	0,49

Wartości ζ dla zawieradeł zupełnie otwartych.

1) Kadłub zawora (wentyla) kulistego smukły, średnica 25 mm	strumień z pod spodu:	$\zeta = 5{,}3$.
	„ na wierzch:	$\zeta = 4{,}4$.
2) Kadłub zawora kulistego bardzo krótki, grzybek płaski, średnica 34 mm	strumień z pod spodu:	$\zeta = 16{,}6$.
	„ na wierzch:	$\zeta = 12{,}5$.
3) Kadłub zawora kątowego, zboczenie strumienia o 90°, średnica 32 lub 22 mm	strumień z pod spodu:	$\zeta = 2{,}1$.
	„ na wierzch*):	$\zeta = 2{,}6$.
4) Suwak uszczelniony na wewnętrznej krawędzi, średnica 34 mm		$\zeta = 0{,}3$.

W danych powyższych (pod **3.**) oznaczają:

F przekrój swobodny gniazda zaworowego lub rury,
F_1 przekrój przepływu w świetle, nastawiony w danej chwili,
ζ średni spółczynnik oporu (przy zawieradle zupełnie otwartem), odnoszący się do przekroju F,
ζ_1 spółczynnlk oporu (bez uwzględnienia oporu kadłuba i gniazda), odnoszący się do zmiennego przekroju F_1.

D. Rzeki i kanały, oraz budowle w nich.

a. Ruch wody w rzekach i kanałach.

1. Ruch jednostajny.

Poniżej oznaczać będziemy przez:

Q ilość przepływu, t. j. przepływającą ilość wody w m^3/sek.,
F przekrój przepływu (przekrój poprzeczny) w m^2,
v średnią prędkość w przekroju poprzecznym F w m/sek.,
u obwód podwodny, t. j. tę część obwodu przekroju F, która nie styka się z powietrzem, w m,
b szerokość zwierciadła wody w m,
h (w m) spadek powierzchni wody na długości l (w m),
$i = h : l$ średnią pochyłość zwierciadła wody,
$t = F : b$ średnią głębokość wody w m,
$r = F : u$ średnią głębokość hydrauliczną, czyli średni promień hydrauliczny przekroju (porówn. str. 247) w m.

Jako v uważać trzeba tę średnią prędkość, którąby istnieć musiała we wszystkich punktach (x, y) przekroju F, aby w jednostce czasu przezeń przepłynąć mogła taż sama ilość wody Q; a zatem:

$$Q = F\,v = \int\int v \cdot dx \cdot dy.$$ **)

Prędkość v oznacza się: 1) obliczeniem ze wzorów, wywiedzionych z dawnych pomiarów, albo 2) przez pomiary bezpośrednie w danym przekroju przepływowym F.

Średnia pochyłość rzek bywa: $i = 0{,}000005$ do $0{,}0006$; korzystne pochyłości dla kanałów patrz str. 258.

---

*) Grzybek w tym wypadku podnosił się tylko o 0,25 średnicy gniazda.

**) Porówn. R. Jasmund, „Die mittlere Geschwindigkeit im Stromquerschnitte", Centralbl. d. Bauverw. 1897, str. 101.

1. **Obliczanie prędkości** v. *) Przyjmując pewien spółczynnik doświadczalny c, możemy wyrazić prędkość v, jak przy przepływie wody przez przewody (patrz str. 247), wzorem ogólnym:

$$v = c\sqrt{r\,i}.$$

Bazin oznaczył na podstawie pomiarów w małych kanałach doświadczalnych:

$$c = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \frac{\beta}{r}}}.$$

Wartości α i β zależą od chropowatości obwodu podwodnego; średnio:

Przypadek I. Dla drzewa heblowanego lub cementu . . $\alpha = 0{,}00015$, a $\beta = 0{,}0000045$,
„ II. „ ciosów i drzewa nieheblowanego . . $\alpha = 0{,}00019$, a $\beta = 0{,}0000133$,
„ III. „ muru z kamienia łamanego . . . . $\alpha = 0{,}00024$, a $\beta = 0{,}00006$,
„ IV. „ ziemi . . . . . $\alpha = 0{,}00028$, a $\beta = 0{,}00035$,
„ V. „ rumowiska (według Kuttera) . . . . $\alpha = 0{,}00040$, a $\beta = 0{,}00070$.

Wartości c według Bazin'a.

$r =$	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00	2,00	3,00	6,00 m
Przypadek I.	71,6	76,1	77,9	78,8	79,3	79,7	80,2	80,4	81,0	81,2	81,4
„ II.	55,6	62,4	65,3	66,9	67,9	68,7	69,6	70,1	71,3	71,7	72,1
„ III.	34,5	43,0	47,7	50,6	52,7	54,2	56,3	57,7	60,9	62,0	63,2
„ IV.	16,3	22,2	26,3	29,4	31,9	34,0	37,3	39,8	46,9	50,2	54,4
„ V.	11,6	16,0	19,1	21,6	23,6	25,3	28,0	30,2	36,5	39,7	44,0

Ganguillet i **Kutter** z pomiarów Bazin'a, jako też z pomiarów Abbot'a i Humphreys'a, dokonanych na Mississipi, oraz z wielu innych pomiarów rzek, wyprowadzili wzór następujący:

$$c = \frac{23 + \frac{1}{n} + \frac{0{,}00155}{i}}{1 + \left(23 + \frac{0{,}00155}{i}\right)\frac{n}{\sqrt{r}}}\ **),$$

w którym to wzorze średni spółczynnik chropowatości będzie:

	n	$1:n$
dla kanałów z drzewa starannie heblowanego lub gładko cementowanych	0,010	100
dla kanałów z desek	0,012	83
dla kanałów z obrabianych ciosów lub dobrze fugowanej cegły	0,013	77
dla kanałów z kamienia łamanego	0,017	59
dla kanałów z ziemi, oraz dla rzek i strumieni . . .	0,025	40
dla wód płynących po głazach lub tamowanych roślinami wodnemi	0,030	33

*) Rozbiór krytyczny rozmaitych wzorów na v: patrz Moritz Rühlmann, Hydromechanik.

**) Wykreślne oznaczenie c: porówn. Zeitschr. d. österr. Arch.- u. Ing.-Vereines 1869 Bl. 9, rys. XIII, oprócz tego: Centralbl. d. Bauverw. 1889, str. 285.

W rzekach zmniejsza się zazwyczaj spółczynnik chropowatości n w miarą oddalenia od źródeł. Słabą stroną wzoru Ganguillet'a i Kutter'a jest trudność dobrania stosownej wartości dla n.

Pomiary górnego Dunaju i jego dopływów wykazały $n = 0{,}0226$ do 0,0284. — Pomiary Elby Pruskiej (1883 do 1886) dowiodły, że n nie jest niezmiennem nie tylko na całej długości rzeki, ale nawet w tym samym przekroju, i że wartość jego waha się między 0,021 a 0,032 w zależności tak od wartości i jako też od zwiększania się głębokości w przekroju. *) Przy pomiarach tych oznaczono średnią prędkość w przekroju: v w m/sek. na:

$$v = 46{,}91 \sqrt{i}\,\sqrt[3]{t},$$

dla ilości przepływu: Q od 90 do 430 m³/sek., pochyłości i od 0,00007 do 0,00023 i średniej głębokości t od 1 do 3 m.

2. **Oznaczanie v przez pomiary bezpośrednie.** Dzielimy przekrój F na n pasków pionowych $f_1, f_2, f_3, \ldots f_n$, o równej szerokości: $b:n$, oznaczamy dla każdego paska przynależną prędkość średnią $v_1, v_2 \ldots v_n$, a otrzymamy średnią prędkość całego przekroju:

$$v = \frac{f_1 v_1 + f_2 v_2 + \cdots + f_n v_n}{F}.$$

Żyłka wodna, posiadająca średnią prędkość v_i dowolnego paska f_i, leży w nim na głębokości równającej się 0,55 do 0,60 całej głębokości wody t_i (w m) danego paska f_i. Największa prędkość v_i' w pasku f_i (zależnie od wpływu wiatru) znachodzi się albo na powierzchni i równa się natenczas prędkości powierzchniowej v_i'', albo też pod powierzchnią, na głębokości a, nie przekraczającej $^1/_3$ całej głębokości t_i. (Głębokość a wyrażamy w m). Prędkość najmniejsza v_i''' panuje u dna. Wedlug Sasse'go średnia prędkość v_i, dowolnego paska f_i, jest:

$$v_i = \frac{1}{3}\left[\left(2v_i' + v_i'''\right) + \frac{a}{t_i}\left(v_i'' - v_i'''\right)\right].$$

Jeżeli v_{max} jest średnią wartością prędkości największych, a v_{min} średnią wartością prędkości u dna całego przekroju, to im łożysko będzie płytsze i bardziej chropowate, tem mniejszem stanie się v i v_{min} względnie do v_{max} **). Wogóle jest:

$$\frac{v_{min}}{v_{max}} = 0{,}83 \text{ do } 0{,}40; \qquad \frac{v}{v_{max}} = 0{,}95 \text{ do } 0{,}78.$$

*) Porówn. Zeitschr. d. hannover. Arch.- u. Ing.-V. 1885, str. 621. Dalej: R. Jasmund. Zeitschr. f. Bauwesen 1886, str. 551; 1893, str. 121; 1897, str. 303, 465 i 586.—Również Teubert, die Verbesserung der Schiffbarkeit unserer Ströme durch Regulierung, Centralbl. d. Bauverw. 1894, str. 221; w osobnej odbitce wydane u Wilh. Ernst & Sohn, Berlin

**) Porówn. Annales des ponts et chaussées 1875, Bazin, Sur la distribution des vitesses.

Bazin daje wzór dokładniejszy: $\frac{v}{v_{max}} = \frac{1}{1 + 14\sqrt{\alpha + \frac{\beta}{r}}}$.

We wzorze powyższym α i β posiadają te same wartości i znaczenie, jak na str. 255; wzór powyższy da nam zatem:

Wartości Bazin'a dla $\frac{v}{v_{max}}$.

$r =$	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,00	2,00	3,00	6,00 m
Przypadek I.	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
„ II.	0,80	0,82	0,82	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84
„ III.	0,71	0,76	0,77	0,78	0,79	0,80	0,80	0,81	0,81	0,82	0,82
„ IV.	0,54	0,61	0,65	0,68	0,70	0,71	0,72	0,74	0,77	0,78	0,80
„ V.	0,45	0,53	0,58	0,61	0,63	0,65	0,67	0,68	0,72	0,74	0,76

3. Jeżeli woda niema wymywać dna kanałowego, to prędkości (w m/sek.) niepowinny przekraczać granic poniżej podanych:

Dopuszczalne prędkości wody w kanałach.

Rodzaj łożyska	v_{max}	v_{min}	Rodzaj łożyska	v_{max}	v_{min}
Szlam i brunatna glina garncarska	0,15	0,08	Żwir	1,22	0,70
Drobny piasek	0,20	0,10	Dno z głazów	1,52	0,94
Glina chuda lub tłusta (w złożach pierwotnych) . . .	0,30	0,16	Mieszanina odłamów łupkowych	2,22	1,49
Tłusty piasek rzeczny . . .	0,60	0,31	Skały uwarstwione	2,75	1,82
			Skały twarde, nieuwarstwione	4,27	3,14

Aby zapobiedz tworzeniu się osadów w kanałach, prędkości powinny być nie mniejsze niż: $v = 0{,}25$ m/sek., jeżeli woda unosi z sobą lekki szlam, a $v = 0{,}50$ m/sek., jeżeli jest obawa osadzania się piasku.

4. **Najkorzystniejsze przekroje kanałowe.** Dla najkorzystniejszego przekroju kanałowego F (w m²) obwód podwodny u (w m) staje się najmniejszością.

Jeżeli oznaczymy (rys. 186) przez:

a głębokość kanału w m,
b szerokość dna kanalu w m,
δ kąt skarpy brzegu,

Rys. 186.



to najkorzystniejszy przekrój F, przedstawiający najmniej oporu, określają wzory:

$$a = \sqrt{\frac{F \sin \delta}{2 - \cos \delta}} \quad \text{i} \quad b = \frac{F}{a} - a \operatorname{ctg} \delta.$$

Szerokość poziomu wody będzie natenczas:

$$B = \frac{F}{a} + a \operatorname{ctg} \delta = b + 2a \operatorname{ctg} \delta,$$

a obwód podwodny $u = b + \frac{2a}{\sin \delta}$.

Dla $F = 1$ m² zestawiono w tablicy poniższej najkorzystniejsze wartości a, a ctg δ, b, B i u przy rozmaitych pochyłościach skarpy.

Dla przekroju F m² wartości te są $\sqrt{F}$ razy większe.

δ	ctg δ	a	a ctg δ	b	B	u
90^0	0,000	0,707	0,000	1,414	1,414	2,828
60^0	0,577	0,760	0,439	0,877	1,755	2,632
45^0	1,000	0,740	0,740	0,613	2,092	2,704
40^0	1,192	0,722	0,860	0,525	2,246	2,771
$36^0\ 52'$	1,333	0,707	0,943	0,471	2,357	2,828
35^0	1,428	0,697	0,995	0,439	2,430	2,870
$33^0\ 40'$	1,501	0,689	1,034	0,418	2,485	2,904
30^0	1,732	0,664	1,150	0,356	2,656	3,012
$26^0\ 34'$	2,000	0,636	1,272	0,300	2,844	3,144
Półkole	∞	0,798	∞	0,000	1,596	2,507

Stosowne wartości kąta δ są:

dla kanałów murowanych . . . . . ctg $\delta = 0{,}5$,
dla kanałów kopanych w ziemi ścisłej, z umocnieniem brzegów (np. opaskami) . . . . . ctg $\delta = 1{,}0$,
dla kanałów kopanych w ziemi ścisłej, bez umocnienia brzegów . . . . . ctg $\delta = 1{,}5$,
dla kanałów w ziemi zruszonej, w piasku i t. p. . . ctg $\delta = 2{,}0$.

Jeżeli woda przepływa przez okrągłą **rurę zamkniętą**, a poziom jej coraz więcej się podnosi, to największa średnia prędkość przekrojowa v pojawi się wtedy, gdy kąt środkowy obwodu podwodnego wyniesie 257°. Największa zaś ilość wody Q przepływa wówczas, gdy kąt ten wynosi 308°.

5. Kanały poszczególnych rodzajów.

W **kanałach fabrycznych** stosują: $v = 0{,}4$ do 0,8 m/sek.; odpowiednie temu pochyłości kanałów dopływowych są $i = 0{,}0005$ do 0,0004, a kanałów odpływowych $i = 0{,}002$ do 0,001.

Jeżeli dla oczyszczania **kanałów spławnych** woda ma się spuszczać, lub też jeżeli kanały takie służą równocześnie do owadniania lub też do sprowadzania wody dla nawadniania, albo do niżej położonych pogród, to pochyłość kanałów bywa średnio $i = 0{,}000005$ do 0,000040. Pozatem dla pogród kanałów spławnych (1,5 do 75 km długich) jest zwykle $i = 0$. Największe, możliwe jeszcze dla żeglugi, pochyłości są 1 : 600 do 1 : 500, w każdym jednak razie lepiej nie przekraczać granicy 0,0002.

Parowanie wody wynosi w lecie średnio 100 mm miesięcznie; może ono jednak dojść w dniach upalnych, a wietrznych do 10 mm dziennie. Ubytek wody z powodu przesiąkania może przy dnie szczelinistym dosięgnąć 50%; zapobiedz temu można obniżeniem kanału poniżej poziomu wód gruntowych. Jako średnie wartości łącznych strat przez parowanie i przesiąkanie podają 0,15 do 0,18 m³/km w miesiącach letnich i 0,12 do 0,14 m³/km w pozostałych porach roku przy średnich wymiarach kanału.

Kongres żeglugi wewnętrznej (Wiedeń 1886), przyjmując za podstawę statki o nośności 450 ton, podał dla głównych kanałów spławnych i rzek skanalizowanych następujące najmniejsze wymiary:

Największy przekrój statku, zanurzonego na 1,75 m, nie powinien zajmować więcej jak 0,25 F.

Normalna głębokość wody na swobodnym szlaku. . = 2,0 m.
Głębokość normalna pod mostami, na mostach kanałowych i w tunelach . . . . . = 2,5 m.
Szerokość dna na prostym szlaku swobodnym. . . = 16,0 m.
Rozszerzenie dna na łukach (najmniejszy promień łuku = 200 m) równe podwójnej strzałce łuku, którego cięciwą jest największa długość statku.
Szerokość dna pod mostami . . . . . = 16,0 m.
Szerokość dna na mostach kanałowych i w tunelach = 7,5 m.
Wysokość w świetle pod mostami . . . . . = 4,5 m.
Normalny przepust (spławny) [szluza].
Głębokość progu pod poziomem normalnym . . = 2,5 m.
Szerokość w świetle w bramach przepustowych . = 7,0 m.
Długość komory między narożnikami progów . . = 75,5 m.

2. Ruch nierównomierny.

Równanie zasadnicze brzmi (por. znakowanie na str. 254).

$$dh = \frac{v \cdot dv}{g} + \frac{1}{r}\frac{v^2}{c^2}\,dl, \quad \text{albo} \quad h = \frac{c_1^2 - v_0^2}{2g} + \int_{l_0}^{l_1} \frac{1}{r}\frac{v^2}{c^2}\,dl.$$

We wzorze tym $g = 9{,}81$ m/sek.^{2}. Równania te służą do badania podłużnego przekroju powierzchni wody (zwierciadła) powyżej budowli podpierającej (jazy, przewały, przyczółki i filary mostowe i t. p.).

1. W przypuszczeniu, że szerokość zwierciadła względnie do głębokości jest znaczna, i że ilości v, r, i, oraz F na badanym szlaku l były przed podparciem stałe, Rühlmann, podstawiając $r = t$, podaje wzór:

$$\frac{il}{t} = {}^1/_3 \ln\frac{Z}{z} + {}^2/_3\frac{Z-z}{t} + {}^1/_9\frac{Z^2-z^2}{t^2} - {}^1/_{27}\frac{Z^3-z^3}{t^3} + {}^1/_{108}\frac{Z^4-z^4}{t^4}$$
$$- {}^1/_{168}\frac{Z^6-z^6}{t^6} + {}^1/_{567}\frac{Z^7-z^7}{t^7} - {}^1/_{972}\frac{Z^8-z^8}{t^8} = \Phi\left(\frac{Z}{t}\right) - \Phi\left(\frac{z}{t}\right),$$

w którym to wzorze oznacza:

Z wysokość podparcia, czyli podpór w dolnym końcu szlaku l w m, t. j. wysokość zwierciadła podpartego ponad pierwotnem,
z tę samą wysokość w górnym końcu szlaku l w m,
i średnią pochyłość pierwotną zwierciadła niepodpartego, względnie dna łożyska,
t średnią głębokość strumienia niepodpartego w m.

W przypuszczeniu, że, względnie do naturalnych wahań wysokości zwierciadła, możemy już zaniedbać podpór o wielkości $z : t = 0{,}01$, otrzymamy **dalekość podparcia:** $l = \frac{t}{i}\left[\Phi\left(\frac{Z}{t}\right) - 0{,}0067\right]$.

Tablica wartości funkcyi $\Phi\left(\frac{Z}{t}\right)$, względnie $\Phi\left(\frac{z}{t}\right)$.

$\frac{Z}{t}$	$\Phi\left(\frac{Z}{t}\right)$	$\frac{Z}{t}$	$\Phi\left(\frac{Z}{t}\right)$	$\frac{Z}{t}$	$\Phi\left(\frac{Z}{t}\right)$	$\frac{Z}{t}$	$\Phi\left(\frac{Z}{t}\right)$
0,01	0,0067	0,2	1,1361	1,2	2,5084	3,0	4,3844
0,02	0,2444	0,3	1,3428	1,3	2,6179	3,5	4,8911
0,03	0,3863	0,4	1,5119	1,4	2,7264	4,0	5,3958
0,04	0,4889	0,5	1,6611	1,5	2,8337	5,0	6,4019
0,05	0,5701	0,6	1,7980	1,6	2,9401	6,0	7,4056
0,06	0,6376	0,7	1,9266	1,7	3,0458	8,0	9,4097
0,07	0,6958	0,8	2,0495	1,8	3,1508	10,0	11,4117
0,08	0,7482	0,9	2,1683	1,9	3,2553	20,0	21,4147
0,09	0,7933	1,0	2,2841	2,0	3,3595	50,0	51,4157
0,10	0,8353	1,1	2,3971	2,5	3,8754	100,0	101,4158

Przykłady: 1. Jaz na rzece o średniej pochyłości 1 : 2500 i średniej głębokości 3,0 m ma podeprzeć zwierciadło wody o 2,1 m: pytanie: jak daleko sięgnie podparcie?

Mamy: $t = 3{,}0$ m, $i = 0{,}0004$, $Z = 2{,}1$ m, $z = 0$; a więc:

$$l = \frac{3{,}0}{0{,}0004}\,\Phi\left(\frac{2{,}1}{3{,}0}\right) = 7500\,\Phi\,(0{,}7) = 7500 \cdot 1{,}9266 = 14450 \text{ m}.$$

2. Jaki będzie przytem podpór w oddaleniu 8500 m powyżej jazu?

$$\frac{0{,}0004 \cdot 8500}{3{,}0} = \Phi\,(0{,}7) - \Phi\left(\frac{z}{3{,}0}\right) = 1{,}9266 - \Phi\left(\frac{z}{3{,}0}\right).$$

$$\Phi\left(\frac{z}{3{,}0}\right) = 1{,}9266 - \frac{3{,}4}{3} = 1{,}9266 - 1{,}1333 = 0{,}7933.$$

Z tablicy powyższej otrzymamy: $\frac{z}{l} = \frac{z}{3{,}0} = 0{,}09$, a więc podpór $z = 0{,}27$ m.

Do obliczenia podporu Z między filarami mostowemi, tamami i innemi budowlami zacieśniającemi przekrój, służy wzór:

$$Q = {}^2/_3\,\mu\, b_1 \sqrt{2g}\left[\left(Z + \frac{v^2}{2g}\right)^{3/2} - \left(\frac{v^2}{2g}\right)^{3/2}\right] + \mu\, b_1\, t\, \sqrt{2g}\sqrt{Z + \frac{v^2}{2g}},$$

w którym to wzorze, oprócz znakowań na str. 254 i 259 podanych, oznacza:

b_1 całą szerokość w świetle między filarami i t. p. w m,
μ spółczynnik przepływu i
$v = \frac{Q}{b\,(Z + t)}$ prędkość strumienia w m/sek.

Wielkość spółczynnika μ zależy od kształtu naczółków górnych i dolnych, które, sięgając ponad niski wodostan, mają chronić filary od podmycia, przez łagodne skierowanie strumieni wody z przed mostu pomiędzy filary. Naczółkom kształtu ostrołukowego lub ostrokątnego w planie (również i wydłużonoeliptycznego) odpowiada wartość $\mu = 0{,}95$, naczółkom półkolistym, płaskołukowym lub o krawędzi rozwartokątnej: $\mu = 0{,}90$; w braku naczółków, lub przy ścieśnieniu tamami poprzecznemi wartość μ bywa od 0,85 do 0,80.

3. Oznaczenie spływu Q z obszaru dorzecza. *)

Ilość spływu Q z danego obszaru źródeł, lub z danego dorzecza, zależy od położenia geograficznego, od wielkości obszaru, ukształtowania i właściwości gruntu danego obszaru, dalej od ilości opadów atmosferycznych (deszczu i śniegu) oraz od miejscowych warunków temperatury, wiatru, parowania, wreszcie i od pory roku.

1. Średnią **wysokość rocznych opadów** danego obszaru obliczamy, dzieląc przez powierzchnię całego obszaru sumę iloczynów z rocznych wysokości opadów oddzielnych spostrzegalni (stacyi meteorologicznych) i przynależnych im powierzchni (rejonów) przyczem, rozumie się, suma tych powierzchni musi stanowić cały dany obszar. Podług van Bebber'a wysokość rocznych opadów w Niemczech wynosi średnio 660 mm (na nizinie północno niemieckiej 613 mm, na wyżynie środkowo niemieckiej 690 mm, w Niemczech południowych 825 mm, w górach do 2000 mm), w Austryi 750 mm. Przeciętnie liczyć można 18% na zimę, 23% na wiosnę, 36% na lato (czerwiec, lipiec, sierpień), a 23% na jesień.

Stosunki opadów atmosferycznych w naszych okolicach objaśniają poniższe tablice, zestawione z spostrzeżeń do 1890 r. **)

Średnie opady atmosferyczne w mm.

Nazwa miasta	Długość geograficzna	Szerokość geograficzna	Wznies. ponad poz. morza m	Lata spostrzeżeń	Styczeń	Luty	Marzec	Kwiecień	Maj	Czerwiec	Lipiec	Sierpień	Wrzesień	Październik	Listopad	Grudzień	Rocznie
Warszawa.	21°1′	53°13′	119	1813—1890	29	28	35	37	50	67	76	78	49	44	38	36	567
Kraków. .	19°57′	50°4′	220	1850/60 i 1862/90	26	27	34	41	64	88	91	84	58	50	37	37	637
Lwów. . .	24°1′	49°5′	298	1824/41 i 1852/90	35	34	47	47	73	94	92	78	51	44	44	41	680

Największe opady na dobę w mm

(z tych samych lat co powyżej).

Nazwa miasta	Styczeń	Luty	Marzec	Kwiecień	Maj	Czerwiec	Lipiec	Sierpień	Wrzesień	Październik	Listopad	Grudzień	Bezwzględnie największy opad na dobę	Data największego opadu na dobę
Warszawa.	22	15	22	37	39	52	87	73	47	35	27	25	87	18 lipca 1851 r.
Kraków. .	21	16	22	30	63	71	47	54	42	39	34	30	71	20 czerwca 1888 r.
Lwów. . .	29	35	30	32	61	58	80	74	39	53	30	18	80	27 lipca 1882 r.

*) Porówn. R. Lauterburg-Bern, Allg. Bauztg. 1887, zeszyt 2, 3, 4 i 12.

**) Zaczerpnięte z dzieła: H. Keller: Memel, Pregel u. Weichselstrom, Berlin 1899, podobnie jak i inne dane, dotyczące Wisły, Niemna i ich dopływów.

Największe i najmniejsze opady miesięczne i roczne

(wahania opadów).

Nazwa miasta	Największe lub najmniejsze opady	Styczeń	Luty	Marzec	Kwiecień	Maj	Czerwiec	Lipiec	Sierpień	Wrzesień	Październik	Listopad	Grudzień	Opady całoroczne	Rok
Warszawa.	Największe	71	77	100	91	118	164	174	184	139	115	85	84	847	1851
	Najmniejsze	8	1	10	5	6	8	6	15	9	2	6	7	381	1862
Kraków. .	Największe	82	74	109	103	164	233	230	206	175	108	83	77	993	1855
	Najmniejsze	3	3	10	2	18	23	20	16	14	5	3	4	428	1851

Opady miesięczne bywają zazwyczaj największe w czerwcu, lipcu i sierpniu, najmniejsze zaś w styczniu i lutym.

W Europie środkowej wysokości opadów bywają przy **deszczach długotrwałych** do 7 mm/godz., lecz 100 mm/dobę nie jest nadzwyczajnością, a przy **ulewnych nawałnicach** do 60 mm/godz., lecz ulewy takie bywają zazwyczaj krótkotrwałe (przeważnie mniej niż godzinę) i nie zajmują obszarów przenoszących 25 km^2. W Szwajcaryi spostrzeżono: w S. Gallen opady do 250 mm/dobę, a w Zurychu (1876) 2 mm/min.

2. Średnia **roczna wysokość parowania** wynosi 60 do 70% średniej wysokości opadów. W lutym bywa ona względnie najmniejsza (35 do 40% opadów miesięcznych) w lipcu i sierpniu natomiast największa (85 do 90%). W czasach posuchy drugotrwałej wysokość parowania gruntu zmniejsza się zwolna, w miarę wysychania gruntu tak, że w czasie takiej nawet bardzo długotrwałej posuchy wyparowanie nie przenosi 20 do 25 mm. Według spostrzeżeń Ebermayer'a roczna wysokość parowania z gruntu pod otwartem niebem bywa 410 mm; w lesie pozbawionym podściółki 160 mm, z podściółką natomiast 70 mm. Powierzchnia wody, wystawiona na działanie wiatrów, paruje rocznie 600 do 1000 mm (por. str. 258).

3. **Ilość spływu** Q wynosi rocznie średnio 30 do 35% ilości opadów; spływ odbywa się jednakże nie równomiernie, lecz w zależności od wielkości opadów, wsiąkalności gruntu, stosunków parowania i ciepłoty i t. p. Ta nierównomierność spływu przejawia się w wodostanach rzek, jako: niski, średni i wysoki wodostan (N.W., S.W., W.W.). [Najniższy wodostan N.N.W. i najwyższy W.W.W.].

W mniejszych strumykach i potokach, w okolicach górzystych i pagórkowatych, ilość przepływu przy W.W. bywa 100 do 200 razy większa, niż przy N.W., w równinach zaś stosunek ten bywa znacznie mniejszy. Przepływy kilku rzek naszych podajemy w tablicy na stronie następnej:

Nazwa rzeki	Szlak rzeki	Przepływ Q w m³/sek. przy			Stosunek przepływów przy			Spływ z 1 km² dorzecza w litrach na sek. przy		
		N.W.	S.W.	W.W.	N.W.	S.W.	W.W.	N.W.	S.W.	W.W.
Wisła . . .	przy ujściu	430	950	5000	1	2,2	11,6	2,8	13,5	41,2
Niemen. . .	dolny bieg	160	260	1250	1	1,6	7,8	1,4	2,3	11,2
Warta *) . .	pod Poznan.	28	47	168	1	1,7	3,6	1,12	1,88	6,72

Porównawcza tablica spływu i opadów.

Przedmiot i jednostka miar	Wisła powyżej odczepienia się Nogatu			Niemen pod Tylżą		
	półrocze letnie	półrocze zimowe	cały rok	półrocze letnie	półrocze zimowe	cały rok
Średni przepływ na sekundę w m³	789	1447	1115	429	1009	717
Średni spływ z 1 km² dorzecza w litrach/sek. .	4,09	7,50	5,78	4,70	11,06	7,86
Wysokość spływu z całego dorzecza w mm słupa wodnego przez dany okres czasu . . .	65,0	117,4	182,4	74,8	173,1	247,9
Wysokość opadów (średnia) całego dorzecza w mm przez dany okres czasu	402,3	217,8	620,1	362,8	215,8	578,6
Stosunek spływu do opadów w procentach % .	16,1	53,9	29,4	20,6	80,2	42,8

Pochyłości zwierciadła rzek naszych.

Wisła.	Od źródeł do ujścia Białej Wisły	60,8‰
	Pod Krakowem	0,32‰
	Od ujścia Pilicy do Warszawy	0,165‰
	Od Warszawy do ujścia Narwi	0,334‰
	Przy ujściu do morza	0,118‰
	Średnio na całym biegu	1,05‰
Niemen.	Od źródeł do ujścia Łoszy	1,297‰
	Szlak około Grodna	0,233‰
	Przy ujściu do morza	0,034‰
	Średnio na całym biegu	0,201‰
Wilja.	Górny bieg	0,488‰
	Blisko ujścia	0,330‰
	Średnio cały bieg	0,410‰
Dunajec.	53‰ do 0,566‰, średnio	5,47‰
San.	5,98‰ do 0,319‰, średnio	1,69‰
Wieprz.	1,54‰ do 0,258‰, średnio	0,558‰
Narew.	0,446‰ do 0,123‰, średnio	0,197‰
Bug.	3,44‰ do 0,217‰, średnio	0,312‰.

b. Przelewy i przepływy w jazach, upustach i przepustach (szluzach).

I. Przelewy przez jazy o wąskim grzbiecie poziomym.

1. Gdy **możemy zaniedbać prędkość,** z jaką woda dopływa do jazu. Oznaczamy przez:

Q ilość przepływu przez jaz w m³/sek.,

*) N.W. przy + 0.18 m. podczas gdy N.N.W. = — 0,18 m; S.W. przy + 0,58 m; W.W. przy + 2,14 m, t. j. przy normalnym wysokim wodostanie, a nie przy W.W.W.

b szerokość jazu w m,
h dla jazu przelewowego wysokość zwierciadła podpartego ponad grzbietem jazu w m,
h dla jazu zatopionego wysokość zwierciadła podpartego ponad niepodpartem w m, przez a zaś głębokość grzbietu jazowego pod zwierciadłem niepodpartem w m.

Dla **jazu przelewowego** *) (rys. 187), jeżeli $g = 9{,}81$ m/sek.^{2}, będzie:

$$Q = {}^2/_3\, \mu_1\, b h \sqrt{2gh},$$

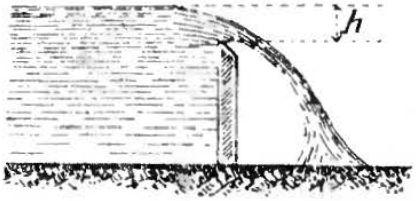
a dla **jazu zatopionego** (rys. 188):

$$Q = {}^2/_3\, \mu_1\, b h \sqrt{2gh} + \mu_2\, b a \sqrt{2gh},$$

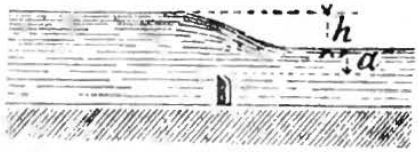
przyczem, podług Redtenbacher'a:

$${}^2/_3\, \mu_1 = 0{,}57\ **), \quad \text{a} \quad \mu_2 = 0{,}62.$$

Rys. 187.



Rys. 188.



Znając ilości Q i b, oraz pożądany podpór h (wysokość podparcia zwierciadła) trzeba zbudować jaz zatopiony, jeżeli:

$$Q > 0{,}57\, b h \sqrt{2gh},$$

w przeciwnym zaś razie, gdy Q jest mniejsze od owej ilości, jaz przelewowy. Jeżeli zaś:

$$Q = 0{,}57\, b h \sqrt{2gh},$$

to grzbiet jazu leży dokładnie na wysokości zwierciadła niepodpartego.

2. Gdy **nie możemy zaniedbać prędkości** v w m/sek., z jaką woda dopływa do jazu.

Ilość wody przelewającej się przez grzbiet **jazu przelewowego** będzie:

$$Q = {}^2/_3\, \mu_1\, b \sqrt{2g}\left[(h+k)^{3}/_{2} - k^{3}/_{2}\right],$$

a ilość wody przelewającej się przez grzbiet **jazu zatopionego (przewału)** będzie:

$$Q = {}^2/_3\, \mu_1\, b \sqrt{2g}\left[(h+k)^{3}/_{2} - k^{3}/_{2}\right] + \mu_2\, b a \sqrt{2g}\sqrt{h+k}.$$

Oprócz znakowań użytych w ustępie 1. mamy tu: $k = v^2 : 2g$ wysokość prędkości wody dopływającej w m/sek.

Dla jazów ukośnych należy prędkość v przemnażać przez wstawę kąta pochylenia jazu względem kierunku strumienia.

---

*) Centralbl. der Bauverwaltung 1892, str. 175. R. Maschke. Przepływy przez jazy przelewowe.

**) Podług Freese'go (Zeitschr. d. Verein deutsch. Ingen. 1890, str. 1285 i nast.) dla $h > 0{,}1$ m będzie: $\mu_1 = \left(0{,}615 + \frac{0.0021}{h}\right)\left[1 + 0{,}55\left(\frac{h}{t}\right)^2\right]$. ($t$ = głębokości kanału w m).
Wzór ważny dla przelewu doskonałego, bez dławienia bocznego.

Wartość spółczynnika $^2/_3\,\mu_1 = 0{,}57$ i $\mu_2 = 0{,}62$, jeżeli grzbiet jazu leży wysoko ponad dnem strumienia; spółczynnik μ_2 wzrasta aż do wartości 0,83 w miarę, jak grzbiet jazu zbliża się coraz więcej do dna strumienia.

Dla danego położenia (wysokości) grzbietu jazowego, oraz ilości Q i b, obliczamy podpór h sposobem prób (nieznamy bowiem ilości k), a mianowicie: Zakładając $k = 0$, obliczamy pierwszą, przybliżoną wartość h_1 z wzorów powyższych. Następnie oznaczamy wartość k_1 przy podporze h_1. Z tych ilości k_1 i h_1 obliczamy podług wzorów powyższych Q_1, które będzie większem od danego Q, a zmniejszając teraz h_1 w stosunku właściwym, otrzymujemy drugą przybliżoną wartość h_2. Postępując tak dalej, możemy otrzymywać kolejno coraz to dokładniejsze wartości.

2. Przelewy przez jazy stałe, o szerokim grzbiecie poziomym.

Żyły wodne nad grzbietem jazu nabierają w tym przypadku kierunku wzajemnie równoległego i poziomego, a głębokość e warstwy wodnej, płynącej po grzbiecie (rys. 189) będzie:

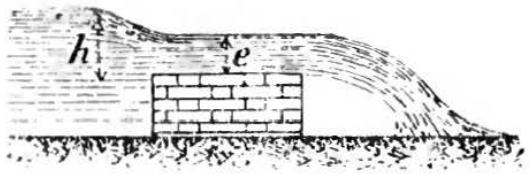
$$e = {}^2/_3\,(h + k),$$

ilość przepływu zaś:

$$Q = 0{,}35\,b\,\sqrt{2\,g}\,(h + k)^{3}/_{2}.$$

[Znaczenia b, k i g podano na str. 264].

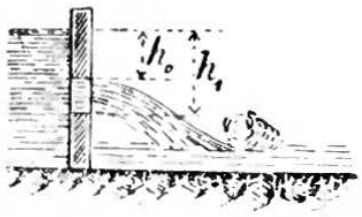
Rys. 189.



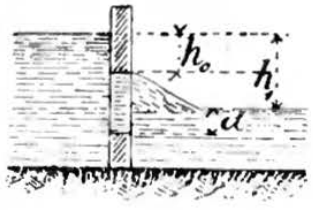
3. Wypływ wody z upustów.

Stosownie do tego, czy okno (otwór) upustu leży ponad dolnym poziomem (upust swobodny rys. 190), czy częściowo nad, częściowo pod nim (upust półzatopiony rys. 191), czy wreszcie zupełnie pod dolnym poziomem (upust zatopiony rys. 192), stosujemy wzory poniższe:

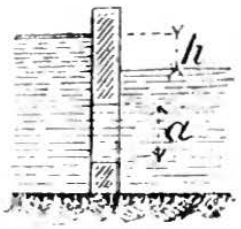
Rys. 190.



Rys. 191.



Rys. 192.



$$Q = {}^2/_3\,\mu b\,\sqrt{2\,g}\,[(h_1 + k)^{3}/_{2} - (h_0 + k)^{3}/_{2}] \quad \text{(Rys. 190)};$$

$$Q = {}^2/_3\,\mu b\,\sqrt{2\,g}\,[(h_1 + k)^{3}/_{2} - (h_0 + k)^{3}/_{2}] + \mu b a\,\sqrt{2\,g}\,\sqrt{h_1 + k} \quad \text{(Rys. 191)};$$

$$Q = \mu b a\,\sqrt{2\,g}\,\sqrt{h + k} \quad \text{(Rys. 192)}.$$

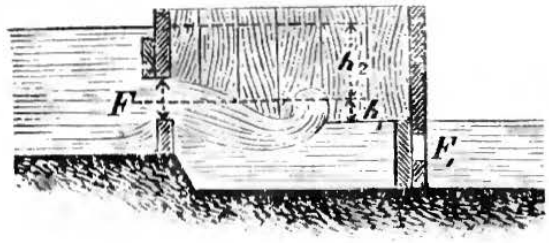
We wzorach powyższych znów będzie $k = v^2 : 2g$, jeżeli v (w m/sek.) jest prędkością wody dopływającej, a $g = 9{,}81$ m/sek.^{2}.

Wartość $\mu = 0{,}6$, jeżeli spód okna leży wysoko ponad dnem strumienia, zwiększa się ona w miarę zbliżania się okna ku dnu i przybiera wreszcie wartość 0,65 do 0,7, gdy spód okna leży na dnie.

4. Przepływ wody przez przepusty (szluzy) komorowe.

Oznaczamy przez:
h_1 wysokość dolnego poziomu pod środkiem okna stawidłowego w m,
h_2 wysokość górnego poziomu nad środkiem okna stawidłowego w m,

Rys. 193.



K pole zwierciadła w komorze w m^2,
F pole okna w górnej bramie w m^2,
F_1 pole okna w dolnej bramie w m^2,
a otrzymany czas t (w sek.) potrzebny na **napełnienie** komory:

$$t = \frac{(h_1 + 2h_2)\,K}{\mu F \sqrt{2gh_2}}.$$

A czas potrzebny na **opróżnienie** komory będzie:

α) gdy okno w bramie dolnej zupełnie zatopione pod dolnym poziomem:

$$t = \frac{2K\sqrt{h_1 + h_2}}{\mu F_1 \sqrt{2g}}.$$

β) gdy okno częściowo wystaje ponad poziom dolny, przyczem oznaczamy przez a_1 część wysokości okna nad, przez a_2 część wysokości pod poziomem dolnym, a przez b szerokość okna:

$$t = \frac{2K(h_1 + h_2)}{\mu b \sqrt{2g}\left[a_1\sqrt{h_1 + h_2} - \tfrac{1}{2}a_1 + a_2\sqrt{h_1 + h_2}\right]}.$$

E. Przesiąkanie wody przez rozmaite rodzaje gruntu.*)

I. Jeżeli poziom wody leży na H (w m) nad poziomem warstwy przesączającej, o grubości D (w m), to, w granicach do $H \sim 2{,}5$ m, ilość wody Q przesiąkającej na godz. przez 1 m^2 powierzchni będzie:

$$Q = a + bH.$$

Stała a zależy od rodzaju i grubości ziarna warstwy przesączającej, stała b zależy nadto od grubości D. W tablicach poniższych zaznaczono, czy Q rozumieć należy w m^3, czy też w l (litrach).

Stałe a i b.

1. Podług doświadczeń Komisyi Kanałowej w Monasterze (Münster). Powierzchnia przesączająca 1 m^2; H do 2,5 m; Q w l/godz. i na m^2.

Rodzaj i grubość ziarn warstwy przesączającej	a	b dla D =				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1.0 m
Piasek, ziarna 0,1 do 0,8 mm .	36	131	75	50	32	16
Piasek, ziarna 0,1 do 0,3 mm .	1,1	13	11	9,5	8,6	8,0
Piasek ze śladami gliny . . .	1,8	—	7,1	3,1	1,7	1,2
Margiel ubity na wilgotno . .	0,004	0,015	0,011	0,008	0,006	0,005
Glina	0,0018	0,006	0,005	0,003	0,003	0,002

*) Patrz: Centralbl. d. Bauverw. 1891, str. 229 i Zeitschr. für Bauwesen 1877, str. 351.

Uwagi. Gdy H zwiększano ponad 2,5 m. do 3.0 m. związek $Q = a + bH$ tracił swą ważność, a Q rosło w stosunku wyższych, lecz jeszcze nieznanych potęg wysokości H. Dla $D = 0.2$ m osiągano granicę tę przy $H \sim 2.5$ m. dla $D = 0,4$ m przy $H \sim 3.0$ m.

Wysokość ciśnienia hydraulicznego na różnych poziomach warstwy przesączającej okazała się dla czystego piasku równo wielką jak dla bardzo ciasnego przewodu rurowego, a więc wysokość oporu proporcyonalną do przesiąkanej grubości D. Dla gliny natomiast miarodajną była jedynie wysokość oporu w spodniej, 5 cm grubej warstwie, podczas gdy w warstwach wyższych hydrauliczna wysokość ciśnienia równą była hydrostatycznej. Wynika z tego, że glina nieobciążona rozmula się w wodzie, i że **mury oporowe,** zasypane gliną, znosić muszą w przybliżeniu pełen napór statyczny wody, o ile zawczasu nie zapewni się należytego owodnienia warstw gliny.

2. Podług doświadczeń **Wieliczkowskiego.**

Powierzchnia przesączająca 20 m²; H do 1,0 m; Q w m³/godz. i na m².

Rodzaj warstwy przesączającej i grubość ziarna	a	b dla $D =$ 0,25	0,50	0,75	1,00 m
Żwir średni, ziarna 4 do 7 mm . .	233	450	250	180	130
Żwirek drobny, ziarna 2 do 4 mm .	126	270	190	115	86
Piasek gruboziarnisty, ziarna 1 do 2 mm	21	79	38	24	17
Piasek średni, ziarna 0,33 do 1 mm .	1,9	8,9	3,9	2,4	1,7

3. Podług doświadczeń **Wolny'ego.**

Powierzchnia przesączająca 28 m²; H do 1,0 m; Q w tablicy.

Rodzaj warstwy przesączającej i grubość ziarn		a	b dla $D =$ 0,1	0,2	0,3 m	Q
Piasek	. . . . 1,0 do 2,0 mm ziarna	5,0	50	38	34	w m³ / godz.m²
	. . . . 0,5 „ 0,1 „ „	2,9	32	21	16	
	. . . . 0,25 „ 0,50 „ „	0,9	12,8	7,6	5,6	
	. . . . 0,17 „ 0,25 „ „	0,65	3,8	2,9	1,9	
	. . . . 0,11 „ 0,17 „ „	0,54	2,0	1,2	0,4	
	. . . . 0,01 „ 0,20 „ „	70	320	130	60	w l / godz.m²
	. . . . 0,07 „ 0,11 „ „	50	240	100	50	
Oldenburski torf	0,01 „ 0,25 „ „	1,8	29,2	13,2	7,2	
Górnobawarski torf	0,01 „ 0,114 „ „	0,5	2,1	0,8	0,2	
Kaolina (glina K. porc.)	0,01 „ 0,07 „ „	0,07	1,73	1,03	0,29	

4. Dla piasku **filtrów w Hamburgu** przy $H = 1,1$ m było:

$$Q = 60\,H \text{ w } l/\text{godz. i m}^2.$$

2. Jeżeli kilka warstw o różnej grubości ziarn leży nad sobą, to dla Q miarodajną jest warstwa o najmniejszem ziarnie, chociażby nawet jej grubość wynosiła zaledwie kilka cm.

W mieszaninach różnoziarnistych osiągamy najmniejszą przesiąkliwość, gdy mniejsze ziarna mogą (wypełniając je) ułożyć się w prze-

strzeniach, pozostających swobodnemi między ziarnami grubszemi; natenczas w przybliżeniu miarodajnem dla Q będzie grubość ziarn najmniejszych.

Glinka wysuszona pęcznieje w wodzie w przybliżeniu o 2,5-cio krotną swą objętość pierwotną. Do zasypywania murów swobodnie stojących wypada zatem glinę układać zwilżoną i w cieńkich warstwach, natomiast dla uszczelnienia gruntu przepuszczalnego trzeba ją ubijać w słabo wilgotnym stanie, obciążając ją nasypem piaskowym, który ochrania ją od wymulania. Przesiąkliwość gliny rozmulonej jest około 1000 razy większa niż glinki wilgotnie ubitej.

Przesiąkliwość rozmaitych gatunków ziemi zmniejsza się bardzo skutecznie przez przedzielające warstwy pęczniejące, np. gliny, tlenku żelazowego, czarnoziemiu i t. p., które to warstwy osiągają najwyższą swą skuteczność już przy grubości 5 cm. Uwzględniając jednakże możliwość osadzania się gruntu, lepiej grubość tę nieco powiększyć.

F. Wzlot i przelot swobodnych strumieni wodnych.

Oznaczamy przez:
H pożyteczną wysokość ciśnienia w wylocie w m (por. str. 239 i 240),
H_{max} największą wysokość ciśnienia przy doświadczeniach w m,
S pionowy wzlot (wysokość) strumienia w m,
W przelot (dalekonośność) strumienia pochylonego w m,
d średnicę końca wylotu w mm,
l długość wylotu w mm.

I. Weisbach *) przy $d = 10$ mm, z doświadczeń z poniżej opisanemi wylotami, otrzymał następnie podane wyniki:

Nr. I stożkowaty, w końcu walcowy,
„ II stożkowy, wewnątrz zaokrąglony $l = 40$ mm, dopływ 20 mm w świetle,
„ III w kształcie dyszy, wewnątrz zaokrąglony, $l = 145$ mm, nachylenie boczne $5^3/_4{}^0$,
„ IV jak Nr. III, lecz $l = 105$ mm,
„ V stożkowy, podobny do Nr. III, $l = 245$ mm,
„ VI rura okrągła, wewnątrz zaokrąglona, $l = 150$ mm.

Wylot Nr.	H_{max} w m	$\frac{S}{H}$ dla $H =$ 5 m	10 m	15 m	Wylot Nr.	H_{max} w m	$\frac{S}{H}$ dla $H =$ 5 m	10 m	15 m
I	17,8	0,950	0,887	0,801	IV	13,5	0,960	0,928	0,884
II	20,5	0,942	0,886	0,824	V	17,7	0,950	0,927	0,876
III	18,1	0,936	0,881	0,804	VI	19,4	0,753	0,718	0,672

Z powodu oporu powietrza, przy równych wysokościach ciśnienia H, wzlot S i przelot W rosną wraz ze średnicą wylotu d.

*) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1861, str. 113.

2. Freeman *) z doświadczeń z wylotami węży przeciwpożarnych, o $d = 19$ i 35 mm, otrzymał poniższe wartości S i W (W przy pochyleniu wylotu na 32^0).

Wzlot i przelot w m		Wysokość ciśnienia (tuż przed wylotem) H w m = 5	10	15	20	30	40	50	60	70	d w mm
S	strumienia jeszcze dobrze skupionego, przy średnim wiatrze.	3,7	7,3	11,0	14,4	16,2	21,6	23,6	24,4	25,4	19
		4,0	7,9	11,6	15,2	18,3	24,6	27,7	29,6	31,0	35
	skrajnych kropli (podczas ciszy bezwietrznej).	4,3	8,8	13,1	17,7	25,3	31,0	36,0	39,0	41,0	19
		4,6	9,5	14,0	18,3	27,8	36,0	43,0	48,0	50,0	35
W	strumienia jeszcze dobrze skupionego, przy średnim wiatrze.	4,3	7,0	9,5	11,0	14,0	15,8	17,7	19,5	20,8	19
		5,5	9,5	13,1	15,8	20,4	23,0	25,0	27,0	28,7	35
	skrajnych kropli (podczas ciszy bezwietrznej).	7,8	15,5	23,2	28,6	35,8	41,0	45,0	48,5	51,0	19
		8,8	17,4	26,6	34,2	47,0	55,0	62,0	67,0	72,0	35

Uwaga. Dobrze jest nadać końcom wylotów gładką, walcową powierzchnię wewnętrzną.

Najlepsze są wyloty: podług Freeman'a stożkowe z krótkim zakończeniem walcowem, długości $0{,}5\ d$ i z zaokrągleniem miejsca przejściowego; podług Weisbach'a takie same, albo też wyloty stożkowe z pochyleniem bocznem około 6^0, długości $l = 10\ d$.

Lepiej stosować jeden strumień większego przekroju, aniżeli dwa mniejsze równocześnie, większy strumień posiada bowiem większe wartości S i W, a nadto dozwala gasić pożar prędzej przez „biczowanie“ ognia.

G. Zderzenie się wody z ciałami stałemi.

a. Uderzenie strumienia wodnego.

Oznaczamy przez:

P siłę uderzenia, t. j. napór strumienia na powierzchnię w kg,
F przekrój strumienia wodnego w cm^2,
v prędkość strumienia w m/sek.,
c prędkość, z jaką powierzchnia porusza się w kierunku prędkości v w m/sek.,
α kąt, o który strumień zostaje odchylony,
$h = v^2 : 2g$, wysokość odpowiadająca prędkości v w m (por. str. 146),
Q ilość wody uderzającej w m^3/sek.; $Q = (v - c)\,F$, jeżeli zderzenie następuje zawsze z tą samą powierzchnią, a natomiast $Q = vF$, jeżeli (jak np. u kół wodnych) szereg powierzchni kolejno przeciwstawia się strumieniowi.

I. Uderzenie proste.

1. Wzór ogólny brzmi:

$$P = \frac{\gamma}{g}\,Q\,(v - c)\,(1 - \cos\alpha).$$

*) Freeman, Proceedings of the American Society of Civil Engineers, New-York, Novbr. 1890.

2. Na płaszczyznę prostopadłą do strumienia i dostatecznie wielką, by wszystkie żyły strumienia odchylić o $\alpha = 90^0$, napór będzie:

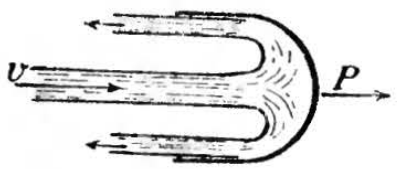
$$P = \frac{\gamma}{g} Q (v - c);$$

a jeżeli nadto płaszczyzna znajduje się w spokoju, t. j. gdy $c = 0$, to:

$$P = \gamma F \frac{v^2}{g} = 2\gamma F h.$$

Za $2\gamma Fh$ podstawiamy γFh, jeżeli płaszczyzna ma pole równe przekrojowi strumienia, a podstawiamy $1{,}5\, Fh$, jeżeli średnica płaszczyzny równa się przynajmniej podwójnej średnicy strumienia i znajduje się tuż przy wylocie.

Rys. 194.



3. Jeżeli powierzchnia jest na tyle wklęsłą, jak w rys. 194, że odchyla wszystkie żyły o $\alpha = 180^0$, t. j., że zmusza je do odpływania w kierunku wprost przeciwnym, to:

$$P = 2 \frac{\gamma}{g} Q (v - c),$$

a jeżeli nadto powierzchnia znajduje się w spokoju, gdy więc $c = 0$, to:

$$P = 2\gamma F \frac{v^2}{g} = 4\gamma F h.$$

4. **Moc uderzenia** *) $E = Pc$ (w kgm/sek.) jest największą, gdy $c = {}^1/_2\, v$, a natenczas będzie:

w przypadku 2: $E = {}^1/_2 \frac{v^2}{2g} Q\gamma = {}^1/_2\, Qh\gamma,$

a w przypadku 3: $E = \frac{v^2}{2g} Q\gamma = Qh\gamma.$

2. Uderzenie ukośne.

Jeżeli kierunek uderzenia względem płaszczyzny ma pochylenie α, to całe parcie w kierunku strumienia będzie, jak niżej podano, a mianowicie, gdy woda może usuwać się:

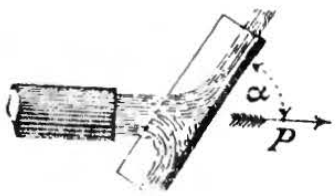
Rys. 195.



1. tylko w jednę stronę (rys. 195).

$$P = (1 - \cos\alpha) \frac{v - c}{g} Q\gamma;$$

Rys. 196.



2. na dwie strony (rys. 196).

$$P = \sin^2\alpha \frac{v - c}{g} Q\gamma;$$

3. na wszystkie strony:

$$P = \frac{2\sin^2\alpha}{1 + \sin^2\alpha} \frac{v - c}{g} Q\gamma.$$

*) Przypominamy, że moc jest pojęciem pracy na jednostkę czasu i nie jest siłą.

Parcie boczne S w kg w kierunku prostopadłym do strumienia, a leżącym w płaszczyznie kąta pochylenia α, dla przypadku 1 i 2 będzie:

$$S = \sin 2\alpha \frac{v - c}{2g} Q\gamma.$$

b. Uderzenie wody nieograniczonej.

Oznaczamy przez:

P siłę uderzenia (t. j. napór hydrauliczny) wody w kg,
F największy przekrój ciała, wystawiony na uderzenie wody w m^2,
v średnią prędkość, z jaką woda uderza na przekrój F, w m/sek.,
ψ spółczynnik zależny od kształtu i wielkości ciała zanurzonego,
l długość ciała w m,
(γ i g zatrzymują znaczenie jak pod **a.**), a będzie ogólnie:

$$P = \psi\gamma F \frac{v^2}{2g}.$$

Dubuat i Duchemin podają następujące wartości spółczynnika ψ:

1. dla **ciała graniastosłupowego z tępemi zakończeniami:**

Gdy stosunek . . . . . $\frac{l}{\sqrt{F}} =$	0,03	1,0	2,0	3,0
to dla ciała w spokoju . . . $\psi =$	1,86	1,47	1,35	1,33.
a dla ciała w ruchu . . . . $\psi =$	1,43	1,17	1,12	1,10.

2. dla **ciała graniastosłupowego z zaostrzonemi zakończeniami:**

W przypuszczeniu, że długość ciała równa się 5 do 6-cio krotnej szerokości i podstawiając ψ_1 za ψ we wzorze, Bossut i d'Alembert oznaczyli stosunek $\psi_1 : \psi$, gdy ψ oznacza wartości tablicy powyższej:

1. **Przód** zaostrzony:

gdy połowa kąta ostrza =	90^0	78^0	66^0	54^0	42^0	30^0	6^0,
to stosunek $\psi_1 : \psi =$	1,00	0,96	0,85	0,69	0,54	0,44	0,40.

2. **Tył** zaostrzony:

gdy połowa kąta ostrza =	69^0	48^0	24^0	12^0,
to stosunek $\psi_1 : \psi =$	0,94	0.89	0,86	0,84.

Pomiary (1842 do 1880) naporu **fal morskich** wykazały napory do 32 t/m^2. Przy latarni morskiej pod Sherry fale zerwały bloki ważące 13 t. z wysokości 22 m ponad S.W.

Najwyższe fale morskie w czasie orkanów około 14 m., przy długościach fali 150 do 200 m, a prędkości do 61 km/godz. Na angielskim statku wojennym „Penguin" spostrzegano na oceanie Północno-Atlantyckim fale wysokości 13,1 m, na oceanie Spokojnym 9,8 m, Południowo-Atlantyckim 6,2 m, przy Cap Horn 9,4 m, na morzu Śródziemnem 4,5 m, na morzu Niemieckiem 4,1 m.

c. Opór statków w rzekach i kanałach. *)

Oznaczmy przez:

W opór statku w kg,
F największy przekrój zanurzony statku w m^2,
v_1 prędkość statku w m/sek.,
v_2 prędkość wody w m/sek.,
n stosunek podwodnego przekroju kanałowego do F,
ψ, γ i g wartości te same jak na str. 271, a otrzymamy ogólnie:

$$W = \psi \gamma F \frac{(v_1 \pm v_2)^2}{2g},$$

przyczem znak + stosuje się do jazdy pod wodę, a — z wodą.

Podług Bellingrath'a jest ściślej:

$$W = \psi \gamma F \frac{(v_1 \pm v_2)^2}{2g} \left(\frac{n}{n-1}\right)^2,$$

z warunkiem, aby: $v_{1\,max} = 4$ m/sek.; $v_{2\,max} = 3$ m/sek.; $n \geq 4$.

W prawidłowo zbudowanych parowcach rzecznych bywa $\psi = 0{,}16$ do 0,20, dla prawidłowo zbudowanych statków rzecznych i kanałowych $\psi = 0{,}21$ do 0,27, dla zwykłych berlinek $\psi = 0{,}35$ do 0,40, dla gabarów i t. p. $\psi = 0{,}4$ do 0,5, wreszcie dla kuli $\psi = 0{,}7886$.

Wymiary statków rzecznych i kanałowych.

Rodzaj statku (łodzi)	Długość m	Szerokość m	Zanurzenie m	F m^2	Nośność ton
Łódź normalna na Odrze i Łabie . .	55	8	1,75	14	400
Wielka łódź na Łabie	62,5	7,5—8	1,75	13—14	500
Największe łodzie na Renie	80	10	2,4	24	1300

Przeciętny stosunek zanurzenia, szerokości i długości jak 1 : 4 : 30.

Dalsze szczegóły o oporach statków z uwzględnieniem powierzchni zanurzonej i kształtu statku w Dziale dwunastym: Budowa okrętów.

H. Pomiary wodne.

a. Oznaczanie wysokości ciśnienia w przewodach rurowych.

Przy małych ciśnieniach najdogodniej i najpewniej **piezometrem,** w którym woda sama się wznosi.

Dla większych ciśnień stosują się **przyrządy mierzące różnicę wysokości słupów cieczy** (wody, rtęci i t. p.) często starczą **manometry sprężynowe,** dobrze wykonane.

*) Nowsze prace nad oporem statków w ograniczonych szlakach wodnych: Schmidt: Opis projektu kanału ze Strasburga do Speyer; Graevell, Civiling. 1887, str. 97; Dietze, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 559; de Mas, Opór statków, 1892.

Piezometr łączy się z przewodem rurowym za pośrednictwem otworu 1 do 2 mm średnicy, wywierconego w ściance rury, prostopadle do kierunku strumienia. Dla prawidłowego pomiaru trzeba usunąć nietylko zadry na obwodzie otworu, ale przedewszystkiem powietrze ze wszystkich części piezometru. Wysokość oporu przewodu mierzy się różnicą wysokości ciśnień hydraulicznych przynajmniej dwóch piezometrów, przyczem wypada ustawić piezometry w miejscach o równych przekrojach przepływu, w których strumień nie podlega dławieniu.

b. Oznaczanie prędkości prądu wody.

1. **W większych strumieniach i rzekach** do oznaczania prędkości na powierzchni stosują się **pływaki powierzchniowe,** niezanurzające się ponad 0,3 m. Przy dowolnych głębokościach używa się **pływaków rurowych,** t. j. rury blaszanej ($d < 2$ cm) z dnem i wiekiem, obciążonej śrutem do pożądanej głębokości zanurzenia. Zastosowanie takiego pływaka warunkuje się dość jednostajnym przekrojem strumienia. Prędkość pływaka równa się drodze przepłyniętej (w m), podzielonej przez czas na to zużyty (w sek.). Prędkość średnia w płaszczyźnie pionowej, przełożonej przez linię, jaką pływak przebiegł, równa się 0,78 do 0,95, średnio około 0,85 prędkości, mierzonej bezpośrednio pływakiem powierzchniowym, podczas gdy pływak rurowy, dostatecznie zanurzony, mierzy wprost ową prędkość średnią, co prawda z dokładnością tylko przybliżoną.

Młynek Woltmanowski, który **Amsler** i **Harlacher** udoskonalili przez dodanie licznika elektrycznego, a **Wagner** *) przez dodanie sygnału dźwiękowego, stosuje się z korzyścią przy prędkościach nieprzekraczających 1,5 m/sek. i głębokościach do 8-miu m. Prędkość v pozostaje w pewnej zależności od ilości obrotów łopatek (u) i określa się wzorem:

$$v = \alpha u + \beta,$$

w którym stałe α i β, właściwe danemu młynkowi, oznaczają się doświadczalnie przez poruszanie młynka ze znaną prędkością w wodzie stojącej. **)

Rurka Pitot-Darcy'ego jest to kolanko rurkowe, o długiem ramieniu pionowem, a krótkiem ramieniu poziomem; ramię poziome kierujemy raz pod wodę, drugi raz w kierunku z wodą i odczytujemy h_1 i h_2, t. j. wysokości wodostanów w rurce ponad zwierciadłem strumienia, a prędkość prądu będzie:

$$v = \psi \sqrt{2g(h_1 + h_2)} = \psi_1 \sqrt{h_1 + h_2}.$$

Spółczynniki ψ lub ψ_1 oznaczamy doświadczalnie; przy $v = 1{,}65$ m/sek. będzie w przybliżeniu $\psi = 0{,}89$, a $\psi_1 = 3{,}94$. Przyrząd ten jest dogodny do mierzenia prędkości u dna. W ustroju udoskonalonym przez **Frank'a** rurką tą można oznaczać jednym pomiarem wprost średnią prędkość w danym pionie ***) (p. str. 256).

2. Do mierzenia prędkości w **rurach** i **strumieniach wytryskujących** używa się rurka Pitot'a (por. powyżej), której ramię poziome

*) Wochenbl. f. Arch. u. Ing. 1882, str. 479.
**) Wochenbl. f. Baukunde 1887, str. 382; Centralbl. d. Bauverw. 1897, str. 489.
***) Deutsche Bauztg. 1888, str. 609.

jest wyciągnięte w ostrze cienkie jak igła; ustawiając ten koniec pod prąd strumienia wytryskującego, odczytujemy bezpośrednio wysokość prędkości, albowiem żyłki sąsiednie, zbaczające łagodnie wzdłuż ostrza, nie zdołają wywierać ciśnienia bocznego. Z oddzielnych wysokości prędkości, mierzonych w różnych punktach przekroju, oznaczamy same prędkości, a podług str. 256 prędkość średnią (doświadczenia Freeman'a, Bazin'a i t. p.). Darcy zastosował rurkę Pitot'a do zamkniętych przewodów rurowych, umieszczając ją przesuwalnie w dławnicach, założonych na obwodzie rury.

W przewodach rurowych, o większej średnicy d, znając w przybliżeniu spółczynniki mającej się oznaczyć prędkości v, (por. str. 247) ze stanów piezometrów, ustawionych w oddaleniu l na rurze, można oznaczyć prędkość v w sposób następujący: Jeżeli przez w oznaczymy w m różnicę stanów piezometrów, to otrzymamy w przybliżeniu:

$$w = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \text{ a zatem: } v = 4.43 \sqrt{\frac{w d}{\lambda l}}.$$

c. Oznaczanie ilości przepływu.

1. Do **większych strumieni** stosujemy zasady podane na str. 254 i następnych. Jeżeli F oznacza przekrój podwodny strumienia, prostopadle do prądu skierowany, w m^2, a c średnią prędkość w przekroju w m/sek., oznaczoną z pomiarów lub z obliczenia, to ilość przepływu $Q = Fc$ w m^3/sek.

2. Dla strumyków i pogródek używano do mierzenia ilości przepływu naczyń oznaczonej objętości, jako też t. zw. **cala wodnego.** Calem wodnym nazywano ilość wody, przepływającej pełnym jeszcze strumieniem przy możliwie najmniejszem ciśnieniu przez otwór o średnicy jednego cala. Warunku tego dopełnimy, jeżeli poziom wody będzie na wysokości górnej krawędzi otworu — a po drugiej stronie otworu zapewnimy strumieniowi odpływ swobodny. Stawiamy w pogrodzie lub strumyku przegrodę, w której wywiercono poziomy szereg otworów calowej średnicy (w razie potrzeby i $^1/_2$, $^1/_4$, $^1/_8$ cala średnicy) i podpieramy przegrodą zwierciadło wody. Zatykamy następnie korkami tyle otworów, aby przez pozostałe odpływała właśnie taka ilość wody, przy której podparte zwierciadło wody stale by się trzymało dokładnie na poziomie górnych krawędzi otworów. Każdy otwór calowy, przez który płynie natenczas pełny strumień, przy możliwie małem ciśnieniu, przepuszcza ilość wody równą jednemu calowi wodnemu. Jeden **cal wodny angielski** równa się 10,53 l/min. czyli 15,16 m^3/dobę.

Cal wodny jednakże nie przedstawia dogodnej jednostki; pomiary jego są bowiem wielce niepewne, ponieważ sposób obrobienia krawędzi otworu i małe chybienie w wysokości poziomu oddziaływają już bardzo dotkliwie na wielkość przepływu Q.

3. Do przewodów rurowych, jako też do mniejszych potoków, strumyków i pogródek, można stosować **sposób pomiarów Brauer'a**

i **Hansena** *), polegający na podziale całej ilości przepływu Q na dwie bardzo nierówne części. Wodę odprowadzamy przez dwa starannie wygładzone i zaokrąglone wyloty (p. rys. 172 na str. 245) o jednakowych spółczynnikach wypływu $\mu \sim 0{,}99$, lecz bardzo nierównych średnicach przelotu. Wyloty ustawiamy pionowo pod jednakowem ciśnieniem, i wypuszczając wodę z większego wylotu swobodnie, mierzymy w podstawionem naczyniu tylko wypływ wylotu mniejszego, gdy wysokość ciśnienia, a zatem i wielkość wypływu już się ustali. Niemierzony wypływ wylotu większego obliczamy bez trudu, w danych bowiem warunkach ilości wypływów z obydwu wylotów pozostają w stosunku prostym do wielkości ich przekrojów.

Mniejsze ilości wody Q w l/sek. można oznaczyć, **ważąc** je w naczyniach.

VII. MECHANIKA GAZÓW I PAR.

(Jako zastosowanie mechanicznej teoryi ciepła, patrz str. 324).

A. Wiadomości ogólne.

Wszystkie gazy (pary) można doprowadzić do stanu ciekłego przez stosowne zwiększanie ciśnienia i obniżanie temperatury.

Dla każdego gazu istnieje jednak pewna temperatura, t. zw. **temperatura krytyczna,** będąca granicą możności jego skroplenia; przy temperaturach wyższych ponad krytyczną wszelakie zwiększenie ciśnienia nie doprowadzi gazu do stanu ciekłego. Temperatura krytyczna dla kwasu siarkawego wynosi np. $+ 156^0$, dla amoniaku $+ 131^0$, dla bezwodnika węglowego (kwasu węglanego) $+ 31{,}3^0$, dla tlenu $- 118^0$, dla azotu $- 146^0$, dla powietrza $- 140^0$. **)

Parę dowolnej cieczy zwiemy **nasyconą,** jeżeli, przy zachowaniu pozostałych warunków bez zmiany, nieskończenie małe obniżenie jej temperatury już wystarcza do tego, by para zaczęła się skraplać, **przegrzaną** zaś, jeżeli jej skroplenie wymaga pewnego, skończonego obniżenia temperatury. Silnie przegrzane pary nazywają się **gazami.**

Ciśnienie gazów i par **określamy** wysokością słupa wody w milimetrach (lub metrach), słupa rtęci w mm, albo też stosunkami kg/m^2, kg/cm^2, funt/cal^2, wreszcie wyrażamy je w atmosferach. ***)

1 atm. metryczna †) . . $=$ **1 kg/cm^2** $= 735{,}51$ mm sł. rt. $= 27{,}171$ cali paryskich sł. rt. $= 30{,}646$ cali

---

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1892, str. 1493 i 1610.

**) Szczegóły p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896, str. 681.

***) W dalszym ciągu oznacza „sł. wod." lub „sł. w." w skróceniu **wysokość słupa wodnego,** „sł. rt." **słup rtęci.** Ciężar właściwy rtęci przy 0° przyjęto wszędzie $\sigma = 13{,}596$. Dokładniej jest $\sigma = 13{,}5956$.

†) Skrócenie „atm." oznacza w dalszym ciągu stale **atmosferę metryczną.**

nowopolsk. sł. rt. = 28,958 cali ang. sł. rt. = 28,122 cali prusk. sł. rt.
= 10,0 m sł. w.
= 15,753 funt. ros./cal^2
= 14,223 funt. ang/cal^2
= 13,681 funt. prusk./cal^2
= 0,967777 dawnych atmosfer.

1 dawna atmosfera . . = 760 mm sł. rt. = 28,075 cali parysk. sł. rt. = 31,667 cali nowopolsk. sł. rt. = 29,922 cali ang. sł. rt. = 29,058 cali prusk. sł. rt. = 1,033296 kg/cm^2
= 10,333 m sł. w.
= 16.277 funt. ros./cal^2
= 14,696 funt. ang./cal^2
= 14,136 funt. prusk./cal^2
= 1,033296 atm. metrycznej.

$$1 \text{ mm sł. w.} = \frac{1}{13{,}596} = 0{,}073551 \text{ mm sł. rt.}$$

1 mm sł. rt. = 13,596 mm sł. w. = 0,0013596 atm. metr.
= 0,0013158 dawnej atmosfery.

Do zamiany mm sł. rt. na atm. metryczne można posługiwać się tablicą na str. 286 i 287, rubryką 1-szą i 2-gą.

Średni stan barometru przy temperaturze 0° i dla wzniesienia się ponad poziom morza:

o	100	200	300	400	500	m
wynosi: 760	750,6	741,2	732,0	722,9	713,9	mm sł. rt.

Przy temperaturze 0° i $n \cdot 100$ m wzniesienia ponad poziom morza, średni stan barometru jest w przybliżeniu: $760 \cdot 0{,}987\,567^n$ mm sł. rt., przyczem log. 760 = 2,880 813 6, log 0,987 567 = 0,994 566 6 — 1. Szczegóły w dziale dziewiątym: Pomiary barometryczne wysokości.

B. Równania stanu.

a. Równania stanu gazów i par przegrzanych.

Prawo Mariotte'a i Gay-Lussac'a.

Jest ono dostatecznie ścisłe dla gazów, znajdujących się w stanie dalekim od punktu skroplenia.

1. Jeżeli dla danego stanu gazu oznacza:

p ciśnienie w kg/m^2 (prężność właściwą),
v objętość 1 kg gazu w m^3 (objętość właściwą),
$\gamma = 1 : v$ wagę 1 m^3 gazu w kg (gęstość),
t temperaturę, $T = a + t$ **temperaturę bezwzględną** przyczem $\frac{1}{a} = \alpha$ jest spółczynnikiem rozszerzalności gazu; jeżeli nadto p_1, v_1, γ_1, t_1, T_1 będą wartościami ilości p, v, γ, t, T dla dowolnego innego stanu tegoż gazu, to podług Mariotte'a i Gay-Lussac'a będzie:

$$\frac{pv}{p_1 v_1} = \frac{1+\alpha t}{1+\alpha t_1} = \frac{\frac{1}{\alpha}+t}{\frac{1}{\alpha}+t_1} = \frac{a+t}{a+t_1} = \frac{T}{T_1};$$

a zatem: $\frac{pv}{T} = \frac{p_1 v_1}{T_1} =$ **stałej** $= R$, albo $pv = RT = \frac{p}{\gamma}$ . . . I.

Spółczynnik rozszerzalności dla wszystkich gazów i przy wszelkich temperaturach jest prawie stałym (por. str. 316):

$$\alpha = 0{,}003665 = \frac{1}{273}; \qquad \text{a zatem } a = \frac{1}{\alpha} = 273.$$

2. W bliskości punktu skroplenia wartość α różni się mniej lub więcej od wartości powyżej podanej, a prawo Mariotte'a i Gay-Lussac'a daje wówczas tylko przybliżenie zgodne wartości, ponieważ R przestaje być stałem. Porównaj dane Dühring'a na str. 278.

Liczby wyróżnione drobniejszym drukiem w tablicy poniższej, są wartościami średniemi dla R przy różnych stanach gazu.

Gaz lub para	Stała R kgm/kg	γ przy 760 mm sł. rt. i $t=0^\circ$ kg/m³	γ przy $p=1$ kg/cm² i $t=0^\circ$ kg/m³	Ciężkość właściwa, jeżeli ciężkość właściwa suchego powietrza=1 przy 0°	Stosunek cieplików właściwych *) $n = c_p : c_v$ przy 0°
Powietrze suche .	29,27	1,2932**)	1,2515	1,0000	1,41
Powietrze średnio wilgotne . . .	29,4	1,2874	1,2459	0,9955	1,41
Tlen	26,47	1,4298	1,3837	1,1056	1,40
Azot	30,13	1,2562	1,2157	0,9714	1,41
Wodór	422,59	0,08957	0,08668	0,06927	1,41
Tlenek węgla . .	30,26	1,2509	1,2106	0,9673	1,41
Para wodna . . .	46,95	0,8062	0,7802	0,6233	1,30
Amoniak	52,64	0,7655	0,7408	0,5920	1,30
Bezwodnik węglowy .	19,20	1,9774	1,9136	1,5291	—

Dla **przegrzanej pary wodnej** G. Schmidt (na zasadzie doświadczeń Hirn'a) do prawa Mariotte'a i Gay-Lussac'a podał następujące dane dokładniejsze:

$$a = 263 \quad \text{i} \quad R = 46{,}83.$$

Zeuner zaleca dla przegrzanej pary wodnej wzór:

$$pv = 50{,}9\,T - 192{,}5\,\sqrt[4]{p}.$$

a dla **przegrzanej pary amoniaku:**

$$pv = 52{,}642\,T - 29{,}783\,p^{0{,}3655}.$$

*) Porówn. Dział trzeci: Ciepło, rozdział: cieplik właściwy, str. 316.

**) Dla powietrza suchego z uwzględnieniem wartości Regnault'a $\gamma = 1{,}293187$ kg/m³ (przy 0° i 760 mm sł. rt.) będzie dokładniej: $R = 29{,}26853$ kgm/kg, a $\log R = 1{,}4664009$.

Dla bezwodnika węglowego (kwasu węglanego)w stanie gazowym wystarcza wogóle prawo Mariotte'a i Gay-Lussac'a; dokładniejsze wyniki daje jednakże wzór Clausius'a (podług doświadczeń Andrews'a): *)

$$p = \frac{0{,}003688\,T}{v - 0{,}000843} - \frac{2{,}0935}{T(v + 0{,}000977)^2}.$$

3. Przypadki szczególne.

Jeżeli w równaniu $vp = RT$ założymy, że prężność właściwa p jest stałą, to otrzymamy **prawo Gay-Lussac'a:**

$$v = T \cdot \text{stała},$$

z którego: $\frac{v}{v_1} = \frac{T}{T_1}$ lub $\frac{v}{v_1} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha t_1}$,

t. zn. przy stałych ciśnieniach objętości gazów zmieniają się w stosunku prostym do temperatur bezwzględnych.

Z założenia $T =$ stałej wynika **prawo Mariotte'a:**

$$pv = \text{stałej}, \quad \text{czyli} \quad \frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p},$$

t. zn. przy stałej temperaturze objętości gazów są odwrotnie ustosunkowane do ciśnień.

Podług Dühring'a, **) przy zwiększeniu ciśnienia lub obniżeniu temperatury gazu zmniejsza się jedynie w odpowiednim stosunku przestrzeń międzycząsteczkowa, podczas gdy objętości cząsteczek pozostają niezmienne przy wszelakiem ciśnieniu i temperaturze. **Prawo Mariotte-Dühring'a** wyraża się więc wzorem:

$$\frac{v - x}{v_1 - x} = \frac{p_1}{p},$$

w którym x oznacza objętość cząsteczek w stosunku do całkowitej objętości v_0 gazu przy ciśnieniu 1 atm. Prawo to sprawdza się najdokładniej przy wysokich ciśnieniach, kiedy objętość cząsteczek stanowi już znaczną część ogólnej objętości gazu, a przyciągające siły międzycząsteczkowe, przeciwdziałające rozszerzaniu się gazu pod wpływem prężności spowodowanej przez ciepło, stają się bardzo małemi w porównaniu z ową prężnością. Dla wodoru $x \backsim {}^1/_{1600}\, v_0$ do ${}^1/_{2000}\, v_0$, dla tlenu $x \backsim {}^1/_{1300}\, v_0$, a dla azotu $x \backsim {}^1/_{940}\, v_0$.

Jeżeli prawo Gay-Lussac'a zastosujemy wyłącznie do przestrzeni międzycząsteczkowych, to spółczynnik rozszerzalności α będzie podług Dühring'a stałym.

4. Właściwości stałej R. Prawo Dalton'a.

Stałe R dla rozmaitych gazów pozostają w stosunku odwrotnym do ich wag cząsteczkowych, jakoteż do ich gęstości:

$$\frac{R}{R_1} = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} = \frac{\gamma_1}{\gamma};$$

*) Zeitschr. d. Vereins d. Ing. 1886, str. 110, gdzie podano zbiór wartości p.

**) E. Dühring: „Neue Grundsätze zur rationellen Physik und Chemie". Lipsk 1878 i 1886, oraz Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 227.

ε i ε_1 oznaczają wagi cząsteczkowe, zaś γ i γ_1 gęstości odpowiadające gazowi ze stałą R lub R_1.

Dla **mieszanin gazów** stałą R określamy wzorem:

$$R_m = \frac{\Sigma(RG)}{\Sigma(G)} \quad \ldots\ldots\ldots \text{II},$$

w którym G oznacza poszczególne wagi, R zaś stałe rozmaitych gazów, wchodzących w skład mieszaniny; równanie stanu dla mieszanin gazów będzie zatem:

$$p\,v = \frac{\Sigma(RG)}{\Sigma(G)}\,T = R_m\,T.$$

Jest to **prawo Dalton'a**, które orzeka:

Ciśnienie właściwe mieszaniny gazów równa się sumie poszczególnych ciśnień właściwych, jakieby wywierały oddzielne gazy, w skład mieszaniny wchodzące, gdyby każdy z nich sam zajmował przestrzeń równą całej przestrzeni zajętej przez mieszaninę. *)

Przykład. Oznaczyć stałą gazów odchodnych **silnicy gazowej** następującego składu na wagę:

Bezwodnika (kwasu) węglowego 11%, pary wodnej 9%, tlenu 6%, azotu 74%.

Podług tablicy, str. 277 otrzymamy:

$$R_m = \frac{19{,}20 \cdot 11 + 46{,}95 \cdot 9 + 26{,}47 \cdot 6 + 30{,}13 \cdot 74}{100} = 30{,}22 \text{ kgm/kg},$$

a po skropleniu pary wodnej:

$$R_m = \frac{19{,}20 \cdot 11 + 26{,}47 \cdot 6 + 30{,}13 \cdot 74}{91} = 28{,}57 \text{ kgm/kg}.$$

5. Ciężkość, objętość, gęstość i wilgotność powietrza.

Ciężkości właściwe gazów i par przy $t = 0^\circ$ i przy ciśnieniu 760 mm sł. rt., p. tabl. str. 277 i Dział VIII: Materyały.

Waga 1 m³ **gazu** lub **mieszaniny gazów**, przy znanem ciśnieniu właściwem p, oraz temperaturze t, wynosi w kg:

$$\gamma = \frac{p}{RT} = \frac{p}{R(273+t)},$$

o ile p podane w kg/m².

Jeżeli zaś ciśnienie p' jest wyrażone w mm sł. rt., to:

$$\gamma = 13{,}596\,\frac{p'}{RT} = 13{,}596\,\frac{p'}{R(273+t)}.$$

Waga G (w kg) **suchego powietrza** objętości V m³, o temperaturze t^0, będzie zatem:

$$G = 0{,}034166\,\frac{p\,V}{273+t}, \quad \text{albo} \quad G = 0{,}464526\,\frac{p'\,V}{273+t}.$$

Jeżeli przytem $p = 10000$ kg/m² $= 1$ metrycznej (nowej) atm., a $p' = 760$ mm sł. rt. $= 1$ dawnej atmosferze, to:

$$G = \frac{1{,}251516}{1+\alpha t}\,V, \text{ względnie } G = \frac{1{,}293187}{1+\alpha t}\,V.$$

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 228.

Do **powietrza wilgotnego**, jako do mieszaniny powietrza i pary wodnej, stosować należy wzór II dla mieszanin gazów (p. str. 279.)

Przykład. Ile waży 1 m³ powietrza wilgotnego z 4% na wagę wody, przy temperaturze 50° i 750 mm ciśnienia barometrycznego? Podług wzoru II na str. 279 i tabl. na str. 277 będzie:

$$R_m = \frac{4 \cdot 46{,}95 + 96 \cdot 29{,}27}{100} = 29{,}98 \text{ kgm/kg.}$$

a więc: $$\gamma = 13{,}596 \frac{750}{29{,}98\,(273 + 50)} = 1{,}053 \text{ kg.}$$

Dla obliczeń szacunkowych powietrza średnio wilgotnego wystarczy wzór:

$$\gamma = 1{,}3 - 0{,}004\,t \text{ kg/m}^3.$$

Waga G (w kg) powietrza, objętości V m³, nasyconego parą wodną, przy temperaturze t^0, prężności pary p_1 mm sł. rt. i ciśnieniu powietrza p' mm sł. rt. będzie:

$$G = \frac{1{,}2932\,(p' - 0{,}377\,p_1)}{(1 + \alpha t)\,760}\,V.$$

Powietrze wilgotne jest zatem zawsze lżejsze od suchego.

Ilość kg pary wodnej, zawartej w 1 m³, względnie w 1 kg powietrza nasyconego, przy $p' = 760$ mm sł. rt. i temperaturze t^0, jeżeli p_1 oznacza prężność pary w mm sł. rt., będzie:

$$w' = \frac{0{,}00106\,p_1}{1 + \alpha t}, \quad \text{względnie } w'' = \frac{0{,}00106\,p_1}{1{,}2932}.$$

Jeżeli 1 m³ powietrza, któryby przy t^0 w stanie nasyconym zawierał w kg wody, ma tylko $z\,^0/_0$ tej wilgoci, to, po jego ogrzaniu do temperatury $t_1{}^0$, przy której do nasycenia potrzebaby w_1 kg wody, powietrze będzie miało procent nawilżenia:

$$z_1 = \frac{z\,w\,(1 + \alpha t)}{w_1\,(1 + \alpha t_1)}.$$

Jeżeli naodwrót przy ochłodzeniu wypadnie $z_1 > 100$, to powietrze będzie przesycone wilgocią, skutkiem czego nadmiar pary wodnej w ilości $(z_1 - 100)\,^0/_0$ ulegnie skropleniu.

Nawilżeniem bezwzględnem powietrza nazywamy wagę wody, zawartej w jednostce objętości powietrza, a wyrażamy ją zazwyczaj w g/m³. **Nawilżeniem względnem** powietrza jest stosunek ilości wody istotnie w powietrzu zawartej do ilości, jaką się powietrze w danej temperaturze zupełnie nasyca. Stokrotnie wzięte nawilżenie względne oznacza nam stopień nawilżenia w procentach.

Tablice I, II i III na str. 281 i 282 ułatwiają stosowanie wzorów powyższych.

W tablicy II podano objętości właściwe $v = 1 : \gamma$ dla powietrza średnio nawilżonego przy rozmaitych temperaturach t i stanach barometru p'.

Wartości β w tablicy III wyrażają stosunek ciężkości właściwej powietrza średnio nawilżonego, przy rozmaitych temperaturach t i sta-

(Ciąg dalszy na str. 283.)

Tablica I. Waga, gęstość i zawartość wilgoci powietrza. *)

Temperatura w stopn.	Waga suchego powietrza przy 760 mm sł. rt. w kg/m³	Stosunek objętości suchego powietrza przy t^0 i przy 0^0	Stosunek ciężkości suchego powietrza przy t^0 i przy 0^0	Zawartość wody w powietrzu nasyconem w kg/m³	Zawartość wody w powietrzu nasyconem w kg/kg	Prężność pary wodnej w mm sł. rt.
t	γ	$1+\alpha t$	$\frac{1}{1+\alpha t}$	w'	w''	p_1
— 20	1,3955	0,9267	1,0791	0,001060	0,00076	0,927
— 18	1,3845	0,9340	1,0706	0,001267	0,00091	1,116
— 16	1,3738	0,9414	1,0623	0,001473	0,00107	1,308
— 14	1,3631	0,9487	1,0541	0,001731	0,00127	1,549
— 12	1,3527	0,9560	1,0460	0,002028	0,00149	1,831
— 10	1,3424	0,9634	1,0380	0,002303	0,00171	2,093
— 8	1,3323	0,9707	1,0302	0,002680	0,00201	2,455
— 6	1,3223	0,9780	1,0225	0,003117	0,00235	2,876
— 4	1,3124	0,9853	1,0149	0,003623	0,00276	3,368
— 2	1,3027	0,9927	1,0074	0,004209	0,00323	3,941
0	1,2932	1,0000	1,0000	0,004876	0,00377	4,600
+ 2	1,2838	1,0073	0,9927	0,005580	0,00438	5,302
4	1,2748	1,0147	0,9856	0,006370	0,00498	6,097
6	1,2654	1,0220	0,9785	0,007259	0,00573	6,998
8	1,2564	1,0293	0,9715	0,008257	0,00657	8,017
10	1,2475	1,0367	0,9647	0,009372	0,0075	9,165
12	1,2387	1,0440	0,9579	0,010618	0,0085	10,457
14	1,2301	1,0513	0,9512	0,012007	0,0097	11,908
16	1,2216	1,0587	0,9446	0,013554	0,0112	13,536
18	1,2131	1,0660	0,9381	0,015270	0,0127	15,357
20	1,2049	1,0733	0,9317	0,017177	0,0144	17,391
22	1,1967	1,0806	0,9254	0,019286	0,0163	19,659
24	1,1888	1,0880	0,9192	0,021617	0,0184	22,184
25	1,1847	1,0916	0,9161	0,022870	0,0195	23,550
26	1,1807	1,0953	0,9130	0,024168	0,0207	24,988
28	1,1728	1,1026	0,9069	0,027016	0,0234	28,101
30	1,1650	1,1100	0,9009	0,030130	0,0263	31,548
32	1,1574	1,1173	0,8950	0,033548	0,0295	35,359
34	1,1497	1,1246	0,8892	0,037288	0,0331	39,565
36	1,1424	1,1319	0,8834	0,041393	0,0370	44,201
38	1,1352	1,1393	0,8778	0,045878	0,0414	49,302
40	1,1279	1,1466	0,8722	0,050766	0,0463	54,906
42	1,1208	1,1539	0,8667	0,056096	0,0516	61,055
44	1,1136	1,1613	0,8611	0,061881	0,0575	67,790
46	1,1066	1,1686	0,8557	0,068176	0,0640	75,158
48	1,0997	1,1759	0,8504	0,075008	0,0711	83,204
50	1,0929	1,1833	0,8451	0,082404	0,0790	91,980
52	1,0862	1,1906	0,8399	0,090410	0,0877	101,543
54	1,0795	1,1979	0,8348	0,099067	0,0972	111,945
56	1,0730	1,2052	0,8297	0,108399	0,1076	123,244
58	1,0665	1,2126	0,8247	0,118465	0,1191	135,505
60	1,0600	1,2199	0,8197	0,129292	0,1317	148,786
65	1,0444	1,2382	0,8076	0,160048	0,1689	186,938
70	1,0291	1,2566	0,7958	0,196640	0,2161	233,082
75	1,0144	1,2749	0,7844	0,239910	0,2760	288,500
80	1,0000	1,2932	0,7733	0,290723	0,3528	354,616
85	0,9861	1,3115	0,7625	0,350033	0,4521	433,002
90	0,9725	1,3299	0,7520	0,418832	0,5825	525,392
95	0,9593	1,3482	0,7418	0,498317	0,7576	633,692
100	0,9464	1,3665	0,7318	0,589585	1,0000	760,000

*) Podług **Rietschel**, Lüftungs und Heizungs-Anlagen. II wyd., Berlin 1894, J. Springer.

Tablica II. Objętości właściwe v średnio wilgotnego powietrza.

(Objętość 1 kg powietrza w m^3).

p' mm sł. rt.	$t =$									
	-10^0	-5^0	0^0	$+5^0$	10^0	15^0	20^0	25^0	30^0	35^0
800	0,711	0,724	0,738	0,751	0,765	0,778	0,792	0,805	0,819	0,832
790	0,720	0,733	0,747	0,761	0,774	0,788	0,802	0,815	0,829	0,843
780	0,729	0,743	0,757	0,770	0,784	0,798	0,812	0,826	0,840	0,854
770	0,738	0,752	0,766	0,781	0,795	0,809	0,823	0,837	0,851	0,865
760	0,748	0,762	0,777	0,791	0,805	0,819	0,833	0,848	0,862	0,876
750	0,758	0,773	0,787	0,801	0,816	0,830	0,845	0,859	0,873	0,888
740	0,768	0,783	0,798	0,812	0,827	0,841	0,856	0,871	0,885	0,900
730	0,779	0,794	0,808	0,823	0,838	0,853	0,868	0,883	0,897	0,912
720	0,790	0,805	0,820	0,835	0,850	0,865	0,880	0,895	0,910	0,925
710	0,801	0,816	0,831	0,847	0,862	0,877	0,892	0,907	0,923	0,938
700	0,812	0,826	0,843	0,859	0,874	0,889	0,905	0,920	0,936	0,951
690	0,824	0,840	0,855	0,871	0,887	0,902	0,918	0,934	0,949	0,965
680	0,836	0 852	0,868	0,884	0,900	0,916	0,932	0,947	0,963	0,979
670	0,849	0,865	0,881	0,897	0,913	0,929	0,945	0,962	0 978	0,994
660	0,861	0,878	0,894	0,911	0,927	0,943	0,960	0,976	0,993	1,009
650	0,875	0,891	0,908	0,925	0,941	0,958	0,975	0,991	1,008	1,024
640	0,888	0,905	0,922	0,939	0,956	0,973	0,990	1,007	1,024	1,040

Tablica III. Wartości stosunku β dla średnio wilgotnego powietrza

p' mm sł. rt.	$t =$									
	-10^0	-5^0	0^0	$+5^0$	10^0	15^0	20^0	25^0	30^0	35^0
800	1,093	1,072	1,053	1,034	1,015	0,998	0,981	0,964	0,949	0,933
790	1,079	1,059	1,039	1,021	1,003	0,985	0,969	0,952	0,937	0,921
780	1,065	1,045	1,026	1,008	0,990	0,973	0,956	0,940	0,925	0,910
770	1,052	1,032	1,013	0,995	0,977	0,960	0,944	0,928	0,913	0,898
760	1,038	1,019	**1,000**	0,982	0,965	0,948	0,932	0,916	0,901	0,886
750	1,024	1,005	0,987	0,969	0,952	0,935	0,920	0,904	0,889	0,875
740	1,011	0,992	0,974	0,956	0,939	0,923	0,907	0,892	0,877	0,863
730	0,997	0,978	0,961	0,943	0,927	0,911	0,895	0,880	0,865	0,851
720	0,983	0,965	0,947	0,930	0,914	0,898	0,883	0,868	0,854	0,840
710	0,970	0,952	0,934	0,917	0,901	0,886	0,870	0,856	0,842	0,828
700	0,956	0,938	0,921	0,905	0,889	0,873	0,858	0,844	0,830	0,816
690	0,942	0,925	0,908	0,892	0,876	0,861	0,846	0,832	0,818	0,805
680	0,929	0,911	0,895	0,879	0,863	0,848	0,834	0,820	0,806	0,793
670	0,915	0,898	0,882	0,866	0,850	0,836	0,821	0,808	0,794	0,781
660	0,901	0,885	0,868	0,853	0,838	0,823	0,809	0,796	0,782	0,770
650	0,888	0,872	0,855	0,840	0,825	0,811	0,797	0,784	0,771	0,758
640	0,874	0,858	0,842	0,827	0,812	0,798	0,785	0,771	0,759	0,746

nach barometru p', do ciężkości właściwej takiegoż powietrza przy 0^0 i stanie barometru 760 mm. Dalsze dane dla powietrza średnio nawilżonego znajdują się w tablicy na str. 277.

b. Równania stanu par nasyconych.

1. Wiadomości ogólne.

Ciśnienie par nasyconych jest niezależne od objętości właściwej, jest ono zatem wyłącznie funkcyą temperatury:

$$p = f(t),$$

która to funkcya jest jednakże nader zawiła. Z doświadczeń Regnault'a wyprowadzono wiele wzorów, z których najbardziej używanym jest wzór Biot'a:

$$\log p = a + b\alpha^{t-t_0} + c\beta^{t-t_0}.$$

We wzorze tym a, b, c, α, β, t_0 są stałe; t_0 oznacza dowolnie obraną temperaturę, odpowiadającą najniższemu ciśnieniu danego szeregu doświadczeń.

Zazwyczaj jednak używa się tablic obliczonych na podstawie powyższego lub pokrewnego wzoru (por. tablice 286 do 288, obliczone na podstawie wzoru powyższego).

Oprócz znaków p, v, γ, t, T, objaśnionych już na str. 276, oznaczymy dodatkowo przez:

A równoważnik cieplikowy jednostki pracy $= \frac{1}{428}$ cpł./kgm *) (por. w Dziale trzecim: mechaniczną teoryę ciepła, str. 324),

q **cieplik cieczy** w cpł./kg., t. j. ilość ciepła, potrzebną do ogrzania jednego kg cieczy z 0^0 do t^0, bez zmiany jej stanu skupienia. Ciśnienie zewnętrzne jest w danym razie obojętne, ponieważ wobec stosunkowo nader nieznacznej rozszerzalności cieczy, pominąć można pracę zewnętrzną,

c **cieplik właściwy** cieczy,

r **cieplik parowania** w cpł./kg, zwany też ciepłem **utajonem;** jest to ilość ciepła, potrzebna do przemiany 1 kg cieczy o temperaturze t^0 na parę tejże samej temperatury pod stałem ciśnieniem zewnętrznem,

λ **cieplik całkowity,** t. j. ogólną ilość ciepła w cpł./kg, czyli sumę cieplika cieczy i cieplika parowania; przypuszczamy, iż ciecz o temperaturze 0^0 odrazu podlega już ciśnieniu, odpowiadającemu temperaturze t^0 i że pod tem ciśnieniem ogrzewa się ona naprzód do t^0, a potem dopiero przemienia się w parę temperatury t^0,

ϱ **wewnętrzny cieplik parowania** w cpł./kg, t. j. tę część cieplika parowania, która się zużywa na powiększenie ciepła wewnętrznego,

*) Przez cpł. oznaczamy tu i poniżej **ciepłostkę** por. Dział trzeci: Ciepło, str. 316

J **cieplik pary** w cpł./kg, t. j. różnicę pomiędzy ilościami ciepła, zawartemi w 1 kg pary o t^0 i w 1 kg cieczy o 0^0,
w objętość 1 kg cieczy w m^3,
u różnicę $v - w$ w m^3/kg.

Dla **pary nasyconej** dowolna z wielkości γ (albo v) p i t określa zupełnie wszystkie pozostałe.

Wartość cieplikowa pracy, zużytej dla przezwyciężenia stałego ciśnienia zewnętrznego p przy odparowaniu jednego kg cieczy, równa się Apu. W przeciwstawieniu do ϱ nazywa się ta ilość ciepła **zewnętrznym cieplikiem parowania.**

Mamy:

$$\lambda = q + \varrho + Apu; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$
$$r = \varrho + Apu; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2)$$
$$J = q + \varrho, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 3)$$

co możemy przedstawić poglądowo:

$$\overbrace{\underbrace{q}_{J}\quad\underbrace{\varrho\quad Apu}_{r}}^{\lambda}$$

Do obliczenia ilości Apu służy **równanie Clapeyron'a:**

$$Apu = \frac{pr}{T\frac{\partial p}{\partial t}}; \quad \ldots\ldots\ldots \quad 4)$$

wartość u otrzymujemy, mnożąc powyższe wyrażenie przez $\frac{428}{p}$.

Cieplik cieczy $q = \int_0^t c \cdot dt.$ $\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$ 5)

Prężność par nasyconych w mm sł. rt.

(Podług Regnault'a).

Temperatura w stopniach t	Bezwodnik (kwas) węglowy	Amoniak	Bezwodnik (kwas) siarkawy	Eter	Alkohol
— 30	11138,62	876,28	288,04	—	—
— 20	15142,44	1397,64	479,56	68,89	3,34
— 10	20340,20	2149,28	762,28	114,69	6,47
0	26906,60	3197,32	1165,08	184,39	12,70
+ 10	34998,65	4612,44	1719,88	286,83	24,23
20	44716,58	6466,84	2461,73	432,78	44,60
30	56119,05	8832,72	3431,40	634,80	78,52
40	—	11748,84	4670,20	907,04	133,69
60	—	—	—	1725,01	350,21
80	—	—	—	3022,79	812,91
100	—	—	—	4953,30	1697,55
120	—	—	—	7719,20	3231,73

2. Zastosowanie do nasyconej pary wodnej.

Cieplik właściwy wody o t^0 jest podług Regnault'a:

$$c = 1 + 0{,}00004\,t + 0{,}0000009\,t^2, \text{ *)}$$

a zatem cieplik cieczy będzie:

$$q = \int_0^t c \cdot dt = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3.$$

Cieplik całkowity pary wodnej jest podług Regnault'a:

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t,$$

a wewnętrzny cieplik parowania otrzymujemy z wzoru:

$$\varrho = \lambda - q - Apu.$$

A że w możemy uważać za, w przybliżeniu, niezależne od temperatury, czyli za stałe i równe 0,001, więc:

$$v = u + 0{,}001$$

i

$$\gamma = \frac{1}{u + 0{,}001}.$$

Równania powyższe, łącznie z podanemi pod **1.** (str. 283) równaniami ogólnemi, wystarczają do obliczenia wartości zestawionych w tablicach na str. 286 i następnych.

Ponieważ obliczanie wartości Apu z równania Clapeyron'a jest mozolne z powodu zawiłości funkcyi $p = f(t)$, więc Zeuner ułożył poniższy wzór empiryczny:

$$\varrho = 575{,}40 - 0{,}791\,t;$$

a zatem: $$Apu = \lambda - \varrho - q = 31{,}10 + 1{,}096\,t - q;$$

$$\gamma = 0{,}5877\,p^{0{,}9393},$$

w którym to wzorze p oznacza ciśnienie w kg/cm².

C. Zmiany w stanach.

a. Wiadomości ogólne.

1. Oprócz znakowań, podanych na str. 276, wprowadzamy jeszcze:

Q, ilość ciepła, przybywająca do jednego kg gazu albo pary przy ich zmianie stanu (cpł./kg),

L, praca zewnętrzna, wykonana przy tej zmianie stanu (kgm/kg),

U, praca wewnętrzna, zawarta w kilogramie gazu, pary lub mieszaniny pary z cieczą (kgm/kg),

$AU = {}^1/_{428}\,U$, wartość cieplikowa tej pracy w cpł./kg (porównaj: Mechaniczną teoryę ciepła str. 324),

x, ilość pary zawartej w jednym kg mieszaniny cieczy i pary, t. zw. ilość właściwą pary,

*) W obliczeniach technicznych przyjmują często c = stała = 1,0224.

(Ciąg dalszy na str. 289.)

Tablica dla nasyconej pary wodnej *)

Prężność w Atm. metrycznych kg/cm²	Prężność w mm sł. rt.	Temperatura w stopniach	Ciepłik cieczy w cpł.	Wewnętrzny ciepłik parowania w cpł.	Zewnętrzny ciepłik parowania w cpł.	Różnica objętości właściwych pary i wody w m^3/kg	Wartość ilości	Waga pary w kg/m^3
p	p_1	t	q	ϱ	$A\,p\,u$	$u = v - w$	$\frac{\varrho}{u}$	$\gamma = \frac{1}{v}$
0,10	73,6	45,58	45,649	539,634	35,119	15,0309	35,90	0,0665
0,20	147,1	59,76	59,890	528,347	36,488	7,8084	67,66	0,1281
0,30	220,7	68,74	68,934	521,175	37,357	5,3296	97,79	0,1876
0,40	294,2	75,47	75,710	515,808	37,999	4,0659	126,86	0,2459
0,50	367,8	80,90	81,189	511,476	38,509	3,2964	155,17	0,3033
0,60	441,3	85,48	85,818	507,826	38,929	2,7769	182,88	0,3600
0,70	514,9	89,47	89,844	504,659	39,285	2,4020	210,09	0,4161
0,80	588,4	93,00	93,427	501,847	39,592	2,1182	236,93	0,4719
0,90	662,0	96,19	96,639	499,337	39,861	1,8956	263,41	0,5273
1,00	735,5	99,09	99,576	497,048	40,098	1,7162	289,62	0,5823
1,10	809,1	101,76	102,281	494,899	40,356	1,5702	315,18	0,6365
1,20	882,6	104,24	104,792	492,934	40,566	1,4469	340,69	0,6907
1,30	956,2	106,55	107,138	491,098	40,761	1,3420	365,95	0,7446
1,40	1029,7	108,72	109,339	489,378	40,942	1,2517	390,98	0,7983
1,50	1103,3	110,76	111,416	487,756	41,111	1,1730	415,80	0,8518
1,60	1176,8	112,70	113,382	486,221	41,270	1,1040	440,43	0,9050
1,70	1250,4	114,54	115,252	484,762	41,420	1,0428	464,86	0,9580
1,80	1323,9	116,29	117,032	483,375	41,561	0,9882	489,12	1,0109
1,90	1397,5	117,97	118,837	481,955	41,688	0,9391	513,23	1,0637
2,00	1471,0	119,57	120,369	480,776	41,824	0,8950	537,16	1,1161
2,10	1544,6	121,11	121,935	479,557	41,946	0,8549	560,95	1,1684
2,20	1618,1	122,59	123,443	478,385	42,062	0,8183	584,61	1,2206
2,30	1691,7	124,02	124,897	477,254	42,174	0,7848	608,12	1,2726
2,40	1765,2	125,39	126,301	476,163	42,281	0,7540	631,51	1,3245
2,50	1838,8	126,73	127,658	475,109	42,384	0,7256	654,76	1,3763
2,60	1912,3	128,02	128,972	474,090	42,483	0,6993	677,90	1,4280
2,70	1985,9	129,26	130,246	473,101	42,579	0,6750	700,94	1,4793
2,80	2059,4	130,48	131,483	472,141	42,671	0,6523	723,86	1,5307
2,90	2133,0	131,65	132,684	471,210	42,760	0,6311	746,68	1,5820
3,00	2206,5	132,80	133,853	470,304	42,846	0,6113	769,40	1,6332
3,10	2280,1	133,91	134,992	469,422	42,929	0,5927	792,03	1,6843
3,20	2353,6	135,00	136,102	468,563	43,010	0,5753	814,53	1,7352
3,30	2427,2	136,06	137,183	467,726	43,088	0,5588	836,96	1,7864
3,40	2500,7	137,09	138,239	466,908	43,165	0,5434	859,30	1,8369
3,50	2574,3	138,10	139,271	466,111	43,238	0,5287	881,53	1,8879
3,60	2647,8	139,08	140,279	465,331	43,311	0,5149	903,70	1,9384
3,70	2721,4	140,05	141,265	464,569	43,381	0,5018	925,79	1,9889
3,80	2794,9	140,99	142,230	463,824	43,449	0,4894	947,79	2,0392
3,90	2868,5	141,92	143,175	463,093	43,516	0,4776	969,72	2,0894
4,00	2942,0	142,82	144,102	462,377	43,581	0,4663	991,55	2,1400
4,10	3015,6	143,71	145,010	461,677	43,644	0,4556	1013,3	2,1901
4,20	3089,1	144,58	145,901	460,989	43,706	0,4454	1035,0	2,2401
4,30	3162,7	145,43	146,775	460,315	43,766	0,4356	1056,7	2,2904
4,40	3236,2	146,27	147,663	459,653	43,825	0,4263	1078,2	2,3403
4,50	3309,8	147,09	148,475	459,004	43,883	0,4174	1099,8	2,3901
4,60	3383,3	147,90	149,303	458,365	43,940	0,4088	1121,2	2,4402
4,70	3456,9	148,69	150,117	457,738	43,995	0,4006	1142,6	2,4900
4,80	3530,4	149,47	150,918	457,121	44,049	0,3928	1163,9	2,5394
4,90	3604,0	150,24	151,705	456,514	44,103	0,3852	1185,0	2,5893

*) Podług **Fliegner'a**, Civilingenieur 1874.

Wartości kolumn u, $\frac{\varrho}{u}$ i γ przeliczono na podstawie mechanicznego równoważnika

(podług prężności wzrastającej ułożona).

Prężność w Atm. metrycznych kg/cm²	Prężność w mm sł. rt.	Temperatura w stopniach	Ciepłik cieczy w cpł.	Wewnętrzny ciepłik parowania w cpł.	Zewnętrzny ciepłik parowania w cpł.	Różnica objętości właściwych pary i wody w m³/kg	Wartość ilości	Waga pary w kg/m³
p	p_1	t	q	ϱ	Apu	$u=v-w$	$\frac{\varrho}{u}$	$\gamma=\frac{1}{v}$
5,00	3677,6	150,99	152,480	455,917	44,155	0,3780	1206,2	2,6412
5,10	3751,1	151,73	153,242	455,331	44,206	0,3710	1227,3	2,6882
5,20	3824,7	152,47	153,993	454,753	44,256	0,3643	1248,4	2,7375
5,30	3898,2	153,19	154,733	454,183	44,305	0,3578	1269,4	2,7871
5,40	3971,8	153,90	155,462	453,623	44,353	0,3515	1290,4	2,8369
5,50	4045,3	154,59	156,180	453,071	44,400	0,3455	1311,3	2,8860
5,60	4118,9	155,28	156,888	452,526	44,447	0,3397	1332,1	2,9351
5,70	4192,4	155,96	157,586	451,989	44,493	0,3341	1352,9	2,9842
5,80	4266,0	156,63	158,274	451,460	44,538	0,3287	1373,6	3,0331
5,90	4339,5	157,29	158,954	450,938	44,582	0,3234	1394,4	3,0816
6,00	4413,1	157,94	159,625	450,423	44,625	0,3183	1415,0	3,1319
6,10	4486,6	158,59	160,287	449,914	44,668	0,3134	1435,5	3,1807
6,20	4560,2	159,22	160,940	449,413	44,710	0,3086	1456,1	3,2300
6,30	4633,7	159,85	161,585	448,918	44,751	0,3040	1476,6	3,2787
6,40	4707,3	160,47	161,222	448,428	44,792	0,2995	1497,1	3,3278
6,50	4780,8	161,08	162,852	447,945	44,832	0,2952	1517,4	3,3761
6,60	4854,4	161,68	163,474	447,468	44,871	0,2910	1537,8	3,4247
6,70	4927,9	162,28	164,088	446,997	44,910	0,2869	1558,1	3,4734
6,80	5001,5	162,87	164,696	446,530	44,949	0,2829	1578,4	3,5224
6,90	5075,0	163,45	165,296	446,070	44,987	0,2790	1598,5	3,5714
7,00	5148,6	164,03	165,890	445,615	45,024	0,2753	1618,7	3,6193
7,25	5332,4	165,44	167,347	444,498	45,115	0,2663	1668,9	3,7411
7,50	5516,3	166,82	168,764	443,413	45,202	0,2580	1718,9	3,8610
7,75	5700,2	168,15	170,146	442,354	45,287	0,2501	1768,6	3,9825
8,00	5884,1	169,46	171,493	441,323	45,369	0,2427	1818,3	4,1034
8,25	6068,0	170,73	172,808	440,316	45,449	0,2358	1867,5	4,2230
8,50	6251,8	171,98	174,093	439,334	45,526	0,2292	1916,6	4,3440
8,75	6435,7	173,19	175,349	438,373	45,601	0,2231	1965,4	4,4623
9,00	6619,6	174,38	176,578	437,434	45,674	0,2172	2013,9	4,5830
9,25	6803,5	175,54	177,780	436,515	45,745	0,2117	2062,3	4,7015
9,50	6987,4	176,68	178,958	435,616	45,813	0,2064	2110,5	4,8216
9,75	7171,2	177,79	180,111	434,735	45,881	0,2014	2158,5	4,9407
10,00	7355,1	178,89	181,243	433,871	45,946	0,1966	2206,4	5,0607
10,25	7539,0	179,96	182,353	433,024	46,010	0,1921	2254,0	5,1787
10,50	7722,9	181,01	183,442	432,193	46,072	0,1878	2301,3	5,2966
10,75	7906,7	182,04	184,513	431,376	46,133	0,1837	2348,6	5,4142
11,00	8090,6	183,05	185,563	430,576	46,192	0,1797	2395,7	5,5340
11,25	8274,5	184,05	186,597	429,788	46,250	0,1760	2442,6	5,6497
11,50	8458,4	185,03	187,612	429,015	46,306	0,1723	2489,4	5,7703
11,75	8642,2	185,99	188,611	428,255	46,361	0,1689	2535,9	5,8858
12,00	8826,1	186,94	189,594	427,506	46,415	0,1655	2582,4	6,0060
12,25	9010,1	187,87	190,561	426,770	46,468	0,1624	2628,6	6,1200
12,50	9193,9	188,78	191,513	426,046	46,520	0,1593	2674,8	6,2383
12,75	9377,8	189,68	192,452	425,331	46,571	0,1563	2720,6	6,3573
13,00	9561,6	190,57	193,376	424,629	46,620	0,1535	2766,5	6,4725
13,50	9929,4	192,31	195,184	423,254	46,717	0,1481	2857,6	6,7069
14,00	10297,1	194,00	196,944	421,916	46,810	0,1431	2948,3	6,9396
14,50	10664,9	195,64	198,656	420,615	46,900	0,1384	3038,5	7,1737
15,00	11032,7	197,24	200,324	419,349	46,986	0,1341	3128,0	7,4019

$\frac{1}{A}=428$ kgm/cpł. (podczas gdy Fliegner obliczał na podstawie: $\frac{1}{A}=436$ kgm/cpł.).

Tablica dla nasyconej pary wodnej *)

(podług temperatur wzrastających ułożona).

Temperatura w stopn.	Prężność w mm sł. rt.	Cieplik całkowity w cpł.	Cieplik cieczy w cpł.	Cieplik utajony w cpł.	Wewnętrzny cieplik parowania w cpł.	Zewn. cieplik parowania w cpł.	Różnica objętości pary i wody w m^3/kg	Waga pary w kg/m^3
t	p_1	λ	q	$r=\lambda-q$	ϱ	Apu	$u=v-w$	$\gamma=\frac{1}{v}$
—20	0,927	600,400	—19,994	620,394	590,824	29,570	1004,17	0,000996
—15	1,400	601,925	—14,996	616,921	586,994	29,927	672,88	0,001486
—10	2,093	603,450	— 9,998	613,448	583,152	30,296	455,68	0,002195
— 5	3,113	604,975	— 4,999	609,974	579,297	30,677	310,23	0,003223
0	4,600	606,500	0,000	606,500	575,429	31,071	212,67	0,004702
+ 5	6,534	608,025	+ 5,000	603,025	571,550	31,475	151,66	0,006594
10	9,165	609,550	10,002	599,548	567,656	31,892	109,54	0,009125
15	12,699	611,075	15,005	596,070	563,752	32,318	80,103	0,01248
20	17,391	612,600	20,010	592,590	559,845	32,755	59,281	0,01687
25	23,550	614,125	25,017	589,108	555,907	33,201	44,382	0,02253
30	31,548	615,650	30,026	585,624	551,968	33,656	35,583	0,02978
35	41,827	617,175	35,037	582,138	548,019	34,119	25,678	0,03894
40	54,906	618,700	40,051	578,649	544,061	34,588	19,831	0,05042
45	71,390	620,225	45,068	575,157	540,093	35,064	15,460	0,06468
50	91,980	621,750	50,087	571,663	536,119	35,544	12,164	0,08220
55	117,475	623,275	55,110	568,165	532,138	36,027	9,6524	0,10359
60	148,786	624,800	60,137	564,663	528,151	36,512	7,7260	0,12942
65	186,938	626,325	65,167	561,158	524,162	36,996	6,2299	0,16049
70	233,082	627,850	70,201	557,649	520,171	37,478	5,0617	0,19752
75	288,500	629,375	75,239	554,136	516,181	37,955	4,1415	0,24140
80	354,616	630,900	80,282	550,618	512,193	38,425	3,4111	0,29308
85	433,002	632,425	85,329	547,096	508,211	38,885	2,8270	0,35360
90	525,392	633,950	90,381	543,569	504,237	39,332	2,3566	0,42416
95	633,692	635,475	95,438	540,037	500,275	39,762	1,9753	0,50600
100	760,000	637,000	100,500	536,500	496,295	40,205	1,6654	0,60011
105	906,410	638,525	105,568	532,957	492,326	40,631	1,4111	0,70816
110	1075,370	640,050	110,641	529,409	488,361	41,048	1,2016	0,83153
115	1269,410	641,575	115,721	525,854	484,397	41,457	1,0281	0,97173
120	1491,280	643,100	120,806	522,294	480,436	41,858	0,8836	1,1304
125	1743,880	644,625	125,898	518,727	476,477	42,250	0,7627	1,3094
130	2030,280	646,150	130,997	515,153	472,519	42,634	0,6611	1,5104
135	2353,730	647,675	136,103	511,572	468,562	43,010	0,5753	1,7353
140	2717,630	649,200	141,215	507,985	464,608	43,377	0,5024	1,9865
145	3125,550	650,725	146,334	504,391	460,656	43,735	0,4402	2,2654
150	3581,230	652,250	151,462	500,788	456,702	44,086	0,3875	2,5739
155	4088,560	653,775	156,598	497,177	452,749	44,428	0,3420	2,9155
160	4651,620	655,300	161,741	493,559	448,798	44,761	0,3029	3,2902
165	5274,540	656,825	166,892	489,933	444,847	45,086	0,2690	3,7036
170	5961,660	658,350	172,052	486,298	440,895	45,403	0,2397	4,1546
175	6717,430	659,875	177,220	482,655	436,944	45,711	0,2142	4,6468
180	7546,390	661,400	182,398	479,002	432,990	46,012	0,1919	5,1843
185	8453,230	662,925	187,584	475,341	429,037	46,304	0,1724	5,7667
190	9442,700	664,450	192,780	471,670	425,081	46,589	0,1553	6,4000
195	10519,630	665,975	197,985	467,990	421,126	46,864	0,1402	7,0817
200	11688,960	667,500	203,200	464,300	417,167	47,133	0,1269	7,8198

*) Podług **Zeuner'a**, Technische Thermodynamik, III wydanie 1888. Rubryki u i γ przeliczono na podstawie wartości mechanicznego równoważnika ciepła $1 : A = 428$ kgm/cpł., podczas, gdy w źródle podanym przyjmowano $1 : A = 424$ kgm/cpł.

c_v, cieplik właściwy gazu lub pary przy stałej objętości (p. str. 317),
c_p, cieplik właściwy przy stałem ciśnieniu (por. str. 317),
$n = c_p : c_v$ (por. tabl., str. 277 i 317).

2. Gdy się zmienia jedna lub więcej z trzech wielkości: ciśnienie, objętość i temperatura, natenczas zachodzi to, co nazywamy **zmianą stanu.** Przy mieszaninach cieczy z parą nasyconą, właściwa ilość pary przybywa jeszcze jako czwarta zmienna. Zmianie objętości odpowiada praca:

$$L = \int p \cdot dv.$$

Do oznaczenia pracy przy dowolnej zmianie stanu znajomość funkcyi $p = F(v)$ jest zatem niezbędną; rodzaj tej funkcyi zależy zaś od prawa, podług którego ciepło przybywa lub ubywa.

Dla większości zmian w stanach gazów, par, lub mieszanin cieczy z parą, można funkcyę tę z dostateczną dokładnością wyrazić wzorem:

$$p v^m = p_0 v_0^m = \text{stałej},$$

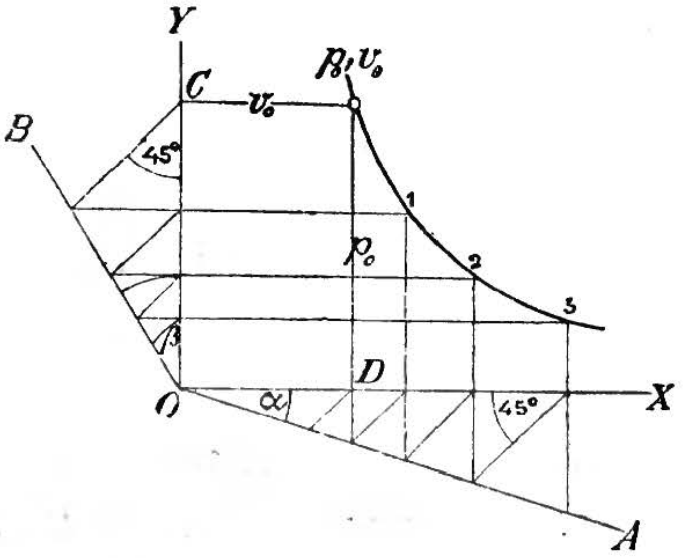
w którym m oznacza również ilość stałą, zależną od sposobu przybywania ciepła, a p_0 i v_0 wartości p i v, odpowiadające stanowi początkowemu. Krzywa, przedstawiona przez równanie powyższe w spółrzędnych prostokątnych, zwie się **krzywą politropiczną.**

3. Sześć najważniejszych zmian stanu określa się następującemi sześciu warunkami:

1. Ciśnienie pozostaje stałem.
2. Objętość pozostaje stałą.
3. Temperatura pozostaje stałą (izotermiczna zmiana stanu).
4. Ciepła nie przybywa, ani nie ubywa (adiabatyczna zmiana stanu).
5. Ciepło wewnętrzne pozostaje niezmiennem (izodynamiczna zmiana stanu).
6. Przybytek lub ubytek ciepła pozostaje w stosunku prostym do zmiany temperatury, t. zn.:

$$\frac{dQ}{dT} = \text{stałej}.$$

Rys. 197.



4. Wykreślenie krzywej politropicznej *) (rys. 197). Wykreśliwszy OA, pochyloną pod dowolnym kątem α do osi x, oznaczamy kąt $YOB = \beta$ z równania:

$$(1 + \operatorname{tg}\beta) = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^m;$$

poczem z punktów C i D, odpowiadających danemu stanowi początkowemu $p_0 v_0$, w sposób, wska-

*) Podług E. Brauer'a; Zeitschr. d. V. d. Ing. 1885, str. 433.

żany w rys. 197, kreślimy linie kolejno prostopadłe i pod kątem 45° do osi spółrzędnych pochylone, a punkty 1, 2, 3 będą punktami żądanej krzywej.

5. Badanie krzywej rozprężania.

(Oznaczenie stałej m).

Jeżeli v_1 i v_2 są objętościami bezwzględnemi dla dwóch stanów, a p_1 i p_2 odpowiedniemi ciśnieniami właściwemi, to:

$$m = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log v_2 - \log v_1}.$$

Obliczenie ilości m dla większej liczby punktów, niż dla dwóch, wskaże nam, czy i w jakich granicach można m uważać za niezmienne i o ile przypuścić można, że zmiana stanu odbywa się podług krzywej politropicznej. Wartość $m = 1$ odpowiada **hyperboli równobocznej** (krzywa Mariotte'a), p. str. 105.

Praca, odpowiadająca krzywej politropicznej, będzie:

$$L = \frac{p_1 v_1}{m-1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{m-1}\right] = \frac{p_1 v_1}{m-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right].$$

b. Zmiany stanów gazów i par przegrzanych.

1. Zasady ogólne.

$$A = \frac{c_p - c_v}{R}, \text{ czyli } R = \frac{c_p - c_v}{A}.$$

W powyższem A jest równoważnikiem cieplikowym jednostki pracy ($A = {}^1/_{428}$ cpł./kgm), R zaś stałą prawa Mariotte'a i Gay-Lussac'a (p. str. 277).

Przybytek lub ubytek ciepła wynika z równania:

$$dQ = \frac{1}{R}(c_v v \cdot dp + c_p p \cdot dv) = c_v \cdot dT + Ap \cdot dv = c_v \cdot dT + A \cdot dL;$$

$$Q = c_v (t_2 - t_1) + A \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv = c_v (t_2 - t_1) + AL.$$

Z równania $dU = \frac{c_v}{A} dT$ wynika przyrost pracy wewnętrznej:

$$U_2 - U_1 = \frac{c_v}{A}(t_2 - t_1) = \frac{c_v}{AR}(p_2 v_2 - p_1 v_1).$$

2. Wypadki szczególne.

1. **Zmiana stanu gazu przy stałej objętości v_1.**

$$m = \infty. \begin{cases} Q = c_v (t_2 - t_1) = \frac{c_v v_1}{R}(p_2 - p_1): \\ L = 0; \qquad U_2 - U_1 = \frac{Q}{A}. \end{cases}$$

2. **Zmiana stanu gazu przy stałem ciśnieniu** p_1.

$$m = 0. \quad \begin{cases} Q = c_p (t_2 - t_1) = \dfrac{c_p p_1}{R} (v_2 - v_1); \\ L = p_1 (v_2 - v_1) = R (t_2 - t_1); \\ U_2 - U_1 = \dfrac{c_v}{A} (t_2 - t_1). \end{cases}$$

3. **Zmiana stanu gazu przy stałej temperaturze bezwzględnej** T_1 (izotermiczna zmiana stanu).

$$m = 1. \quad \begin{cases} p v = p_0 v_0; \\ Q = A R T_1 \ln \dfrac{p_1}{p_2} = A R T_1 \ln \dfrac{v_2}{v_1}; \\ L = R T_1 \ln \dfrac{p_1}{p_2} = R T_1 \ln \dfrac{v_2}{v_1}; \\ U_2 - U_1 = 0. \end{cases}$$

4. **Zmiana stanu gazu bez przybytku lub ubytku ciepła** (adiabatyczna zmiana stanu).

$$m = n \quad \begin{cases} \dfrac{p_2}{p_1} = \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^n; \qquad p_2 v_2^{\,n} = p_1 v_1^{\,n}; \\ \dfrac{T_2}{T_1} = \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \\ \text{Powyższe związki nazywają się } \textbf{równaniami Poisson'a}. \\ Q = 0; \qquad L = \dfrac{c_v}{A} (t_1 - t_2), \quad \text{albo:} \\ L = \dfrac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}\right] = \dfrac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]; \\ U_2 - U_1 = - L. \end{cases}$$

Co do wartości dla n porównaj tablice str. 277 i 317.

Dla wykreślenia krzywej $p_2 v_2^{\,n} =$ stałej, por. str. 289.

Wykreślenia krzywej, oraz wyliczenia temperatur dla **powietrza atmosferycznego** ułatwia poniższa tablica.

$\frac{p_2}{p_1}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{T_2}{T_1}$	$\frac{p_2}{p_1}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{T_2}{T_1}$	$\frac{p_2}{p_1}$	$\frac{v_1}{v_2}$	$\frac{T_2}{T_1}$
1,1	1,070	1,028	1,9	1,577	1,205	5,5	3,350	1,642
1,2	1,138	1,054	2,0	1,635	1,223	6,0	3,564	1,684
1,3	1,205	1,079	2,5	1,915	1,305	6,5	3,772	1,723
1,4	1,270	1,103	3,0	2,180	1,376	7,0	3,975	1,761
1,5	1,333	1,125	3,5	2,431	1,440	7,5	4,174	1,797
1,6	1,395	1,147	4,0	2,673	1,497	8,0	4,370	1,831
1,7	1,457	1,167	4,5	2,906	1,549	9,0	4,751	1,894
1,8	1,518	1,186	5,0	3,131	1,597	10,0	5,119	1,953

Dla **par przegrzanych** związki powyższe (po wprowadzeniu wartości z tabl. na str. 277) są tylko w przybliżeniu ważne (dokładne równania stanu p. str. 277).

c. Zmiany stanu mieszanin pary z cieczą.

Oznaczenia por. str. 283.

W zamkniętej przestrzeni niechaj się znajduje 1 kg mieszaniny cieczy z parą. Niechaj waga tej pary będzie x, a więc waga cieczy $(1 - x)$, to przy dowolnej, nieskończenie małej zmianie stanu **zmiana ciepła wewnętrznego** mieszaniny będzie:

$$A \cdot dU = dq + d(x\varrho);$$

a **ciepło z zewnątrz przybywające:**

$$dQ = dq + T \cdot d\left(\frac{xr}{T}\right);$$

wreszcie **ciepło przemienione na pracę zewnętrzną:**

$$A \cdot dL = T \cdot d\left(\frac{xr}{T}\right) - d(x\varrho).$$

Ostatnie dwa równania można stosować tylko wtedy, gdy zmiana stanu mieszaniny odbywa się pod ciśnieniem zewnętrznem, wciąż równem jej prężności.

1. **Zmiana stanu, podczas której wzajemny stosunek ilości cieczy i pary pozostaje niezmiennym.**

$$A \cdot dU = dq + x \cdot d\varrho;$$

$$dQ = dq + xT \cdot d\left(\frac{r}{T}\right);$$

$$A \cdot dL = x\left[T \cdot d\left(\frac{r}{T}\right) - d\varrho\right].$$

Jeżeli $x = 1$, to: $dQ = \left(c_v + \frac{dr}{dT} - \frac{r}{T}\right) dT.$

Wyraz, ujęty końcowym nawiasem, zwie się **termiczną funkcyą Clausius'a;** dla pary wodnej w granicach temperatur, stosowanych zazwyczaj w technice, wyraz ten ma wartość odjemną. Należy zatem doprowadzać ciepło, jeżeli przy rozprężaniu czystej pary nasyconej nie ma nastąpić częściowe jej skraplanie i naodwrót, odprowadzać ciepło, jeżeli przy ściskaniu para taka nie ma się przegrzewać.

2. **Zmiana stanu bez przybytku lub ubytku ciepła.** (Adiabatyczna zmiana stanu).

Oznaczając zmienne wielkości dla stanu początkowego skaźnikiem 1, a dla stanu końcowego skaźnikiem 2, otrzymujemy:

$$x_2 = \left(\frac{x_1 r_1}{T_1} - r_2 + r_1\right) \frac{T_2}{r_2},$$

a jeżeli w równaniu tem c oznaczać będzie cieplik właściwy cieczy (patrz str. 317), to:

$$\tau_1 = \int_0^{T_1} \frac{c \cdot dT}{T} = \int_0^{T_1} \frac{dq}{T}; \qquad \tau_2 = \int_0^{T_2} \frac{c \cdot dT}{T} = \int_0^{T_2} \frac{dq}{T},$$

albo w przybliżeniu dla pary wodnej:

$$\tau_2 - \tau_1 = 1{,}0224 \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Ilość pary, **skraplająca się przy rozprężaniu:**

$$x_1 - x_2 = \frac{T_2}{r_2}\left[x_1\left(\frac{r_2}{T_2} - \frac{r_1}{T_1}\right) + \tau_2 - \tau_1\right].$$

Wreszcie: $L = U_1 - U_2$; $AL = q_1 - q_2 + x_1\varrho_1 - x_2\varrho_2$.

3. Temperatura mieszaniny zmienia się z t_1^0 na t_2^0 bez zmiany jej objętości.

Pierwotna waga pary x_1 zmieni się natenczas na:

$$x_2 = \frac{x_1 u_1}{u_2},$$

a niezbędny **przybytek ciepła** z zewnątrz będzie:

$$Q = c(t_2 - t_1) + x_1 u_1\left(\frac{\varrho_2}{u_2} - \frac{\varrho_1}{u_1}\right).$$

Znaczenia: u_1, u_2, ϱ_1, ϱ_2 i c por. str. 284 i 285.

Temperatura t', przy której cała ilość cieczy przemieni się w parę, określa się z równania:

$$u' = x_1 u_1,$$

a dla wody z tablic podanych na str. 286 do 288.

Czas Z w sek., w ciągu którego przy ilości cieczy i pary wagi ogólnej G kg, zamkniętej w przestrzeni niezmiennej, ciśnienie zmieni się z p_1 na p_2, określa wzór:

$$Z = \frac{GQ}{Q'},$$

w którym Q' oznacza ilość ciepła w cpł., przybywającą do mieszaniny w ciągu każdej sekundy.

4. Temperatura mieszaniny pozostaje niezmienną. (Izotermiczna zmiana stanu).

p = stałej, co znaczy, że izoterma wilgotnych par nasyconych jest równoległą do osi odciętych, a

$$Q = r_1(x_2 - x_1) \quad \text{i} \quad L = pu(x_2 - x_1).$$

d. Zastosowanie do pary wodnej i silniky parowej.

Przy obliczeniach, dotyczących pary wodnej, w ogólne równania powyższe wprowadza się wartości z tablic, str. 286 i następnych.

Przypadek 1, na str. 292, przy $x = 1$, odpowiada dawnej teoryi Pambour'a o silnikach parowych: sucha w początku para pozostaje też

i w czasie rozprężania się suchą i nasyconą; jak już wyżej zaznaczono, doprowadzanie ciepła staje się natenczas niezbędnem.

Równanie krzywej ciśnień przy powyższem założeniu będzie:

$$p v^{1.0645} = \text{stałej.}$$

(Wykreślenie krzywej: $p v^m = $ stałej, patrz str. 289).

Adiabatycznej zmianie stanu pary wodnej odpowiada według Zeuner'a z dostateczną dokładnoscią:

$$p v^{m_1} = \text{stałej, przyczem } m_1 = 1{,}035 + 0{,}1\,x,$$

a gdzie x odnosi się do stanu początkowego.

Z tego wynika: $$L = \frac{p_1 v_1}{m_1 - 1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{m_1 - 1}\right],$$

lub, jeżeli stosunek rozprężenia $\frac{v_2}{v_1}$ oznaczymy przez $\frac{1}{\varepsilon}$:

$$L = \frac{p_1 v_1}{m_1 - 1}\left(1 - \varepsilon^{m_1 - 1}\right).$$

Z powodu znacznego chłodzenia się pary o ścianki cylindra, niewłaściwem byłoby przypuszczenie, iż w zwykłym cylindrze silnicy parowej zachodzi rozprężanie adiabatyczne.

Dla krzywej rozprężania stosuje się najczęściej: $m_1 = 1$, przyczem otrzymuje się hyperbolę równoboczną. Natomiast dla krzywej ~~ściskania~~ sprężania oprócz hyperboli stosują też często adiabatę.

D. Wypływ gazów i par z naczyń.

a. Wypływ gazów z naczyń.

Oznaczamy przez:

p_0 (bezwzględną) prężność właściwą w kg/m² w naczyniu znacznych rozmiarów, do którego nieustannie dopływa gaz w ilości odpowiadającej wypływowi,

p stałą prężność właściwą w kg/m² w przestrzeni, do której gaz wypływa,

t_0 temperaturę gazu w naczyniu w stopniach,

v_0 objętość właściwą w m³/kg, przy prężności p_0 i temperaturze t_0 ($v_0 = 1 : \gamma_0$), *)

$n = c_p : c_v$ (por. tabl. str. 277 i 317),

F przekrój wylotu w m²,

α spółczynnik dławienia (w wylocie),
φ spółczynnik prędkości,
μ spółczynnik wypływu,
} (Por. str. 241 i tabl. str. 296).

g przyspieszenie ciężkości = 9,81 m/sek.²,

R stała prawa Mariotte'a i Gay-Lussac'a w kgm/kg (por. str. 277).

---

*) W niniejszym rozdziale D, oraz w następnym E, wyjątkowo oznaczono prędkość gazu lub pary przez u, zachowując znak v na objętość właściwą.

1. Prędkość gazu wypływającego podług Grashof'a:

$$u = \varphi \sqrt{2g \frac{n}{n-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]},$$

przyczem dla **powietrza** atmosferycznego: $\sqrt{2 g p_0 v_0} = 23{,}96 \sqrt{273 + t_0}$.

Dla $\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ por. tabl. str. 291, a dla $\frac{u^2}{2g}$ tabl. str. 146.

Temperatura t gazu wypływającego:

$$t = t_0 - \frac{u^2}{2 g R} \frac{n-1}{n};$$

przy $\varphi = 1$ będzie: $t = (273 + t_0)\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 273.$

Objętość właściwa v gazu wypływającego:

$$v = \frac{R(273 + t)}{p}.$$

Ilość wypływu Q_0 w m^3/sek., mierzona przy prężności p_0 i temperaturze t_0, wynosi:

$$Q_0 = \mu F \sqrt{2 g \frac{n}{n-1} p_0 v_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]},$$

a dla **powietrza atmosferycznego** (przy $n = 1{,}41$):

$$Q = 44{,}4\, \mu F \sqrt{273 + t_0} \sqrt{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{1.41844} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1.70922}}.$$

Wzór ten (dla powietrza) ważny jest tylko, dopóki:

$$p \geq 0{,}527\, p_0.$$

2. Podług Zeuner'a w sposób podobny dla nasyconej pary wodnej (patrz pod **b.**, str. 296) będz e:

$$Q_0 = \alpha F \sqrt{2 g \frac{n}{n-1} p_0 v_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{m}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{m+1}{m}}\right]},$$

lecz już ogólnie dla wszelkich wartości $\frac{p}{p_0}$. We wzorze tym wartość n byłaby np. dla powietrza 1,41; ogólnie zaś wykładnik wypływu będzie: $m = \frac{n(1+\zeta)}{1 + n\zeta}$, jeżeli przez ζ oznaczymy pewien spółczynnik oporu (por. str. 240).

3. Przy różnicy ciśnień nieznacznej w stosunku do prężności w przestrzeni, do której następuje wypływ, jest **w przybliżeniu:**

$$\frac{u^2}{2g} = \varphi^2 \frac{1}{\gamma_0}(p_0 - p),$$

lub po wprowadzeniu wartości: $\gamma_0 = \frac{p_0}{R(273 + t_0)}$ (por. str. 279):

$$\frac{u^2}{2g} = \varphi^2 R (273 + t_0) \left(1 - \frac{p}{p_0}\right).$$

Dla średnio wilgotnego powietrza będzie zatem ogólnie:

$$u = 24\,\varphi \sqrt{(273 + t_0)\left(1 - \frac{p}{p_0}\right)},$$

lub, gdy przewyżka ciśnienia h, wyrażona jest w mm sł. wod., a powietrze wypływa w atmosferę przy średniem ciśnieniu barometrycznem (p. str. 276):

$$u = 0{,}24\,\varphi \sqrt{(273 + t_0)\,h},$$

a

$$Q_0 = \alpha F u.$$

Wzory powyższe są dostatecznie dokładne dla potrzeb praktyki, dopóki $1 - \frac{p}{p_0} \leq 0{,}1$, błąd nie przekracza natenczas 2%.

Dla wartości: $p = 0{,}5\,p_0$ do $p = p_0$ podług Weisbach'a i Grashof'a *) będzie:

Rodzaj otworu wypływowego	μ	α	φ	ζ	m	Uwagi
Otwór okrągły, średnicy 14 mm, w cienkiej ściance płaskiej	0,64	0,65	0,981	0,04	1,388	—
Krótka przystawka rurowa, 14 mm średnicy, bez zaokrąglenia krawędzi wewnętrznej	0,815	1	0,821	0,490	1,243	przy $p_0 : p = 1{,}08$
	0,813	1	0,838	0,444	1,252	„ $p_0 : p = 1{,}41$
	0,831	1	0,866	0,362	1,271	„ $p_0 : p = 1{,}70$
Krótka przystawka stożkowa, o wylocie 10 mm średnicy	0,97	1	0,974	0,034	1,392	—

Podług v. Hauer'a dla **stożkowych otworów dyszy dmuchowych** $\mu = 0{,}86$, a dla **okrągłych przystawek rurowych** przy dmuchawkach besemerni $\mu = 0{,}78$.

b. Wypływ nasyconej pary wodnej z naczyń. **)

1. Naczynie niechaj będzie tak wielkie, iżby prędkość w niem można było uważać za równą zeru.

Oznaczamy przez:

p_0 bezwzględną prężność (właściwą) wewnątrz naczynia w kg/m²,
v_0 odpowiednią objętość (właściwą) w m³/kg (por. str. 284 i nast.),
p prężność (właściwą) w przestrzeni zewnętrznej w kg/m²,
F przekrój wylotu w m²,
α spółczynnik dławienia w wylocie,

*) Grashof, Theoretische Maschinenlehre, tom I, str. 580 do 592.
**) Grashof, Theoretische Maschinenlehre, tom I, § 111 do 113.

ζ spółczynnik oporu w wylocie,
G ilość wypływu w kg/sek.,
$Q_0 = G v_0$ objętość wypływu w m³/sek. (mierzoną przy prężności p_0),
u prędkość wypływu w m/sek.,
g przyspieszenie ciężkości 9,81 m/sek.²

Ilość wody, zawartej w jednem kg **wilgotnej pary wodnej,** niechaj będzie $(1 - x)$ w kg, a wykładnik wypływu: $m = \frac{m_1 (1 + \zeta)}{1 + m_1 \zeta}$, w którym to wzorze: $m_1 = 1{,}035 + 0{,}1\, x$.

Przy założeniach powyższych i gdy para wypływająca nie jest przegrzaną (a nie będzie nią, dopóki tylko $\zeta < 0{,}96$, nawet dla wartości $x = 1$, a tem mniej dla $x < 1$), i gdy wreszcie:

$$p \geq p_0 \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}},$$ otrzymamy wzory:

$$\begin{cases} \frac{u^2}{2g} = \frac{m_1}{m_1 - 1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right], \text{ *)} \\ G = \frac{Q_0}{v_0} = \alpha F \sqrt{2g \frac{m_1}{m_1 - 1} \frac{p_0}{v_0} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{m}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{m+1}{m}}\right]}; \end{cases}$$

a dla $p < p_0 \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m}{m-1}}$:

$$\begin{cases} \frac{u^2}{2g} = \frac{1}{1+\zeta} \frac{m}{m+1} p_0 v_0; \text{ *)} \\ G = \frac{Q_0}{v_0} = \alpha F \sqrt{\frac{gm}{1+\zeta} \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}} \frac{p_0}{v_0}}. \end{cases}$$

W szczególności dla **suchej pary wodnej** $x = 1$ i $m_1 = 1{,}135$; a więc:

Dla $\zeta =$	0	0,05	0,1	0,25	0,5
$m =$	1,135	1,128	1,121	1,105	1,086
$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{m+1}{2}\right)^{\frac{m}{m-1}} =$	1,7319	1,7274	1,7232	1,7138	1,7021

W tych wypadkach ilość wypływu będzie: $G = \alpha C F p_0^{0{,}97}$, w którym to wzorze, **wyrażając p_0 w atm.,** otrzymamy dla:

$\zeta =$	0	0,05	0,1	0,25	0,5
$C =$	152,6	148,6	144,9	135,2	122,6

*) Do obliczenia prędkości u z $\frac{u^2}{2g}$ dogodna jest tablica na str. 147.

Wartości $p_0^{0,97}$.

p_0 =	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5
$p_0^{0,97}$ =	1,48	1,96	2,43	2,90	3,37	3,83	4,30	4,76	5,22	5,68	6,14
p_0 =	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12
$p_0^{0,97}$ =	6,60	7,05	7,51	7,96	8,42	8,87	9,32	9,77	10,22	10,67	11,12

W braku oddzielnych doświadczeń przyjmuje się wartości spółczynników α i ζ dla wzorów powyższych podobne jak dla wody, lecz α nieco większe, a ζ nieco mniejsze, niż dla wody (por. str. 243 i następne).

W przybliżeniu podług Navier'a

$$\text{dla } p_0 < 2p: \quad G = \nu F \sqrt{\frac{(p_0 - p)\,p}{p_0 v_0}},$$

$$\text{dla } p_0 > 2p: \quad G = 0{,}5\,\nu F \sqrt{\frac{p_0}{v_0}},$$

jeżeli przez ν oznaczymy pewien spółczynnik, którego wartość dla prężności p_0 i p, wyrażonych w atmosferach, wynosi:

dla wylotu okrągłego w cienkiej ściance: . . . . . $\nu = 382$,
a dla krótkiej przystawki rurowej, z zaokrągloną krawędzią wewnętrzną . . . . . $\nu = 420$.

2. Dla **zawora (wentyla) bezpieczeństwa na kotle parowym** podaje Kolster poniższy wzór na ilość pary, wypuszczanej w kg/sek., jeżeli d oznacza średnicę zawora w m, a h jego skok w m:

$$G = 595.2\,\frac{h}{d}\,\frac{\pi d^2}{4}\,p_0^{0,97}.$$ (Wartości dla $p_0^{0,97}$ p. tabl. powyższą.)

Przekrój F zawora bezpieczeństwa, który:

1) przy prężności pary p_0 atm. ma zacząć wypuszczać parę, a
2) przy podniesieniu się prężności pary do p_1 atm. ma wypuszczać G kg pary/sek. będzie:

$$F = \frac{56\,G}{\left(1 - \sqrt{\frac{p_0}{p_1}}\right) p_1^{0,97}} \text{ cm}^2.$$

Przekrój F rozumieć należy w świetle, t. j. bez doliczenia powierzchni ściętej krawędzi gniazda, która to powierzchnia powinnaby być możliwie mała. Oznaczmy poziomy rzut tej powierzchni przez a w cm², a otrzymamy niezbędne obciążenie K zawora, łącznie z jego ciężarem własnym:

$$K = (F + 0{,}6\,a)\,(p_0 - 1) \text{ kg}.$$

Jeżeli przy najwyższej dozwolonej prężności pary p_1 zawór ma wypuszczać całkowitą ilość pary G, jaką wytwarza kocioł przy na-

tężonem opalaniu, to przyjmując $p_0 = 0{,}8\,p_1$, otrzymamy przekrój zaworu:

$$F = \frac{531\,G}{p_1^{0{,}97}}\ \text{cm}^2.$$

Ponieważ ilość pary G, oprócz stopnia natężania paleniska, zależy przedewszystkiem od powierzchni ogrzewalnej H kotła, więc też w praktyce określają przekrój zawora bezpieczeństwa, niezbędny na każdy m² powierzchni ogrzewalnej, a mianowicie:

$$f = \frac{F}{H} = \varphi\,(p_1).$$

(Por. Dział siódmy, Silnice, pod **IV. IV. b.**)

E. Przepływ gazów i par przez przewody rurowe. *)

a. Równania zasadnicze.

Oznaczmy przez:

F przekrój rury nieruchomej w dowolnem miejscu w m²,
dl różniczkę długości tegoż przewodu rurowego w m,
u prędkość w m/sek, z którą wszystkie cząstki gazu lub pary przepływają przez przekrój F,
ψ kąt, jaki u tworzy z kierunkiem siły ciężkości,
G stałą wagę gazu, przepływającego przez F, w kg/sek.,
p bezwzględne ciśnienie właściwe w przekroju F w kg/m²,
v objętość właściwą w m³/kg,
$\frac{1}{A}$ mechaniczny równoważnik ciepła = 428 kgm/cpł.,
R stałą prawa Mariotte'a i Gay-Lussac'a (p. str. 276),
g przyspieszenie ciężkości = 9,81 m/sek²,
dT zmianę temperatury na długości dl przewodu rurowego,
dQ ilość ciepła, przybywającą do gazu na tejże długości dl,
dB pracę mechaniczną na przezwyciężenie oporów zewnętrznych i wewnętrznych na tejże długości dl,

a otrzymamy **równania zasadnicze jednostajnego ruchu** gazu lub pary: **)

1) równanie nieprzerywalności (ciągłości): $Fu = Gv$;

2) równanie całkowitej możności pracy:

$$\frac{u \cdot du}{g} + \frac{R \cdot dT}{n-1} = \cos\psi \cdot dl - d\,(pv) + \frac{dQ}{A};\ (n \text{ p. str. } 277 \text{ i } 317);$$

3) Równanie ciepła:

$$\frac{dQ}{A} + dB = \frac{R \cdot dT}{n-1} + p \cdot dv;$$

4) Równanie zewnętrznej możności pracy:

$$\frac{u \cdot du}{g} = \cos\psi \cdot dl - v \cdot dp - dB.$$

---

*) Dla strat ciśnienia w przewodach gazu ~~świetlającego~~ ziemnego por. Dział XVII Technologia, rozdział III.

**) Grashof, Theoretische Maschinenlehre, tom I, str. 60.

Ilość $\frac{R \cdot dT}{n-1}$ oznacza tu zmianę wewnętrznej możności pracy, a $p \cdot dv$ pracę rozprężania.

b. Przepływ powietrza przez przewody rurowe. Strata ciśnienia.

1. Podług doświadczeń szczegółowych **A. Riedler'a** i **M. Gutermuth'a,** dokonanych na przewodach przedsiębiorstwa powietrza ściśnionego w Paryżu, *) strata ciśnienia z, między początkiem a końcem przewodu rurowego, wynosi:

$$z = \frac{533}{10^{10}} \gamma \frac{l}{d} u^2 = \frac{864}{10^{10}} \gamma l \frac{Q^2}{d^5} \text{ kg/cm}^2.$$

We wzorze tym oznacza:

γ średnią wagę jednego m³ powietrza w przewodzie w kg,
l długość, a d średnicę w świetle przewodu w m,
u średnią prędkość powietrza w m/sek.,
Q przepływającą ilość powietrza w m³/sek, przy średniej prężności i temperaturze przewodu.

Co do γ por. str. 279 i nast.; γ zależy od p_m i T (p. poniżej).

Doświadczenia wykonywano przy $u \sim 6{,}5$ m/sek., $d = 0{,}300$ m i przy długości przewodów do 16 500 m. Na każde 1000 m długości przewodu, przy prędkości powietrza 6,5 m/sek., strata ciśnienia wynosiła średnio 0,05 kg/cm², czem objęte jednak już straty i w syfonach owodniających i w zasuwach rozdzielczych.

Z uwzględnieniem strat w czterech większych zbiornikach odwadniających (z których każdy powodował straty ciśnienia od 0,07 do 0,17 atm., przy $u = 5{,}58$ do 8,70 m/sek.) ogólna strata ciśnienia podniosłaby się do 0,07 kg/cm² na każde 1000 m przewodu.

Związki między ciśnieniem właściwem, objętością i temperaturą patrz str. 279.

2. Podług doświadczeń **Stockalper'a,** dokonanych przy tunelu Gotardzkim, **) których wyniki jednakże z powodu szczupłej ich liczby nie są pewne, ***) strata ciśnienia z (w atm.) między początkiem a końcem długiego przewodu z rur lano-żelaznych, średnicy w świetle od 0,15 do 0,20 m, wynosiła dla powietrza (przy znakowaniu powyżej już określonem):

$$z = \frac{785}{10^{11}} \gamma \frac{l}{d} \left(5 + \frac{1}{d}\right) u^2 = \frac{1273}{10^{11}} \gamma l \left(5 + \frac{1}{d}\right) \frac{Q^2}{d^5} \text{ kg/m}^2.$$

3. Podług doświadczeń **H. Lorenz'a** †) do przewodów powietrznych stosuje się wzór:

$$\frac{z}{p_m} = \frac{0{,}52}{D^{1{,}30933}} \frac{T_0}{T} L u^2 = \frac{1676}{10^8} \frac{l u^2}{T d^{1{,}30933}},$$

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, str. 188.
**) Dinglers Politechn. Jourtał, wrzesień 1880.
***) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1892, str. 1529.
†) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1892, str. 627 i 836.

w którym to wzorze oznacza:

u średnią prędkość powietrza w przewodzie w m/sek.,
p_1 bezwzględną prężność początkową powietrza kg/cm^2,
p_2 bezwzględną prężność końcową powietrza kg/cm^2,
$p_m = {}^1/_2 (p_1 + p_2)$ bezwzględną średnią prężność powietrza w kg/cm^2,
$z = p_1 - p_2$ stratę ciśnienia między początkiem a końcem przewodu powietrznego w kg/cm^2,
L długość przewodu w km,
D średnicę przewodu w świetle w mm, lub l długość, a d średnicę w świetle przewodu w m,
$T = 273 + t$ przeciętną temperaturę bezwzględną powietrza w przewodzie w stopniach, przyczem $T_0 = 273^0$.

c. Przepływ pary wodnej przez przewody.

Obliczenie długich przewodów parowych. *)

Dla określenia najodpowiedniejszej średnicy przewodu parowego wypada uwzględniać straty ciśnienia wskutek oporu w przewodzie i straty wskutek ochłodzenia zewnętrznego.

Zmniejszenie średnicy rury, powiększając opór przewodu, zmniejsza jednak ochładzanie zewnętrzne.

1. Opór przewodu.

1. Z doświadczeń, dokonanych na przewodach parowych w szybach, wyprowadzono wzór na stratę ciśnienia z między początkiem a końcem przewodu:

$$z = \frac{15}{10^8} \gamma \frac{l}{d} u^2 = \frac{187{,}63}{10^{16}} \frac{l}{\gamma} \frac{G_s^{\,2}}{d^5} \text{ kg/cm}^2,$$

w którym to wzorze oznacza:

γ wagę pary w kg/m^3 przy średniej prężności bezwzględnej p kg/cm^2, panującej w przewodzie (p. tabl. Fliegner'a, str. 286 i 287),
l długość, a d średnicę w świetle przewodu w m,
u przeciętną prędkość pary w m/sek.,
G_s przeciętną wagę pary przepływającej przez przewód w kg/godz., czyli:

$$G_s = 3600\, u \gamma \frac{\pi d^2}{4}, \text{ a zatem: } \frac{G_s}{u} = 2827{,}43\, \gamma d^2.$$

Podstawiając we wzór pierwszy: $\varphi = 0{,}15 \frac{\gamma}{d}$, otrzymamy:

$$z = \varphi \frac{l}{100} \left(\frac{u}{100} \right)^2.$$

*) Podług M. F. Gutermuth'a, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1887, str. 670 i nast.

(Ciąg dalszy na str. 304.)

Wartości $G_s : u$.

p Atm. bezwzgl.	γ kg/m³	d w m									
		0,010	0,013	0,019	0,025	0,032	0,038	0,045	0,051	0,063	0,069 m
1,0	0,5823	0,16464	0,27824	0,59436	1,0290	1,6859	2,3774	3,3339	4,2823	6,5347	7,8386
1,2	0,6907	0,19529	0,33004	0,70500	1,2206	1,9998	2,8200	3,9516	5,0795	7,7512	9,2978
1,5	0,8518	0,24084	0,40701	0,86944	1,5052	2,4662	3,4777	4,8769	6,2642	9,5591	11,466
2,0	1,1161	0,31557	0,53330	1,1392	1,9723	3,2314	4,5568	6,3902	8,2079	12,525	15,024
2,5	1,3763	0,38914	0,65763	1,4048	2,4321	3,9848	5,6191	7,8799	10,121	15,445	18,527
3,0	1,6332	0,46178	0,78039	1,6670	2,8861	4,7286	6,6680	9,3508	12,011	18,328	21,985
3,5	1,8879	0,53379	0,90209	1,9270	3,3362	5,4660	7,7078	10,809	13,884	21,187	25,414
4,0	2,1400	0,60507	1,0226	2,1843	3,7817	6,1959	8,7371	12,252	15,738	24,016	28,808
4,5	2,3901	0,67579	1,1421	2,4396	4,2236	6,9201	9,7582	13,684	17,577	26,822	32,174
5,0	2,6412	0,74678	1,2620	2,6959	4,6673	7,6471	10,783	15,122	19,424	29,640	35,554
5,5	2,8860	0,81600	1,3790	2,9458	5,0999	8,3558	11,783	16,524	21,224	32,388	38,850
6,0	3,1319	0,88553	1,4965	3,1968	5,5345	9,0678	12,787	17,932	23,032	35,147	42,160
7,0	3,6193	1,0233	1,7294	3,6942	6,3956	10,479	14,777	20,723	26,617	40,616	48,721
8,0	4,1034	1,1602	1,9608	4,1884	7,2512	11,881	16,753	23,494	30,177	46,049	55,238
9,0	4,5830	1,2958	2,1899	4,6779	8,0988	13,269	18,712	26,240	33,704	51,431	61,694

p Atm. bezwzgl.	γ kg/m³	d w m									
		0,075	0,100	0,125	0,150	0,175	0,200	0,225	0,250	0,275	0,300 m
1,0	0,5823	9,2610	16,464	25,725	37,044	50,421	65,856	83,349	102,90	124,51	148,18
1,2	0,6907	10,985	19,529	30,514	43,940	59,808	78,116	99,150	122,06	147,69	175,76
1,5	0,8518	13,547	24,084	37,631	54,189	73,757	96,336	121,93	150,52	182,13	216,76
2,0	1,1161	17,751	31,557	49,308	71,003	96,643	126,23	159,76	197,23	238,65	284,01
2,5	1,3763	21,889	38,914	60,803	87,557	119,17	155,66	197,00	243,21	294,29	350,23
3,0	1,6332	25,975	46,178	72,153	103,90	141,42	184,71	233,78	288,61	349,22	415,60
3,5	1,8879	30,026	53,379	83,405	120,10	163,47	213,52	270,23	333,62	403,68	480,41
4,0	2,1400	34,035	60,507	94,542	136,14	185,30	242,03	306,32	378,17	457,59	544,56
4,5	2,3901	38,013	67,579	105,59	152,05	206,96	270,31	342,12	422,36	511,06	608,21
5,0	2,6412	42,006	74,678	116,69	168,03	228,70	298,71	378,06	466,73	564,76	672,10
5,5	2,8860	45,900	81,600	127,50	183,60	249,90	326,40	413,10	509,99	617,10	669,68
6,0	3,1319	49,811	88,553	138,36	199,24	271,19	354,21	448,30	553,45	734,40	796,97
7,0	3,6193	57,563	102,33	159,89	230,25	313,40	409,33	518,07	639,56	773,90	921,00
8,0	4,1034	65,262	116,02	181,28	261,05	355,31	464,08	587,36	725,12	877,41	1044,2
9,0	4,5830	72,889	129,58	202,47	291,58	396,84	518,32	656,00	809,88	979,96	1166,2

Wartości $\varphi = 0{,}15\,\frac{\gamma}{d}$.

p Atm. bezwzgl.	γ kg/m³	d w m									
		0.010	0.013	0.019	0.025	0.032	0.038	0.045	0.051	0.063	0.069 m
1,0	0,5823	8,735	6,719	4,597	3,494	2,730	2,299	1,941	1,713	1,386	1,266
1,2	0,6907	10,36	7,970	5,453	4,144	3,238	2,726	2,302	2,032	1,645	1,502
1,5	0,8518	12,78	9,829	6,725	5,111	3,993	3,362	2,839	2,505	2,028	1,852
2,0	1,1161	16,74	12,88	8,811	6,697	5,232	4,406	3,720	3,283	2,657	2,426
2,5	1,3763	20,64	15,88	10,87	8,258	6,451	5,433	4,588	4,048	3,277	2,992
3,0	1,6332	24,50	18,84	12,89	9,799	7,656	6,447	5,444	4,804	3,889	3,550
3,5	1,8879	28,32	21,78	14,90	11,33	8,850	7,452	6,293	5,553	4,495	4,104
4,0	2,1400	32,10	24,69	16,89	12,84	10,03	8,447	7,133	6,294	5,095	4,652
4,5	2,3901	35,85	27,58	18,87	14,34	11,20	9,435	7,967	7,030	5,691	5,196
5,0	2,6412	39,62	30,48	20,85	15,85	12,38	10,43	8,804	7,768	6,289	5,742
5,5	2,8860	43,29	33,30	22,78	17,32	13,53	11,39	9,620	8,488	6,871	6,274
6,0	3,1319	46,98	36,14	24,73	18,79	14,68	12,36	10,44	9,212	7,457	6,809
7,0	3,6193	54,29	41,76	28,57	21,72	16,97	14,29	12,06	10,65	8,617	7,868
8,0	4,1034	61,55	47,35	32,40	24,62	19,23	16,20	13,68	12,07	9,770	8,920
9,0	4,5830	68,75	52,88	36,18	27,50	21,48	18,09	15,28	13,48	10,91	9,963

p Atm. bezwzgl.	γ kg/m³	d w m									
		0.075	0.100	0,125	0.150	0.175	0.200	0.225	0.250	0.275	0.300 m
1,0	0,5823	1,165	0,873	0,699	0,582	0.499	0,437	0,388	0,349	0,344	0,291
1,2	0,6907	1,381	1,036	0,829	0,691	0,592	0,518	0,460	0,414	0,408	0,345
1,5	0,8518	1,704	1,278	1,022	0,852	0,730	0,639	0,568	0,511	0,503	0,426
2,0	1,1161	2,232	1,674	1,339	1,116	0,957	0,837	0,744	0,670	0,660	0,558
2,5	1,3763	2,753	2,064	1,652	1,376	1,180	1,032	0,918	0,826	0,813	0,688
3,0	1,6332	3,266	2,450	1,960	1,633	1,400	1,225	1,089	0,980	0,891	0,817
3,5	1,8879	3,776	2,832	2,265	1,888	1,618	1,416	1,259	1,133	1,030	0,944
4,0	2,1400	4,280	3,210	2,568	2,140	1,834	1,605	1,427	1,284	1,167	1,070
4,5	2,3901	4,780	3,585	2,868	2,390	2,049	1,793	1,593	1 434	1,304	1,195
5,0	2,6412	5,282	3,962	3,169	2,641	2,264	1,981	1,761	1,585	1,441	1,320
5,5	2,8860	5,772	4,329	3,463	2,886	2,474	2,165	1,924	1,732	1,574	1,443
6,0	3,1319	6,264	4,698	3,758	3,132	2,684	2,349	2,088	1,879	1,708	1,566
7,0	3,6193	7,239	5,429	4,343	3,619	3,102	2,714	2,413	2,172	2,139	1,809
8,0	4,1034	8,207	6,155	4,924	4,103	3,517	3,078	2,736	2,462	2,425	2,052
9,0	4,5830	9,166	6,875	5,500	4,583	3,928	3,437	3,055	2,750	2,708	2,292

Wartości z, $G_s : u$ i φ dogodniej oznaczać z obydwóch tablic, podanych na str. 302 i 303.

Ponajczęściej dane są G_s i p, należy zaś obliczyć d i z. Dobieramy stosowną wartość dla u, a obliczywszy $G_s : u$ i wyszukawszy dla danego p w tablicy str. 302 wartość $G_s : u$, jaknajbardziej zbliżoną do obliczonej, otrzymamy wprost z tablicy średnicę d. Z drugiej tablicy dla wartości φ (str. 303) można odszukać wartość φ, odpowiadającą danemu p i oznaczonej już średnicy d; wartość ta φ, podstawiona we wzór ostatni, daje stratę ciśnienia z w kg/cm². W sposób podobny postępujemy, jeżeli zadane są dwie inne wielkości.

2. Przy stracie ciśnienia, przekraczającej dwie atm. i przy szybkościach pary ponad 20 m/sek., wzór powyższy na z wystarcza tylko do grubego szacowania. Dla dokładniejszych obliczeń podaje H. Fischer *) wzory na stratę ciśnienia między początkiem a końcem przewodu parowego w atm. (kg/cm²), a mianowicie:

$$z = p_1 - p_2, \text{ przyczem:}$$

$$p_2 = \sqrt{(0{,}12 + p_1)^2 - \frac{Kl}{10^{10} \cdot 4000\, d^5}} - 0{,}12, \text{ jeżeli } p_1 < 3{,}6 \text{ kg/cm}^2,$$

$$p_2 = \sqrt{(0{,}3 + p_1)^2 - \frac{Kl}{10^{10} \cdot 3766\, d^5}} - 0{,}3, \text{ jeżeli } p_1 > 3{,}6 \text{ kg/cm}^2.$$

We wzorach powyższych oznacza:

$K = 3\, G_s^2 + (3\, G_s + \pi d l k)\, \pi d l k$,

p_1 bezwzględną prężność pary w kg/cm² na początku przewodu,

p_2 bezwzględną prężność pary w kg/cm² na końcu przewodu,

l długość, a d średnicę w świetle przewodu w m,

G_s wagę pary wypływającej z przewodu w kg/godz.,

k ilość wody skraplającej się na godzinę w kg/m² wewnętrznej powierzchni przewodu (p. str. 305),

$\pi d l k$ ilość wody skroplonej w całym przewodzie w kg/godz.

2. Ochładzanie zewnętrzne.

Wielkość straty pary przez ochładzanie zewnętrzne nie tyle zależy od materyału użytego na osłonięcie przewodów, jak raczej od sposobu i staranności wykonania osłony. Strata pary wzrasta wraz z powiększeniem ciśnienia pary, oraz ze zmniejszeniem grubości osłony.

O istotnej wysokości strat, powodowanych przez skraplanie się pary, daje pojęcie poniższe zestawienie wyników z prób, dokonanych na rozmaitych przewodach i z przeróżnemi materyałami osłaniającymi (p. tabl. str. 305). Próby te dokonywano przy tak odmiennych warunkach zewnętrznych, że nie można bezpośrednio porównywać nawzajem liczb, podanych dla rozmaitych materyałów osłaniających.

3. Znając ilość pary i jej ciśnienie, potrzebne w końcu przewodu danej długości, obliczamy najwłaściwszą jego średnicę, z uwzględnie-

*) Dinglers Politechn. Journal, tom 236, str. 356.

(Ciąg dalszy na str. 306.)

Ilość wody k, skroplonej na godzinę w kg/m² wewnętrznej powierzchni rur.

Rodzaj przewodu parowego	Rodzaj osłony przewodu	Ciśnienie pary w atm. ponad barometryczne (nadciśnienie)	k Kołnierze rur nieosłonięte	k Kołnierze rur osłonięte	Uwagi
Przewód lanożelazny: $l = 323$ m, $d = 0{,}140$ m.	Masa osłaniająca korkowa Grünzweig & Hartmann'a 20 mm grubości + 10 mm płaszcza z pilśni i blachy.	3,0	1,03	—	Przewody szybowe.
		4,0	1,09	—	
		5,0	1,21	—	
		6,0	1,33	—	
Takiż przewód: $l = 365$ m, $d = 0{,}294$ m.	Łupiny korkowe 40 mm + 8 mm masy azbestowej.	5,2	0,732	—	
Przewód kutożelazny: $l = 330$ m, $d = 0{,}075$ m.	Masa osłaniająca korkowa, Grünzweig & Hartmann'a, 20 mm gr. + 10 mm pilśni.	3,0	1,10	—	
		4,0	1,21	—	
		5,0	1,29	—	
		6,0	1,35	—	
Przewód kutożelazny: $l = 22$ m, $d = 0{,}120$ m.	Stary sznur z masą krzemionkową, 25 mm grubości.	3,0	1,11	—	Przewody poziome.
		5,0	1,24	—	
	Nowy sznur z masą krzemionkową, 30 mm grubości.	3,0	0,93	—	
		5,0	1,13	—	
	Masa Knoch'a, 30 mm grubości.	3,0	0,93	—	
		5,0	1,128	—	
	Przewód nieosłonięty.	3,0	3,39	—	
		5,0	4,17	—	
	Oertgen & Schulte. Masa krzemionkowa, 20 mm grubości.	3,0	0,96	0,85	
		5,0	1,128	0,956	
	Oertgen & Schulte. Płyty torfowe, 35 mm grubości, z podkładem azbestowym.	3,0	0,62	0,54	
		5,0	0,70	0,64	
	Oertgen & Schulte. Łupiny azbestowo-jedwabne, 26 mm grub., z podkładem azbestowym.	3,0	0,71	—	
		5,0	0,812	—	

niem wzajemnej zależności pomiędzy oporem, stratą pary i średnicą rury w sposób następujący:

1. Jeżeli zadanem jest ciśnienie pary w kotle, to określa ono zarazem i spadek ciśnienia w przewodzie, a natenczas szybkość przepływu pary i średnica przewodu wynikają wyłącznie ze wzoru na opór w przewodzie, bez względu na to, czy stosunki skraplania się pary w przewodzie ułożą się mniej lub więcej korzystnie. Stratę wskutek skraplania moglibyśmy zmniejszyć jedynie przez zmniejszenie średnicy przewodu, co wymagałoby jednak większego spadku ciśnienia, którym w danym wypadku nie rozporządzamy.

2. Jeżeli ciśnienie pary w kotle nie jest przepisane, to obliczenia średnicy przewodu dokonywamy z uwzględnieniem możliwie najmniejszego całkowitego zużycia pary, t. j. przez silnicę parową łącznie z przewodem. Obliczenia porównawcze dla znaczniejszych lub mniejszych spadków ciśnienia, czyli dla mniejszych lub większych średnic przewodu, dozwalają nam wybrać najwłaściwsze, przyczem należy uwzględniać i wymagania praktyczne, jakim silnica ma czynić zadość.

Ze względu na sam koszt pary korzystniejszym zawsze będzie znaczny spadek ciśnienia z ciasnym przewodem, aniżeli nieznaczny spadek ciśnienia z obszernym przewodem.

Zasadniczo błędnem byłoby oznaczanie średnicy przewodów doprowadzających i odprowadzających parę przy silnicy parowej wprost podług przekroju kanałów parowych przy cylindrze.

F. Parcie wiatru i opór powietrza.

a. Parcie wiatru na powierzchnię nieruchomą.

1. Powierzchnia prostopadła do kierunku wiatru.

Jeżeli oznacza:

F pole nieruchomej powierzchni płaskiej w m^2,
P parcie wiatru prostopadłe na F w kg,
v szybkość wiatru w m/sek., *)
g przyspieszenie ciężkości $= 9{,}81$ m/sek.^{2},
ψ spółczynnik doświadczalny, który ze wzrostem pola F zmniejsza się z 1,97 do 1,86,
γ wagę jednego m^3 powietrza w kg (p. str. 277 i 279),

to (podobnie jak dla uderzenia wody nieograniczonej, p. str. 271) będzie i tu:

$$P = \psi \gamma F \frac{v^2}{2g},$$

a jednostkowe parcie wiatru w kg/m^2:

$$p = \frac{P}{F} = \psi \gamma \frac{v^2}{2g}.$$

*) W czasie orkanu 12 lutego 1894 r. zmierzono następujące największe szybkości wiatru: wyspy Orkneyskie $v = 43$ m/sek., Holyhead $v = 39$ do 40 m/sek., Fleetwood uderzenie wiatru $v = 54$ m/sek., Hamburg $v = 42$ m/sek.

Szybkość wiatru v (a więc i jego parcie p) wzrasta wraz z oddaleniem od powierzchni ziemi; prawa jednak rządzącego temi objawami dotychczas nie znamy. Por. też dane w Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896, str. 1125, oraz 1897, str. 291.

Jeżeli $\psi = 1{,}86$, a $\gamma = 1{,}293$ kg/m³ (dla suchego powietrza przy 0° i 760 mm sł. rt.), to otrzymamy wzory:

$$P = 0{,}12248\, F v^2 \quad \text{i} \quad p = 0{,}12248\, v^2,$$

podług których obliczono tablicę poniższą:

v	2	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42	m/sek.
p	0,5	1,1	4,4	9,9	17,6	27,6	39,7	54,0	70,6	89,3	110,2	133,4	158,7	186,3	216,1	kg/m².

Podług tychże wzorów obliczono parcie wiatrów w **„Międzynarodowej skali siły wiatru“** Beaufort'a (p. Dział XII, Budowa okrętów).

Dla $\psi = 1{,}97$ będzie $P = 0{,}13\, F v^2$, a $p = 0{,}13\, v^2$.

Też same wzory i równania stosują się i do oporu, jaki nieruchome powietrze przedstawia powierzchni płaskiej, poruszającej się prostopadle do swej płaszczyzny. Spółczynnik ψ zależy wówczas od v i od przyspieszenia ruchu. *)

2. Powierzchnia pochylona do kierunku wiatru.

Gdy wiatr uderza w nieruchomą powierzchnię F, która z kierunkiem wiatru tworzy kąt α, wówczas parcie wiatru, prostopadłe do powierzchni, będzie:

$$P = p_1 F;$$

wartość p_1 wyrażamy zaś w parciu jednostkowem p, tej samej wartości jak w **1.**

1) podług I. Newton'a: $p_1 = p \sin^2 \alpha$,

2) podług F. R. v. Lössl'a: $p_1 = p \sin \alpha$,

3) podług Rayleigh'a i Gerlach'a: $p_1 = p \dfrac{(4 + \pi) \sin \alpha}{4 + \pi \sin \alpha}$. **)

Brak dotąd dostatecznych doświadczeń do orzeczenia, który z tych trzech wzorów jest najbliższy prawdy. Wzór 1) daje najmniejsze, wzór 3) największe parcia. Obliczenia, dokonane na podstawie wzoru 1) przez H. Müller'a z Wrocławia dla balonu „La France“, okazały się zgodnemi z doświadczeniem przy tej sposobności nabytem.

Według przepisów ministeryum komunikacyi z r. 1884 w Rosyi, przy obliczaniu **mostów** przyjmuje się ciśnienie wiatru:

a) most nieobciążony 264 kg/m² ($1^1/_2$ puda na st. kw.).
b) most obciążony 132 kg/m² ($^3/_4$ puda na st. kw.).

Król. Prusk. akademia budowlana ***) orzeczeniem z dnia 13 Lipca 1889 r. uznała, że dla Niemiec w obliczeniach stateczności **wysokich budowli** starczy przyjąć parcie wiatru $p = 125$ kg/m², a $p_1 = p \sin^2 \alpha$. †) przyczem jednakże uwzględnianie szczególnych warunków miejscowych bynajmniej się nie wyklucza. Np. dla latarni morskich przyjmowano w niektórych wypadkach $p = 330$ kg/m².

---

*) Handb. d. Baukunde I, str. 844.

**) Centralbl. d. Bauverw. 1885, str. 203. Tamże podane wykreślne porównanie wyników tych trzech wzorów.

***) Centralbl. d. Bauverw. 1889, str. 279.

†) Zgodnie z temże orzeczeniem wypadkowa z najniebezpieczniejszego parcia wiatru i ciężaru własnego tej części budowli, która obciąża przekrój niebezpieczny, powinna leżeć nietylko w obrębie muru, lecz jeszcze tak daleko od jego krawędzi zewnętrznej, aby natężenie krańcowe nie przekraczało dozwolonej wytrzymałości materyału na ciśnienie, nawet w tym przypadku, gdyby spoiny od strony wiatru miały się rozwierać. J. Goebel (w Zeitschr. d. v. d. Ing. 1898, str. 181) zaleca dla wysokich kominów w wewnętrznych okolicach Niemiec stosowanie wzoru 1) i wartości $p = 200$ kg/m².

Pruskie ministeryum robót publicznych w przepisach z dnia 16 maja 1890 r. naznacza $p \geq 125$ kg/m² (zwiększając je dla budowli odosobnionych do wartości $p = 250$ kg/m²) kierunek wiatru poziomy i obliczanie parcia ukośnego podług wzoru $p_1 = p \sin \alpha$.

Toż samo ministeryum w przepisach z września 1895 r. naznacza dla **mostów**: parcie wiatru na most obciążony $p = 150$ kg/m², a na most nieobciążony dla obliczeń jego stateczności: $p = 250$ kg/m².

Przepisy budowlane dla Wiednia i Austryi (p. Dział VII, Kotły parowe) wymagają dla **kominów** przynajmniej dwukrotnego bezpieczeństwa przeciw wywróceniu przy parciu wiatru $p = 150$ kg/m². Nadto powinna być przewidziana możność podwyższenia w przyszłości komina przynajmniej do 35 m.; ciśnienie zaś spowodowane przez ciężar własny nie powinno w żadnym punkcie pierścieniowatych przekrojów muru przekroczyć $k = 8$ kg/cm².

Dla budowli otwartych, hal, szop i t. p. wypada nadto uwzględniać w obliczeniach parcie wiatru z wewnątrz na zewnątrz, które to parcie liczyć można po 60 kg/m² w kierunku poziomym.

Parcie normalne $P = p_1 F$ rozkłada się na dwie siły składowe:

w kierunku wiatru . . . . . $P_1 = p_1 F \sin \alpha$,
prostopadle do tego kierunku . . $P_2 = p_1 F \cos \alpha$,

3. Parcie wiatru (w kg) na **okrągły walec,** którego oś jest prostopadła do kierunku wiatru, wylicza się:

podług wzoru 1) na: $P_1 = {}^2/_3\, p F = 0{,}667\, p F = 0{,}667\, p d h$,
podług wzoru 2) na: $P_1 = {}^1/_4\, \pi p F = 0{,}785\, p F = 0{,}785\, p d h$,

w powyższem oznacza d średnicę, a h wysokość walca w m, $F = d \cdot h$ rzut powierzchni walca, prostopadły do kierunku wiatru, w m². *)

4. Parcie wiatru (w kg) na prawidłowy **graniastosłup ośmiokątny,** o osi prostopadłej do kierunku wiatru, wynosi conajwyżej:

podług wzoru 1) . . . . . $P_1 = 0{,}707\, p F = 0{,}707\, p D h$,
podług wzoru 2) . . . . $P_1 = 0{,}828\, p F = 0{,}828\, p D h$,

jeżeli D oznacza średnicę koła wpisanego w podstawę, a h wysokość graniastosłupa w m, zaś $F = D h$.

Podobnie dla prawidłowego **graniastosłupa sześciokątnego** otrzymamy parcie wiatru:

podług wzoru 1) . . . . $P_1 = 0{,}75\, p F = 0{,}75\, p D h$,
podług wzoru 2) . . . . $P_1 = 0{,}866\, p F = 0{,}866\, p D h$.

5. Parcie wiatru (w kg) na **graniastosłup kwadratowy,** o wysokości h i długości boku kwadratu $= a$ (w m) będzie:

a) dla wiatru w kierunku prostopadłym do jednej z bocznych płaszczyzn: $P_1 = p a h$,

b) dla wiatru w kierunku prostopadłym do jednej z przekątni:

podług wzoru 1) . . . . $P_1 = 0{,}707\, p a h$,
podług wzoru 2) . . . . $P_1 = p a h$.

6. W literaturze natrafiamy na wiele danych, częstokroć znacznie się różniących od powyżej podanych dla parcia wiatru na powierzchnie ciał o przekroju okrągłym lub wielokątnym. Niedawno Irminger z Kopenhagi obliczył dla walca okrągłego: $P_1 = 0{,}57\, p d h$, dla graniastosłupa kwadratowego w przypadku **5.** a: $P_1 = 0{,}95\, p a h$, a w przypadku **5.** b.: $P_1 = 0{,}79\, p a h$, dla kuli $P_1 = 0{,}31\, p \cdot {}^1/_4\, \pi D^2$. Fr. Ritter z Wiednia oblicza **) dla walca okrągłego $P_1 = 0{,}45\, p d h$, a dla kuli $P_1 = 0{,}33\, p \cdot {}^1/_4\, \pi D^2$.

---

*) Wykreślanie tych parć p. Centralbl. d. Bauverw. 1884, str. 534 i 1885, str. 60.

**) Fr. Ritter, Parcie wiatru na powierzchnie walcowe i kuliste, Zeitschr. f. Luftschiffahrt und Physik d. Atm., kwiecień/maj 1896.

7. Przy obliczaniu **obciążenia dachów** parciem wiatru, uwzględnia się niekiedy, że wiatr może wiać w kierunku pochylonym do 10^0 względem poziomu, a mianowicie z góry w dół. [Podług Lilienthal'a *) miewa jednak wiatr niekiedy nawet kierunek pochylony do poziomu o 3^0 z dołu w górę].

Jeżeli β oznacza kąt pochyłości dachu względem poziomu, to według wzoru 1) i przypuszczając pochylenie wiatru na 10^0 w dół, otrzymamy:

a) obciążenie wiatrem, prostopadłe do płaszczyzny dachu:
$= p \sin^2(\beta + 10^0)$ kg/m² pochyłej powierzchni dachu;

b) pionowe obciążenie dachu przez wiatr:
$= p \sin^2(\beta + 10^0)$ kg/m² rzutu poziomego płaszczyzny dachu;

c) poziome obciążenie dachu przez wiatr:
$= p \sin^2(\beta + 10^0)$ kg/m² rzutu pionowego płaszczyzny dachu;

a więc równe obciążenia jednostkowe we wszystkich tych trzech przypadkach.

b. Parcie wiatru na powierzchnie ruchome (śmigi wiatraków).

Jeżeli oznacza:

v szybkość wiatru w kierunku osi wiatraka w m/sek.,
ω szybkość kątową śmig czyli skrzydeł (por. str. 150 i nast.),
$u_x = x\omega$ szybkość obwodową cząstki dF powierzchni śmigi, w odległości x (w m) od osi, w m/sek.,
l długość śmigi w m,
u_l szybkość obwodową, w odległości l od osi, w m/sek.,
b stałą szerokość śmigi w m,
a liczbę śmig,
φ zmienną wartość kąta pochylenia powierzchni śmigi do kierunku wiatru, wzrastającą od $\varphi = \beta$ do $\varphi = \alpha$,
i jeżeli znaki γ, g i ψ zatrzymują znaczenia podane na str. 306),

to **pędzące parcie** na cząstkę dF powierzchni śmigi, w oddaleniu x od osi, będzie:

$$dP = \psi\gamma \cdot dF \frac{(v \sin\varphi - u_x \cos\varphi)^2}{2g} \cos\varphi.$$

Wyrażenie to staje się największością, gdy:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{3}{2}\frac{u_x}{v} + \sqrt{2 + \left(\frac{3}{2}\frac{u_x}{v}\right)^2}.$$

Sprawdzono spostrzeżeniami, że dla **kół wiatrakowych,** o długości śmig $l = 12$ m, przy ich liczbie $a = 4$, było:

$$\frac{u_l}{v} = \frac{l\omega}{v} = 2{,}32, \quad \text{a więc} \quad \frac{u_x}{v} = \frac{x\omega}{v} = (2{,}32 : 12)\,x = 0{,}193\,x.$$

*) S. Lilienthal, Der Vogelflug; Berlin 1889, R. Gärtner.

Przy pomocy powyższego wzoru na tg φ obliczono tablicę poniższą:

$x =$	1 m	2 m	3 m	4 m	5 m	6 m
$\varphi =$	60^0	$64^0\,39'$	$68^0\,27'$	$71^0\,30'$	$73^0\,57'$	$75^0\,24'$
$x =$	7 m	8 m	9 m	10 m	11 m	12 m
$\varphi =$	$77^0\,29'$	$78^0\,48'$	$79^0\,50'$	$80^0\,54'$	$81^0\,29'$	$82^0\,8'$

Moc pracy przeniesionej przez parcie wiatru na śmigi, jest:

$$E = \frac{8}{81}\psi\gamma\frac{bv^4}{\omega g}\left(\Phi(\alpha) - \Phi(\beta)\right) \text{ kgm/sek.},$$

jeżeli $$\Phi(\varphi) = \frac{1}{\cos\varphi} + \frac{\cos^3\varphi + \cos\varphi}{2\sin^4\varphi} + \frac{3}{2}\ln\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}.$$

Parcie wiatru na koło (śmigi) wiatrakowe w **kierunku jego osi:**

$$D = \frac{8}{27}\psi\gamma\frac{bv^3}{\omega g}\left(\Omega(\alpha) - \Omega(\beta)\right) \text{ kg},$$

jeżeli $$\Omega(\varphi) = \frac{1 - 2\cos^2\varphi}{\sin^2\varphi\cos\varphi} + 2\ln\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}.$$

Dla wyżej podanych śmig wiatraka, których $l = 12$ m, będzie: $\Phi(60^0) = 1{,}378$, $\Omega(60^0) = 0{,}036$, oraz $\Phi(82^0\,8') = 7{,}172$, $\Omega(82^0\,8') = 6{,}891$.

Szacunkowo moc pracy wiatraka wyrażamy wzorem:

$$E = 0{,}0302\,F_n v^3 \text{ kgm/sek.},$$

albo: $$N = \frac{E}{75} = \frac{F_n v^3}{2500}\,M\text{ (koni mechanicznych)},$$

w których F_n oznacza sumę powierzchni śmig w m².

DZIAŁ TRZECI.

CIEPŁO.*)

A. Pomiary ciepła.

1. Jeżeli przez C, R i F oznaczymy stopnie podług Celsiusza Reaumur'a i Fahrenheit'a, odpowiadające tej samej temperaturze, to:

$$C = {}^5/_4\, R = {}^5/_9\,(F - 32), \qquad R = {}^4/_5\, C = {}^4/_9\,(F - 32),$$
$$F = 32 + {}^9/_5\, C = 32 + {}^9/_4\, R.$$

Podług wzorów tych zestawiono tablicę na str. 312. **W podręczniku niniejszym temperatury oznaczamy zawsze w stopniach podług skali Celsiusza (stustopniowej).**

2. Przy mierzeniu temperatur do $+ 280^0$ należy się przed innymi pierwszeństwo termometrom (ciepłomierzom) rtęciowym; przy doświadczeniach krótkotrwałych można używać ich nawet do $+ 350^0$, jeżeli rurka termometru jest napełniona azotem, który zgęszcza się podczas rozszerzania się rtęci w termometrze. Tym sposobem azot przeciwdziała rozrywaniu się nitki rtęciowej, które nastąpićby mogło skutkiem wrzenia rtęci. Do mierzenia temperatur poniżej $- 40^0$ ciepłomierze rtęciowe (z powodu zamarzania rtęci) stają się nieprzydatne.

Termometry alkoholowe służą do mierzenia **nizkich temperatur** (do $- 100$); górną granicę ich używalności stanowi $+ 78^0$.

Termometr Baly & Chorley'a **) zewnętrznie bardzo podobny do termometru rtęciowego, posiada jednak zamiast rtęci płynny słup stopu sodu i potasu, którego punkt zamarzania leży przy $- 8^0$, punkt zaś wrzenia przy $+ 700^0$. Termometr ten używa się w granicach od $- 8^0$ do $+ 650^0$ do określania wysokich temperatur wrzenia, np. przy dystylacyi wysokowrzących olejów i t. p.

Wyższe temperatury mierzą się **pyrometrami** (żaromierzami), których zasada polega bądźto na odkształcaniu się dwóch nalutowanych na siebie pasków różnych metali, bądźto na różnicy rozszerzalności dwóch różnych ciał, np. **pyrometr grafitowy** Steinle'a i Hartung'a***), bądź też na mieszaniu gorącego powietrza z zimnem (określenie temperatury gorącego wiatru z ~~maszyn wiatrowych~~ dmuchaw). Wspomnieć nadto wypada o **pyrometrze powietrznym Wiborgh'a** †) oraz o **Thalpotasimetrze** Schäffer'a i Budenberg'a, stosowanym do $+ 700^0$.

*) Wyraz **cieplik** szczęśliwie utworzony wówczas, gdy ciepło było pojmowane jako rodzaj fluidu, przenoszącego się z ciała na ciało, stał się dziś prawie zbytecznym. Zachowujemy go jednak obok wyrazu „ciepło" (np. na oznaczenie cieplik właściwy), ponieważ jego forma przymiotnikowa jest dogodniejsza, a więc: cieplikowy, a nie cieplny.

**) Berichte der Deutschen chemischen Gesellschaft, 1894.

***) Handb. d. Baukde., T. I. str. 802.

†) Zeitschr. d. V. Ing. 1894, str. 1547.

(Ciąg dalszy na str. 313.)

Tablica zamiany stopni podług różnych termometrów.

(patrz str. 311.)

C	R	F	C	R	F	C	R	F	C	R	F
—20	—16	— 4,0	+35	+28,0	+ 95,0	+ 90	+ 72,0	+194,0	+145	+116,0	+293,0
—19	—15,2	— 2,2	36	28,8	96,8	91	72,8	195,8	146	116,8	294,8
—18	—14,4	— 0,4	37	29,6	98,6	92	73,6	197,6	147	117,6	296,6
—17	—13,6	+ 1,4	38	30,4	100,4	93	74,4	199,4	148	118,4	298,4
—16	—12,8	3,2	39	31,2	102,2	94	75,2	201,2	149	119,2	300,2
—15	—12,0	5,0	40	32,0	104,0	95	76,0	203,0	150	120,0	302,0
—14	—11,2	6,8	41	32,8	105,8	96	76,8	204,8	151	120,8	303,8
—13	—10,4	8,6	42	33,6	107,6	97	77,6	206,6	152	121,6	305,6
—12	— 9,6	10,4	43	34,4	109,4	98	78,4	208,4	153	122,4	307,4
—11	— 8,8	12,2	44	35,2	111,2	99	79,2	210,2	154	123,2	309,2
—10	— 8,0	14,0	45	36,0	113,0	100	80,0	212,0	155	124,0	311,0
— 9	— 7,2	15,8	46	36,8	114,8	101	80,8	213,8	156	124,8	312,8
— 8	— 6,4	17,6	47	37,6	116,6	102	81,6	215,6	157	125,6	314,6
— 7	— 5,6	19,4	48	38,4	118,4	103	82,4	217,4	158	126,4	316,4
— 6	— 4,8	21,2	49	39,2	120,0	104	83,2	219,2	159	127,2	318,2
— 5	— 4,0	23,0	50	40,0	122,0	105	84,0	221,0	160	128,0	320,0
— 4	— 3,2	24,8	51	40,8	123,8	106	84,8	222,8	161	128,8	321,8
— 3	— 2,4	26,6	52	41,6	125,6	107	85,6	224,6	162	129,6	323,6
— 2	— 1,6	28,4	53	42,4	127,4	108	86,4	226,4	163	130,4	325,4
— 1	— 0,8	30,2	54	43,2	129,2	109	87,2	228,2	164	131,2	327,2
0	0	32,0	55	44,0	131,0	110	88,0	230,0	165	132,0	329,0
+ 1	+ 0,8	33,8	56	44,8	132,8	111	88,8	231,8	166	132,8	330,8
2	1,6	35,6	57	45,6	134,6	112	89,6	233,6	167	133,6	332,6
3	2,4	37,4	58	46,4	136,4	113	90,4	235,4	168	134,4	334,4
4	3,2	39,2	59	47,2	138,2	114	91,2	237,2	169	135,2	336,2
5	4,0	41,0	60	48,0	140,0	115	92,0	239,0	170	136,0	338,0
6	4,8	42,8	61	48,8	141,8	116	92,8	240,8	171	136,8	339,8
7	5,6	44,6	62	49,6	143,6	117	93,6	242,6	172	137,6	341,6
8	6,4	46,4	63	50,4	145,4	118	94,4	244,4	173	138,4	343,4
9	7,2	48,2	64	51,2	147,2	119	95,2	246,2	174	139,2	345,2
10	8,0	50,0	65	52,0	149,0	120	96,0	248,0	175	140,0	347,0
11	8,8	51,8	66	52,8	150,8	121	96,8	249,8	176	140,8	348,8
12	9,6	53,6	67	53,6	152,6	122	97,6	251,6	177	141,6	350,6
13	10,4	55,4	68	54,4	154,4	123	98,4	253,4	178	142,4	352,4
14	11,2	57,2	69	55,2	156,2	124	99,2	255,2	179	143,2	354,2
15	12,0	59,0	70	56,0	158,0	125	100,0	257,0	180	144,0	356,0
16	12,8	60,8	71	56,8	159,8	126	100,8	258,8	181	144,8	357,8
17	13,6	62,6	72	57,6	161,6	127	101,6	260,6	182	145,6	359,6
18	14,4	64,4	73	58,4	163,4	128	102,4	262,4	183	146,4	361,4
19	15,2	66,2	74	59,2	165,2	129	103,2	264,2	184	147,2	363,2
20	16,0	68,0	75	60,0	167,0	130	104,0	266,0	185	148,0	365,0
21	16,8	69,8	76	60,8	168,8	131	104,8	267,8	186	148,8	366,8
22	17,6	71,6	77	61,6	170,6	132	105,6	269,6	187	149,6	368,6
23	18,4	73,4	78	62,4	172,4	133	106,4	271,4	188	150,4	370,4
24	19,2	75,2	79	63,2	174,2	134	107,2	273,2	189	151,2	372,2
25	20,0	77,0	80	64,0	176,0	135	108,0	275,0	190	152,0	374,0
26	20,8	78,8	81	64,8	177,8	136	108,8	276,8	191	152,8	375,8
27	21,6	80,6	82	65,6	179,6	137	109,6	278,6	192	153,6	377,6
28	22,4	82,4	83	66,4	181,4	138	110,4	280,4	193	154,4	379,4
29	23,2	84,2	84	67,2	183,2	139	111,2	282,2	194	155,2	381,2
30	24,0	86,0	85	68,0	185,0	140	112,0	284,0	195	156,0	383,0
31	24,8	87,8	86	68,8	186,8	141	112,8	285,8	196	156,8	384,8
32	25,6	89,6	87	69,6	188,6	142	113,6	287,6	197	157,6	386,6
33	26,4	91,4	88	70,4	190,4	143	114,4	289,4	198	158,4	388,4
34	27,2	93,2	89	71,2	192,2	144	115,2	291,2	199	159,2	390,2

Bardzo wysokie temperatury można oznaczać **kalorymetrycznie,** doprowadzając stosowne ciało, którego cieplik właściwy c znamy, np. kulę żelazną lub platynową, wagi G kg, do temperatury badanego ciała (np. przez pogrążenie kuli w płyn lub t. p.). Kulę tak zagrzaną kładziemy następnie w odważoną ilość wody Q kg, o temperaturze t_1: temperatura wody podniesie się do t_2, a szukana temperatura t ciała badanego będzie w przybliżeniu:

$$t = t_2 + \frac{(t_2 - t_1)\,Q}{Gc}.$$

c oznacza średni **cieplik właściwy** w granicach temperatur t i t_2: np. dla żelaza spawalnego podług Weinhold'a jest:

$$c = 0{,}105\,907 + 0{,}000\,032\,69\,(t + t_2) + 0{,}000\,000\,011\,08\,[t^2 + t_2^2 + (t + t_2)^2].$$

W celu określenia temperatury płynnego metalu możemy też wlać dowolną jego ilość do odpowiedniej, wiadomej ilości wody, następnie zaś oznaczyć podniesienie się temperatury wody, wagę wlanego metalu zaś po jego ostygnięciu.

Częściowe parowanie wody, oraz ogrzewanie się ścianek naczynia i t. p. wpływają ujemnie na ścisłość wyników otrzymywanych tą drogą.

Tablica porównawcza stopni Wedgewood'a ze stopniami Celsiusza.

Stopnie pyrometru Wedgewood'a	Stopnie Celsiusza	Stopnie pyrometru Wedgewood'a	Stopnie Celsiusza	Barwy żaru żelaza
30° W	2750° C	14° W	1590° C	
29	2678	13	1518	Rażąco biała.
28	2605	12	1445	
27	2533			Żar skowalności (1400-1500°).
26	2460	11	1373	Jaskrawo biała (1350°).
25	2388	10	1300	Biała (1300°).
24	2315	9	1228	Jasno pomarańczowa (1200°).
23	2243	8	1155	Jasny żar (1150°)
22	2170	7	1083	Ciemno pomarańczowa (1100°)
21	2098	6	1010	Jasno wiśniowa (1000°).
20	2025	5	938	Wiśniowa (900°).
19	1953	4	865	
18	1880	3	793	Ciemno wiśniowa (800°).
17	1808	2	720	Ciemno czerwona (700°).
16	1735	1	648	
15	1663	0	575	W ciemności czerwona (500°).

Stożki Seger'a wyrabiają się z krzemianów glinowych w postaci trójgraniastych ostrosłupów ściętych, 6 cm wysokich, dla różnych temperatur, w 58 różnych numerach. Okazały się one praktycznymi w ceramice dla określenia chwili wypalenia towaru i wogóle do mierzenia temperatur od 590° aż powyżej 1850°. *) Stożki te wykazują jedynie temperatury końcowe, podobnie jak to też czynią i **stopy Prinsep'a** lub **termophony Wiborgh'a.** **)

*) Chemisches Laboratorium für Thonindustrie, Berlin NW. 5.

**) Oesterr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen 1897, str. 99; również Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 297.

Dogodnem i bez przerwy może być elektryczne mierzenie temperatury, przyczem określa się albo opór elektryczny drutu platynowego **(oporowe żaromierze Siemens'a),** *) albo napięcie termoelektryczne danego stosu **(Termoelement Le Chatelier'a).** **)

B. Rozszerzalność ciał pod wpływem ciepła.

a. Rozszerzalność ciał stałych.

1. Przez **spółczynnik wydłużalności**, czyli **rozszerzalności linijnej** (α) rozumieć należy przyrost jednostki długości ciała przy podniesieniu się jego temperatury o 1 stopień; spółczynnik rozszerzalności powierzchniowej jest (w przybliżeniu) dwa razy większy $= 2\alpha$; spółczynnik zaś rozszerzalności objętościowej jest (w przybliżeniu) trzy razy większy $= 3\alpha$.

Jeżeli ciało o długości l ogrzejemy o t^0, to długość jego będzie $l_1 = l(1 + \alpha t)$; wydłużenie zatem $\lambda = \alpha l t$.

Spółczynnik rozszerzalności α wzrasta wprawdzie w miarę podnoszenia się temperatury, uważać go jednakże będziemy za, w przybliżeniu stały. [Np. dla bronzu średnio $\alpha = 10^{-9}(17545 + 5{,}25\,t)$].

Oznaczywszy przez:

l_1 i l_2 długości
F_1 i F_2 przekroje
V_1 i V_2 objętości

} ciała przy temperaturach t_1 względnie t_2,

otrzymamy:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2},$$

a prawie ściśle:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{1 + 2\alpha t_1}{1 + 2\alpha t_2} \quad \text{i} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{1 + 3\alpha t_1}{1 + 3\alpha t_2}.$$

Wydłużalność 100 α ciał stałych,

odpowiadająca podniesieniu się temperatury z 0° do 100°.

Bronz	0,001 755	1 : 570	Ołów	0,002 848	1 : 351
Cement	0,001 430	1 : 699	Platyna	0,000 884	1 : 1131
Cynk lany	0,002 941	1 : 340	Srebro	0,001 909	1 : 524
„ kuty	0,003 108	1 : 322	Stal hartowana . .	0,001 240	1 : 806
Cyna	0,001 938	1 : 516	„ miękka***) . .	0,001 079	1 : 927
Drut mosiężny . .	0,001 933	1 : 517	Szkło ołowiane . .	0,000 872	1 : 1147
„ żelazny . . .	0,001 235	1 : 810	„ angielskie .	0,000 812	1 : 1232
Drzewo wpop.	0,003 do 0,006	—	Wapniak	0,000 809	1 : 1236
„ wzdłuż	0,0003 „ 0,0010	—	Żelazo zlewne . .	0,001 176	1 : 850
Glin	0,002 180	1 : 459	„ lane . . .	0,001 067	1 : 937
Magnez	0,001 718	1 : 582	„ spawalne .	0,001 212	1 : 825
Miedź	0,001 643	1 : 609	„ (0° do 300°)	0,001 468	1 : 681
Mosiądz lany . .	0,001 875	1 : 533	Złoto wyżarzone .	0,001 514	1 : 661

*) Handb. d. Baukde., Bd. I, str. 803 i 804.
**) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 226.
***) Podług M. Rudeloff'a, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, str. 381: 100 α = 0,001 216 1 do 0,001 110 6 czyli 1 : 822 do 1 : 900 przy zawartości węgla w stali od 0,09 do 0,97%.

Spółczynnik rozszerzalności objętościowej 3α.

Cyna . . .	0,000058 do 0,000069	Srebro. . .	0,000057 do 0,000064
Cynk . . .	0,000087 „ 0,000090	Stal	0,000032 „ 0,000042
Miedź. . .	0,000052 „ 0,000057	Szkło . . .	0,00002 „ 0,00003
Mosiądz .	0,000053 „ 0,000056	Żelazo kute	0,000035 „ 0,000044
Ołów . . .	0,000084 „ 0,000089	„ lane, średnio	„ 0,000033
Platyna. .	0,000026 „ 0,000029	Złoto . . .	0,000044 „ 0,000047

Siła wydłużająca lub **skracająca** pręt o stałym przekroju F i o spółczynniku sprężystości E, przy zmianie temperatury o t^0, wyraża się wzorem: $P = \alpha E t F$.

2. Skurcz linijny niektórych metali. *)

Bronz	1 : 63	Spiż na armaty . . .	1 : 134
Bizmut	1 : 265	Stal zlewna	1 : 64
Cynk lany	1 : 62	„ pudlowa	1 : 72
Cyna	1 : 128	Żelazo drobnoziarniste.	1 : 72
Mosiądz	1 : 65	„ lane	1 : 96
Odlew stalowy . . .	1 : 50	„ walcowane . .	1 : 55
Ołów	1 : 92	100 cz. miedzi, 12,5 „ cyny } na wagę	1 : 134
Spiż na dzwony . .	1 : 65		

W walcowniach stali liczą skurcz 12 mm/m.

b. Rozszerzalność ciał płynnych.

W cieczach i gazach chodzi tylko o rozszerzalność objętościową. Spółczynnik rozszerzalności objętościowej płynu 3α zależnym jest od temperatury; jeżeli ogrzewamy objętość V płynu od 0^0 do t^0, to objętość jego przy temperaturze t^0 będzie:

$$V_t = V(1 + at + bt^2 + ct^3 + et^4),$$

skąd spółczynnik rozszerzalności 3α będzie:

$$3\alpha = \frac{dV_t}{V \cdot dt} = a + 2bt + 3ct^2 + 4et^3.$$

Spółczynniki a, b, c, e.

Ciecze	a	b	c	e
Alkohol	0,000 738 923	0,000 010 552	—0,000 000 092 481	0,000 000 000 404
Eter do 120°. . .	0,001 348 906	0,000 006 554	0,000 000 034 491	0 000 000 000 338
Oliwa	0,000 798	—0,000 000 773	0,000 000 008 274	—
Rtęć	0,000 179 01	0,000 000 025 2	—	—

V_t dla rtęci.

0^0 . . . . 1,000 000	30^0 . . . . 1,005 393	70^0 . . . . 1,012 655
10^0 . . . . 1,001 793	50^0 . . . . 1,009 013	100^0 . . . . 1,018 153

Dla rtęci między 0^0 a 100^0 można przyjąć średnio $3\alpha = 0{,}000\,181\,53 = 1 : 5509$ (prawdziwy spółczynnik rozszerzalności). Odjąwszy od niego wartość 3α dla szkła (p. wyżej), otrzymamy średni spółczynnik pozorny dla rtęci w rurce termometru.

*) Stosunek skurczenia się metalu odlanego (lub w stanie rozżarzonym obrobionego) przy ochłodzeniu się do zwykłej temperatury.

V_t dla wody. *)

0^0 . . . 1,000 117	14^0 . . . 1,000 710	28^0 . . . 1,003 71	90^0 . . . 1,035 71
1^0 . . . 1,000 065	15^0 . . . 1,000 852	29^0 . . . 1,004 00	95^0 . . . 1,039 33
2^0 . . . 1,000 028	16^0 . . . 1,001 007	30^0 . . . 1,004 30	100^0 . . . 1,043 12
3^0 . . . 1,000 006	17^0 . . . 1,001 174	35^0 . . . 1,005 82	110^0 . . . 1,051 19
4^0 . . . 1,000 000	18^0 . . . 1,001 352	40^0 . . . 1,007 71	120^0 . . . 1,059 93
5^0 . . . 1,000 008	19^0 . . . 1,001 541	45^0 . . . 1,009 81	130^0 . . . 1,069 36
6^0 . . . 1,000 031	20^0 . . . 1,001 741	50^0 . . . 1,011 96	140^0 . . . 1,079 49
7^0 . . . 1,000 069	21^0 . . . 1,001 952	55^0 . . . 1,014 34	150^0 . . . 1,090 30
8^0 . . . 1,000 120	22^0 . . . 1,002 174	60^0 . . . 1,016 92	160^0 . . . 1,101 79
9^0 . . . 1,000 185	23^0 . . . 1,002 406	65^0 . . . 1,019 61	170^0 . . . 1,113 95
10^0 . . . 1,000 264	24^0 . . . 1,002 647	70^0 . . . 1,022 63	180^0 . . . 1,126 78
11^0 . . . 1,000 356	25^0 . . . 1,002 897	75^0 . . . 1,025 72	190^0 . . . 1,140 26
12^0 . . . 1,000 461	26^0 . . . 1,003 157	80^0 . . . 1,028 91	200^0 . . . 1,154 38
13^0 . . . 1,000 579	27^0 . . . 1,003 427	85^0 . . . 1,032 22	

Nafta rozszerza się w przybliżeniu o 2% **) przy podniesieniu się temperatury o 22^0; dla oleju rzepakowego $3\alpha = 0{,}00089$; dla tranu $3\alpha = 0{,}0019$ na różnicę 1^0.

c. Rozszerzalność gazów.

Według Gay-Lussac'a spółczynnik rozszerzalności α jest dla wszystkich gazów jednakowy $= 0{,}003665 = 1 : 273$. ***)

Według Regnault'a α równa się natomiast (por. str. 277 i 279) dla:

Wodoru	0,003 661 3	Tlenku węgla (CO) .	0,003 668 8
Powietrza	0,003 670 6	Bezwodnika węglowego (CO_2) . .	0,003 709 9
Bezwodnika podazotawego (N_2O) . .	0,003 719 5	Bezw. siarkaw. (SO_2)	0,003 902 8

C. Cieplik właściwy.

Ciepłostką (kaloryą) metryczną nazywamy ilość ciepła niezbędnego dla podniesienia temperatury jednego kg wody od 0^0 do 1^0; oznaczać ją będziemy przez cpł. (Ciepłostka gramowa cpłg. = 0,001 cpł.).

Cieplikiem właściwym (c) danego ciała jest ilość ciepłostek potrzebna do podniesienia temperatury jednego kg tegoż ciała o 1^0. Cieplik właściwy zależy i od temperatury ciała, np. dla:

Cynku . . .	$c = 0{,}090\,09 + 0{,}000\,075\,t$	Miedzi . . .	$c = 0{,}090\,08 + 0{,}000\,065\,t$
Cyny . . .	$c = 0{,}052\,31 + 0{,}000\,072\,t$	Ołowiu. . .	$c = 0{,}029\,98 + 0{,}000\,031\,t$
Glinu . . .	$c = 0{,}207\,00 + 0{,}000\,230\,t$	Platyny . .	$c = 0{,}031\,98 + 0{,}000\,013\,t$
Irydu . . .	$c = 0{,}031\,7 + 0{,}000\,012\,t$	Srebra . . .	$c = 0{,}054\,66 + 0{,}000\,044\,t$

G kg ciała o ciepliku właściwym c potrzebuje dla podniesienia temperatury o t^0: $W = c\,G\,t$ cpł.

Uwzględniając zmienność cieplika właściwego c danego ciała, w zależności od zmieniającej się temperatury podczas ogrzewania od $t_1{}^0$ do $t_2{}^0$, otrzymamy ściślej:

---

*) J. D. Everett (p. przypisek na str. 141).

**) Petroleum und sein überseeischer Versand, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 289.

***) Zaznaczamy, iż tak powyżej, jak i wszędzie, spółczynnik objętościowej rozszerzalności gazów oznaczamy przez α, a nie przez 3α.

$$W = G \int_{t_1}^{t_2} c \cdot dt \text{ cpl}$$

Dokładne c dla wody (podług Regnault'a) p. str. 285, a c dla żelaza spawalnego, p. str. 313.

Średni cieplik właściwy ciał stałych i cieczy.

Ciało	Cieplik właściwy	Ciało	Cieplik właściwy	Ciało	Cieplik właściwy
Alkohol (czysty)	0,6175	Kwarzec . . .	0,1894	Rtęć stała . . .	0,0319
Antymon . . .	0,0486	Kadm	0,0548	„ płynna . . .	0,0335
Bizmut	0,0298	Kwas siarczany .	0,3350	Szkło	0,1930
Bezwod. krzem.	0,1950	Koks	0,2031	Surowiec stały .	0,1298
Cegła 0,189 do	0,241	Lód		„ płynny .	0,2500
Cyna	0,0559	(—20° do 0°)	0,504	Siarka krystal. .	0,163
Cynk	0,0935	Magnez	0,245	„ bezpostac.	0,1844
Drzewo (dębowe)	0,57	Marmur	0,2099	Srebro	0,0559
„ (sosnowe)	0,65	Miedź	0,0933	Stal mięka . . .	0,1165
„ (jodłowe)	0,654	Mosiądz. . . .	0,086	„ hartowana .	0,1184
Eter	0,5290	Nikiel	0,1092	Tlenek ołowiowy	0,0512
Fosfór		Oliwa	0,3096	Wapień	0,1804
0,1698 do	0,2045	Ołów	0,0315	Węgiel drzewny .	0,2411
Gips	0,1966	Olej terpent. . .	0,4569	Woda (p. st. 285)	1,0224
Glin	0,2122	Popiół	0,2	Złoto	0,0316
Grafit	0,1960	Platyna	0,0323	Żelazo spawalne	0,1124

Średni cieplik właściwy gazów i par.

Cieplik właściwy jest prawie niezależny od temperatury.

Ciało	Cieplik właściwy przy stałem ciśnieniu c_p	Cieplik właściwy przy stałej objętości c_v	$n = \frac{c_p}{c_v}$	Cieplik właśc. przy stałem ciśnieniu, jeżeli dla powietrza = 1
Azot	0,2438	0,1727	1,41	1,0265
Bezwod. węglowy przy 200°	0,2396	0,1714	1,40	1,0088
Etylen (C_2H_4)	0,4040	0,3326	1,21	1,7011
Gaz błotny (CH_4) . . .	0,5929	0,4679	1,27	2,4964
Para eteru	0,4796	0,3411	1,41	2,0194
Para alkoholu	0,4534	0,3200	1,42	1,9091
Para wodna.	0,4750	0,3337	1,42	2,0000
„ „ nieco przegrzana	0,4805	0,3694	1,30	2,0232
Powietrze atm. suche .	0,2375	0,1691	1,41	1,0000
Tlenek węgla	0,2450	0,1736	1,41	1,0316
Tlen	0,2175	0,1551	1,40	0,9158
Wodór	3,4090	2,4119	1,41	14,3537

Ogrzewanie powietrza.

$V m^3$ suchego powietrza, przy temperaturze t^0 i ciśnieniu 760 mm słupa rtęci, posiada wagę G w kg (p. str. 279):

$$G = \frac{1{,}293}{1+\alpha t} V.$$

Cieplik właściwy powietrza przy stałem ciśnieniu $c_p = 0{,}2375$ przeto ilość ciepła potrzebnego do ogrzania G kg powietrza (odpowiadającym $V m^3$) od t^0 do $t_1{}^0$ wynosi:

$$W = 0{,}2375\ G\ (t_1 - t) = \frac{0{,}307\ V}{1+\alpha t}(t_1 - t) \text{ cpł.}$$

Temperatura mieszanin.

Prawidło Richmann'a: $G + G'$ kg mieszaniny, powstałej z G kg ciała o temperaturze t^0 i ciepliku właściwym c. oraz z G' kg ciała o temperaturze $t_1{}^0$ i ciepliku właściwym c', posiada temperaturę:

$$t_m = \frac{c\,G\,t + c'\,G'\,t'}{c\,G + c'\,G'}\ ;\ \text{ogólnie zaś } t_m = \frac{\Sigma c\,G\,t}{\Sigma c\,G}.$$

Do podniesienia temperatury G kg ciała o ciepliku właściwym c od t^0 do t_m^0 potrzeba dodać G' kg ciała o ciepliku właściwym c' i temperaturze t'^0, przyczem:

$$G' = \frac{c}{c'}\,G\,\frac{t_m - t}{t' - t_m}.$$

Jeżeli przy stałem ciśnieniu zmieszamy G kg powietrza (odpowiadające V m³) o temperaturze t^0 z G_1 kg (odp. V_1 m³) powietrza o temperaturze $t_1{}^0$, to temperatura mieszaniny będzie (α dla powietrza, p. str. 316):

$$t_m = \frac{G\,t + G_1\,t_1}{G + G_1} = \frac{V\,t\,(1+\alpha t_1) + V_1\,t_1\,(1+\alpha t)}{V\,(1+\alpha t_1) + V_1\,(1+\alpha t)}.$$

Mieszaniny ochładzające.

Najniższa temperatura, jaką dana mieszanina ochładzająca wytworzyć może, równa się **temperaturze zamarzania** powstającego roztworu.

Mieszaniny	Cz. wg.	Temperatura obniża się z	Temperatura obniża się na	Mieszaniny	Cz. wg.	Temperatura obniża się z	Temperatura obniża się na
Fosforan sodu Salamoniak Rozrzedz. kwas azot.	9 6 4	12,5°	−6°	Siarczan sodu Saletra Salamoniak Woda	8 5 5 16	10°	−15°
Siarczan sodu Azotan amonu Rozrzedz. kwas azot.	6 5 4	10°	−25°	Siarczan sodu Kwas solny	8 5	10°	−18°
Salamoniak Saletra Woda	5 5 16	10°	−12°	Siarczan sodu Rozrzedz. kwas siarcz.	5 4	10°	−16°
Węglan sodu Azotan amonu Woda	1 1 1	10°	−14°	Sól kuchenna Śnieg	1 1	0°	−18°
Siarczan sodu Rozrzedz. kwas azot.	3 2	10°	−19°	Azotan amonu Woda	1 1	10°	−16°
				Fosforan sodu Rozrzedz. kwas azot.	9 4	15°	−9°

Mieszaniny	Cz. Wg.	Tamperatura obniża się z	na	Mieszaniny	Cz. Wg.	Temperatura obniża się z	na
Siarczan sodu Salamoniak Saletra Rozrzedz. kwas azot.	6 4 2 4	10°	—23°	Wodorotlenek potasu. Śnieg	4 3	0°	—37°
				Rozrzedz. kwas siarcz. Rozrzedz. kwas azot. Śnieg	1 1 2	—19°	—40°
Sól kuchenna Śnieg	1 3	0°	—17,7°				
Saletra Salamoniak Woda	1 1 1	8°	—24°	Rozrzedz. kwas siarcz. Śnieg	1 1	—5°	—41°
				Chlorek wapnia Śnieg	3 2	0°	—33°
Rozrzedz. kwas azot. Śnieg	1 1	—14°	—35°	Chlorek wapnia Śnieg	2 1	0°	—42°

D. Zmiana stanu skupienia ciał pod wpływem ciepła.

a. Punkt topnienia lub zamarzania ciał rozmaitych

pod ciśnieniem 760 mm sł. rt.

Ciało	Stopni	Ciało	Stopni
Iryd	1950	Luty miękie*)	135—200
Platyna	1775	„ bizmutowe*)	94—128
Żelazo spawalne	1500—1600	Kauczuk	125
Nikiel	1400—1500	Siarka	115
Żelazo zlewne	1350—1450	Sod	96
Stal	1300—1400	Wosk	64
Żużle wielkopiecowe	1300—1430	Potas	62
Surowiec szary	1200	Parafina	54
„ biały	1100	Olrot	49
Szkło bez ołowiu	1200	Stearyna	43—49
„ z ołowiem	1000	Fosfór	44
Miedź	1054	Woda	0
Złoto	1045	„ morska	— 2,5
Mosiądz	1015	Olej rzepakowy	— 3,5
Farby emaliowe	964	Olejek terpentynowy	— 10
Srebro	954	Roztwór nasycony soli kuch.	— 18
Metal delta	950	Olej lniany	— 20
Bronz	900	Rtęć	— 40
Glin	600	Roztwór nas. chlorku wapnia	— 40
Antymon	432	Bezwodnik siarkawy	— 76
Cynk	412	Płynny bezwodnik węglowy	— 78
Ołów	326	Amoniak	— 78,8
Kadm	315	Alkohol absolutny	—100
Bizmut	260	Siarczek węgla	—112,8
Cyna	230	Eter	—117,6

*) Dział ósmy: Materyały budowlane.— Punkty topnienia **stopów kadmowych**, patrz Glaser's Ann. 1890, II, str. 38.— Punkty zamarzania **gliceryny** i **alkoholu** p. Dział szósty rozdział III. A. 3.

b. Punkty wrzenia.

Punkty wrzenia rozmaitych cieczy pod ciśnieniem 760 mm sł. rt.

Ciecz	Stopni	Ciecz	Stopni
Ołów, cyna	1450—1600	Kwas azot. (cięż. właś. 1,52)	130
Siarka	448	Ligroina	80—120
Rtęć	357	Roztwór nasycony soli kuch.	108
Kwas siar. (cięż. właś. 1,85)	325	Woda morska	103
Tłuszcze	300—325	Woda	100
Oleje tłuste	310—320	Benzyna, (benzol) . .	90—110
Olej lniany	316	Alkohol, czysty . . .	78,5
Parafina	300	Chloroform	61
Fosfór	290	Siarczek węgla . . .	46
Naftalina	218	Eter	35
Roztwór nas. chlor. wapnia	180	Bezwodnik siarkawy . .	—10
Olejek terpentynowy . .	160	Amoniak	—33
Nafta rafinowana . . .	150	Bezwodnik węglowy . .	—78

Węgiel paruje podług Violle'a przy około 3500° (temperatura łuku Volty).

Punkty wrzenia wody przy różnych ciśnieniach barometrycznych.*)

Stan barometru w mm sł. rt.	Punkt wrzenia Stopni	Stan barometru w mm sł. rt.	Punkt wrzenia Stopni	Stan barometru w mm sł. rt.	Punkt wrzenia Stopni	Stan barometru w mm sł. rt.	Punkt wrzenia Stopni
725,35	98,7	741,16	99,3	757,28	99,9	773,73	100,5
727,96	98,8	743,83	99,4	760,00	100,0	776,50	100,6
730,58	98,9	746,50	99,5	762,73	100,1	779,26	100,7
733,21	99,0	749,18	99,6	765,47	100,2	782,04	100,8
735,85	99,1	751,87	99,7	768,20	100,3	784,83	100,9
738,50	99,2	754,57	99,8	770,95	100,4	787,63	101,0

c. Cieplik topnienia (ciepło utajone przy topnieniu).

Cieplikiem topnienia ciała stałego nazywa się ilość ciepłostek zużytych (utajających się) przy przeprowadzeniu 1 kg ciała ze stanu stałego w ciekły, bez podniesienia temperatury tegoż ciała. Przy odwrotnem przejściu ciała ze stanu ciekłego w stały, taż sama ilość ciepłostek ujawnia się.

Cieplik topnienia niektórych ciał.

Azotan potasu .	47,4	Fosfór	5,0	Rtęć	2,8
„ sodu . .	63,0	Kadm	13,6	Surowiec szary . .	23
Bizmut	12,6	Lód (woda) . . .	80,0	„ biały . .	33
Cynk	28,1	Nikiel	4,6	Siarka	9,4
Cyna	14,6	Ołów	5,4	Srebro	24,7
Chlorek wapnia .	40,7	Platyna	27,2	Żużle wielkopiec. .	50

*) Dalsze punkty wrzenia wody, p. tablice na str. 286 do 288.

d. Cieplik parowania (ciepło utajone przy parowaniu).

Cieplikiem parowania (r) cieczy nazywa się ilość ciepłostek, zużyta (t. j. utajająca się) przy zamianie 1 kg danej cieczy na parę tejże samej temperatury przy stałem ciśnieniu zewnętrznem. Taż sama ilość ciepła wydziela się przy skropleniu pary na ciecz.

Cieplik parowania jest zależny od temperatury (t), przy której następuje parowanie.

Np. dla **pary wodnej** podług Regnault'a:

$$r = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3 \text{ cpł./kg};$$

podług Watt'a (w przybliżeniu):

$$r = 540 \text{ cpł./kg.}$$

Tablica wartości $r = q + Apu$ dla pary wodnej p. str. 286 i nast.

E. Spalanie.

Powietrze zawiera w sobie na wagę: 23,58% O i 76,42% N. na objętość zaś: 21,33% O i 78,67% N. przyczem zaniedbano zawartość objętościową 0,8% par wodnych i 0.041% CO_2.

Nowsze doświadczenia z suchem powietrzem, pozbawionem bezwodnika węglowego (CO^2), wykazały na wagę: 23,2% **O**, 75,6% **N** i 1,2% **argonu**; albo też na objętość: 21% **O**, 78,06 **N** i 0.94% **argonu**. Podług Leduc'a na szerokości geograficznej Paryża, przy temperaturze 0° i ciśnieniu 760 mm sł. rt. 1 *l* O waży 1,4293 g, 1 *l* N waży 1.2507 g, a 1 *l* argonu waży 1,780 g.

Przy **spalaniu zupełnem** materyału palnego swobodny H łączy się bezpośrednio z C, tworząc lekkie węglowodory (gaz błotny) CH_4 albo ciężkie węglowodory (etylen) C_2H_4, które, jako łatwo palne, łączą się dalej z tlenem powietrza na CO_2 i H_2O. Woda materyału palnego rozkłada się: H łączy się z C na węglowodór, O zaś z C na CO, poczem obydwa gazy spalają się z O powietrza na CO_2 i H_2O.

Przy **spalaniu niezupełnem** gazy palne uchodzą częściowo niespalone.

Wszystkimi procesami spalania rządzi prawo:

Ilość ciepła, oswobodzona przy łączeniu się dwóch ciał, wiąże się powrotnie przy ich rozkładzie.

H_2O	zawiera	na wagę	11,19% H	i 88,81% O,
CO_2	„	„ „	27,27% C	i 72,73% O,
CO	„	„ „	42,86% C	i 57,14% O.

CO_2 w zetknięciu z żarzącym się C redukuje się na CO ($CO_2 + C = 2\,CO$). Ilość ciepła jest ta sama, czy C spala się naprzód na CO, a następnie na CO_2, czy też odrazu na CO_2.

Spółczynnikiem odparowania danego paliwa nazywa się ta ilość kg wody przy temperaturze określonej, jaką jeden kg paliwa zamienia na parę o prężności określonej.

Wartością opałową, czyli pełną jego wydajnością cieplikową nazywamy ilość ciepłostek, jaką przy zupełnem spaleniu wytwarza 1 kg danego paliwa.

Jeżeli paliwo zawiera c kg węgla, h kg wodoru, s kg siarki, a kg tlenu i w kg wody wchłoniętej (hygroskopijnej), to przy zało-

żeniu, że woda (~~gazów spalenia~~ spalin) się ulotni jako para o 20°, otrzymamy w przybliżeniu:

$$p = 8100\,c + 29000\,(h - {}^1/_8\,a) + 2500\,s - 600\,w \text{ cpł.}$$

Ilość powietrza L (z zawartością 21% objętościowych tlenu), teoretycznie niezbędna do spalenia 1 kg paliwa, równa się:

$$L = \frac{({}^8/_3\,c + 8h + s - a)\,100}{1{,}293 \cdot 1{,}1056 \cdot 21} = 3{,}33\,(2{,}667\,c + 8h + s - a)\ \text{m}^3.$$

Jeżeli analiza gazu wykaże w procentach objętościowych: k% bezwodnika węglowego, o% tlenu i n% azotu, to stosunek zużytej ilości powietrza do teoretycznie niezbędnej będzie jak $v : 1$, a więc:

$$v = \frac{n}{n - \frac{79}{21}\,o}, \quad \text{albo} \quad v = \frac{21}{21 - 79\,\frac{o}{n}}.$$

Ilość ~~gazów spalenia~~ spalin G. Przy powyżej oznaczonej analizie gazy spalenia z 1 kg paliwa zawierałyby w sobie: bezwodnika węglowego $1{,}854\,c = K$ m³; tlenu $K\,(o : k) = O$ m³; azotu $K\,(n : k) = N$ m³, przy przeliczeniu objętości na 0° i 760 mm sł rt. Ilość pary wodnej W w ~~gazach~~ spalinach wylicza się z zawartości wody w paliwie (w), z tworzącej się przez spalenie wodoru wody ($9h$) i z wody zawartej w powietrzu zużytem do spalenia. 1 kg paliwa wydaje zatem ~~gazów~~ spalin:

$$G = 3{,}667\,c + 1{,}430\,O + 1{,}257\,N + W \text{ kg},$$

$$G = K\left(1 + \frac{o + n}{k}\right) + \frac{W}{0{,}805}\ \text{m}^3 \text{ przy } 0^0 \text{ i } 760 \text{ mm sł. rt.}$$

Spalanie węgla kamiennego *).

Skład w procentach na wagę						v	vL	k	G	i
C	H	O	S	H_2O	Popiół		m³	% objętości	m³	%
80	4,2	5	0,8	4	6	1	7,82	18,8	10,4	4,62
						1,5	11,7	12,4	15,8	6,74
Węgiel doborowy.						2	15,6	9,36	21,1	8,86
$p = 7500$ cpł.						3	23,5	6,18	31,8	13,1
						4	31,3	4,62	42,5	17,3
70	4,3	8	0,7	7	10	1	6,86	18,7	9,81	4,65
						1,5	10,3	12,4	14,5	6,76
Węgiel średni.						2	13,7	9,23	19,2	8,83
$p = 6600$ cpł.						3	20,6	6,12	27,9	13,1
						4	27,4	4,58	37,2	17,3
50	4,5	13	0,5	15	17	1	4,96	18,2	7,41	4,72
						1,5	7,44	12,0	10,8	6,81
Węgiel lichy.						2	9,92	8,97	14,2	8,93
$p = 4800$ cpł.						3	14,9	5,95	21,0	13,1
						4	19,8	4,45	27,7	17,3

*) F. Bode, Westentaschenbuch: Essen, G. D. Baedeker.

Tablica powyższa przedstawia średni skład i wartość opałową trzech różnych gatunków węgla kamiennego niemieckiego. Węgiel z zagłębia Dąbrowskiego z pokładów Redenowskich posiada 6200 do 6400 ciepł., z pokładów nad lub podredenowskich 5600—5800 ciepł. Spalenie następuje przy e-krotnej ilości powietrza L w stosunku do teoretycznie niezbędnej, 1 kg węgla wymaga zatem eL m³ powietrza przy 0° i 760 mm sł. rt.; około 3% węgla pozostaje niespalone. Wytwarza się przytem k% (objętościowych) bezwodnika węglowego i G m³ ogólnej ilości gazów (wszystko przy 100°). Na każde 100° temperatury gazów spalenia uchodzi przez komin i % wartości opałowej p.

Temperaturą spalania (pyrometryczną wartością paliwa) T nazywamy temperaturę wytworzoną przy zupełnem spaleniu paliwa.

Jeżeli 1 kg paliwa zawiera w sobie c kg węgla, h kg wodoru, w kg wody chemicznie związanej i A kg popiołu, to temperatura spalania będzie:

$$T = \frac{2785\,c + 10200\,h - 186\,w}{c + 3{,}65\,h + 0{,}16\,w + 0{,}07\,A},$$

przy początkowej temperaturze paliwa i powietrza 0°, stałem ciśnieniu 760 mm sł. rt., dopuszczeniu tylko teoretycznie niezbędnej ilości powietrza i przy zupełnem spaleniu całego C na CO_2.

Teoretycznie wypada temperatura spalania, jeżeli spalamy:

C w O na CO_2: $T = 10015°$, w powietrzu: $T = 2716°$,
CO „ O „ CO_2: $T = 6950°$, „ „ : $T = 2967°$,
H „ O „ H_2O: $T = 6744°$, „ „ : $T = 2694°$.

Zupełne spalenie 1 kg rozmaitego paliwa.

Paliwo	Średni skład w % wag.				p	T	L		G	
	C	H	H_2O	Popiół	Ciepł.	Stopni	kg	m³	kg	m³
Drzewo wyschłe na pow.	39,6	—	59,4	1	2820	2020	4,48	3,466	5,47	4,201
Torf wyschły na powietrzu	42,0	1,4	51,6	5	3550	2180	5,23	4,044	6,18	4,759
Węgiel brunat., włóknisty	44,4	0,9	47,2	8	3600	2225	5,33	4,123	6,25	4,755
„ brunat. ziemny	50,4	1,8	37,8	10	4450	2380	6,32	4,884	7,22	5,449
„ brunat. muszlowy	57,0	2,8	35,2	5	5350	2470	7,40	5,724	8,35	6,313
„ kam. zlewający się	70,4	3,1	23,5	3	6600	2605	9,02	6,977	10,0	7,435
„ kam. spiekający się	76,6	4,1	16,3	3	7500	2670	10,1	7,782	11,1	8,206
„ kam. rozsypujący się	79,6	4,1	13,3	3	7760	2690	10,4	8,045	11,4	8,431
Antracyt	87,7	3,1	7,2	2	8110	2735	11,0	8,491	12,0	8,744
Koks	92,0	—	—	5	7430	2775	9,62	7,441	10,6	8,043
Węgiel drzewny	88,0	2,0	8,0	2	7750	2110	10,4	8,016	11,4	8,429
Gaz świetlny **)	—	—	—	—	13745	2390	16,0	12,4	17,0	13,60

*) Podług Harmann'a—wartości opałowe p nafty p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 401 i 590.

**) O ciężkości właściwej 0.38 i składzie w procentach na wagę: 4 C_2H_4; 51 CH_4 42 H; 3 CO.

Uwaga. Ilości powietrza teoretycznie do spalenia niezbędne L m³ (w rubryce 9) i wytwarzające się stąd ilości gazów G m³ (w rubryce 11) przeliczono w tablicy na 0° i 760 mm sł. rt.

Podług Péclet'a dla zupełnego spalenia 1 kg paliwa teoretycznie niezbędną jest ilość powietrza:

dla zupełnie suchego drzewa . . . $L = 6{,}07$ kg,
„ „ „ torfu . . . . $L = 7{,}29$ kg,
„ koksu torfowego (z 20% popiołu). $L = 9{,}18$ kg,
„ średniego węgla kamiennego . . $L = 10{,}8$ kg.

Do zupełnego spalenia paliwa w praktyce **istotnie potrzebna ilość powietrza** bywa równą $2L$, w przeciwnym bowiem razie gazy nie zmieszałyby się z powietrzem dostatecznie, by zupełnie się spalić.

Wartości opałowe, bezwzględne p.

1 kg ciała przy zupełnem spaleniu w tlenie wydziela ciepłostek:

Ciało spalane	Cpł.	Ciało spalane	Cpł.
Alkohol	7184	Oliwa	11200
Antymon	961	Ołów	266
Cynk (Zn na ZnO) . . .	1301	Olej smolny z węgla brunatnego	9953
Eter	9028	„ rzepakowy	9300
Etylen (C_2H_4 na $2CO_2+2H_2O$, płyn)	11958	„ terpentynowy	10852
Etylen (C_2H_4 na $2CO_2+2H_2O$, gaz)	11186	Siarka (S na SO_2)	2500
Fosfór (P na P_2O_5) . . .	5953	Siarczek węgla	3400
Gaz świetlny . . 11000 do	12000	„ wodoru . . .	2741
Gaz błotny (CH_4 na CO_2+2H_2O, płyn)	13346	Spirytus drzewny	5307
		Tlenek węgla (CO na CO_2) .	2403
Gaz błotny (CH_4 na CO_2+2H_2O, gaz)	11996	Węgiel drzewny (C na CO_2) .	8080
		„ „ (C na CO) .	2473
Krzem (Si na SiO_2) . . .	7830	Wosk	9000
Łój	8370	Wodór (H na H_2O, płyn) . .	34180
Miedź (Cu na CuO) . . .	684	„ (H na H_2O, gaz) . .	28780
Nafta . . . 10500 do	11000	Żelazo (Fe na FeO) . . .	1258
Naftowe odpadki (mazut) .	10495	„ (Fe na Fe_3O_4) . . .	1677
		„ (Fe na Fe_2O_3) . . .	1887

Uwaga. Gdzie w nawiasie zaznaczono „płyn", wliczono już w tablicy ilość ciepła ujawniającego się przy skropleniu wody. Gdzie zaznaczono „gaz", uwzględniono tylko wytworzenie się pary wodnej przy spalaniu, nie wzięto natomiast w rachubę ciepłka utajonego tejże pary.

F. Mechaniczna teorya ciepła.

1. Mechaniczna teorya ciepła polega na zasadzie doświadczalnej, że:

Ciepło i praca są równoważne.

t. zn. we wszystkich wypadkach, gdzie z ciepła powstaje praca, znika, a raczej zużywa się na to pewna ilość ciepła, proporcyonalna do pracy wytworzonej i naodwrót przez dokonanie takiej samej ilości pracy taż sama ilość ciepła napowrót się wytwarza.

Praca mechaniczna, powstająca przy zużyciu jednej ciepłostki (p. str. 316), nazywa się „pracą równoważną ciepłostce“ lub mechanicznym równoważnikiem ciepła i oznacza się przez $1 : A$. Naodwrót A oznacza cieplikowy równoważnik pracy.

Stąd: $1 : A = 428$ kgm/cpł. *)

2. Oznaczamy przez:

v objętość właściwą ciała w m^3/kg,

p ciśnienie właściwe, t. j. ciśnienie otaczających gazów lub pary, wywierane prostopadle na powierzchnię ciała w kg/m^2,

c_v cieplik właściwy przy stałej objętości,

c_p cieplik właściwy przy stałem ciśnieniu (p. str. 317),

n stosunek c_p i c_v (p. str. 277 i 317),

t temperaturę, $T = a + t = 273 + t =$ temperaturę bezwzględną,

U pracę wewnętrzną, zawartą w 1 kg danego ciała,

AU odpowiadającą tej pracy ilość ciepła w cpł./kg;

dalej: $$X = \frac{\partial U}{\partial p}, \qquad Y = \frac{\partial U}{\partial v} + p,$$

Q ilość ciepła doprowadzaną do 1 kg ciała podczas zmiany w jego stanie w cpł./kg,

$L = \int p \cdot dv$ pracę zewnętrzną w kgm/kg, wykonaną przy zmianie stanu.

Jeżeli v ma wzrosnąć o dv, a p o dp, to ilość ciepła, którą należy doprowadzić, równa się przyrostowi ciepła wewnętrznego, zwiększonemu o ilość ciepła, jaka odpowiada mającej się wykonać pracy zewnętrznej:

$$dQ = A\,(dU + p \cdot dv).$$

Trzy **równania zasadnicze** mechanicznej teoryi ciepła są:

1) . . . . . $$\frac{\partial Y}{\partial p} - \frac{\partial X}{\partial v} = 1;$$

2) . . . . . $$T = Y\frac{\partial T}{\partial p} - X\frac{\partial T}{\partial v};$$

3) $$\begin{cases} \ldots\ldots\ dQ = A\,(X \cdot dp + Y \cdot dv), \\ dQ = \dfrac{A}{\dfrac{\partial T}{\partial p}}\left[X \cdot dT + T \cdot dv\right] = \dfrac{A}{\dfrac{\partial T}{\partial v}}\left[Y \cdot dT - T \cdot dp\right]. \end{cases}$$

Wprowadzając cieplik właściwy c_v i c_p, otrzymujemy:

$$X = \frac{c_v}{A}\frac{\partial T}{\partial p} \quad \text{i} \quad Y = \frac{c_p}{A}\frac{\partial T}{\partial v},$$

*) Wartość $1 : A$ podawaną bywa rozmaicie w literaturze technicznej, a mianowicie w granicach wahających się między 423.5 a 436 kgm/cpł.

a podstawiając te wartości w równania zasadnicze, otrzymujemy je w postaci:

$$1\,a)\quad \ldots\ldots A = \frac{\partial\left[c_p \frac{\partial T}{\partial v}\right]}{\partial p} - \frac{\partial\left[c_v \frac{\partial T}{\partial p}\right]}{\partial v};$$

$$2\,a)\quad \ldots\ldots A\,T = (c_p - c_v)\frac{\partial T}{\partial p}\frac{\partial T}{\partial v};$$

$$3\,a)\quad \begin{cases} \ldots\ldots dQ = c_v \frac{\partial T}{\partial p}\,dp + c_p \frac{\partial T}{\partial v}\,dv, \\ \ldots\ldots dQ = c_v \cdot dT + \frac{A\,T}{\frac{\partial T}{\partial p}}\,dv = c_p \cdot dT - \frac{A\,T}{\frac{\partial T}{\partial v}}\,dp. \end{cases}$$

Zastosowanie tych równań do gazów i par stanowi właściwy przedmiot „Mechaniki gazów i par“ (patrz str. 275 i nast.).

3. Każda zmiana stanu ciała (objaśnienie patrz str. 239) wyraża się równaniem między ciśnieniem a objętością ciała. Przedstawiając równanie to w prostokątnym układzie spółrzędnych, otrzymujemy **krzywą zmian stanu ciała.**

Zmiana stanu ciała nazywa się **odwracalną,** t. zn., iż może się ona dokonywać i w kierunku odwrotnym, jeżeli podczas wzajemnej przemiany pracy odkształcającej na ciepło i odwrotnie każdochwilowe ciśnienia i temperatury we wszystkich punktach ciała mogą być uważane w danej chwili za równowielkie, czyli jeżeli się ciśnienie zewnętrzne ustawicznie tylko nieskończenie mało różni od ciśnienia samego ciała.

Zmianami nieodwracalnemi są, np. przemiana pracy drugorzędnych oporów ruchu na ciepło, albo też przechodzenie ciepła z ciała posiadającego wyższą temperaturę do ciała o temperaturze niższej, czy to przez przewodnictwo, czy też przez promieniowanie.

Zmiana stanu, przy której ciało wraca do stanu pierwotnego, nazywa się **pełnym przebiegiem kołowym** (krzywa zmian stanu ciała jest natenczas krzywą zamkniętą). Jeżeli nadto zmiana stanu jest odwracalną, to odbywa się pełny, odwracalny przebieg kołowy

Pracę mechaniczną $L = \int p \cdot dv$, wykonywaną przez 1 kg danego ciała przy dowolnej zmianie stanu, przedstawia nam pole F, ograniczone rzędną początkową i końcową, oraz leżącemi między temi rzędnemi kawałkami krzywej zmian stanu i osi odciętych, jeżeli przez krzywą tę przedstawimy w prostokątnym układzie spółrzędnych wzajemną zależność wielkości p i v. Przy pełnym przebiegu kołowym pole F będzie ograniczone krzywą zamkniętą, bo natenczas rzędna początkowa zlewa się z końcową.

Dla pełnego odwracalnego przebiegu kołowego będzie:

$$F = \int \frac{dQ}{A} \quad \text{i} \quad \int \frac{dQ}{A\,T} = 0.$$

DZIAŁ CZWARTY.

WYTRZYMAŁOŚĆ MATERYAŁÓW.

Wszystkie **siły** w niniejszym rozdziale wyrażać będziemy w **kg, długości** w **cm, naprężenia** zaś w **kg/cm²**.

I. PRAWA OGÓLNE I SPÓŁCZYNNIKI DOŚWIADCZALNE.*)

A. Objaśnienia i prawa ogólne.

Odkształcenia (sprężyste), jakim podlega dane ciało pod wpływem działania sił zewnętrznych, polegają na zmianie **rozmiarów linijnych** oraz **kątowych.** Pierwsze są skutkiem działania **sił normalnych** σ, skierowanych prostopadle na daną cząstkę przekroju, drugie zaś **sił tnących,** czyli **przesuwających** τ, występujących w płaszczyźnie danej cząstki przekroju.

a. Zmiany rozmiarów linijnych i naprężenia normalne.

1. Ciągnienia. Dwie siły równe, lecz odwrotnie skierowane, działając w osi pręta walcowego, o długości l i średnicy d, na jego końce w ten sposób, że każda z sił będzie skierowana od końca pręta na zewnątrz, spowodują następujące odkształcenia:

1) **Wydłużenie,** czyli **rozciągnięcie** długości l o λ, t. j do $l+\lambda$.

2) **Zwężenie** przekroju pręta, t. j. zmianę średnicy d o δ na $d-\delta$.

Stosunek $\varepsilon = \frac{\text{rozciągnięcie}}{\text{długość pierwotna}} = \frac{\lambda}{l}$ nazywa się **rozciągnięciem jednostkowem,** a stosunek $\varepsilon_q = \frac{\delta}{d} = \frac{\varepsilon}{m}$ nazywa się **zwężeniem jednostkowem.**

Ilość $m = \varepsilon : \varepsilon_q$ zależy od materyału i równa się: dla materyałów jednolitych od 3 do 4; dla metali zaś, stosownie do obecnego stanu wyników doświadczalnych, podług C. v. Bach'a $m = {}^{10}/_{3}$.

2. Rozciągnięcie jednostkowe $\varepsilon = \lambda : l$ następuje skutkiem sił P, lub też jeżeli F oznacza przekrój danego pręta w cm², skutkiem **naprężenia** (normalnego) **ciągnącego** czyli **ciągnienia** $\sigma = P : F$.

*) C. v. Bach, die Maschinen-Elemente. 6 wyd.; Stuttgart 1897, A. Bergsträsser.

Stosunek $\frac{\text{rozciągnięcie jednostkowe}}{\text{ciągnienie}} = \frac{\varepsilon}{\sigma} = \alpha = \frac{1}{E}$ nazywa się **spółczynnikiem rozciągliwości** (cm²/kg), odwrotna zaś jego wartość $E = 1 : \alpha$ zwie się **spółczynnikiem sprężystości** (kg/cm²).

Mamy zatem: $\frac{\lambda}{l} = \frac{\sigma}{E}$, $\lambda = \alpha l \sigma$,

oraz. $\alpha = \frac{F\lambda}{Pl}$ i $E = \frac{Pl}{F\lambda}$.

Spółczynnik rozciągliwości α jest przeto rozciągnięciem w cm, jakiemu podlega dany pręt walcowy, o długości 1 cm i przekroju 1 cm² pod działaniem siły rozciągającej 1 kg, lub też, treściwiej się wyrażając, jest to rozciągnięcie jednostki długości pod działaniem ciągnienia 1 kg. *)

Pojęcie spółczynnika sprężystości E objaśniano dotychczas niewłaściwie jako naprężenie w kg/cm², jakiemu należałoby poddać dane ciało, ażeby rozciągnięcie jego było równe pierwotnej długości ($\lambda = l$), gdyby podobne odkształcenie było możliwe przy niezmiennem α.

Wielkości α i E pozostają wogóle w pewnej zależności od naprężenia σ; dla niektórych materyałów (szczególniej dla żelaza kutego i stali) są one jednak w pewnych granicach naprężeń wielkościami prawie stałemi; rozciągnięcia jednostkowe ε pozostają zatem w stosunku prostym do naprężeń σ ($\varepsilon = \alpha\sigma$, prawo Hook'a). Największe naprężenie σ_p w kg/cm², przy którem wyżej wzmiankowana proporcyonalność jest jeszcze zachowaną, nazywa się **granicą proporcyonalności.**

Większość materyałów budowlanych nie posiada jednakże tej granicy, lecz podlega ogólnemu prawu o odkształceniach sprężystych podług wzoru C. v. Bach'a i W. Schüle'go: **)

$$\varepsilon = \alpha \sigma^n.$$

W tym wzorze α i n są wielkościami stałemi. Dla surowca, miedzi, odlewów cynkowych, granitu, piaskowca, cementu, zaprawy cementowej i betonu $n > 1$, dla skóry i lin konopnych $n < 1$.

Oznaczywszy przez α_σ zmienny spółczynnik rozciągliwości, odpowiadający naprężeniu σ, otrzymamy:

$$\varepsilon = \alpha\sigma^n = \int_0^\sigma \alpha_\sigma \cdot d\sigma, \quad \text{a więc} \quad \alpha n \sigma^{n-1} \cdot d\sigma = \alpha_\sigma \cdot d\sigma,$$

$$\alpha_\sigma = (\alpha n)\, \sigma^{n-1}.$$

Poza granicami naprężeń proporcyonalnych σ_p dochodzimy do naprężenia σ_f (kg/cm²), które nazywamy **granicą ciastowatości.** Pod działaniem tych naprężeń pewne ciała podlegają bardzo szybkim odkształceniom trwałym, t. j. nie powracają już do kształtu pierwotnego.

Wytrzymałość na ciągnienie lub też naprężenie rozrywające K_z (kg/cm²) oznacza naprężenie, którego nieznaczne nawet powiększenie

*) Spółczynnik rozciągliwości α odpowiada spółczynnikowi wydłużalności wskutek ciepła. Jak spółczynnik rozciągliwości zależny jest od naprężenia, tak spółczynnik wydłużalności cieplikowej od temperatury. Naprężenie więc i temperatura są poniekąd pojęciami pokrewnemi.

**) C. v. Bach, Maschinen-Elemente, 6 wyd., str. 686; Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897 str. 248.

powodowałoby już rozerwanie danego ciała (pręta). Przy prętach rozerwanych (o długości l i przekroju F) należy oznaczać długość l_b po rozerwaniu i przekrój F_b w miejscu rozerwania. Na podstawie tych danych obliczamy:

$$\varphi = 100\,\frac{l_b - l}{l}$$ i nazywamy rozciągnięciem,

$$\psi = 100\,\frac{F - F_b}{F}$$ „ zwężeniem przekroju

pręta rozerwanego, wyrażonem w odsetkach pierwotnej długości i pierwotnego przekroju; ψ jest miarą wisności materyału.

3. Jeżeli pręt, rozciągnięty o długość λ, odciążymy, to długość jego nie powróci do pierwotnej wielkości, lecz pozostanie większą o t. zw. rozciągnięcie trwałe λ_2, czyli wyciągnięcie. Rozciągnięcie zaś znikające $\lambda_1 = \lambda - \lambda_2$ nazywa się **rozciągnięciem sprężystem.**

Przy małych naprężeniach rozciągnięcia trwałe λ_2 równają się 0, lub są znikomo małe. Naprężenia σ_e (kg/cm^2), aż do których to zachodzi, nazywają się **granicą sprężystości.**

Przez kucie, wyciąganie lub walcowanie metali (przez hartowanie stali, przez zmniejszenie zawartości P i C w żelazie) granice sprężystości σ_e powiększają się, podobnie też, aczkolwiek w mniejszym stopniu, i wytrzymałość na ciągnienie K_z, natomiast zmniejsza się wyciągliwość, t. j. rozciągnięcie trwałe λ_2. Żarzenie daje skutki odwrotne.

Dane ciało jest tem więcej sprężyste, im większem jest rozciągnięcie sprężyste λ_1, w stosunku do całego rozciągnięcia λ. Stosunek $\lambda_1 : \lambda$ służy (podług Hartig'a) za **miarę sprężystości** (przy pewnem stałem naprężeniu). Dla ciał doskonale sprężystych $\lambda_1 : \lambda = 1$; dla ciał niedoskonale sprężystych zaś stosunek ten jest ułamkiem właściwym.

4. Odkształcenie, jakiemu pewne ciało ulega pod działaniem naprężania i odprężania, wymaga pewnego okresu czasu, podczas którego ujawnia się **skuteczność sprężystości.**

5. Wszystkie objaśnienia i prawa powyższe stosują się również i do ciał poddanych działaniu sił cisnących.

Naprężenie cisnące (czyli **ciśnienie**) σ powoduje jednak skrócenie czyli **ściśnięcie** λ pręta o długości pierwotnej l; podobnie też będzie $\varepsilon = \lambda : l$; rozszerzenie zaś poprzeczne, czyli wypęczenie będzie $\varepsilon_q = \varepsilon : m$. Granica ciastowatości zjawia się, gdy materyał wyciska się w bok, nie tracąc swej spoistości.

Wytrzymałość na ciśnienie K (kg/cm^2) lub też ciśnienie rozgniatające dany materyał zmniejsza się w miarę powiększającej się długości pręta.

6. Praca mechaniczna przy zmianie długości. Jeżeli siła powiększająca się podczas działania zwolna od 0 do P, a przytknięta na końcu pręta sprężystego, rozciąga go lub ściska, przyczem w przekroju F (cm^2), w oddaleniu x (cm) od końca, powstaje naprężenie normalne σ (kg/cm^2), to na dokonanie odkształcenia zużywa się pewna praca mechaniczna (kg/cm), która wyrazi się wzorem:

$$A = \frac{1}{2E}\int_0^l \frac{P^2 \cdot dx}{F} = \frac{1}{2E}\int_0^l \sigma^2 F \cdot dx;$$

dla pręta graniastosłupowego, o stałym przekroju F, czyli objętości $V = Fl$ cm³, wzór powyższy przekształca się na:

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} Fl = \frac{\sigma^2}{2E} V = \frac{P}{2}\frac{\sigma}{E} l = \frac{1}{2} P\lambda,$$

jeżeli λ oznacza odkształcenie długości pręta, t. j. jego rozciągnięcie lub ściśnięcie.

Jeżeli rozciągnięcie λ składa się z rozciągnięcia sprężystego λ_1 i trwałego λ_2 (por. **3.**), to podług F. Grashof'a mechaniczna praca rozciągania do $\lambda = \lambda_1 + \lambda_2$ równać się będzie:

$$A = P(^1/_2 \lambda_1 + \vartheta \lambda_2),$$

w którym to wzorze spółczynnik ϑ ma wartość leżącą między 0.75 a 1.0.

b. Naprężenia tnące i odkształcenia kątowe.

1. Jeżeli dwie cząstki powierzchni na sobie prostopadłe, pod działaniem sił zewnętrznych się pochylą, a kąt prosty, między niemi zawarty, zmieni się o wielkość γ, mierzoną stosunkiem łuku do promienia, to ilość γ równą jest liczebnie także długości wzajemnego przesunięcia się dwóch równoległych cząstek powierzchni, leżących w odległości $= 1$ od siebie. **Przesunięcie** to lub też odkształcenie kątowe γ danych cząstek jest skutkiem **naprężeń tnących** τ, zjawiających się zawsze parami w obydwóch prostopadle na sobie stojących cząstkach powierzchni.

Stosunek: $\dfrac{\text{przesunięcie}}{\text{naprężenie tnące}} = \dfrac{\gamma}{\tau} = \beta = \dfrac{1}{G}$

nazywa się **spółczynnikiem przesuwalności** (cm²/kg), a wartość odwrotna $G = 1 : \beta$ nazywa się **spółczynnikiem sprężystości na przesuwanie.**

Spółczynnik przesuwalności wyraża zatem w cm kresę, o którą przesuną się względem siebie dwie równoległe cząstki powierzchni, odległe od siebie o 1 cm, pod działaniem naprężenia tnącego 1 kg/cm², lub też wyraża on łuk tego kąta, o który dwie cząstki, pierwotnie prostopadle na sobie stojące, zmienią kąt wzajemnego nachylenia pod działaniem naprężenia tnącego 1 kg/cm².

2. Pomiędzy spółczynnikami rozciągliwości α i przesuwalności β, jak również między spółczynnikami sprężystości normalnej E i na przesuwanie G, zachodzą następujące związki:

$$\beta = \frac{2(m+1)}{m}\alpha, \quad \text{oraz} \quad G = \frac{m}{2(m+1)} E,$$

w które podstawiając $m = {}^{10}/_3$ (p. str. 327), otrzymamy:

$$\beta = 2{,}6\,\alpha \quad \text{i} \quad G = {}^5/_{13}\, E = 0{,}385\, E.$$

3. Wytrzymałość na cięcie K_s (kg/cm²) równa się naprężeniu tnącemu (czyli cięciu) rozcinającemu dane ciało, a więc powodującemu rozczepienie się dwóch leżących na sobie powierzchni przekrojów.

τ_μ (kg/cm²) jest to naprężenie u granicy proporcyonalności przesunięć (p. str. 328).

4. Czysto praktyczne znaczenie posiada jeszcze **wytrzymałość na gięcie** K_b (kg/cm²), jako naprężenie normalne, powodujące złamanie ciała przeginanego, oraz **wytrzymałość na skręcanie** K_d (kg/cm²),

jako obliczone natężenie tnące, które powoduje ukręcenie (pęknięcie) ciała skręcanego.

c. Naprężenie bezpieczne i stopień bezpieczeństwa przeciw pęknięciu.

Naprężenie bezpieczne (k_z ciągnienie, k ciśnienie, k_b gięcie, k_s cięcie, k_d kręcenie) jest to naprężenie w kg/cm², którego działaniu można dany pręt poddać bezpiecznie, t. j. bez obawy jego pęknięcia. Naprężenie bezpieczne przyjmujemy zazwyczaj mniejszem niż naprężenia u granic proporcyonalności i sprężystości.

Spółczynnik bezpieczeństwa $\mathfrak{S}$ jest to stosunek wytrzymałości do stosowanego naprężenia bezpiecznego. A więc spółczynnik bezpieczeństwa na ciągnienie jest: $\mathfrak{S} = K_z : k_z$, na ciśnienie $\mathfrak{S} = K : k$ i t. d. Mówimy zatem o zastosowanem $\mathfrak{S}$ krotnem bezpieczeństwie.

B. Spółczynniki sprężystości i wytrzymałości.

Wszystkie dane liczbowe wyrażamy w **kg** i **cm²**. Dalsze dane, dotyczące wytrzymałości innych materyałów podano w Dziale ósmym: Materyały budowlane.

a. Żelazo i stal. (Podług C. v. Bach'a.)

Gatunek żelaza	Spółczynnik sprężystości $E = \frac{1}{\alpha}$	Spółcz. sprężyst. na przesuwanie $G = \frac{1}{\beta}$	Granica proporcyonalności σ_p	Granica ciastowatości σ_f	Wytrzymałość na ciągnienie K_z	Wytrzymałość na ciśnienie K
Żelazo spawal. ‖ do włókien	2000000	770000	1300 do 1700	2200 do 2800	3300 do 4000 [1]	σ_f miarodajne
Żelazo zlewne.	2150000	830000	2000 do 2400	2500 do 3000	3400 do 4400	σ_f miarodajne
Stal zlewna .	2200000	850000	2500 do 5000 [2]	2800 i więc. Twardsza, nie ma granicy ciastowatości	4500 do 10000 [2]	dla miękkiej miarodajne σ_f; dla twardej $K \geq K_z$.
Stal sprężynowa, niehartowana	2200000	850000	4000 i więc.	—	7500 do 9000	—
„ hartowana	2200000	850000	7500 i więc.	—	8000 i więc.	—
Odlew stalowy	2150000	830000	2000 i więc.	jak stal zlewna	3500 do 7000 [3] i więcej	jak stal zlewna
Żelazo lane (żeliwo)	750000 do 1050000	290000 do 400000	σ_p i σ_f nie istnieje ciągn.: $\varepsilon = \frac{1}{1140000}\sigma^{1.4}$; ciśn.: $\varepsilon = \frac{1}{1400000}\sigma^{1.067}$.		1200 do 1800	7000 do 8000

Uwagi p. str. nast.

[1]) Wartość ta dla **żelaza spawalnego** ∥ do włókien; ⊥ zaś do włókien $K_z = 2800$ do 3500.

[2]) **Stal naniklona** z 5% niklu: $\sigma_p = 4000$ do 5000, $K_z = 8500$.
z 25% niklu: $\sigma_p = 3500$ do 6000, $K_z = 7000$ do 8000.

[3]) Wyżarzony odlew stalowy Fried. Krupp'a, jako odlew martynowski: $K_z = 4000$ do 4800, jako odlew tyglowy: $K_z = 4500$ do 7000.

Wymagania, jakim powinny zadośćczynić żelazo i stal pod względem wytrzymałości, rozciągliwości i zwężalności dla rozmaitych zastosowań, podano w Dziale ósmym: Materyały budowlane.

Wpływ temperatury. Podług doświadczeń Martens'a i Rauh'a*) z **żelazem zlewnem** (I-go stopnia twardości), dla którego było:
w stanie niewyżarzonym: $K_z = 4100$, $\varphi = 26{,}9\%$, $\psi = 48{,}3\%$,
„ wyżarzonym: $K_z = 3850$, $\varphi = 30{,}4\%$, $\psi = 58{,}6\%$,
otrzymano dla temperatur od -20^0 do $+600^0$:

Temperatury . . . . $t =$	-20^0	$+20^0$	100^0	200^0	300^0	400^0	500^0	600^0
Ciągnienie rozrywające Kg .	4100	3850	3950	5100	4750	3300	1900	1070
1/1000 spółcz. sprężystości E	2070	2070	2010	1950	1880	1790	1510	1340
Rozciągnięcie %	37	37	22	19	23	45	66	99
Zwężenie przekroju % . .	57	58	51	41	23	56	78	90.5

$K_{z\,\min} = 3800$ przy $t = 50^0$; $K_{z\,\max} = 5150$ przy $t = 240^0$. $\varphi_{\min} = 19\%$ przy $t = 160^0$; $\psi_{\min} = 23\%$ przy $t = 280^0$ (łamliwość żelaza zlewnego **na niebiesko**).

b. Miedź i jej stopy. (Podług C. v. Bach'a).

Rodzaj metalu	Spółczynnik sprężystości $E = \frac{1}{\alpha}$	Granica proporcyonalności σ_p	Ciągnienie rozrywające K_z	Rozciągnięcie φ %	Zwężenie przekroju ψ %
Blacha miedz. walcowana	1 100 000	200—400 [1])	2000—2300 [2])	38	45—50
Mosiądz.	—	—	1500	—	—
Spiż	900 000	300	2000	—	—
Spiż na działa . . .	1 100 000	300	3000	—	—
„ „ „ zbity . .	1 100 000	900	3200	—	—
Bronz nafosforzony . .	—	—	4000	—	—
Metal Delta odlew surow.	—	—	3400—3700	—	—
„ „ twardo walc.	997 700	2200 [3])	5880 [3])	12,3	17,4
„ „ przekuty .	—	1800	3600	—	—
Bronz Oerlikon Nr. A., przekuty .	—	2800	4400—5600 [4])	15—25	—

[1]) **Miedź.** σ_p można podwoić, a nawet potroić przez powtarzane naprężania. $\sigma_e =$ prawie 0.

[2]) **Miedź.** Wytrzymałość na ciągnienie miedzi klepanej wynosi $K_z = 3000$; dla wyciąganej $K_z = 3150$; dla miedzi otrzymanej drogą elektrolityczną $K_z = 3800$.

Wytrzymałość na ciągnienie blachy miedzianej przy wyższych temperaturach wynosi:

przy	50^0	100^0	150^0	200^0	250^0	285^0	367^0	451^0	556^0
tylko	98	95	91	85	79	75	66	51	33%

wytrzymałości posiadanej przy temperaturze około 10^0.

*) **Mitteilungen aus den Königl. Tech. Versuchs-Anstalten zu Berlin**, 1890; zeszyt IV, str. 159 i nast. Nadto **A. Ledebur**, Zeitschr. d. V. Ing. 1896, str. 565 i nast.

[3]) **Metal Delta.** $\sigma_f = 3530$, τ_p (naprężenie tnące u granicy proporcyonalności) $= 1030$, K_d (naprężenie ukręcające) $= 4070$, walcowany i wyżarzony $K_z = 4300$.

[4]) Wytrzymałość różnych **bronzów i spiżów** podana w Centralbl. d. Bauv. 1885, str. 204.

c. Inne metale.

Glin (aluminium)
lany: $E = 675000$, $G = 260000$, $K_z = 1000$ do 1200, $\varphi = 3\%$;
walcowany lub kuty na zimno (nietemperowany): $K_z = 2300-2700$;
walcowany lub kuty na zimno (temperowany): $K_z = 800-1000$.

Bronz glinowy z 10% Al: $K_z = 6400$, $\varphi = 11\%$;
„ „ z $5{,}5\%$ Al: $K_z = 4400$, $\varphi = 64\%$.
Mosiądz glinowy z 3% Al: $K_z = 6000$, $\varphi = 7{,}5\%$;
„ „ z 1% Al: $K_z = 4000$, $\varphi = 50\%$.

Magnez: $K_z = 2320$, $K = 2720$, $K_b = 1600$, σ_p nie istnieje.
Cynk walcowany, przy 16°: $E = 150000$, $K_z = 1900$, $K = 1000$.
Cyna: $E = 400000$, $K_z = 350$.

Ołów miękki, walcowany lub lany: $E = 50000$, $K_z = 125$, $\sigma_f =$ 50 do 150 (podług C. v. Bach'a zależnie od wysokości próbki).
Ołów twardy: $K_z = 300$, $\sigma_f = 300$.

Szkło: $E = 700000$, $K_z = 250$. Dla szkła dętego $K_b = 375$, dla szkła surowego $K_b = 200 + (1{,}5 - s)^2 \cdot 160$, przyczem s oznacza grubość szkła w cm.

Papier (w warstwach sklejanych): $K = 1500$.

d. Drzewo. (Podług J. Bauschinger'a i L. Tetmajer'a).

Spółczynniki wytrzymałości są zależne od stopnia wilgotności drzewa. Wytrzymałość zmniejsza się znacznie wraz z powiększającą się wilgotnością. Wytrzymałość na ciśnienie wzrasta znacznie dla drzewa odleżałego w miarę czasu odlegania się. Dane poniższe stosują się do całego przekroju drzewa, a więc rdzenia łącznie z bielem.

Rodzaj naprężenia	Zawartość wilgoci w %	Spółczynnik sprężystości E	Granica proporcyonalności σ_p	Wytrzymałość K	Zawartość wilgoci w %	Spółczynnik sprężystości E	Granica proporcyonalności σ_p	Wytrzymałość K
	Sosna, sośnina.				**Dąb,** dębina.			
Ciągnienie	13	90000	—	790	—	108000	475	965
Ciśnienie	18	96000	155	280	—	103000	150	345
Gięcie [1])	23	108000	200	470	24	100000	215	600
Cięcie [2])	25	—	—	45	—	—	—	75
	Jodła, jedlina.				**Buk,** buczyna.			
Ciągnienie	16	92000	—	750	—	180000	580	1340
Ciśnienie	19	99000	150	245	—	169000	100	320
Gięcie [1])	29	111000	230	420	17	128000	240	670
Cięcie [2])	38	—	—	40	—	—	—	85

[1]) Rdzeń znajduje się w środku przekroju.
[2]) Równoległe do włókien, w płaszczyznach przez oś pnia przechodzących.

e. Kamienie*) i zaprawy.

(Wytrzymałość na ciśnienie K, patrz poniżej).

Materyał	Wytrzymałość (pg. J. Bauschinger'a) na Ciągnienie	Gięcie	Cięcie	Uwagi
Kamienie . .	$K_z = {}^1/_{26}\,K$	$K_b = {}^1/_6\,K$	$K_s = {}^1/_{13}\,K$	—
Zapr. cement.	$K_z = {}^1/_{10} - {}^1/_6\,K$	$K_b = {}^1/_4\,K$	$K_s = {}^1/_6\,K$	$K_{z\,\min} = 16$
Zapr. wapien.	$K_z = {}^1/_8\,K$	—	—	—

Materyał	Ciśnienie rozgniatające K	Materyał	Ciśnienie rozgniatające K
Granit,[1]) Dioryt, Syenit	800—2000	Żużel wielkopiecowy . .	1000—2500
Porfir	1000—2600	Klinkier	300—800
Bazalt	1000—3200	Cegła średnio } wypa- .	200—300
Trachit.	500—1000	Cegła słabo } lona .	150—200
Lawa bazaltowa . . .	500	Mur z cegły . . .	140
Waka szara	500—1500	Cegła dziurkowata, pełna .	150
Piaskowiec węglowy . .	500—1800	Masa korkowa[2]) . . .	17
„ margłowy .	700—1800	„ „ $K_b =$.	7,2
„ uwarstwiony .	300—1000	Cement bez piasku . .	250—270
Wapniak	500—1500	1 cz. ob. } +1 cz. ob. piasku	200 } po 28 dniach,
Beton cementowy . . .	60—140	cementu } +2 „ „ „	180 } z nich 27
Sztuczny piaskowiec .	450	portl. } +3 „ „ „	160 } pod wod.
„ „ $K_z =$	47	Dobra zapr. wapienna	40

[1]) Bach dla drobnoziarnistego granitu niebieskiego oznaczył: $K = 1006$, $K_b = 84$, $K_s = 78$, $K_z = 45$.

[2]) Z fabryki Grünzweig i Hartmann w Ludwigshafen nad Renem.

Spółczynnik sprężystości kamieni zależy w znacznej mierze od wielkości naprężenia; dla **piaskowca** np. otrzymał J. Bauschinger przy naprężeniu:

$\sigma = 0$ do $7 : E = 68000$
$\sigma = 75$ „ $100 : E = 10000$ } na ciśnienie;

$\sigma = 0$ do $3 : E = 56000$
$\sigma = 21$ „ $23 : E = 25000$ } na ciągnienie.

Dla **granitu** podług C. v. Bach'a

na ciągnienie: $\varepsilon = \frac{1}{240000}\,\sigma^{1,4}$, na ciśnienie: $\varepsilon = \frac{1}{300000}\,\sigma^{1,12}$.

Spółczynnik sprężystości **zapraw związanych** bywa bardzo rozmaity, lecz wzrasta znacznie w miarę czasu wiązania.

E. Hartig otrzymał dla próbki z **cementu portlandzkiego** bez piasku, nasyconej wodą, w stanie nienaprężonym po 7, względnie 430-tu dniach: $E = 141000$, względnie $E = 318000$. Dla zwykłej zaprawy cementowej, wyschniętej na powietrzu było średnio $E = 257000$.

Dla **betonu** Monier'a bywa średnio $E = 66000$. W dobrym betonie cementowym z 1 cz. objęt. cementu, $2^1/_2$—3 piasku i 5—6 żwiru E zmniejsza się od 320000 do 180000, w miarę jak się zwiększa ciśnienie od 0 do 40 kg/cm^2.**)

Dla **muru z klinkierów** średnio $E = 28000$.

---

*) Wyczerpujące dane o wytrzymałości kamieni naturalnych p. Hugo Koch, Die natürlichen Bausteine Deutschlands; Berlin 1892, Ernst Toeche.

**) C. v. Bach, Versuche über die Elasticität von Beton, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 str. 489.

f. Materyały na cięgna.*)

(Porównaj str. 232 i nast.)

Podług doświadczeń Karmarsch'a ciągnienie rozrywające druty zależy od ich średnicy. Jeżeli a i b oznaczają stałe podane w poniższej tablicy dla rozmaitych gatunków drutu, a d jego średnicę w **mm**, to naprężenie rozrywające drut będzie w kg/cm²:

$$K_z = \frac{a}{d} + b.$$

Gatunek drutu	nieżarzony a	nieżarzony b	wyżarzony a	wyżarzony b	Gatunek drutu	nieżarzony a	nieżarzony b	wyżarzony a	wyżarzony b
Najlepszy drut żelaz.	1590	6370	380	3310	Drut mosiężny . .	1020	5480	700	2870
Zwykły drut żelazny	2290	4580	640	2870	Twardy drut ołow.	0	220	—	—
Drut stalowy . .	2670	6370	380	5730	Miękki „ „	0	170	—	—
„ cynkowy . .	220	1270	—	—	Drut platynowy .	1210	2230	960	1850
„ miedziany . .	960	3500	0	2360	„ bronzowy . .	1860	5030	—	—

Tablica poniższa podaje przybliżone wartości naprężeń zrywających druty, bez względu na ich średnice.

Materyał	Spółczynnik sprężystości na ciągnienie $E = \frac{1}{\alpha}$	Granica proporcyonalności na ciągnienie σ_p	Spółczynnik wytrzymałości na ciągnienie K_z	Uwagi
Drut żelazny { wyciąg. z połys.	—	4200	5600 (do 7000)	Dla nowych lin drucianych E bywa około 0,35 razy większe, niż dla drutu z tego samego materyału.[4])
Drut żelazny { wyżarzony .	2000000	2000	4000 [1])	
Drut ze stali { z połysk.	—	5200	6500	
Drut ze stali { wyżarz.	2150000	2250	4000—6000	
Drut ze stali tyglowej.	2150000	10000	9000—18000 [2])	
„ cynkowy . . .	150000	—	1900	
„ miedziany . .	1300000	1200	4000	
„ bronzowy . .	—	—	4600—7100	
„ z bronzu nakrzemionego . .	—	—	6500—8500	
„ z bronzu dwoist.	—	—	7600	
Drut z metalu Höper'a { z połysk.	—	—	14000	$\varphi = 1\ \%$.
(ulepsz. bronzu nafosforzonego) { wyżarzon.	—	—	6300	$\varphi = 72\ \%$.
Drut z metalu Delta .	—	—	do 9840	
„ mosiężny . . .	1000000	1300	5000	
„ glinowy . . .	—	—	2300—2700	przy 460^0 $K_g = 160$
„ ołowiany . . .	70000	—	{ 220 twardy { 170 miękki	$G = 26250$.

*) Cięgnem nazywamy część konstrukcyjną, zdolną pracować wyłącznie tylko na ciągnienie (liny, łańcuchy i t. p.).

Materyał	Spółczynnik sprężystości na ciągnienie $E = \frac{1}{\alpha}$	Granica proporcyonalności na ciągnienie σ_p	Spółczynnik wytrzymałości na ciągnienie K_z	Uwagi
Pas skórzany, nowy .	1250	160	250—450 [3]	Skóra na ciągnienie. $\alpha = \frac{1}{415}\,\sigma^{0.7}$ (podł. C. v. Bach'a).
„ „ , używan.	2250	—		
Lina z konopi Manila, nowa . . .	8000 do 9500	—	1200 nowa	
Lina z konopi czesanych, nowa . .	10500 do 12500	—	500 stara	

[1]) Drut z żelaza zlewnego, wyżarzony, cynkowany dla telegrafów $K_z = 4000—4300$:

[2]) J. Fowler & Co. w Leeds na wyrób lin drucianych, do przenoszenia pracy na maszyny rolnicze, używają drutu stalowego o spółczynniku $K_z = 25300$; patrz Centralbl. d. Bauverw. 1886, str. 371.

[3]) Przy szybkiem rozrywaniu; natomiast przy obciążeniu długotrwałem (kilkomiesięcznem) wartość K_z obniża się do $^2/_3$ powyżej podanych.

[4]) Wartość K_z dla lin drucianych podano też w Dziale piątym: Części maszyn.

C. Naprężenia bezpieczne.

a. Naprężenia bezpieczne dla maszyn.

Określenie pojęcia naprężeń bezpiecznych patrz str. 331.

W tablicy poniższej *) podano po trzy naprężenia bezpieczne, oznaczone I. II. III., a przystosowane do trojakiego rodzaju obciążeń:

I. należy stosować przy obciążeniach stałych.

II. stosuje się, jeżeli naprężenie zmienia się dowolnie często, lecz sposobem ciągłym, w granicach od zera do pewnej największej wartości i z powrotem do zera, np. rozciągania, przeginania, skręcania i t. p. powtarzające się ustawicznie, lecz zawsze w tym samym kierunku.

III. stosują się wreszcie, gdy naprężenia zmieniają się sposobem ciągłym dowolnie często z pewnej największej wartości dodatnej przez zero do takiej samej wartości odjemnej, np. powtarzające się przeginania lub skręcania w kierunkach zmieniających się na odwrotne. (Naprężenia przemienne).

Do obciążeń, stanowiących rodzaj pośredni między powyższemi trzema zasadniczemi rodzajami obciążenia, wypada też dobrać stosowne spółczynniki pośre nie.

Gdy wreszcie dana część konstrukcyjna ma znosić prace rozpędu (uderzenia), wypada obliczać ją z uwzględnieniem tych warunków, w jakich ma pracować, a przynajmniej szacunkowo obniżyć naprężenia bezpieczne.

*) C. v. Bach, Elasticität und Festigkeit, 3 wyd.; Berlin 1898, J. Springer.

Dla **stali sprężynowej** niehartowanej podług C. v. Bach'a w wypadku II, $k_b = 3600$ kg/cm², dla hartowanej zaś $k_b = 4300$ kg/cm². Podług innych danych można stosować dla hartowanych resorów wagonowych $k_b = 6000$ do 8000, średnio $k_b = 6500$ kg/cm². Stambke zaleca $k_b = 5500$ do 5800 kg/cm².

Dla walcowanej **blachy miedzianej** C. v. Bach podaje ciągnienie bezpieczne w wypadku I. $k_z = 600$ kg/cm², w II. zaś $k_z = 400$ kg/cm².

Naprężenia bezpieczne w kg/cm² podług C. v. Bach'a.

Rodzaj wytrzymałości i obciążenia		Żelazo spawalne [1]	Żelazo zlewne [2] od	Żelazo zlewne [2] do	Stal zlewna [2] od	Stal zlewna [2] do	Odlew stalowy od	Odlew stalowy do	Żelazo lane	Bronz nafosforzony	Spiż na działa
Ciągnienie k_z	I.	900	900	1200	1200	1500	600	900	300	750	300
	II.	600	600	800	800	1000	400	600	200	500	200
	III.	300	300	400	400	500	200	300	100	250	100
Ciśnienie k	I.	900	900	1200	1200	1500	900	1200	900	—	—
	II.	600	600	800	800	1000	600	900	600	—	—
Gięcie k_b	I.	900	900	1200	1200	1500	750	1050	—	750	300
	II.	600	600	800	800	1000	500	700	—[3]	500	200
	III.	300	300	400	400	500	250	350	—	250	100
Cięcie k_s	I	720	720	960	960	1200	480	840	300	—	—
	II.	480	480	640	640	800	320	560	200	—	—
	III.	240	240	320	320	400	160	280	100	—	—
Kręcenie k_d	I.	360	600	840	900	1200	480	840	—	300	—
	II.	240	400	560	600	800	320	560	—[4]	200	—
	III.	120	200	280	300	400	160	280	—	100	—

[1]) Dla **najlepszych gatunków żelaza** (drobnoziarnistego) można podane powyżej naprężenia bezpieczne powiększyć o $^1/_3$, o ile zwiększające się skutkiem tego ogólne odkształcenia danej części maszyny uznać jeszcze można za właściwe dla danego przeznaczenia owej części. Gdyby zaś, przy zastosowaniu odpowiedniego naprężenia bezpiecznego, odkształcenia jakiejkolwiek części przekraczać miały granice, celowi danemu właściwe, to podstawą obliczenia powinno być odkształcenie, nie zaś naprężenie.

[2]) Wyższe wartości z podanych tu naprężeń bezpiecznych można stosować tylko przy wyborowym i zupełnie pewnym, a niezbyt miękkim materyale, dla którego zatem $K_z =$ 3400 do 4400, względnie 4500 do 10000; por. str. 331. **Druty** posiadają większą wytrzymałość na zerwanie, można zatem stosować do nich też większe wartości k_z ($k_z = {}^1/_3 K_z$ do $^1/_5 K_z$).

[3]) Dla **odlewów żelaznych, obrobionych** (p. str 353) podaje C. v. Bach jako **bezpieczne naprężenie gnące:** $k_b = \mu k_z \sqrt{\frac{e}{z_0}}$.

w którym to wzorze $\mu = 1.20$ do 1.33;

e oznacza zaś oddalenie najsilniej naprężonego włókna od poziomej osi ciężkości całego przekroju belki,

z_0 wreszcie oddalenie środka ciężkości części przekroju, leżącej po jednej stronie owej poziomej osi ciężkości całego przekroju, od tejże osi, przyczem przez kierunek poziomy rozumieć należy kierunek warstwy obojętnej w przekroju.

Doświadczenia*) wykazały dla przekroju prostokątnego: $k_b = 1{,}7\ k_z$; dla przekroju kołowego: $k_b = 2{,}05\ k_z$; dla przekroju dwuteownika I $k_b = 1{,}45\ k_z$.

Dla **odlewów żelaznych** z surowca **wyborowego,** odlanych w formach, dających pewność nieznacznych tylko naprężeń pierwotnych, a zupełnej szczelności odlewu, można podane wartości k_b zwiększyć o $^1/_4$, dla odlewu wielkopiecowego natomiast wypada wartości te zmniejszyć o $^1/_6$.**)

α) Bezpieczne **naprężenia skręcające** (kręcenia) dla obrobionych odlewów żelaznych podaje C. v. Bach: ***)

dla przekroju kołowego	$k_d = k_z$ (z nadmiarem),
„ „ eliptycznego	$k_d = k_z$ do $1{,}25\ k_z$,
„ „ pierścieniowego (kołow. lub eliptyczn.) .	$k_d = 0{,}8\ k_z$ do k_z,
„ „ kwadratowego	$k_d = 1{,}4\ k_z$,
„ „ prostokątnego	$k_d = 1{,}4\ k_z$ do $1{,}6\ k_z$,
„ „ „ wydrążonego	$k_d = k_z$ do $1{,}25\ k_z$,
dla przekrojów kształtu: I, C, +, L	$k_d = 1{,}4\ k_z$ do $1{,}6\ k_z$.

Wpływ naskórka odlewu surowego uwydatnia się przy kręceniu mniej niż przy gięciu. **Ciągnienia** bezpieczne k_z dla żelaza lanego podano w tabl. na str. 337.

b. Naprężenia dozwolone w konstrukcyach budowlanych kg/cm². †) — I. W Niemczech.

I. Metale.

α) Przepisy **berlińskiej policyi budowlanej** (z dnia 21 lutego 1887 r.) i **oddziału budowlanego pruskiego ministeryum robót publicznych** (z dnia 16 maja 1890 r.).

Metal	Ciągnienie k_z	Ciśnienie k	Cięcie k_s
Żelazo spawalne i zlewne . .	750 (1000)	750 (1000)	600 (750)
Żelazna blacha falista, sklepien.	500	500	—
Drut żelazny.	1200	—	—
Żelazo lane	250	500	200
Blacha cynkowa	200	200	$k_b = 150$

Wartości dla żelaza spawalnego i zlewnego, ujęte w nawiasy, dozwala pruskie ministeryum tylko dla takich konstrukcyi, które nie są narażone ani na wstrząśnienia, ani na znaczne zmiany w obciążeniu i tylko w tym razie, jeżeli wypróbowano uprzednio materyał.

β) Niemiecka **„Normalprofilbuch“** (5 wyd. 1897 r.) do konstrukcyi nie narażonych na znaczne wstrząśnienia poleca zamiast $k_z = k = 750$, dla **żelaza spawalnego** 1000, a dla **żelaza zlewnego** 1200 kg/cm².

γ) Przepisy **pruskiego ministeryum robót publicznych** z lutego i lipca 1897 r. (Centralblatt d. Bauverw. 1897 r., str. 313).

1. W tych częściach budowli, których przekrój określa się tylko z obciążenia ciężarem własnym, oraz ciężarem śniegu w ilości 75 kg/m², dozwala się naprężać żelazo zlewne 1200 kg/cm², żelazo zaś spawalne o 10% mniej.

2. Dla tych części budowli, dla których obliczenie uwzględnia oprócz ciężaru własnego i śniegu jeszcze parcie wiatru w ilości 150 kg/cm² prostopadle do odnośnej powierzchni“ dozwala się naprężanie żelaza zlewnego do 1600 kg/cm², a żelaza spawalnego o 10% mniej.

---

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1888, str. 1094.
**) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, Nr. 8.
***) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 137 i nast.
†) Naprężeniami dozwolonemi nazywamy naprężenia przepisami władz i t. p. za bezpieczne uznane, naprężeniami bezpiecznemi natomiast te, jakie technik według własnego uznania uważa za właściwe dla danej konstrukcyi, a które mogą być mniejsze niż naprężenia dozwolone.

3. Obliczenia na wyboczenie części ściskanych, przy stosowaniu wzorów Euler'a, dokonywać należy z bezpieczeństwem przynajmniej 4-ro krotnem.

4. Dla nitów: Cięcie dozwolone 1000 kg/cm², a ciśnienie na ścianki dziury 2000 kg/cm².

δ) Naprężenia bezpieczne dla żelaza spawalnego i zlewnego, na ciśnienia i ciągnienia się powtarzające lub przemienne, podano na str. 343 i nast.

2. Drzewo.

Grubym drukiem oznaczono wartości przepisane przez berlińską policyę budowlaną i przez oddział budowlany pruskiego ministeryum robót publicznych.

Gatunek drzewa	Ciągnienie k_z	Ciśnienie k	Cięcie k_s	Gatunek drzewa	Ciągnienie k_z	Ciśnienie k	Cięcie k_s
Jesienina . .	100—120	66	—	Sośnina . .	**100**	**60**	10
Dębina i buczyna . .	**100**	**80**	20	a dla budowli tymczasowych .	120	70	15
a dla budowli tymczasowych. .	120	90	20	Jedlina . .	60	50	—

3. Inne materyały budowlane.

Ciśnienia dozwolone k w kg/cm².

Grubym drukiem oznaczono wartości przepisane przez berlińską policyę budowlaną i przez oddział budowlany pruskiego ministeryum robót publicznych, wartości **ujęte w nawiasy** przepisuje natomiast tylko oddział budowlany pruskiego ministeryum robót publicznych.

Materyał budowlany	Ciśnienie k	Materyał budowlany	Ciśnienie k
Bazalt	75	Mur z klinkiera najlep. na zaprawie cement.	**12—14** (**14—20**)
Lawa bazaltowa . . .	(**40**)	Mur z cegły dziurkowat.	**3—6**
Granit.	**45**	Marmur	24
Piaskowiec zależn. od tward.	**15—30**	Piaskowiec sztuczny . .	45
„ średnio . .	20	Kamienie z cementu, piasku i żużla	12
Wapień z Rüdersdorfu w ciosach	**25**	Szkło [1]	25
Mur z wapieni na zaprawie wapiennej . . .	**5**	Pale bite zależ. od rodz. gruntu	20—40
Zwykły mur z cegły na zaprawie wapiennej .	**7**	Beton [2]	5—10
Takiż na zapraw. cement.	**11** (**12**)	Beton wyborowy k_z do	1
		Dobry grunt budowl. [3] .	**2,5** (do **5**)

[1]) Dla **szkła dętego** $k_b = 125$ kg/cm², dla **szkła surowego** (grub. od $s = 0{,}5$ do 1,5 cm)

$$k_b = {}^1/_3 [200 + (1{,}5 - s)^2 \cdot 160] \text{ kg/cm}^2.$$

[2]) Dobry **beton** cementowy (1 objęt. cementu, $2^1/_2$ do 3 objęt. piasku i 5 do 6 objęt. żwiru) dla mostów betonowych $k = 20$ do 35 kg/cm².

[3]) Grunt budowlany przy większem zagłębieniu spodu fundamentu można obciążać **silniej** (por. dział X, budownictwo).

II. W Rossyi. *)

I. Metale.

α) Zjazd inżynierów służby drogowej w r. 1896 postanowił, aby obliczać wiązary dachowe na parcie wiatru 180 kg/m² pola prostopadłego do kierunku wiatru, przy 10° pochyleniu tegoż kierunku względem poziomu, t. j. na parcie $180 \sin^2(\alpha + 10^0)$ kg/m² powierzchni dachu pochylonego o α^0 do poziomu, oraz na obciążenie śniegiem 100 kg/m² planu (na dachach bardziej stromych niż 45° śnieg się obsuwa i nie zatrzymuje). Do obciążenia ciężarem stałym i ruchomym dołącza się: albo samo parcie wiatru, albo sam ciężar śniegu, albo wreszcie łącznie $^2/_3$ parcia wiatru i $^3/_4$ obciążenia śniegiem i z trzech tych przypadków wybiera się najmniej korzystny. Z tymi założeniami Zjazd dozwala naprężać:

Żelazo zlewne ciągnieniem lub ciśnieniem 10 kg/mm², a cięciem 8 kg/mm²;
„ spawalne „ „ „ 9 kg/mm², „ 7,2 kg/mm².

β) Czasowa instrukcya Zarządu Dróg Skarbowych z 30. III 1896 Nr. 12008 do cyrkularza Ministra Dróg i Kom. z 15. I 1896 Nr. 753 dozwala naprężać we wiązarach mostowych:

1) Bez uwzględnienia parcia wiatru:
Żelazo zlewne: $700 + 2l$ kg/cm² ciągnienia lub ciśnienia;
„ spawalne: $650 + 2l$ kg/cm² „ „ „
Cięcie 75% ilości powyższych, przyczem l oznacza teoretyczną rozpiętość wiązara w metrach.

2) Uwzględniając w obliczeniu parcie wiatru, można ciągnienia i ciśnienia dozwolone zwiększyć jeszcze o $2l$ z warunkiem jednakże, aby nie przekroczyły 1200 kg/cm² dla żelaza zlewnego, a 1150 kg/cm² dla żelaza spawalnego.

3) Pręty naprężane przemiennie, t. j. rozciągane i ściskane naprzemian (oznaczając przez k naprężenia powyżej określone) dozwala się naprężać ciągnieniem lub ciśnieniem:

$$k' = \varphi \cdot k \left(1 - \frac{1}{2} \frac{\text{naprężenie najmniejsze}}{\text{naprężenie największe}}\right),$$

w którym to wzorze φ oznacza spółczynnik zmniejszenia naprężenia dozwolonego, przy możliwości wyboczenia pręta, a wyraz ujęty nawiasem jest spółczynnikiem przemienności naprężeń podług Weyrauch'a.

Jeżeli jednak z obliczenia wypadnie:

$$\frac{k'}{\varphi} < k - 100,$$

to można stosować:

$$\frac{k'}{\varphi} = (k - 100), \quad \text{czyli} \quad k' = \varphi\,(k - 100) \text{ kg/cm}^2.$$

Naprężenia powyższe dozwalają się w przypuszczeniu, że podstawą obliczenia tak ciągnień jak i ciśnień będą przekroje użyteczne, t. j. z potrąceniem dziur nitowych i t. p. niewspółpracujących części przekroju.

Cięcie dozwala się do 80% wartości powyższych naprężeń normalnych, lecz w każdym razie nie więcej niż 800 kg/cm² dla łącznego działania ciężarów i parcia wiatru.

---

*) Efimowicz, podręcznik dla inż. Dróg i Kom. Petersburg. 1900. Nowsze przepisy p. Dział VIII rodz. II.

4. Części pomostowe można naprężać:
Żelazo zlewne: 700 kg/cm² ciągnienia lub ciśnienia, a 525 kg/cm² cięcia;
„ spawalne: 600 kg/cm² „ „ „ , a 450 kg/cm² „
Ogólnie w nitach 600 kg/cm², lecz w złączeniu podłużnic z poprzecznicami tylko 500 kg/cm².

2. Drzewo.

Postanowienia Rady Inżynierskiej Nr. 24 z 8. XII 1894 i z 15. II 1895, oraz Nr. 50 z 18. III 1895 i z 12. IV 1895.

Rodzaj drzewa	Ciągnienie rozrywające przy próbie	Naprężenia dozwolone: Ciągnienie	Ciśnienie w kierunku włókien	Ciśnienie w poprzek włókien	Gięcie
Iglaste zwykłe (sośnina)	— —	**101,6** (40)	**50,8** (20)	**15,2** (6)	**63,5** (25)
Iglaste wyborowe . .	**812,5** (320)	**114,3** (45)	**63,5** (25)	**20,3** (8)	**76,2** (30)
Dębina	**884,8** (380)	**149,6** (55)	**76,2** (30)	**38,1** (15)	**101,6** (40)

Cyfry górne, tłustym drukiem odbite, oznaczają naprężenia dozwolone w **kg/cm²**, a cyfry dolne, nawiasami ujęte, oznaczają te same naprężenia wyrażone w **pudach na cal kw.** angielski.

III. *W Austryi. *)

Rozporządzenie austryackiego ministeryum z r. 1887.

a) **Mosty kolejowe:**

Najniekorzystniejsze naprężenia, z uwzględnieniem wszelakich obciążeń, za wyłączeniem parcia wiatru, obliczone dla przekroju użytecznego, nie powinny przekraczać dla **żelaza spawalnego:**

1) Przy rozpiętościach do 40 m: 700 kg/cm² z dodatkiem 2 kg/cm² na każdy m rozpiętości.
2) Przy rozpiętości 40 m . . . . . 780 kg/cm²,
„ „ 80 m . . . . . 840 kg/cm²,
„ „ 120 m . . . . . 880 kg/cm²,
„ „ 160 m i wyżej . . . . 900 kg/cm²,

przyczem dla rozpiętości pośrednich należy brać wartości pośrednie podług prawa linii prostej, a dla poprzecznic i podłużnic wartości odpowiadające ich rozpiętościom.

Wartości powyższe są dozwolone dla ciągnienia i ciśnienia, a dla cięcia tylko w poprzek kierunku walcowania, natomiast cięcie w kierunku walcowania nie ma przewyższać 500 kg/cm². Cięcie w nitach ciętych jednokierunkowo 600 kg/cm², w ciętych różnokierunkowo 500 kg/cm²; ciśnienie na ściankę dziury nitowej 1400 kg/cm².

*) M. Thullié. Podręcznik Teoryi Mostów. Lwów, 1889.

Uwaga. Żelazo spawalne w mostach drogowych (niekolejowych) można naprężać na rozciąganie, ściskanie i ścinanie (w poprzek włókien) nieco wyżej, a mianowicie do 750 kg/cm², z dodatkiem po 2 kg/cm² na każdy metr rozpiętości, nie przekraczając jednakże granicy obowiązującej dla mostów kolejowych, t. j. 900 kg/cm². Poprzecznice i podłużnice obliczają się podług swej rozpiętości.

β) **Żelazo lane:**
ciśnienie 700 kg/cm²,
ciągnienie przy rozciąganiu 200 kg/cm²,
ciągnienie przy przeginaniu 300 kg/cm².

γ) **Drzewo:**
ciągnienie w kierunku włókien 80 kg/cm².

II. WYTRZYMAŁOŚĆ PRĘTÓW PROSTYCH.

A. Wytrzymałość na ciągnienie i na ciśnienie.

1. Obciążenie bezpieczne P w kg, jakie znosić może pręt o stałym przekroju F cm², równa się:

$$P = Fk_z, \quad \text{względnie} \quad P = Fk,$$

jeżeli k_z i k oznaczają ciągnienie, względnie ciśnienie w kg/cm², bezpieczne dla materyału pręta.

Jeżeli dany pręt nie posiada przekroju stałego, lecz zmienny, to dla jego wytrzymałości miarodajnym będzie przekrój najmniejszy.

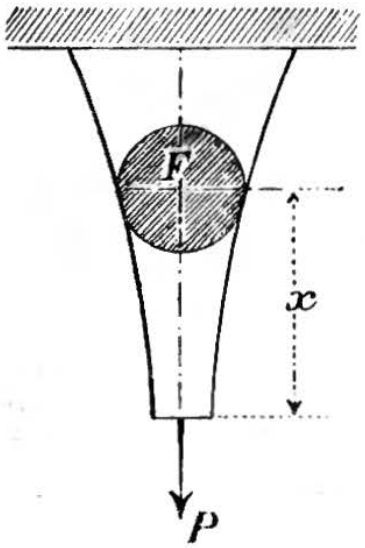
Pręty ściskane, których długość w porównaniu z rozmiarami przekroju jest znaczna, należy obliczać i na **wyboczenie** (szczegóły patrz str. 345 i nast.).

Sprężyste rozciągnięcie (wydłużenie) lub **ściśnięcie** (skrócenie) λ pręta o stałym przekroju i długości l pod działaniem naprężenia σ lub siły P, obliczamy z wzoru [$\lambda : l = \varepsilon$, patrz str. 327]:

$$\lambda = \frac{\sigma}{E} l, \quad \text{albo} \quad \lambda = \frac{Pl}{FE}, \quad \text{przyczem} \quad \frac{d\sigma}{d\varepsilon} = E,$$

w którym to wzorze ilość E (założona stałą) oznacza spółczynnik sprężystości na rozciąganie lub ściskanie. **Pracę mechaniczną** odkształcenia sprężystego określono pod **6.**, str. 329.

Rys. 198.



2. Kształt pręta, posiadającego w każdym przekroju **równą wytrzymałość** na ciągnienie (albo ciśnienie), gdy siła P działa w osi pręta (rys. 198), określa się równaniem:

$$F = \frac{P}{k} e^{\frac{\gamma}{k} x},$$

$$\text{lub} \quad \log F = \log \frac{P}{k} + 0{,}4343 \frac{\gamma}{k} x,$$

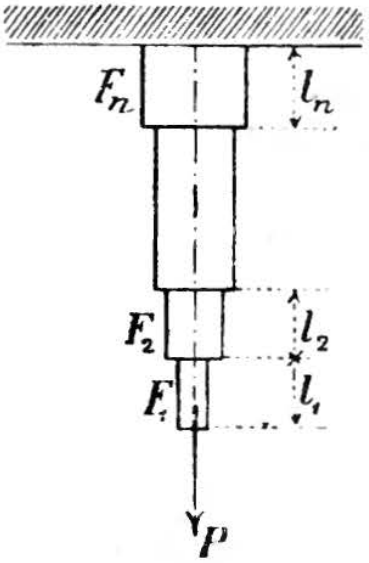
w którem oznacza:

F (w cm²) pole przekroju pręta w dowolnej odległości x cm od końca pręta,

P obciążenie w kg, działające w końcu pręta,
k = stałej, oznacza w kg/cm² bezpieczne ciągnienie albo ciśnienie,
γ ciężkość właściwą materyału pręta, wyrażoną w kg/cm³,
e podstawę logarytmów naturalnych (patrz str. 46 i 47).

Przybliżenie dokładny kształt pręta (rys. 199) składającego się z szeregu części o przekrojach stałych, a odpowiadającego warunkom powyższym, określamy z wzoru poniżej podanego, w którym oznacza:

Rys. 199.



l_n długość (w cm) n-tej części pręta, licząc od końca obciążonego,
F_n przekrój tejże części w cm²:

$$F_n = \frac{Pk^{n-1}}{(k-\gamma l_1)(k-\gamma l_2)\ldots\ldots(k-\gamma l_n)}.$$

Praca mechaniczna przy odkształceniu pręta o stałej wytrzymałości na ciągnienie lub ciśnienie będzie:

$$A = \frac{P}{\gamma}\frac{k^2}{2E}\left(e^{\frac{\gamma}{k}x} - 1\right);$$

a oznaczywszy przez l długość pręta, otrzymamy sprężyste odkształcenie długości pręta:

$$\lambda = \frac{kl}{E}.$$

3. Wybór bezpiecznego ciągnienia i ciśnienia.

Dla części budowli, podlegających stałemu obciążeniu, naprężenie bezpieczne k_g i k podano na str. 338 i 339.

Przy **obciążeniu zmiennem**, szczególniej przy budowie mostów żelaznych, należy oznaczać naprężenia bezpieczne zgodnie z danemi doświadczalnemi, otrzymanemi przez Wöhler'a *).

Podług tych doświadczeń wytrzymałość na obciążenia często się zmieniające jest mniejsza, aniżeli na stałe obciążenie jednorazowe. Właściwem będzie zatem, wartości naprężeń bezpiecznych oznaczać w zależności od granic, w jakich odbywa się zmiana obciążeń. Przy obliczeniu mostów należy nadto uwzględnić działanie uderzeń ciężarów będących w ruchu.

Przekroje prętów żelaznych, rozciąganych lub ściskanych, zwłaszcza prętów w dźwigarach mostowych, obliczamy zatem w sposób poniżej podany:

Oznaczymy przez:

F najmniejszy przekrój pręta w cm²,
S_0 siłę naprężającą pręt w kg, a powstającą wyłącznie skutkiem **własnego ciężaru** mostu, t. j. skutkiem obciążenia stałego, nieruchomego,

*) A. Wöhler, Ueber die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl, Zeitschr. f. Bauwesen, 1870.

S_1 siłę podobną, powstającą wyłącznie skutkiem najbardziej niekorzystnego obciążenia ruchomego, siłę tego samego znaku co S_0,

S_2 siłę o znaku przeciwnym, powstającą w pręcie wyłącznie skutkiem najbardziej niekorzystnego obciążenia ruchomego (S_2 będzie zatem siłą ściskającą, jeżeli S_0 i S_1 są siłami rozciągającemi i naodwrót),

σ_e granicę sprężystości w kg/cm² (por. str. 330); dla żelaza spawalnego jest $\sigma_e = 1600$ kg/cm², dla zlewnego conajmniej $\sigma_e = 2000$ kg/cm²,

k bezpieczne ciągnienie, względnie ciśnienie, w kg/cm² przy obciążeniu niezmiennem (stałem),

ζ spółczynnik wstrząśnień, t. j. uderzeń ciężaru ruchomego (patrz str. 345),

μ spółczynnik uwzględniający naprężenia postronne, *)

S_{max} i S_{min} bezwzględnie największą i bezwzględnie najmniejszą wartość siły naprężającej pręt, a pojawiającej się wskutek łącznego działania obciążenia stałego i obciążenia ruchomego, pomnożonego przez właściwy spółczynnik wstrząśnień.

Przy obliczaniu **blachownic** (p. Dział piętnasty, Statyka budowlana) siły S_0, S_1, S_2, S_{max} i S_{min} zastępujemy odnośnymi momentami przeginającymi, a przekrój F cm² momentami wytrzymałości W cm³.

α) Wzory Th. Landsberg'a. **)

1) Dla prętów wyłącznie **tylko rozciąganych** lub **tylko ściskanych.**

Żelazo spawalne. | Żelazo zlewne.

$$F = \frac{S_0}{1050} + \frac{S_1}{700}. \quad | \quad F = \frac{S_0}{1310} + \frac{S_1}{875}.$$

2) Dla prętów **naprzemiany rozciąganych i ściskanych,** t. j. dla **naprężeń przemiennych,** o ile:

$$S_2 > -\frac{2}{3} S_0 \quad \text{i} \quad S_2 - S_1 < \frac{4}{3} S_0:$$

Żelazo spawalne. | Żelazo zlewne.

$$F = \frac{S_0}{1575} + \frac{S_1}{700} + \frac{S_2}{2100}. \quad | \quad F = \frac{S_0}{1970} + \frac{S_1}{875} + \frac{S_2}{2625}.$$

3) Dla prętów **naprzemian rozciąganych i ściskanych,** o ile:

$$S_2 > -\frac{2}{3} S_0 \quad \text{i} \quad S_2 - S_1 > \frac{4}{3} S_0:$$

---

*) Naprężenia postronne mogą być:

Pierwszorzędne spowodowane parciem wiatru i obliczane zazwyczaj oddzielnie, w sposób podobny, jak naprężenia główne. (Również i obciążenie śniegiem).

Drugorzędne, powstające wskutek zmian temperatury.

Trzeciorzędne, wynikające ze sztywności połączeń, zwłaszcza w węzłach, które w obliczeniach przedstawiamy sobie jako ściśle przegibne.

Czwartorzędne, albo **błędne,** spowodowane przez błędy wykonania, jako to naprężenia błędne przy nitowaniu, spowodowane obniżeniem się podpory i t. p.

**) Zeitschr d. hannovr. Arch.- u. Ing.-V. 1888, str. 575.

Żelazo spawalne. Żelazo zlewne.

$$F = -\frac{S_0}{1575} + \frac{S_1}{2100} + \frac{S_2}{700}. \quad \Big| \quad F = -\frac{S_0}{1970} + \frac{S_1}{2625} + \frac{S_2}{875}.$$

Podług R. Krohn'a powyższe wzory dla żelaza zlewnego są miarodajne dla zasadowego żelaza zlewnego, martynowskiego o $K_z = 3700$ do 4400 kg/cm². *)

β) Wzory Haeseler'a.

Ogólnie będzie: $$F = \frac{S_0 + S_1}{k}.$$

Gdy dany pręt pracuje wyłącznie tylko na **rozciąganie,** albo tylko na **ściskanie** (bez wyboczenia), to:

$$k = \frac{\sigma_e}{\mu} \frac{S_0 + S_1}{S_0 + \zeta S_1}.$$

Jeżeli natomiast dany pręt podlega naprężeniom przemiennym, t. j. naprzemian **rozciągającym i ściskającym** (bez wybaczania), to:

$$k = \frac{\sigma_e}{\mu} \frac{S_0 + S_1}{S_0 + \zeta S_1} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{S_{min}}{S_{max}}\right). **)$$

Spółczynnik wstrząśnień ζ. Gerber poleca $\zeta = 1{,}5$; Winkler dla mostów kolejowych $\zeta = 1{,}3$; dla mostów drogowych $\zeta = 1{,}2$; Haeseler czyni ζ zależnem od rozpiętości i podaje:

dla $l =$	5	10	15	20	40	60	80	100	150 m
$\zeta =$	1,7	1,6	1,5	1,3	1,3	1,25	1,2	1,2	1,2

Spółczynnik μ dla belek dwupodporowych.

Rodzaj belki	Naprężenia poboczne	Natężenia dodatkowo	Dodatek na obciążenie nadmierne	A zatem spółczynnik
	w procentach siły naprężającej S			$\mu =$
Blachownice	10	30	20	1,6
Kratownice:				
Węzły sztywne	40	30	20	1,9
Węzły przegibne	15	15	20	1,5

Naprężenia dozwolone dla mostów żelaznych i t. p. patrz Dział piętnasty: Statyka budowlana.

B. Wytrzymałość na wyboczenie.

1. Pręty ściskane, o ile ich długość w stosunku do rozmiarów przekroju jest znaczna, należy zabezpieczyć od wyboczenia. Przypuszczając, że siła cisnąca działa środkowo, t. j., że działa ona

*) Zeitschr. d. V. d Ing. 1891, str. 1121.
**) H. Müller-Breslau proponuje w tym wzorze zmianę spółczynnika $^1/_2$ na $^1/_3$.

w punkcie ciężkości końcowego przekroju pręta prostego i w kierunku jego osi, oznaczymy przez:

l w cm długość pręta pracującego na wyboczenie,

J w cm^4 najmniejszy, równikowy moment bezwładności w najniebezpieczniejszym przekroju a (rys. 200 do 203),

E w kg/cm^2 spółczynnik sprężystości danego materyału (patrz str. 331, 333 i nast.).

L. Euler podał, stosownie do sposobu osadzenia końcy pręta, poniższe wzory na:

Obciążenie wybaczające P_k w kg, gdy

Rys. 200.

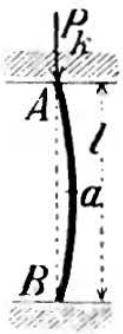
1) Jeden koniec osadzony, drugi swobodny:



$$P_k = \frac{\pi^2}{4}\frac{EJ}{l^2}.$$

Rys. 201.

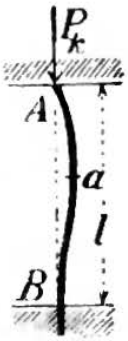
2) Obydwa końce swobodne, lecz prowadzone po osi pierwotnej AB:



$$P_k = \pi^2 \frac{EJ}{l^2}.$$

Rys. 202.

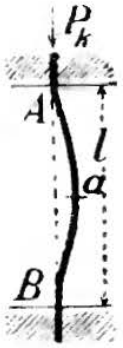
3) Jeden koniec osadzony, drugi swobodny, lecz prowadzony po osi pierwotnej AB:



$$P_k = 2\pi^2 \frac{EJ}{l^2}.$$

Rys. 203.

4) Obydwa końce osadzone i prowadzone po osi pierwotnej AB:



$$P_k = 4\pi^2 \frac{EJ}{l^2}.$$

Podług doświadczeń J. Bauschinger'a *) wielkości P_k są obciążeniami krańcowemi, wybaczającemi, t. zn., że przy nieznacznem nawet powiększeniu tego obciążenia, wyboczenie pręta następuje nagle i dochodzi odrazu do bardzo znacznych rozmiarów.

2. Obciążenie bezpieczne pręta pracującego na wyboczenie będzie tylko:

$$P = P_k : \mathfrak{S},$$

przyczem $\mathfrak{S}$ oznacza stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu, jaki stosujemy w danym przypadku.

Pręt o najmniejszym przekroju F cm^2, z materyału, dla którego ciśnienie bezpieczne jest k kg/cm^2, znosi obciążenie bezpieczne:

$$P_0 = k \cdot F \text{ (kg)}.$$

Początkową długość wyboczenia l_0 otrzymamy, równając P i P_0 z wzorów powyższych, z uwzględnieniem sposobu osadzenia pręta przy wyborze jednego z 4-ch wzorów na P. Otrzymana z równania tego długość l_0, oznacza tę długość pręta, przy której będzie on równo wytrzymały na ciśnienie proste jak i na wyboczenie. Nośność prętów krótszych niż l_0 oblicza się zatem wyłącznie na ciśnienie proste (P_0), a prętów dłuższych wyłącznie na wyboczenie (P).

---

*) Centralbl. d. Bauverw. 1886, str. 353 i nast.

Stosując wzór Euler'a do obliczeń wielkości przekroju, bez uprzedniego oznaczenia początkowej długości wyboczenia l_0, należy w każdym wypadku sprawdzić, czy nie przekraczamy ciśnienia bezpiecznego k.

Jeżeli $r = \sqrt{J:F}$ oznacza najmniejszy promień bezwładności danego przekroju w cm., to, podług doświadczeń Tetmajera *), wzory Euler'a można stosować tylko wtenczas, gdy stosunek $l:r$ większy jest niż 100 dla drzewa, niż 80 dla żelaza lanego, niż 112 dla żelaza spawalnego, wreszcie niż 105 dla żelaza zlewnego.

3. Tablica poniższa (str. 348) zawiera w sobie dla ważniejszych materyałów budowlanych czynniki najpotrzebniejsze do obliczenia wytrzymałości na wyboczenie, a mianowicie: stopień bezpieczeństwa $\mathfrak{S}$ przeciw wyboczeniu, wielkości niezbędnych momentów bezwładności w niebezpiecznych przekrojach prętów, pracujących na wyboczenie przy 2-gim sposobie osadzenia końców, **) wreszcie wzmiankowane długości początkowe l_0. Tablicę tę można stosować do konstrukcyi budowlanych, natomiast spółczynniki $\mathfrak{S}$ dla części maszyn podano w Dziale piątym: I Części maszyn. Tablicę obliczono, podstawiając zamiast π^2 wartość przybliżoną $= 10$.

W tablicy oznacza:

P obciążenie bezpieczne w kg, P_1 w t (tonach),

l długość prętów w m,

b mniejszy bok prostokąta w m,

d średnicę przekroju kołowego w m.

Przy obliczeniu słupów, stawianych jeden nad drugim (w budynkach wielopiętrowych), jako długość słupa l, pracującą na wyboczenie, przyjmujemy wysokość jednego piętra, przyczem jednak nieodzownem jest, ażeby końce słupów przy obciążeniu nie mogły się przesuwać w kierunkach poziomych, co osiągamy przez umocowanie owych końcy za pomocą belkowania, za pomocą odpowiednich ściągów i t. p. Por. Słupy z żelaza lanego; Dział ósmy: Materyały budowlane.

Wielkość przekroju, obliczona z wzorów na wyboczenie, przy sposobie osadzenia końcy podług Nr 2, niezbędną jest tylko **w środku** długości pręta, przy a, rys. 201. W końcach starczy przekrój obliczony podług prostego ciśnienia bezpiecznego k. Funkcya, podług której przekrój zmniejsza się ku końcom pręta, posiada względnie nieznaczny tylko wpływ na wytrzymałość pręta. ***)

Moment bezwładności J dla sposobów osadzenia końcy pręta, wskazanych w przypadkach 1), 3) i 4) powinien być 4 razy, $^1/_2$ raza, wzgl. $^1/_4$ razy, większy od wielkości podanych w tablicy, początkowa długość wyboczenia l_0 natomiast $^1/_2$ razy, 1,41 razy, wzgl. 2 razy większa niż podana w tablicy.

4. Stosowanie wzorów Euler'a prawie zawsze okaże się właściwem i celowem, jedynie krótkie pręty wypada obliczać na proste ciśnienie bezpieczne k. Natomiast wzory empiryczne Rankine'a, Schwarz'a, Lang'a, Schaeffer'a i innych (osnute na oznaczeniu bezpiecznego ciśnienia we włóknach skrajnych, obliczonego z pewnej, przypuszczalnej mimośrodkowości obciążenia i pewnego przegięcia) nie mają ani naukowej ani doświadczalnej podstawy, jak tego dowiodły wywody teoretyczne H. Zimmermann'a †) i doświadczenia J. Bauschinger'a.

---

*) L. Tetmajer, Gesetze der Knickfestigkeit der technisch wichtigsten Baustoffe. Heft VIII der Mitteilungen der Züricher Materialprüfungsanstalt, 1896, Selbstverlag der Anstalt, — oraz Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896. S. 1404.

) W praktycznych zastosowaniach najczęściej natrafia się sposób **osadzenia końcy podług Nr 2, rys. 201, z tego też powodu drugą część tablicy obliczono wyłącznie dla tego sposobu osadzenia, t. j. dla obydwu końcy swobodnych.

***) R. Bredt, Zeitschr d. V. d. Ing. 1894, str. 845.

†) Centralblatt d. Bauverw. 1886, str. 217, 225, 243 i 353.

Oznaczenia	Żelazo lane (odlewy)	Żelazo spawalne	Żelazo zlewne	Stal zlewna	Sośnina	
Wytrzymałość na ciśnienie . . . . . $K=$	7500	3600	4000	5000	280	kg/cm²
Ciśnienie bezpieczne $k=$	500	750	875**)	1250	60	kg/cm²
Spółczynnik sprężystości . . . . . $E=$	1000000	2000000	2150000	2200000	120000	kg/cm²
Stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu $\mathfrak{S}=$	8*)	5	5**)	4	10	

Sposób osadzenia № 2 (rys. 201 str. 346).

Niezbędny, najmniejszy, równikowy moment bezwładności w przekroju niebezpiecznym $J=$	$\frac{Pl^2}{125}=$	$\frac{Pl^2}{400}=$	$\frac{Pl^2}{430}=$	$\frac{Pl^2}{550}=$	$\frac{Pl^2}{12}=$	cm⁴
	$8P_1l^2$	$2{,}5P_1l^2$	$2{,}33P_1l^2$	$1{,}82P_1l^2$	$83{,}3P_1l^2$	
Początkowa długość wyboczenia l_0:						
Prostokąt: $\frac{l_0}{b}=\frac{\pi}{\sqrt{12}}\sqrt{\frac{E}{k\mathfrak{S}}}=$	14,4	21,0	20,1	19,0	12,8	
Pole koła: $\frac{l_0}{d}=\frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{E}{k\mathfrak{S}}}=$	12,4	18,1	17,4	16,4	11,1	
Pierścień koła o małej szerokości δ $\frac{l_0}{d}=\frac{\pi}{\sqrt{8}}\sqrt{\frac{E}{k\mathfrak{S}}}=$	17,6	25,6	24,5	23,3	—	

Gdy jednak wzór **Rankine'a** i **Schwarz'a** częste znajduje zastosowanie, podajemy go poniżej: ***)

---

*) Berlińska policya budowlana wymaga dla **słupów z lanego żelaza** $\mathfrak{S}=8$ przy ściśle środkowem obciążeniu. Jeżeli jednakże (jak zazwyczaj) część obciążenia działa mimośrodkowo (np. belki na wspornikach słupa), to przepisy wymagają albo stosowania wzoru na wyboczenie: $J=12\,P_1l^2$, t. zn. $\mathfrak{S}=12$ [dla drzewa zaś $J=125\,P_1l^2$, t. zn. $\mathfrak{S}=15$] przy ciśnieniu normalnem, nieprzekraczającem $k=330$ kg/cm² [dla drzewa $k=40$ kg/cm²] albo też, przy znanej mimośrodkowości, obliczenia słupa na wytrzymałość złożoną, t. j. na ciśnienie i gięcie podł. str. 400, z uwzględnieniem zmienności obciążeń ruchomych. (Por. Słupy lanożelazne w Dziale ósmym: Materyały budowlane).

**) Podług R. Krohn'a, Zeitschr d. V. d. Ing. 1891, str. 1121, dla zasadowego żelaza martynowskiego, o $K=3700$ do 4000 kg/cm².

***) R. Krohn, Centralblatt d. Bauverw. 1885, str. 400.

Zatrzymując oznaczenia uprzednie, kg i cm jako jednostki obciążeń i długości, wzór ten podaje obciążenie bezpieczne P słupa w obydwu końcach swobodnego (rys. 201, str. 346):

$$P = \frac{Fk}{1 + \mu l^2 \frac{F}{J}} = \frac{Fk}{1 + \mu \left(\frac{l}{r}\right)^2}.$$

We wzorze tym $r = \sqrt{J : F}$ oznacza najmniejszy promień bezwładności, (p. str. 180) μ zaś spółczynnik, który o ile przekroje końcowe będą płaskie, posiada wartości następujące: *)

dla żelaza lanego $\mu = 0{,}000\,16$ | dla stali (miękkiej) $\mu = 0{,}000\,04$
dla żel. spawalnego $\mu = 0{,}000\,08$ | dla stali (twardej) $\mu = 0{,}000\,06$
dla drzewa $\mu = 0{,}000\,15$.

1) Podług Schäffera **) dla 2-go sposobu osadzenia końcy będzie:

$$\mu = \frac{\mathfrak{S} k}{\pi^2 E}.$$

Wartości $\mathfrak{S}$, E i k podano w tablicy str. 348. Dla sposobów osadzenia końcy podług 1), 3) i 4) μ jest $^1/_4$ raza, 2 razy, względnie 4 razy większe.

Podług doświadczeń L. Tetmajera ***) μ zależne jest od stosunku $l : r$, a mianowicie:

dla żelaza spawalnego $\mu = 0{,}000\,1 \sqrt{0{,}008\,67\ (l : r) - 0{,}693\,6}$,
dla drzewa . . . . $\mu = 0{,}000\,1 \sqrt{0{,}05\ (l : r) - 0{,}8}$.

3) R. Bredt †) poleca

dla żelaza spawalnego: $\mu = 0{,}000\,01\ (l : r)$,

a więc dla 2-go sposobu osadzenia pręta (str. 346):

$$P = \frac{Fk}{1 + 0{,}000\,01\ (l : r)^3}.$$

C. Wytrzymałość na cięcie (przesuwanie).

Jeżeli wypadkowa Q sił zewnętrznych, działających na pewne ciało, znajdzie się w płaszczyźnie danego przekroju F, (rys. 204, str. 350) a mianowicie w jego osi symetryi $O Y$, to siła Q staje się siłą tnącą albo też przesuwającą dany przekrój, który pracuje natenczas na cięcie.

Naprężenie przesuwające, czyli **cięcie** τ, jakie pod wpływem siły Q pojawia się w punkcie P (rys. 204) nietylko w przekroju samym, lecz równocześnie i prostopadle do niego, i to w obydwóch kierunkach, określamy wzorem:

---

*) R. Krohn. Zeitsch. d. V. d. Ing. 1891, str. 1122, podaje dla żelaza spawalnego $\mu = 0{,}000\,043\,5$ (przy $k = 700$), dla żelaza zlewnego $\mu = 0{,}000\,076\,9$ (przy $k = 875$).

**) Deutsche Bauzeitg. 1877, tom 10. Nr. 16.

***) Schweizerische Bauzeitg. 1887, tom 10, Nr. 16.

†) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894, S. 878.

$$\tau = \frac{Q S_y}{J z \cos \varphi}, \quad \text{przyczem powinno być: } \tau_{max} \leqq k_s.$$

We wzorze powyższym zastosowano oznaczenia wskazane w rys. 204, a nadto oznaczono przez J moment bezwładności całego przekroju względem osi ciężkości OX, prostopadłej do siły Q, a przez:

$$S_y = \int_y^e yz \cdot dy$$

moment statyczny zakreskowanej części przekroju względem tejże osi OX.

Składowa naprężenia τ, równoległa do osi OY, będzie:

$$\tau_y = \tau \cos \varphi = \frac{Q S_y}{Jz},$$

a dla $y = e$, $\tau = 0$.

Rys. 204. Rys. 205. Rys. 206. Rys. 207. Rys. 208.



W przekroju prostokątnym bh (rys. 205) jest:

$$\tau = \frac{3}{2}\frac{Q}{bh}\left[1 - \left(\frac{2y}{h}\right)^2\right]; \quad \text{a dla } y = 0:$$

$$\tau_{max} = \frac{3}{2}\frac{Q}{bh} = \frac{3}{2}\frac{Q}{F}.$$

W polu **kołowem**, o promieniu r (rys. 206), jest:

$$\tau = \frac{4}{3}\frac{Q}{\pi r^2}\cos\varphi; \quad \text{a dla } y = 0:$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3}\frac{Q}{\pi r^2} = \frac{4}{3}\frac{Q}{F}.$$

W pierścieniu kołowym, gdy grubość ścianki jest nieznaczna w porównaniu ze średnicą, otrzymamy w osi przekroju ($y = 0$):

$$\tau_{max} = 2\frac{Q}{F}.$$

W **kwadracie na ukos leżącym** (rys. 207), t. j. gdy przekątnia jego leży w kierunku siły tnącej Q, będzie:

$$\tau = \frac{Q\sqrt{2}}{a^2}\left[1 + \frac{y\sqrt{2}}{a} - 4\left(\frac{y}{a}\right)^2\right]; \quad \text{a dla } y = \frac{e}{4}:$$

$$\tau_{max} = \frac{9}{4\sqrt{2}}\frac{Q}{a^2} = 1{,}591\,\frac{Q}{F}.$$

W przekroju **dwuteownika** (rys. 208, str. 350) będzie

$$\text{dla } y=0: \quad \tau_{max} = \frac{3}{4}\,\frac{Q}{a}\,\frac{be^2-(b-a)f^2}{be^3-(b-a)f^3}.$$

Uwaga: Wzór dość często stosowany:

$$\tau = \frac{Q}{F} \leqq k_s$$

dałby we wszystkich wyżej wymienionych przypadkach wyniki nieprawidłowe, bo cięcia τ za małe.

D. Wytrzymałość na przeginanie.

a. Pojęcia ogólne o siłach zewnętrznych belek prostych.

Jeżeli wszystkie siły zewnętrzne, działające na daną belkę prostą, a zatem i odpory podpór A i B (por. str. 167), nietylko przechodzą przez oś ciężkości belki, lecz nadto są do niej prostopadłe, czyli jeżeli siły te nie posiadają składowych w kierunku osi belki i nie skręcają belki, to w dowolnym przekroju belki otrzymamy następujące siły i momenty:

Siłę poprzeczną Q, która jest równą i równoległą do wypadkowej wszystkich sił zewnętrznych, znajdujących się po lewej stronie danego przekroju; nazywamy ją dodatną, gdy skierowaną jest w górę, a więc dla prawej części belki będzie naodwrót dodatną, gdy działa w dół.

Moment gnący, albo **przeginający** M wypadkowej sił, znajdujących się po lewej stronie danego przekroju, lub też algebraiczna suma momentów tychże sił względem tegoż przekroju. Moment nazywamy dodatnym, gdy okręca lewą część belki w prawo (a zatem, gdy prawą część okręca w lewo).

Niechaj belkę obciąża ciężar ciągły q kg/cm, a obierając oś podłużną belki za oś x, otrzymamy dla dowolnego przekroju belki w oddaleniu x:

$$Q = A - \int q \cdot dx; \quad dQ = -q \cdot dx; \text{ a zatem } \frac{dQ}{dx} = -q, \quad \text{I.}$$

$$dM = Q \cdot dx; \quad \text{czyli} \quad \frac{dM}{dx} = Q, \quad \ldots \quad \text{II.}$$

$$\frac{d^2M}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \text{III.}$$

Jeżeli od dowolnej poziomej, równoległej do belki, odetniemy wdół w punkcie każdego przekroju przynależne wielkości Q i M, to otrzymamy krzywe i pola Q i M, o następujących właściwościach, określonych wzorami powyższemi:

1) Styczna trygonometryczna linii Q w x jest $= -q$.

2) Styczna trygonometryczna linii M w x jest $= Q$.

3) $M_x = \int_0^x Q \cdot dx = [\text{pole } Q]_0^x$ [podług równ. II].

Z określenia 2 wynika, że (względne) M_{max} pojawia się w każdym przekroju, w którym $Q = 0$, lub w którym Q z $+$ przechodzi na $-$.

Z 3-go wynika, że M staje się **zerem** dla każdego przekroju, dla którego pole Q (składające się z części $+$ i $-$) będzie równe zeru.

Siła poprzeczna Q powoduje naprężenia przesuwające, czyli cięcie τ w płaszczyznie przekroju (por. str. 330 i 350), moment M zaś naprężenia normalne σ, prostopadłe do przekroju, oraz cięcia τ w płaszczyznach równoległych do osi belki.

b. Naprężenia.

Pojęcia ogólne. W belce przeginanej jedna tylko warstwa włókien, t. zw. **warstwa obojętna,** przechodząca przez oś ciężkości belki, zatrzymuje pierwotną swą długość. Przecięcie tej warstwy z przekrojem belki, prostopadłym do osi belkowej, jest t. zw. **osią obojętną** przekroju, przechodzącą przez środek ciężkości przekroju. Oś obojętna jest prostą i rozgranicza włókna ściskane od rozciąganych w ten sposób, że wielkość naprężeń (ciśnień i ciągnień) wzrasta w prostym stosunku z oddaleniem włókna od osi obojętnej.

Każde dwa cięcia τ, działające w dwóch sąsiednich (przyległych) płaszczyznach dowolnej, nieskończenie małej kostki wyciętej z belki, a skierowane prostopadle do wspólnej krawędzi owych płaszczyzn, są nietylko sobie równe, lecz i równo skierowane względem tejże krawędzi, t. j. ku niej albo od niej (p. str. 350).

Uwaga. Niżej podane sposoby oznaczania naprężeń stosują się z dostateczną ścisłością i do **prętów krzywych,** a stosują się one tem ściślej, im większym będzie promień krzywości osi pręta w stosunku do wysokości przekroju.

1. Płaszczyzna momentów przechodzi przez jednę z osi głównych przekroju.

Natenczas druga oś główna przekroju staje się osią obojętną.

1. Naprężenie normalne.

Oznaczmy przez:

σ naprężenie normalne danego włókna w kg/cm^2,

y odległość danego włókna od osi obojętnej w cm,

σ_1 naprężenie normalne dla $y = 1$ w kg/cm^2, a więc $\sigma_1 = \sigma : y$,

e_1 i e_2 odległości od osi obojętnej skrajnych włókien (rozciąganych lub ściskanych),

e większą z tych dwóch odległości,

k_z ciągnienie bezpieczne w kg/cm^2,

k ciśnienie bezpieczne w kg/cm^2,

k_b gięcie bezpieczne w kg/cm^2,

J moment bezwładności przekroju względem osi obojętnej w cm^4,

a otrzymamy **wzór zasadniczy:**

$$\sigma_1 = \frac{M}{J} = \frac{\text{Moment gnący}}{\text{Moment bezwładności}}, \quad \text{a zatem} \quad \sigma = \frac{M}{J} y \quad . \quad . \quad . \quad \text{IV.}$$

Jeżeli nie mamy przekroczyć naprężeń bezpiecznych, to powinno być:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{J} e_1 < k_z \quad \text{i} \quad \sigma_{min} = \frac{M}{J} e_2 < k.$$

Ilości $J : e_1 = W_1$ i $J : e_2 = W_2$ zwiemy **momentami wytrzymałości** danego przekroju dla strony rozciąganej, wzgl. ściskanej. Dochodzimy wreszcie do ogólnych **warunków wytrzymałości** na gięcie:

$$\frac{M}{W_1} \leqq k_z ; \qquad \frac{M}{W_2} \leqq k.$$

Gdy k_z i k nie są sobie równe, trzeba stosować obydwa wzory. Gdy zaś oś obojętna jest zarazem i osią symetryi przekroju, albo gdy przynajmniej $e_1 = e_2$, to $W_1 = W_2$, a natenczas stosujemy m n i e j s z ą z obydwóch wartości k_z i k.

Gdy natomiast ciągnienia, ciśnienia i gięcia bezpieczne są sobie równe, $k_z = k = k_b$ (np. dla **żelaza spawalnego i zlewnego,** dla **stali zlewnej**), natenczas mniejszą z dwóch wartości W_1 i W_2, a mianowicie $J : e = W$, nazywamy poprostu momentem wytrzymałości, a wzory wytrzymałości na gięcie będą:

do **oznaczenia naprężenia:** $\sigma_{max} = M : W$
do **oznaczenia przekroju:** $W = M : k_b$ } . . . V.

(Tablica wartości W rozmaitych przekrojów p. str. 362 i nast.)

Wzory powyższe opierają się na założeniu, że odkształcenia długości są ściśle proporcyonalne do naprężeń, które to założenie jest szczególnym tylko przypadkiem ogólnego prawa Bach'a i Schüle'go, a mianowicie dla wartości $n = 1$, (p. str. 328). Lecz założenie to nie sprawdza się dla niektórych materyałów, zwłaszcza dla **żelaza lanego,** kamieni, cementu i betonu. *)

W tych materyałach zmiany długości rosną p r ę d z e j niż naprężenia, skutkiem czego rzeczywiste σ_{max} są zawsze m n i e j s z e aniżeli wyniki wzorów powyższych.

Wartości naprężeń (gięć) łamiących ż e l a z o l a n e, obliczone z wyników przeginań próbnych na podstawie wzorów powyższych, zbliżają się tem bardziej do naprężeń rozrywających (ciągnień), im bardziej wartość z_0 (t. j. oddalenie środka ciężkości części przekroju, leżącej po jednej stronie poziomej osi ciężkości, od tejże osi) zbliża się do wartości e. Tak obliczone naprężenie łamiące przewyższa tem bardziej naprężenie rozrywające, im więcej materyału skupia się około owej poziomej osi ciężkości przekroju.

R. Latowski **) objaśnia, że w belce o przekroju prostokątnym, z materyałów w końcu wymienionych, **warstwa obojętna** (p. str. 352) zmienia swe położenie w przekroju przy obciążeniu z m i e n n e m; przy obciążeniu s t a ł e m warstwa ta jest stała, lecz ma w kierunku długości belki krzywość inną niż sama oś belki, a mianowicie: W środkowej części długości belki warstwa obojętna leży w przybliżeniu równolegle z osią belki, lecz p o n a d tą osią; bliżej podpór warstwa obojętna zbliża się bardziej do osi belki, a nad samemi podporami warstwa obojętna przecina spodnią powierzchnię belki.

Obojętna przekroju przesuwa się zatem od poziomej osi ciężkości przekroju w stronę mniejszego rozciągania, w stronę większej wytrzymałości, t. j. w stronę ści-

*) C. v. Bach, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1888 str. 193 i nast. oraz str. 1094 i nast.: Die Biegungslehre und das Gusseisen. Nadto tenże w tem samem czasopiśmie: 1896 str. 1381 i nast.; 1897 str. 241 i nast.; 1898 str. 35 i nast.

**) R. Latowski: Die Biegungselasticität bei Körpern von ungleicher Festigkeit, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897 str. 941.

skaną. Wielkość tego przesunięcia warunkuje się nietylko samym stosunkiem spółczynników odkształceń α przy ciągnieniach i ciśnieniach, ale i zmiennością tych spółczynników, pozostającą w zależności od wielkości naprężeń podług wzoru: $\varepsilon = \alpha\,\sigma^n$ (p. str. 328).

Podług L. Geusena *) dla żelaza lanego, granitu i t. p., i dla przekroju prostokątnego istotnie potrzebny moment wytrzymałości równa się: $W = M : 2\,k_z$.

Przekrój niebezpieczny (rozłamujący się) belki, który jest miarodajnym dla obliczenia belki, określa się podług równania V z warunku: $\sigma_{max} = M : W$.

Dla belek o stałym przekroju (W = stałej) niebezpieczny przekrój znajdzie się zatem tam, gdzie M będzie największością, t. j. w tem miejscu, gdzie $Q = dM : dx = 0$, lub gdzie Q zmienia znak + na —. (Patrz str. 351 i 379.)

Belki o równomiernej wytrzymałości na gięcie (p. str. 389) muszą w każdym przekroju posiadać toż samo: $\sigma_{max} = k_b$; stosownie do równania V musimy zatem dopełnić warunku:

$$\sigma_{max} = M : W = \text{stałej};$$

t. zn., że M i W dla całej belki powinny się zmieniać podług równego prawa zmienności.

2. Naprężenia przesuwające (cięcia.)

Siła tnąca na jednostkę bieżącą belki, w odległości y od warstwy obojętnej, stosownie do str. 350 (rys. 204) w kg/cm bież. jest:

$$T_y = \tau_{yz} = \frac{Q\,S_y}{J} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{VI.}$$

Szczegóły dla ważniejszych przekrojów podano na str. 350.

3. Naprężenia główne.

Jeżeli na cząstkę pola przekroju pręta działają naprężenia normalne i przesuwające (σ i τ), to łączne ich działanie wytwarza największe i najmniejsze naprężenie normalne (σ_{max} i σ_{min}), t. zw. **naprężenia główne,** a nadto w pewnych kierunkach największe i najmniejsze odkształcenie rozmiarów (ε_{max} i ε_{min}), t. j. największe rozciągnięcie i największe ściśnięcie, t. zw. **główne odkształcenia rozmiarów,** albo też **rozciągnięcie główne** i **ściśnięcie główne.** Chociaż dla ciał jednolitych zlewają się ze sobą kierunki obydwóch odkształceń głównych ε z kierunkami obydwóch naprężeń głównych σ, jednakże stosunek wzajemny ich wielkości nie stoi w prostym stosunku, jaki zachodzi między zwykłym naprężeniem normalnem, a przynależnem odkształceniem rozmiaru ($\varepsilon = \alpha\,\sigma$, p. str. 329.)

Pomyślmy sobie jednakże, iż ε_{max} i ε_{min} powstały skutkiem dwóch innych naprężeń normalnych: σ'_{max} i σ'_{min}, podlegających prawu proporcyonalności ($\varepsilon = \alpha\,\sigma$), to naprężenia te σ'_{max} i σ'_{min} nazwiemy **zastępczemi naprężeniami głównemi,** (podł. C. v. Bach'a są to największe ciągnienia i ciśnienia w danym punkcie).

Każde z dwóch rzeczywistych naprężeń głównych σ_{max} i σ_{min} powoduje w swoim kierunku odkształcenie długości — lecz równocześnie w kierunku drugiego naprężenia (prostopadłym do pierwszego) odkształcenie rozmiaru poprzecznego. Możemy zatem

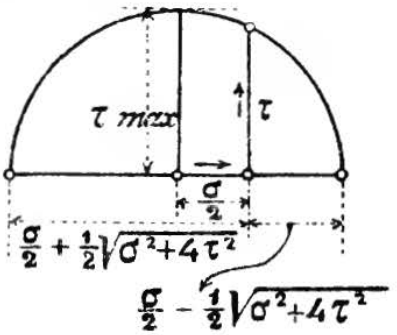
*) L. Geusen. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 463.

łączne działanie naprężeń σ_{max} i σ_{min} zastąpić działaniem owych dwóch innych naprężeń zastępczych σ'_{max} i σ'_{min}, z których każde, oddzielnie wzięte, powodowałoby w swoim kierunku takie samo odkształcenie rozmiaru, jakie w istocie jest wynikiem łącznego działania obydwóch naprężeń σ_{max} i σ_{min}.

Naprężenia główne cząstki przekroju określają się z działającego naprężenia normalnego σ i przesuwającego τ wzorem:

$$\sigma \frac{max}{min} = {}^1/_2\ \sigma \pm {}^1/_2 \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Rys. 209.



Jeżeli ciągnienie oznaczymy jako naprężenie dodatne (+), a ciśnienie jako odjemne (—), to znak + wzoru odnosić się będzie do σ_{max}, a znak — do σ_{min}, przyczem σ_{max} będzie zawsze ciągnieniem, σ_{min} ciśnieniem, chociaż może być bezwzględnie $\sigma_{min} > \sigma_{max}$. Sposób wykreślania naprężeń σ_{max} i σ_{min} objaśnia rys. 209.

Kąty ψ, pod którymi $\sigma \frac{max}{min}$ pochylone są względem kierunku σ, określamy wzorem:

$$\operatorname{tg} 2\psi = \mp 2\tau : \sigma.$$

Kierunki naprężeń głównych są zatem na sobie prostopadłe.

Gdy $\tau = 0$ (np. w skrajnych włóknach rozciąganych belki, najbardziej oddalonych od warstwy obojętnej), będzie: $\psi = 0$, $\sigma_{max} = \sigma$, a $\sigma_{min} = 0$; włókna te rozciągają się zatem najbardziej w kierunku osi belki. Natomiast jeżeli $\sigma = 0$ (np. w warstwie obojętnej belki), to będzie: $\psi = \mp 45°$, $\sigma_{max} = +\tau$, a $\sigma_{min} = -\tau$; a zatem same naprężenia przesuwające (cięcia) wytwarzają normalne naprężenia główne w płaszczyznach pochylonych pod kątami $\mp 45°$ do warstwy obojętnej (osi) belki.

Zastępcze naprężenia główne (t. j. największe wytężenia cząstki przekroju) będą:

$$\sigma' \frac{max}{min} = \frac{m-1}{2m}\sigma \pm \frac{m+1}{2m}\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\tau)^2};$$

we wzorze tym $m = {}^{10}/_3$ (dla metali) oznacza stosunek $\varepsilon : \varepsilon_q$ (por. str. 327), α_0 zaś ma dwie wartości: dla σ'_{max} będzie: $\alpha_0 = k_z : \frac{m+1}{m} k_s$, dla σ'_{min} zaś: $\alpha_0 = k : \frac{m+1}{m} k_s$; *) (podł. C. v. Bach'a) ilość α_0 nazwiemy stosunkiem wytężania materyału.

Dla ciał zupełnie jednolitych $\alpha_0 = 1$; dla innych ciał można α_0 oznaczyć podług danych tablicy str. 337.

Dla metali ($m = {}^{10}/_3$) otrzymamy:

$$\sigma' \frac{max}{min} = 0{,}35\,\sigma \pm 0{,}65\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\tau)^2},$$

*) Natężenia bezpieczne k_z, k i k_s są pewną częścią odnośnych wytrzymałości K_z, K i K_s, a nie zawsze stopień bezpieczeństwa bywa tak dobrany, aby dopełniony był warunek $\frac{k_z}{K_z} = \frac{k}{K} = \frac{k_s}{K_s}$; słuszniej byłoby zatem we wzorach powyższych na α_0 wielkości k_z, k i k_s zastąpić wielkościami K_z, K i K_s.

a wartości spółczynnika wytężania będą:

$$\alpha_0 = k_s : 1{,}3\, k_s, \text{ wzgl. } \sigma_0 = k : 1{,}3\, k_s .$$

2. Płaszczyzna momentów przechodzi przez oś belki, lecz jest dowolnie pochyła względem osi przekroju.

Osią sił nazwiemy przecięcie się przekroju belki z płaszczyzną momentów, przechodzącą przez oś belki, a nadto oznaczymy przez:

J_x i J_y momenty bezwładności przekroju względem dwóch dowolnych, prostopadle na sobie stojących osi ciężkości X, Y,

$J_{max} = J_I$, $J_{min} = J_{II}$ główne momenty bezwładności,

α kąt osi sił, β kąt osi obojętnej } z pierwszą osią główną SI (dla J_I),

δ kąt osi sił z osią obojętną.

1. Związki między osią sił i osią obojętną.

Oś sił z osią obojętną stanowią parę osi sprzężonych przekroju, dla których moment odśrodkowy równa się zeru. Znając zatem jedną z tych osi, łatwo wyznaczyć drugą, posiłkując się, np. kołem bezwładności (p. str. 185 rys. 114). Jeżeli zaś znamy osie główne przekroju, to i bez pomocy koła bezwładności możemy do znanej osi sił wykreślić przynależną oś obojętną (p. wykreślenie pod 2. str. 357). Obliczamy zaś β z pomocą wzoru:

$$\operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\beta = J_I : J_{II}.$$

2. Oznaczenie naprężeń.

α) Dane są **osie główne** SI z $J_{max} = J_I$, oraz SII z $J_{min} = J_{II}$.

Obliczenie (por. rys. 210). Jeżeli:

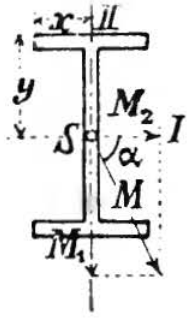
$M_1 = M \sin\alpha$ = składowa momentu, prostopadła do SI,

$M_2 = M \cos\alpha$ = składowa momentu, prostopadła do SII,

to naprężenie normalne w punkcie dowolnym, o spółrzędnych $x \parallel SI$ i $y \parallel SII$ będzie:

$$\sigma = \frac{M_1}{J_I}\, y + \frac{M_2}{J_{II}}\, x.$$

Rys. 210.



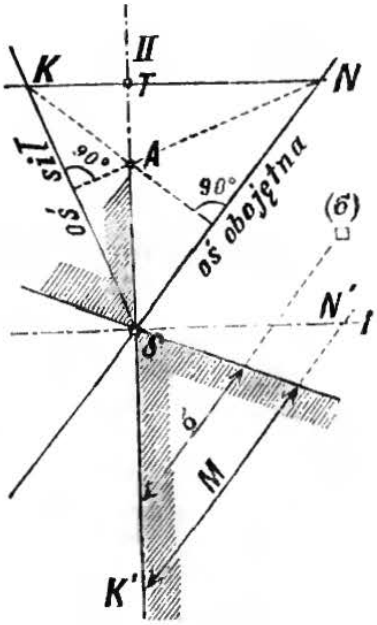
σ_{max} otrzymamy, podstawiając za x i y spółrzędne punktu najbardziej odległego od właściwej osi obojętnej, np. najbardziej odległego skrajnego punktu przekroju. Oś obojętną wypada zazwyczaj wykreślić uprzednio podług rys. 211 albo 212. Dla przekrojów, dających się obwieść prostokątem tak, aby wierzchołki prostokąta były zarazem skrajnymi punktami przekroju, np. dla przekrojów kształtu **I** [, mamy prościej:

$$\sigma_{max} = \frac{M_1}{W_1} + \frac{M_2}{W_2},$$

jeżeli W_1 i W_2 oznaczają momenty wytrzymałości względem osi głównych i najbardziej oddalonych punktów skrajnych przekroju.

Wykreślenie (podł. Rob. Land'a) *) p. rys. 211: SK niechaj będzie osią sił; na osi SII odcinamy $ST = J_I$, $TA = J_{II}$, a proste $KTN \parallel SI$ i $AN \perp SK$ przetną się w punkcie N, który jest jednym punktem osi obojętnej SN, stojącej prostopadle na KA.

Rys. 211.

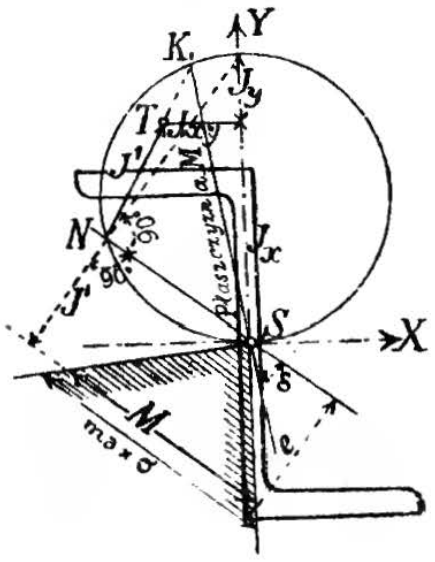


Pole naprężeń. Na SI (rys. 211) odcinamy $SN' = AN$ (albo też na SII kresę $SK' = SK$); na prostej, przeprowadzonej przez N' (albo K') równolegle do SN, odcinamy w dowolnem miejscu wartość momentu M jako kresę, a promienie wyprowadzone z S do końcy kresy M ograniczają żądane pole naprężeń: kresa σ, odcięta wspomnianymi promieniami z dowolnej równoległej do M (czyli do SN), przedstawia nam naprężenie σ, panujące we wszystkich punktach owej równoległej. Wykreślenie wielkości σ_{max} i σ_{min} wynika z powyższego. Podziałkę dla kres σ określa nam związek: $\sigma = (M : J)\, y$, w który zamiast wielkości M, J, y wprowadzamy jednostki podziałek użytych do ich wykreślenia, a otrzymamy jednostkę podziałki dla σ.

Przykład na obliczenie podziałki: Dla długości (y) 1 cm = 2 cm rzeczywistym, dla momentów (M) 1 cm = 5000 kgcm, dla momentów bezwładności (J) 1 cm = 100 cm⁴, a zatem dla naprężeń (σ) będzie: $1 \text{ cm.} = \frac{5000 \text{ kgcm} \cdot 2 \text{ cm}}{100 \text{ cm}^4} = 100 \text{ kg/cm}^2$.

β) Znanem jest **koło bezwładności** (oznaczone przez J_x, J_y i J_{xy}, względem dwóch dowolnych, na sobie prostopadłych osi SX i SY, por. str. 185), rys. 212. Oś obojętną wyznaczamy za pomocą cięciwy KTN, jako oś sprzężoną z osią sił SK. Jeżeli kresa $TN = J'$, a przez v oznaczymy oddalenie dowolnego punktu przekroju od osi obojętnej, to naprężenie w tym punkcie podług Rob. Land'a będzie ogólnie: **)

Rys. 212.



$$\sigma = \frac{M}{J'} v, \text{ a } \sigma_{max} = \frac{M}{J'} e,$$

przyczem $e = v_{max}$.

Pole naprężeń. Na równoległej do SN, przeprowadzonej w oddaleniu $J' = TN$, odcinamy kresę długości M, a dwa promienie, wyprowadzone z S przez końce tej kresy, ograniczają pole naprężeń, t. j. odcinają na dowolnej równoległej do SN

*) Centralbl. d. Bauverw., 1893, str. 465.

**) R. Land, Die Ermittlung der Spannugsverteilung i t. d., Zeitschr. f. Bauwesen. 1892. str. 554; jako odbitka u Wilh. Ernst & Sohn w Berlinie.

kresę przedstawiającą naprężenie w dowolnym punkcie tej równoległej. Co do podziałki stosują się i tu objaśnienia podane pod α).—Wykreślenie to posiada tę zaletę, że obywa się bez znajomości osi głównych.

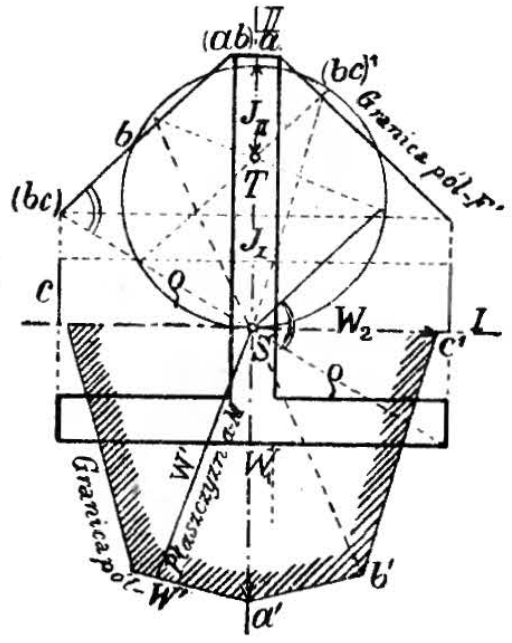
Uwaga. Jeżeli przyległe części budowlane dozwalają na przegięcie się belki tylko w pewnym, określonym kierunku, to warunek ten określa nam oś obojętną SN, jako prostopadłą do płaszczyzny przegięcia, a z pomocą koła bezwładności ze znanego położenia SN określamy NTK, a więc i położenie płaszczyzny momentów SK, już z uwzględnieniem działania nieznanych nam jeszcze co do wielkości bocznych odporów przyległych części budowlanych.

3. **Biegunowe pole wytrzymałości** (podł. Rob. Land'a). *)

Poprzednio pod (2., β) mieliśmy: $\sigma_{max} = \frac{M}{J'} e = \frac{M}{W'}$; wielkość: $W' = \frac{J'}{e} = \frac{J}{e \sin \delta}$ nazwiemy **wielkością wytrzymałości** względem osi obojętnej SN, przyczem J oznacza moment bezwładności względem tejże osi. Mamy zatem: $W' = W : \sin \delta$, jeżeli W jest momentem wytrzymałości dla osi SN (podł. str. 353). Odetnijmy z punktu S na każdej, przez niego przechodzącej osi sił, na obydwie strony, kresę przedstawiającą w dowolnej podziałce wartość W', (odniesioną do osi obojętnej, sprzężonej z każdorazową osią sił), a końce tych kres (promieni wodzących) leżeć będą na obwodzie symetrycznego, biegunowego pola wytrzymałości, które w skróceniu nazwiemy: „polem W'“ obwód jego zaś: „granicą W'“.

Uwaga. Dla każdej osi obojętnej mamy po **dwa** momenty wytrzymałości $W = J : e$, ponieważ za e musimy podstawić raz $e_{max} = e$, drugi raz $e_{min} = e$, (po drugiej stronie osi obojętnej). Mamy zatem też po dwie wartości W', a mianowicie: $W' = J' : e$ i $W_1' = J' : e_1$, z których $W' < W_1'$. Jeżeli więc na każdej przez S przechodzącej osi sił odetniemy jako kresy obydwie wartości W' i W_1', przynależne do osi obojętnej, sprzężonej z daną osią sił, lecz odetniemy je, poczynając od S, w strony przeciwne położeniom oddaleń e i e_1 względem osi obojętnej, to otrzymamy **„uogólnione** pole W'“ zamiast powyżej opisanego symetrycznego „pola W'“.

Rys. 213.



Wykreślenie i właściwości „pola W'“. (rys. 213). Z danego przekroju wykreślamy nasamprzód biegunowo symetryczne „pole F'“, w sposób następujący: Na każdym promieniu wodzącym, przechodzącym przez punkt S (ognisko), odcinamy symetrycznie, t. j. w stronę odwrotną, od S poczynając, kresę ϱ, równą większemu odcinkowi promienia wodzącego po kraju (obwodzie skrajnym) **) przekroju, t. j. odcinkowi między S a krajem przekroju. Wielobok, obwodzący skrajnie to pole F', nazwiemy granicą, albo krajem F' (t. j. boki a, b, c, ...) Wykreśliwszy jeszcze koło bezwładności przekroju F, otrzymamy poniższe związki między polem F', a polem W' ($a'b'c'$....):

*) Dodatek do: Deutscher Baukalender z r. 1894 i lat następnych, oraz R. Land. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 445.

**) Krajem przekroju nazywamy linię obwodzącą przekrój w ten sposób, że części

Każdy wierzchołek (bc) kraju F'' (jako przecięcie dwóch boków skrajnych b i c) jest sprzężony z bokiem $b'c'$ (łączącym wierzchołek b' z c') pola W'' i naodwrót: Kierunki promienia Sb' i boku skrajnego b, (albo promienia Sc' i boku skrajnego c) są kierunkami tak samo sprzężonemi, jak kierunki osi sił i osi obojętnej. Podobnie sprzężonemi są też kierunki promieni $S(bc)$ pola F'' i boku skrajnego $(b'c')$ pola W''. Związki te dozwalają wykreślić całe pole W'' z pomocą znanego koła bezwładności i jednej (obliczonej) wartości W''.

Z powodu symetryi pola W' starczy wykreślenie jednej połowy. Obwód tego pola odcina na każdej osi głównej moment wytrzymałości W przynależny do drugiej osi głównej, ponieważ w danym razie $\delta = 90^0$, a zatem $W'' = W : \sin \delta = W$.

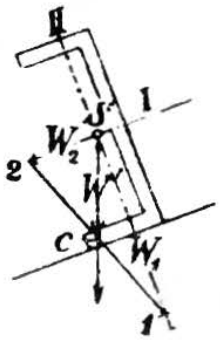
Oznaczenie naprężeń: Jeżeli W' jest promieniem wodzącym obwodu pola W'' w kierunku osi sił, to z powyższego wynika:

$$\sigma_{max} = M : W'' \text{ (por. wzór V, str. 353).}$$

Przykład 1. W rys. 213 wykreślono symetryczno-biegunowe pole W'' dla normalnego teownika 6×6 cm, dla którego mamy: $J_I = 23{,}8$ cm^4, $J_{II} = 12{,}2$ cm^4, $W_1 = 5{,}48$ cm^3, $W_2 = 4{,}05$ cm^3. Podziałki w rysunku zastosowano następujące: 1 cm rysunku przedstawia: 2 cm rozmiarów przekroju ($^1/_2$ wielkości rzeczywistej), 20 cm^4 dla J, a 3 cm^3 dla W i W'. Jeżeli a, b, c, są proste kraju F' [z wierzchołkami: (ab), (bc)] a', b', c' zaś sprzężone z nimi wierzchołki pola W', to odcinamy $Sa' = W_1$, $Sc' = W_2$, a kierunek $a'b'$ będzie sprzężony z promieniem $S(ab)$, kierunek zaś $c'b'$ sprzężony z promieniem $S(bc)$ [t. zn. równoległy do $S(bc)'$]. Dla sprawdzenia wykreślenia mamy nadto: Promień Sb' musi być sprzężony z kierunkiem boku skrajnego b pola F', a promień $S(ac)$, poprowadzony do przecięcia boku a z c, sprzężony z kierunkiem $a'c'$. [By rysunku 213 nie zagmatwać, nie wrysowano w niego linii w końcu wspomnianych].

Przykład 2. Skośnie ułożony nownik obciąża się pionowo (rys. 214), a moment największy niechaj będzie M. Obwód pola W' otrzymamy, odcinając na każdej z dwóch osi głównych moment wytrzymałości, odnoszący się do drugiej, a więc $W_1 = S1 \perp SI$ i $W_2 = S2 \perp SII$ w dowolnej podziałce, np. 1 cm = 20 cm^3. Prosta 12 jest krajem pola W', a pionowa oś sił przecina kraj ten w punkcie c, określającym nam wielkość $W'' = Sc$ (w podziałce dla W_1 i W_2). Ostatecznie otrzymamy: $\sigma_{max} = M : W''$.

Rys. 214.



Uwaga. W sposób zupełnie podobny, jak obwód określonego na str. 358 symetryczno-biegunowego pola W'' wykreślamy z pomocą kraju pola F', tak możemy też wykreślić obwód uogólnionego pola W'' z pomocą kraju danego przekroju, a będziemy mieli: $\sigma_{min} = M : W''_1$, przyczem jako W''_1 bierzemy większy z dwóch promieni wodzących odwodu W', leżących na osi sił. (Porów. uwagę na str. 358, jako też: rdzeń przekroju str. 401 i 402).

4. Oznaczenie przekroju.

Przekroje często stosowanych kształtowników I i [można oznaczyć z wzoru podanego pod 2., α, (str. 356), podstawiając k_b za σ_{max}, o ile znamy kierunek osi sił (płaszczyzny momentów) i położenie osi głównych. Rozkładamy moment M na dwa składowe: M_1 prostopadły do pierwszej osi głównej SI i M_2 prostopadły do drugiej osi głównej S_{II} (por. rys. 210, str. 356), a otrzymamy:

$$W_1 = (M_1 + u M_2) : k_b, \text{ przyczem } u = W_1 : W_2.$$

---

wklęsłe obwodu zastępujemy liniami prostemi, łączącemi skrajne wierzchołki, lub stycznemi do skrajnych punktów krzywych części obwodu. Kraj przekroju nie posiada zatem już części wklęsłych lub wcinających się ku środkowi.

Dogodnym sposobem obliczenia będzie następujący: Obierając szacunkowo z tablic profilowych pewien profil, mogący w przybliżeniu odpowiadać warunkom, oznaczamy dla niego stosunek u i wprowadzamy go we wzór powyższy, przez co otrzymamy pierwszą, przybliżoną wartość W_1. Podług niej dobieramy nowy profil, oznaczamy dla niego znów u i otrzymujemy z wzoru powyższego dokładniejszą wartość niezbędnego W_1. Do pierwszego szacunku można stosować średnie wartości (dla niemieckich profili normalnych):

dla dwuteowników I $u = 9$, dla uowników [$u = 7$. *)

Przykład. Belkę dwuteownikową niechaj obciąża sklepienie jednostronnie, a więc ciężarem pionowym i parciem poziomem. Składowe momentów dla środka belki obliczyliśmy na: w płaszczyźnie pionowej $M_1 = 50\,000$ kgcm, a w płaszczyźnie poziomej $M_2 = 100\,000$ kgcm. Jeżeli $k_b = 1000$, to otrzymamy z wzoru powyższego:

$$W_1 = (50\,000 + 9 \cdot 100\,000) : 1000 = 950 \text{ cm}^3.$$

Najbliższym tej wartości będzie profil normalny Nr 36, mający $W_1 = 1088$ cm^3, a stosunek $u = W_1 : W_2 = 9.53$. Dokładniej będzie zatem:
$W_1 = (50\,000 + 9{,}53 \cdot 100\,000) : 1000 = 1003$ cm^3, czyli że dwuteownik Nr 36 wystarcza.

c. Sprężyste odkształcenie belek prostych.

Początek spółrzędnych obieramy w podporze, a dla belek o końcu niepodpartym w tymże końcu. Osią x niechaj będzie prosta pierwotnie oś ciężkości belki.

1. Jeżeli moment bezwładności J jest stały dla całej belki, to pochylenie się wzajemne dwóch przekrojów w x_1 i x_2 skutkiem przegięcia będzie:

$$\alpha = \int_{x_1}^{x_2} \frac{M \cdot dx}{EJ} = \frac{1}{EJ} \int_{x_1}^{x_2} M \cdot dx = \frac{1}{EJ} \cdot \text{[pole momentów]}_{x_1}^{x_2}.$$

E podług str. 328, 331 i nast.

Jeżeli zaś wartość J jest zmienną, np. $J = f(x)$, to albo wprowadzamy tę wartość we wzór powyższy, otrzymując:

$$\alpha = \int_{x_1}^{x_2} \frac{M\,dx}{E f(x)}$$

i całkujemy dla znanej funkcyi $f(x)$ — albo też stosujemy sposób wykreślny, obliczając dowolną wartość J, najdogodniej największą wartość J_c, i wprowadzając ją we wzór powyższy, otrzymujemy:

$$\alpha = \frac{1}{EJ_c} \text{[przekształcone pole momentów]}_{x_1}^{x_2}$$

Przekształcenie pola momentów polega zaś na tem, że rzędne M zastępujemy rzędnemi:

$$M' = M\,(J_c : J).$$

2. Prosta pierwotnie oś (ciężkości) belki, po przegięciu się skutkiem sił i momentów na belkę działających, staje się krzywą, t. j.

*) Rob. Land, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 293 i 1007; 1898, str. 444. — Stosunki u dla niemieckich profili normalnych podano w Deutsches Normalprofilbuch 5 wydanie 1897.

osią sprężyście odkształconą, której nazwa skrócona będzie **odkształcona,** *) a jej promień krzywości ϱ określa się wzorem:

$$\varrho = \frac{EJ}{M} \quad \text{VII.}$$

Ponajczęściej oś belki przy ugięciu podlega nieznacznym tylko pochyleniom, możemy zatem we wzór ogólny na ϱ (str. 98) z dostateczną ściślością podstawić dx zamiast ds, przez co otrzymamy uproszczone **równanie różniczkowe odkształconej:**

$$\pm \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EJ} = \frac{1}{\varrho} \quad \text{VIII.}$$

Dwukrotne całkowanie powyższego doprowadzi nas do równania odkształconej, przyczem stałe całkowania określają się z każdorazowych warunków podparcia belki. Podpora stała, lub poziomo tylko przesuwalna, daje nam warunek $y = 0$; poziome osadzenie końca belki warunek: $dy : dx = 0$. **Punkty zwrotne** (p. str. 99) odkształconej pojawiają się w przekrojach, w których $M = 0$ (t. zn. $\varrho = \infty$). Warunkiem, aby odkształcona była **kołem,** będzie równanie:

$$\frac{\varrho}{E} = \frac{J}{M} = \text{stałej.}$$

Powyższe sposoby obliczeń są podatne tylko dla obciążeń mniej złożonych. — Równania odkształconych dla szczególnych przypadków obciążenia podano na str. 373—378.

3. Sposób Mohr'a nadaje się lepiej do ogólniejszych przypadków obciążenia. Ugięcie y w przekroju C równa się $(1 : EJ)$-krotnej wartości momentu, jaki powstanie w przekroju C, jeżeli belkę pomyślimy sobie obciążoną polem momentów, wykreślonem dla istotnego obciążenia belki. Gdy J nie jest stałem, lecz zmiennem, postępujemy w sposób wskazany już pod **1.**, zastępując J przez J_c, a pole momentów M przez przekształcone pole momentów $M' = M(J_c : J)$. — Odkształconą możemy natenczas pojmować jako wtororzędną krzywą momentów, a wykreślać jako **wielobok** (krzywą) **sznurowy** dla wspomnianego wyżej obciążenia polem momentów i przy odległości bieguna, równej EJ, względnie EJ_c.

4. Praca mechaniczna przeginania. Moment gnący M obraca (pochyla) cząstkę pręta długości dx o kąt $dx : \varrho$, mierzony łukiem o promieniu 1; praca wykonana przy tym obrocie będzie zatem dla całej belki:

$$A = \frac{1}{2}\int_0^l M \frac{dx}{\varrho} = \frac{1}{2}\int_0^l \frac{M^2 \cdot dx}{EJ}.$$

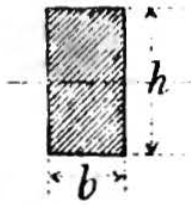
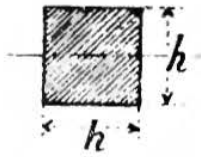
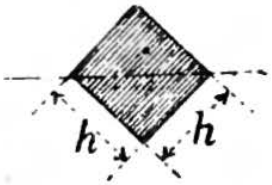
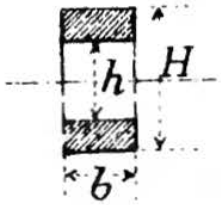
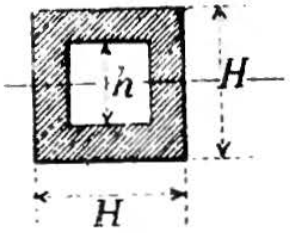
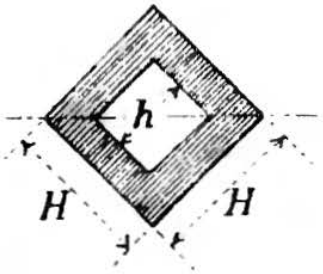
d. Momenty bezwładności i wytrzymałości.

Objaśnienia i ogólne prawa dotyczące momentów bezwładności p. str. 179 i nast.; ich wykreślanie p. str. 183 i nast.; oznaczenia zaś momentów bezwładności z doświadczeń wahadłowych p. str 211.

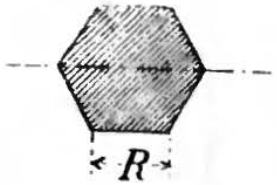
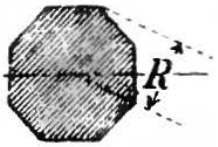
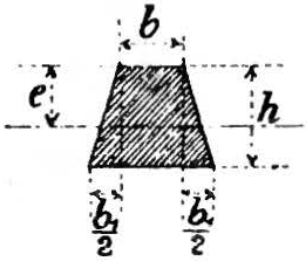
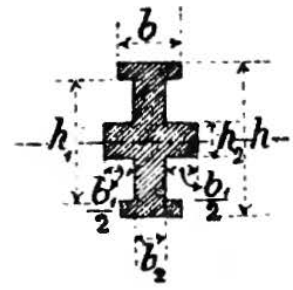
*) Na wzór innych linii i krzywych, np. styczna, rozwijająca, rozwinięta itp. Dotychczasowe nazwy: linia sprężysta albo linia ugięcia nie określają należycie pojęcia.

Równikowe momenty bezwładności i momenty wytrzymałości najpowszedniejszych przekrojów.

Dla **niesymetrycznych** przekrojów Nr. 7 i 12 podano tylko **mniejszy** (miarodajny) z dwóch momentów W_1 i W_2 (str. 353). Momenty bezwładności i wytrzymałości **niemieckich profili normalnych** podano w Dziale ósmym: Materyały budowlane, momenty bezwładności przekrojów **blachownic** zaś w Dziale piętnastym: Statyka budowlana; momenty bezwładności i wytrzymałości przekrojów **szyn kolejowych** w Dziale jedenastym: Kolejnictwo.

Nr.	Przekrój	Moment bezwładności	Moment wytrzymałości
1 *)		$J = \frac{bh^3}{12}$.	$W = \frac{bh^2}{6}$.
2 **)		$J = \frac{h^4}{12}$.	$W = \frac{h^3}{6}$.
3 **)		$J = \frac{h^4}{12}$.	$W = \frac{\sqrt{2}}{12} h^3 = 0{,}1179\, h^3$.
4		$J = \frac{b}{12}(H^3 - h^3)$.	$W = \frac{b}{6} \frac{H^3 - h^3}{H}$.
5 ***)		$J = \frac{H^4 - h^4}{12}$.	$W = \frac{1}{6} \frac{H^4 - h^4}{H}$.
6 ***)		$J = \frac{H^4 - h^4}{12}$.	$W = \frac{\sqrt{2}}{12} \frac{H^4 - h^4}{H} = 0{,}1179 \frac{H^4 - h^4}{H}$.

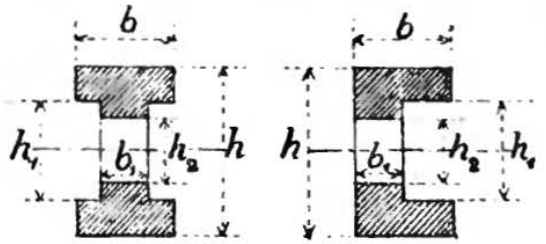
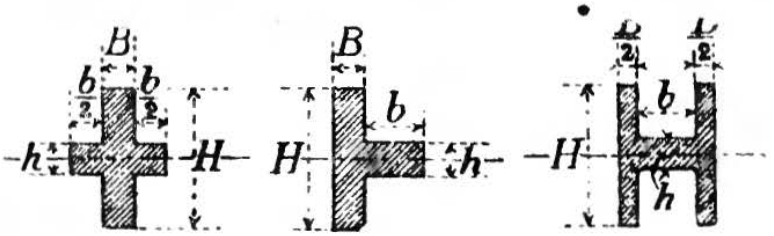
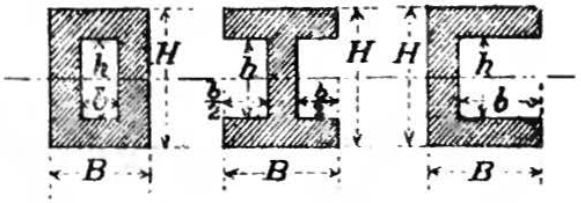
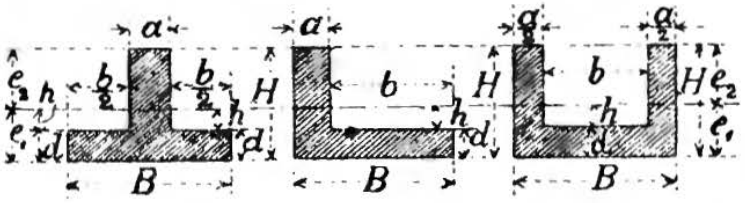
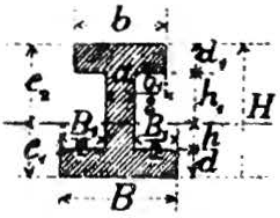
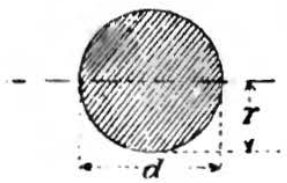
*) Tablica szczegółowa podana na str. 369 i nast.; objaśnienia p. str. 187.
**) Tablica szczegółowa str. 368, objaśnienia str. 187.
***) Można się posiłkować tablicą str. 368.

Nr.	Przekrój	Moment bezwładności	Moment wytrzymałości
7*)		$J = \frac{b h^3}{36}$. $e = \frac{2}{3} h$.	$W = \frac{b h^2}{24}$.
8		$J = \frac{5\sqrt{3}}{16} R^4 = 0{,}5413\ R^4$.	$W = \frac{5}{8} R^3$.
9			$W = 0{,}5413\ R^3$.
10**)		$J = \frac{1+2\sqrt{2}}{6} R^4 = 0{,}6381\ R^4$.	$W = 0{,}6906\ R^3$.
11	**Wielokąty prawidłowe.** F jest polem, a bokiem wielokąta, R promieniem opisanego, r wpisanego koła. Oś dowolna, przechodząca przez środek***) (dalsze dane p. str. 35 i 131)	$J = \frac{F}{24}(6R^2 - a^2) = \frac{F}{48}(12r^2 + a^2)$. $J \sim \frac{F R^2}{4}$.	$W \sim \frac{F R}{4}$.
12		$J = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{36(2b + b_1)} h^3$. $e = \frac{1}{3}\frac{3b + 2b_1}{2b + b_1} h$.	$W = \frac{6b^2 + 6bb_1 + b_1^2}{12(3b + 2b_1)} h^2$.
13		$J = \frac{b h^3 - (b - b_2) h_1^3 + b_1 h_2^3}{12}$.	$W = \frac{b h^3 - (b - b_2) h_1^3 + b_1 h_2^3}{6h}$.

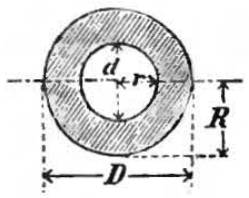
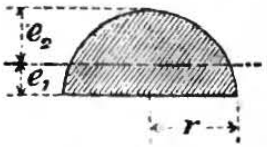
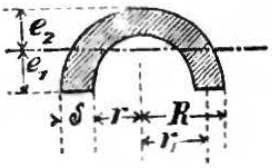
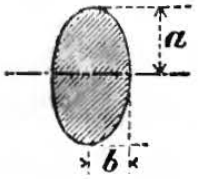
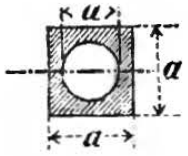
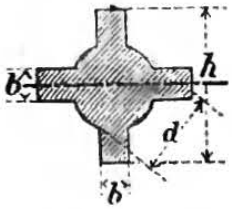
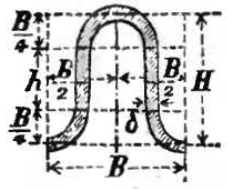
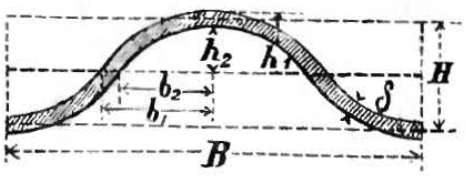
*) Dalsze dane p. str. 187.

**) Względem przekątni $W = 0{,}6381\ R^3$.

***) Moment bezwładności jest ściśle jednakowy dla dowolnej osi środkowej — wartości momentów wytrzymałości natomiast nieco zmienne, w zależności od zmieniającego się położenia osi w obrębie połowy kąta środkowego.

Nr.	Przekrój	Moment bezwładności	Moment wytrzymałości
14.		$J = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3)}{12}$.	$W = \frac{b(h^3 - h_1^3) + b_1(h_1^3 - h_2^3)}{6h}$.
15.		$J = \frac{B H^3 + b h^3}{12}$.	$W = \frac{B H^3 + b h^3}{6 H}$.
16.		$J = \frac{B H^3 - b h^3}{12}$.	$W = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H}$.
17.		$J = {}^1/_3 (B e_1^3 - b h^3 + a e_2^3)$ $e_1 = \frac{1}{2} \frac{a H^2 + b d^2}{a H + b d}$; $e_2 = H - e_1$.	
18.		$J = {}^1/_3 [B (e_1^3 - h^3) + b (e_2^3 - h_1^3)]$. $e_1 = \frac{1}{2} \frac{B d^2 + b d_1 (2H - d_1)}{B d + b d_1}$; $e_2 = H - e_1$.	
19.		$J = {}^1/_3 (B e_1^3 - B_1 h^3 + b e_2^3 - b_1 h_1^3)$. $e_1 = \frac{1}{2} \frac{a H^2 + B_1 d^2 + b_1 d_1 (2H - d_1)}{a H + B_1 d + b_1 d_1}$.	
20 *).		$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4}$ $= 0{,}0491\ d^4$ $= 0{,}7854\ r^4$ $= F\left(\frac{r}{2}\right)^2 = \frac{F}{4} r^2$. $J \sim 0{,}05\ d^4$.	$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4}$ $= 0{,}0982\ d^3$ $= 0{,}7854\ r^3$ $= \frac{F}{4} r$. $W \sim 0{,}1\ d^3$.

*) Tablica szczegółowa str. 366. Dalsze dane str. 188.

Nr.	Przekrój	Moment bezwładności	Moment wytrzymałości
1 *)	 $d_m = {}^1/_2 (D + d)$, $s = {}^1/_2 (D - d)$.	$J = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $= \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)$ $= {}^1/_4 F (R^2 + r^2)$. $J \sim 0{,}05 (D^4 - d^4)$.	$W = \frac{\pi}{32}\frac{D^4 - d^4}{D}$ $= \frac{\pi}{4}\frac{R^4 - r^4}{R}$. $W \sim 0{,}8\, d_m^2\, s$.
2		$J = r^4\left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right)$ $= 0{,}1098\, r^4$.	$W_1 = 0{,}1908\, r^3$, $W_2 = 0{,}2587\, r^3$. $e_1 = 0{,}4244\, r$.
3		$J = 0{,}1098 (R^4 - r^4) - \frac{0{,}283\, R^2 r^2 (R - r)}{R + r}$. $J \sim 0{,}3\, \delta r_1^3$.	$e_1 = \frac{4}{3\pi}\frac{R^2 + Rr + r^2}{R + r}$. $e_2 = R - e_1$.
4		$J = \frac{\pi a^3 b}{4} = 0{,}7854\, a^3 b$.	$W = \frac{\pi a^2 b}{4} = 0{,}7854\, a^2 b$.
5	**Pierścień eliptyczny.** a i b zewnętrzne, a_1 i b_1 wewnętrzne półosie główne; $a - a_1 = b - b_1 = \delta =$ średnia grubość ścianki. J i W względem osi $2b$.	$J = \frac{\pi}{4}(a^3 b - a_1^3 b_1)$ $\sim \frac{\pi}{4} a^2 (a + 3b)\, \delta$.	$W \sim \frac{\pi}{4} a (a + 3b)\, \delta$.
6		$J = \frac{1}{12}\left(a^4 - \frac{3\pi}{16} d^4\right)$.	$W = \frac{1}{6a}\left(a^4 - \frac{3\pi}{16} d^4\right)$.
7		$J = \frac{1}{12}\left[\frac{3\pi}{16} d^4 + b (h^3 - d^3) + b^3 (h - d)\right]$.	$W = \frac{1}{6h}\left[\frac{3\pi}{16} d^4 + b (h^3 - d^3) + b^3 (h - d)\right]$.
8	 Dźwigarowa blacha głęboko falista. **)	$J = \frac{\delta}{4}\left(\frac{\pi B^3}{16} + B^2 h + \frac{\pi B h^2}{2} + \frac{2}{3} h^3\right)$, przyczem $h = H - {}^1/_2 B$.	$W = \frac{2J}{H + \delta}$.
9	 Blacha płytko falista **, (fala z łuków parobolicznych).	$J = \frac{64}{105}(b_1 h_1^3 - b_2 h_2^3)$, przyczem $h_1 = {}^1/_2 (H + \delta)$, $h_2 = {}^1/_2 (H - \delta)$, $b_1 = {}^1/_4 (B + 2{,}6\, \delta)$, $b_2 = {}^1/_4 (B - 2{,}6\, \delta)$.	$W = \frac{2J}{H + \delta}$.

*) Tablica szczegółowa str. 367. Dalsze dane p. str. 188. — **) Dalsze dane, dotyczące blach falistych, w Dziale ósmym: Materyały budowlane, rozdział II.

1. **Przekrój kołowy** (pełny).



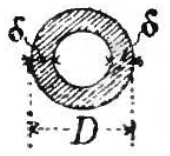
J = równikowy moment bezwładności,
W = moment wytrzymałości.

d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$	d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$	d	$J=\frac{\pi d^4}{64}$	$W=\frac{\pi d^3}{32}$
1	0,0491	0,0982	34	65597	3859	67	989166	29527
2	0,7854	0,7854	35	73662	4209	68	1049556	30869
3	3,976	2,651	36	82448	4580	69	1112660	32251
4	12,57	6,283	37	91998	4973	**70**	1178588	33674
5	30,68	12,27	38	102354	5387	71	1247393	35138
6	63,62	21,21	39	113561	5824	72	1319167	36644
7	117,9	33,67	**40**	125664	6283	73	1393995	38192
8	201,1	50,27	41	138709	6766	74	1471963	39783
9	322,1	71,57	42	152745	7274	75	1553156	41417
10	490,9	98,17	43	167820	7806	76	1637662	43096
11	718,7	130,7	44	183984	8363	77	1725571	44820
12	1018	169,6	45	201289	8946	78	1816972	46589
13	1402	215,7	46	219787	9556	79	1911967	48404
14	1886	269,4	47	239531	10193	**80**	2010619	50265
15	2485	331,3	48	260576	10857	81	2113051	52174
16	3217	402,1	49	282979	11550	82	2219347	54130
17	4100	482,3	**50**	306796	12272	83	2329605	56135
18	5153	572,6	51	332086	13023	84	2443920	58189
19	6397	673,4	52	358908	13804	85	2562392	60292
20	7854	785,4	53	387323	14616	86	2685120	62445
21	9547	909,2	54	417393	15459	87	2812205	64648
22	11499	1045	55	449180	16334	88	2943748	66903
23	13737	1194	56	482750	17241	89	3079853	69210
24	16286	1357	57	518166	18181	**90**	3220623	71569
25	19175	1534	58	555497	19155	91	3366165	73982
26	22432	1726	59	594810	20163	92	3516586	76448
27	26087	1932	**60**	636172	21206	93	3671992	78968
28	30172	2155	61	679651	22284	94	3832492	81542
29	34719	2394	62	725332	23398	95	3998198	84173
30	39761	2651	63	773272	24548	96	4169220	86859
31	45333	2925	64	823550	25736	97	4345671	89601
32	51472	3217	65	876240	26961	98	4527664	92401
33	58214	3528	66	931420	28225	99	4715315	95259
						100	4908738	98175

$\pi : 64 = 0{,}0490874$; $\log\ (\pi : 64) = 0{,}6909699 - 2.$

$\pi : 32 = 0{,}0981748$; $\log\ (\pi : 32) = 0{,}9919999 - 2.$

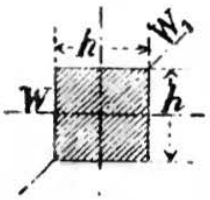
2. Pierścień kołowy.



Wagi jednostkowe g (w kg/m. b.) stosują się do **gładkich rur (słupów) lanożelaznych.** 1 m³ żelaza lanego waży 7250 kg. Dla żelaza spawalnego ilości g trzeba pomnożyć przez 1,076, dla żelaza zlewnego przez 1,083, dla stali zlewnej. walcowanej lub lanej przez 1,084.

D = Średnica zewnętrzna mm	δ = grubość ścianki mm	F = Przekrój cm²	W = Moment wytrzymałości cm³	J = Moment bezwładności cm⁴	g = Waga rury lanożelaznej kg/m.b.
100	10	28,27	57,96	289,81	20,50
	12	33,18	65,42	327,1	24,05
	15	40,06	74,59	373,0	29,04
	18	46,37	81,70	408,5	33,62
	20	50,27	85,45	427,3	36,44
110	12	36,95	81,85	450,2	26,79
	15	44,77	94,11	517,6	32,46
	18	52,02	103,90	571,5	37,72
	20	56,55	109,2	603,8	40,99
120	12	40,71	100,2	601,0	29,52
	15	49,48	116,0	695,8	35,88
	18	57,68	128,9	773,5	41,82
	20	62,83	136,1	816,8	45,56
130	12	44,48	120,3	782,3	32,25
	15	54,19	140,2	911,1	39,29
	18	63,33	156,8	1019	45,92
	20	69,11	166,1	1080	50,11
	22	74,64	174,4	1134	54,12
	25	82,47	184,8	1201	59,79
140	12	48,26	142,4	997	34,98
	15	58,90	166,7	1167	42,70
	18	68,99	187,4	1311	50,02
	20	75,40	199,3	1395	54,66
	22	81,56	209,9	1469	59,13
	25	90,32	223,4	1564	65,49
150	15	63,62	195,6	1467	46,12
	18	74,65	220,8	1656	54,12
	20	81,68	235,5	1766	59,22
	22	88,47	248,8	1866	64,14
	25	98.18	265,9	1994	71,17
	28	107,32	280,2	2102	77,80
160	15	68,33	226,9	1815	49,54
	18	80,30	257,1	2056	58,22
	20	87,97	274,9	2199	63,77
	22	95,38	291,1	2329	69,15
	25	106,03	312,3	2498	76,87
	28	116,11	330,3	2643	84,18
	30	122,52	340,8	2726	88,83
170	15	73,04	260,5	2214	52,96
	18	85,95	296,1	2517	62,32
	20	94,25	317,4	2698	68,33
	22	102,29	336,8	2863	74,16
170	25	113,88	362,6	3082	82,57
	28	124,91	384,8	3271	90,56
	30	131,95	397,8	3381	95,66
180	15	77,75	296,4	2668	56,38
	18	91,61	338,0	3042	66,42
	20	100,53	363,0	3267	72,88
	22	109,20	386,1	3475	79,17
	25	121,74	416,8	3751	88,26
	28	133,71	443,6	3992	96,94
	30	141,37	459,5	4135	102,49
	35	159,44	492,7	4434	115,59
190	15	82,47	334,8	3180	59,79
	18	97,26	382,8	3636	70,52
	20	106,81	411,8	3912	77,44
	22	116,11	438,7	4168	84,18
	25	129,59	474,9	4511	93,95
	28	142,50	506,8	4814	103,31
	30	150,80	525,8	4995	109,33
	35	170,43	566,2	5379	123,56
200	15	87,18	375,4	3754	63,20
	18	102,92	430,3	4303	74,62
	20	113,10	463,7	4637	82,00
	25	137,44	536,9	5369	99,65
	28	151,30	574,3	5743	109,69
	30	160,22	596,8	5968	116,16
	35	181,43	645,2	6452	131,53
225	20	128,81	607,2	6831	93,38
	25	157,08	709,0	7977	113,88
	30	183,78	794,9	8942	133,24
	35	208,92	866,4	9747	151,46
250	22	157,58	827,0	10334	114,25
	25	176,72	905,7	11320	128,12
	30	207,35	1022	12778	150,33
	35	236,41	1122	14022	171,39
275	25	196,35	1127	15493	142,35
	30	230,91	1279	17585	167,41
	35	263,89	1411	19397	191,32
300	28	239,26	1491	22359	173,47
	30	254,47	1565	23472	184,49
	35	291,38	1735	26021	211,25
350	30	301,59	2225	38938	218,56
	35	346,36	2485	43484	251,11

3. Przekrój kwadratowy.



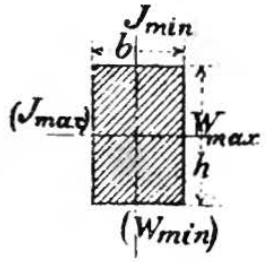
$J = \frac{h^4}{12}$ = moment bezwładności względem dowolnej osi ciężkości.

$W = \frac{h^3}{6}$ = moment wytrzymałości względem osi ciężkości równoległej, do jednego z boków.

$W_1 = \frac{\sqrt{2}}{12} h^3 = 0{,}117851130\, h^3$ = moment wytrzymałości względem przekątni.

h	J	W	W_1	h	J	W	W_1
1	0,0833	0,1667	0,1179	31	76960	4965,2	3510,9
2	1,3333	1,3333	0,9428	32	87381	5461,3	3861,7
3	6,7500	4,5000	3,1820	33	98827	5989,5	4235,2
4	21,333	10,667	7,5425	34	111361	6550,7	4632.0
5	52,083	20,833	14,731	35	125052	7145,8	5052,8
6	108,00	36,000	25,456	36	139968	7776.0	5498.4
7	200,08	57,167	40,423	37	156180	8442,2	5969.5
8	341,33	85,333	60,340	38	173761	9145,3	6466,7
9	546,75	121,50	85,913	39	192787	9886,5	6990,7
10	833,33	166,67	117,85	**40**	213333	10667	7542,5
11	1220,1	221,83	156,86	41	235480	11487	8122,3
12	1728,0	288,00	203,64	42	259308	12348	8731,3
13	2380,1	366,17	258,92	43	284900	13251	9369,9
14	3201,3	457,33	323,38	44	312341	14197	10039
15	4218,8	562,50	397,74	45	341719	15188	10739
16	5461,3	682,67	482,71	46	373121	16223	11471
17	6960,1	818,83	579,00	47	406640	17304	12236
18	8748,0	972,00	687,30	48	442368	18432	13033
19	10860	1143,2	808,33	49	480400	19608	13865
20	13333	1333,3	942,81	**50**	520833	20833	14731
21	16207	1543,5	1091,4	51	563767	22109	15633
22	19521	1774,7	1254,9	52	609301	23435	16571
23	23320	2027,8	1433,9	53	657540	24813	17545
24	27648	2304,0	1629,2	54	708588	26244	18557
25	32552	2604,2	1841,4	55	762552	27729	19607
26	38081	2929,3	2071,3	56	819541	29269	20696
27	44287	3280,5	2319,6	57	879667	30866	21825
28	51221	3658,7	2587,0	58	943041	32519	22994
29	58940	4064.8	2874,2	59	1009780	34230	24204
30	67500	4500.0	3182,0	**60**	1080000	36000	25456

4. Przekrój prostokątny.



$$J_{\min} = \frac{b^3 h}{12}.$$

$$W_{\max} = \frac{b h^2}{6}.$$

Uwaga. $J_{\max} = \frac{b h^3}{12}$ otrzymamy, mnożąc wartość $W_{\max}$ z tablicy przez $\frac{h}{2}$.

$W_{\min} = \frac{b^2 h}{6}$ otrzymamy, dzieląc wartość $J_{\min}$ z tablicy przez $\frac{b}{2}$.

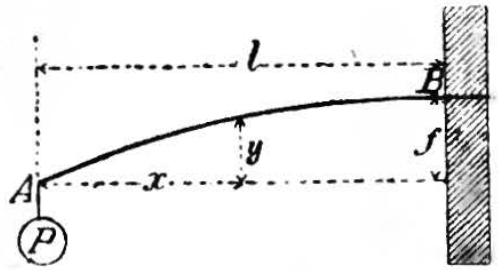
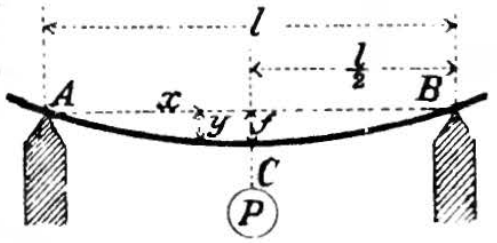
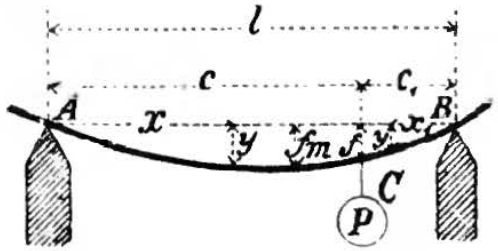
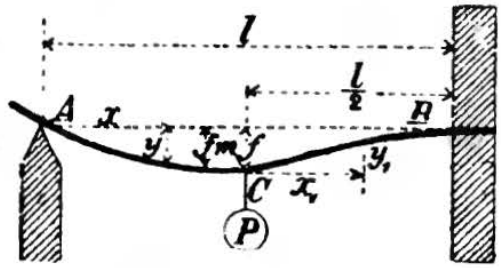
Przekrój h	Przekrój b	$J_{\min}$	$W_{\max}$
1	1	0,0833	0,1667
2	1	0,1667	0,6667
	2	1,3333	1,3333
3	1	0,2500	1,5000
	2	2,0000	3,0000
	3	6,7500	4,5000
4	1	0,3333	2,6667
	2	2,6667	5,3333
	3	9,0000	8,0000
	4	21,333	10,667
5	1	0,4167	4,1667
	2	3,3333	8,3333
	3	11,250	12,500
	4	26,667	16,667
	5	52,083	20,833
6	1	0,5000	6,0000
	2	4,0000	12,000
	3	13,500	18,000
	4	32,000	24,000
	5	62,500	30,000
	6	108,00	36,000
7	1	0,5833	8,1667
	2	4,6667	16,333
	3	15,750	24,500
	4	37,333	32,667
	5	72,917	40,833
	6	126,00	49,000
	7	200,08	57,167
8	1	0,6667	10,667
	2	5,3333	21,333
	3	18,000	32,000
	4	42,667	42,667
	5	83,333	53,333
	6	144,00	64,000
	7	228,67	74,667
	8	341,33	85,333
9	1	0,7500	13,500
	2	6,0000	27,000
	3	20,250	40,500
9	4	48,000	54,000
	5	93,750	67,500
	6	162,00	81,000
	7	257,25	94,500
	8	384,00	108,00
	9	546,75	121,50
10	1	0,8333	16,667
	2	6,6667	33,333
	3	22,500	50,000
	4	53,333	66,667
	5	104,17	83,333
	6	180,00	100,00
	7	285,83	116,67
	8	426,67	133,33
	9	607,50	150,00
	10	833,33	166,67
11	1	0,9167	20,167
	2	7,3333	40,333
	3	24,750	60,500
	4	58,667	80,667
	5	114,58	100,83
	6	198,00	121,00
	7	314,42	141,17
	8	469,33	161,33
	9	668,25	181,50
	10	916,67	201,67
	11	1220,1	221,83
12	1	1,0000	24,000
	2	8,0000	48,000
	3	27,000	72,000
	4	64,000	96,000
	5	125,00	120,00
	6	216,00	144,00
	7	343,00	168,00
	8	512,00	192,00
	9	729,00	216,00
	10	1000,0	240,00
	11	1331,0	264,00
	12	1728,0	288,00
13	1	1,0833	28,167
	2	8,6667	56,333
13	3	29,250	84,500
	4	69,333	112,67
	5	135,42	140,83
	6	234,00	169,00
	7	371,58	197,17
	8	554,67	225,33
	9	789,75	253,50
	10	1083,3	281,67
	11	1441,9	309,83
	12	1872,0	338,00
	13	2380,1	366,17
14	1	1,1667	32,667
	2	9,3333	65,333
	3	31,500	98,000
	4	74,667	130,67
	5	145,83	163,33
	6	252,00	196,00
	7	400,17	228,67
	8	597,33	261,33
	9	850,50	294,00
	10	1166,7	326,67
	11	1552,8	359,33
	12	2016,0	392,00
	13	2563,2	424,67
	14	3201,3	457,33
15	1	1,2500	37,500
	2	10,000	75,000
	3	33,750	112,50
	4	80,000	150,00
	5	156,25	187,50
	6	270,00	225,00
	7	428,75	262,50
	8	640,00	300,00
	9	911,25	337,50
	10	1250,0	375,00
	11	1663,8	412,50
	12	2160,0	450,00
	13	2746,3	487,50
	14	3430,0	525,00
	15	4218,8	562,50
16	1	1,3333	42,667

Przekrój h	Przekrój b	J_{min}	W_{max}
16	2	10,667	85,333
	3	36,000	128,00
	4	85,333	170,67
	5	166,67	213,33
	6	288,00	256,00
	7	457,33	298,67
	8	682,67	341,33
	9	972,00	384,00
	10	1333,3	426,67
	11	1774,7	469,33
	12	2304,0	512,00
	13	2929,3	554,67
	14	3658,7	597,33
	15	4500,0	640,00
	16	5461,3	682,67
17	1	1,4167	48,167
	2	11,333	96,333
	3	38,250	144,50
	4	90,667	192,67
	5	177,08	240,83
	6	306,00	289,00
	7	485,92	337,17
	8	725,33	385,33
	9	1032,8	433,50
	10	1416,7	481,67
	11	1885,6	529,83
	12	2448,0	578,00
	13	3112,4	626,17
	14	3887,3	674,33
	15	4781,3	722,50
	16	5802,7	770,67
	17	6960,1	818,83
18	1	1,5000	54,000
	2	12,000	108,00
	3	40,500	162,00
	4	96,000	216,00
	5	187,50	270,00
	6	324,00	324,00
	7	514,50	378,00
	8	768,00	432,00
	9	1093,5	486,00
	10	1500,0	540,00
	11	1996,5	594,00
	12	2592,0	648,00
	13	3295,5	702,00
	14	4116,0	756,00
	15	5062,5	810,00
	16	6144,0	864,00
	17	7369,5	918,00
	18	8748,0	972,00
19	1	1,5833	60,167
	2	12,667	120,33
	3	42,750	180,50
	4	101,33	240,67
	5	197,92	300,83
	6	342,00	361,00
	7	543,08	421,17
19	8	810,67	481,33
	9	1154,3	541,50
	10	1583,3	601,67
	11	2107,4	661,83
	12	2736,0	722,00
	13	3478,6	782,17
	14	4344,7	842,33
	15	5343,8	902,50
	16	6485,3	962,67
	17	7778,9	1022,8
	18	9234,0	1083,0
	19	10860	1143,2
20	1	1,6667	66,667
	2	13,333	133,33
	3	45,000	200,00
	4	106,67	266,67
	5	208,33	333,33
	6	360,00	400,00
	7	571,67	466,67
	8	853,33	533,33
	9	1215,0	600,00
	10	1666,7	666,67
	11	2218,5	733,33
	12	2880,0	800,00
	13	3661,7	866,67
	14	4573,3	933,33
	15	5625,0	1000,0
	16	6826,7	1066,7
	17	8188,3	1133,3
	18	9720,0	1200,0
	19	11432	1266,7
	20	13333	1333,3
21	1	1,7500	73,500
	2	14,000	147,00
	3	47,250	220,50
	4	112,00	294,00
	5	218,75	367,50
	6	378,00	441,00
	7	600,25	514,50
	8	896,00	588,00
	9	1275,8	661,50
	10	1750,0	735,00
	11	2329,3	808,50
	12	3024,0	882,00
	13	3844,8	955,50
	14	4802,0	1029,0
	15	5906,3	1102,5
	16	7168,0	1176,0
	17	8597,8	1249,5
	18	10206	1323,0
	19	12003	1396,5
	20	14000	1470,0
	21	16207	1543,5
22	1	1,8333	80,667
	2	14,667	161,33
	3	49,500	242,00
	4	117,33	322,67
22	5	229,17	403,33
	6	396,00	484,00
	7	628,83	564,67
	8	938,67	645,33
	9	1336,5	726,00
	10	1833,3	806,67
	11	2440,2	887,33
	12	3168,0	968,00
	13	4027,8	1048,7
	14	5030,7	1129,3
	15	6187,5	1210,0
	16	7509,3	1290,7
	17	9007,2	1371,3
	18	10692	1452,0
	19	12575	1532,7
	20	14667	1613,3
	21	16979	1694,0
	22	19521	1774,7
23	1	1,9167	88,167
	2	15,333	176,33
	3	51,750	264,50
	4	122,67	352,67
	5	239,58	440,83
	6	414,00	529,00
	7	657,42	617,17
	8	981,33	705,33
	9	1397,3	793,50
	10	1916,7	881,67
	11	2551,1	969,83
	12	3312,0	1058,0
	13	4210,9	1146,2
	14	5259,3	1234,3
	15	6468,8	1322,5
	16	7850,7	1410,7
	17	9416,6	1498,8
	18	11178	1587,0
	19	13146	1675,2
	20	15333	1763,3
	21	17750	1851,5
	22	20409	1939,7
	23	23320	2027,8
24	1	2,0000	96,000
	2	16,000	192,00
	3	54,000	288,00
	4	128,00	384,00
	5	250,00	480,00
	6	432,00	576,00
	7	686,00	672,00
	8	1024,0	768,00
	9	1458,0	864,00
	10	2000,0	960,00
	11	2662,0	1056,0
	12	3456,0	1152,0
	13	4394,0	1248,0
	14	5488,0	1344,0
	15	6750,0	1440,0
	16	8192,0	1536,0

Przekrój h	Przekrój b	J_{min}	W_{max}
24	17	9826,0	1632,0
	18	11664	1728,0
	19	13718	1824,0
	20	16000	1920,0
	21	18522	2016,0
	22	21296	2112,0
	23	24334	2208.0
	24	27648	2304,0
25	1	2,0833	104,17
	2	16,667	208,33
	3	56,250	312,50
	4	133,33	416,67
	5	260,42	520,83
	6	450,00	625,00
	7	714,58	729,17
	8	1066,7	833,33
	9	1518,8	937,50
	10	2083,3	1041,7
	11	2772,9	1145,8
	12	3600,0	1250,0
	13	4577,1	1354,2
	14	5716,7	1458,3
	15	7031,3	1562,5
	16	8533,3	1666,7
	17	10235	1770,8
	18	12150	1875,0
	19	14290	1979,2
	20	16667	2083,3
	21	19294	2187,5
	22	22183	2291,7
	23	25348	2395,8
	24	28800	2500,0
	25	32552	2604,2
26	1	2,1667	112,67
	2	17,333	225,33
	3	58.500	338,00
	4	138,67	450,67
	5	270,83	563,33
	6	468,00	676,00
	7	743,17	788,67
	8	1109,3	901,33
	9	1579,5	1014,0
	10	2166,7	1126,7
	11	2883,8	1239,3
	12	3744,0	1352,0
	13	4760,2	1464,7
	14	5945,3	1577,3
	15	7312,5	1690,0
	16	8874,7	1802,7
	17	10645	1915.3
	18	12636	2028,0
	19	14861	2140,7
	20	17333	2253,3
	21	20066	2366,0
	22	23071	2478,7
	23	26362	2591,3
	24	29952	2704,0
26	25	33854	2816,7
	26	38081	2929,3
27	1	2,2500	121,50
	2	18,000	243,00
	3	60,750	364,50
	4	144,00	486,00
	5	281,25	607,50
	6	486,00	729,00
	7	771,75	850,50
	8	1152,0	972,00
	9	1640,3	1093,5
	10	2250,0	1215,0
	11	2994,8	1336,5
	12	3888,0	1458,0
	13	4943,3	1579,5
	14	6174,0	1701,0
	15	7593,8	1822,5
	16	9216,0	1944,0
	17	11054	2065,5
	18	13122	2187,0
	19	15433	2308,5
	20	18000	2430,0
	21	20837	2551,5
	22	23958	2673,0
	23	27376	2794,5
	24	31104	2916,0
	25	35156	3037,5
	26	39546	3159,0
	27	44287	3280,5
28	1	2,3333	130,67
	2	18,667	261,33
	3	63,000	392,00
	4	149,33	522,67
	5	291,67	653,33
	6	504,00	784,00
	7	800,33	914,67
	8	1194,7	1045,3
	9	1701,0	1176,0
	10	2333,3	1306,7
	11	3105,7	1437,3
	12	4032,0	1568,0
	13	5126,3	1698,7
	14	6402,7	1829,3
	15	7875,0	1960,0
	16	9557,3	2090,7
	17	11464	2221,3
	18	13608	2352,0
	19	16004	2482,7
	20	18667	2613,3
	21	21609	2744,0
	22	24845	2874,7
	23	28390	3005,3
	24	32256	3136,0
	25	36458	3266,7
	26	41011	3397,3
	27	45927	3528,0
	28	51221	3658,7
29	1	2,4167	140,17
	2	19,333	280,33
	3	65,250	420,50
	4	154,67	560,67
	5	302,08	700,83
	6	522,00	841,00
	7	828,92	981,17
	8	1237,3	1121,3
	9	1761,8	1261,5
	10	2416,7	1401,7
	11	3216,6	1541,8
	12	4176,0	1682,0
	13	5309,4	1822,2
	14	6631,3	1962,3
	15	8156,3	2102,5
	16	9898,7	2242,7
	17	11873	2382,8
	18	14094	2523,0
	19	16576	2663,2
	20	19333	2803,3
	21	22381	2943,5
	22	25733	3083,7
	23	29404	3223,8
	24	33408	3364,0
	25	37760	3504,2
	26	42475	3644,3
	27	47567	3784,5
	28	53051	3924,7
	29	58940	4064,8
30	1	2,5000	150,00
	2	20,000	300,00
	3	67,500	450,00
	4	160,00	600,00
	5	312,50	750,00
	6	540,00	900,00
	7	857,50	1050,0
	8	1280,0	1200,0
	9	1822,5	1350,0
	10	2500,0	1500,0
	11	3327,5	1650,0
	12	4320,0	1800,0
	13	5492,5	1950,0
	14	6860,0	2100,0
	15	8437,5	2250,0
	16	10240	2400,0
	17	12283	2550,0
	18	14580	2700,0
	19	17148	2850,0
	20	20000	3000,0
	21	23153	3150,0
	22	26620	3300,0
	23	30418	3450,0
	24	34560	3600,0
	25	39063	3750,0
	26	43940	3900,0
	27	49208	4050,0
	28	54880	4200,0
	29	60973	4350,0
	30	67500	4500,0

e. Belka o stałym

W tablicach poniższych zastosowano następujące jednostki miar: dla rozpiętości l, zewnętrznych A, B, P, Q i t. d. — kg; gięcie bezpieczne k_b (p. str. 330, 336 i nast.) oraz ty bezwładności J przekrojów względem poziomej osi przeginania w cm^4; a wreszcie

Nr.	Sposób obciążenia	Odpory podpór A, B. Momenty gnące M	Nośność P. Potrzebny moment wytrzymałości W
1.		$B = P.$ $M = Px.$ $M_{max} = Pl.$	$P = \frac{k_b W}{l}.$ $W = \frac{Pl}{k_b}.$
2.		$A = B = \frac{P}{2}.$ $M = \frac{Px}{2}.$ $M_{max} = \frac{Pl}{4}.$	$P = 4\frac{k_b W}{l}.$ $W = \frac{Pl}{4k_b}.$
3.		$A = \frac{Pc_1}{l}$; $B = \frac{Pc}{l}.$ Dla AC: $M = \frac{Pc_1 x}{l}$; dla BC: $M = \frac{Pc x_1}{l}.$ $M_{max} = \frac{Pcc_1}{l}.$	$P = k_b W \frac{l}{cc_1}.$ $W = \frac{Pcc_1}{lk_b}.$
4.	 Porównaj sposób Nr. 23, str. 382.	$A = \frac{5}{16}P$; $B = \frac{11}{16}P.$ Dla AC: $M = \frac{5}{16}Px$; dla C: $M = \frac{5}{32}Pl$; dla BC: $M = Pl\left(\frac{5}{32} - \frac{11}{16}\frac{x_1}{l}\right).$ $M_{max} = \frac{3Pl}{16}.$	$P = \frac{16}{3}\frac{k_b W}{l}.$ $W = \frac{3}{16}\frac{Pl}{k_b}.$

Uwagi ogólne do str. 372 do 382.

Wzory na odpory podpór i momenty gnące stosują się również i do belek o przekroju zmiennym.

Ze względów większej pewności i bezpieczeństwa, końce belek wmurowanych wypada uważać nie za osadzone, lecz jako s w o b o d n e; do końcy tak obmurowanych n i e wypada zatem stosować sposobów obciążenia Nr. 4 (str. 372 — 373) 5, 9 (str. 374 — 375) i 10 (str. 376 — 377).

przekroju.

wysokości belek h, dla rzędnych x i y i w ogóle dla wszelkich długości — cm; dla sił spółczynnik sprężystości E (p. str. 328, 331 i nast.) oznaczono w kg/cm², momen- przynależne momenty wytrzymałości W w cm³. Ogólnie jest: $k_b\ W = M_{max}$.

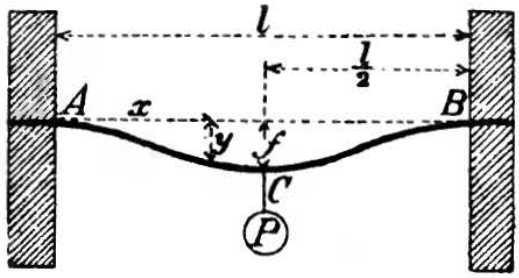
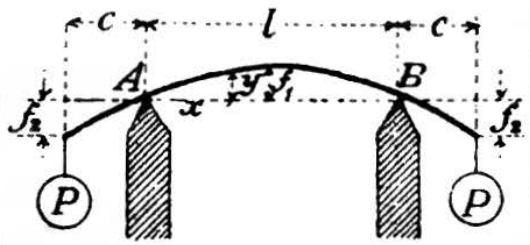
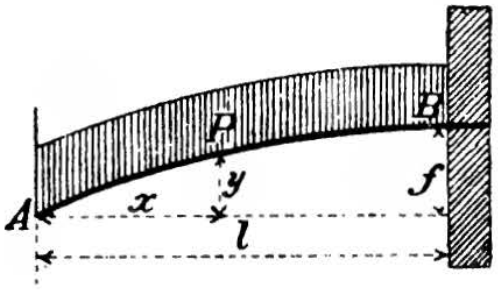
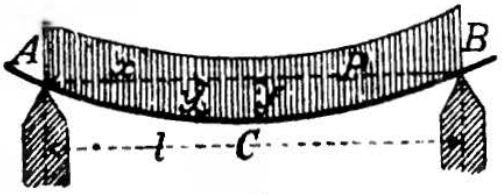
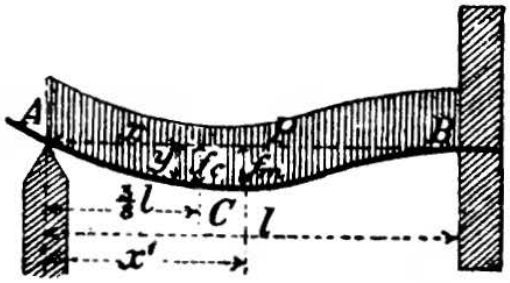
Równanie odkształconej	Ugięcie f *)	Uwagi
$y = \frac{Pl^3}{2EJ}\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{3}\frac{x^3}{l^3}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{3}$ **) $= \frac{2}{3}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$.	Belka jednym końcem osadzona, zresztą swobodna. Przekrój niebezpieczny w B.
$y = \frac{Pl^3}{16EJ}\left(\frac{x}{l} - \frac{4}{3}\frac{x^3}{l^3}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{48}$ $= \frac{1}{6}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$. (p. str. 383).	Belka w obydwóch końcach swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny w pośrodku.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{c^2 c_1^2}{6l}\left(2\frac{x}{c} + \frac{x}{c_1} - \frac{x^3}{c^2 c_1}\right)$, $y_1 = \frac{P}{EJ}\frac{c_1^2 c^2}{6l}\left(2\frac{x_1}{c_1} + \frac{x_1}{c} - \frac{x_1^3}{c_1^2 c}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{3}\frac{c^2}{l^2}\frac{c_1^2}{l^2}$; f_{max} przy: $x = c\sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2c_1}{3c}}$, jeżeli $c > c_1$; $x_1 = c_1\sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2c}{3c_1}}$, jeżeli $c < c_1$.	Belka w obydwóch końcach swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny w C.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{32}\left(\frac{x}{l} - \frac{5}{3}\frac{x^3}{l^3}\right)$, $y_1 = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{32}\left(\frac{1}{4}\frac{x_1}{l} + \frac{5}{2}\frac{x_1^2}{l^2} - \frac{11}{3}\frac{x_1^3}{l^3}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{7l^3}{768}$; dla $x = l\sqrt{1/5}$ będzie $f_{max} = \sqrt{1/5}\,\frac{Pl^3}{48EJ}$.	Belka jednym końcem osadzona, w drugim swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny w B. Punkt zwrotny przy $x_1 = {}^5/_{22}\,l$.

*) Ugięcie w punkcie przytknięcia ciężaru oddzielnego P oznaczono przez f, największe zaś ugięcie przez f_{max} albo f_m, o ile ugięcie f samo nie jest już największem.

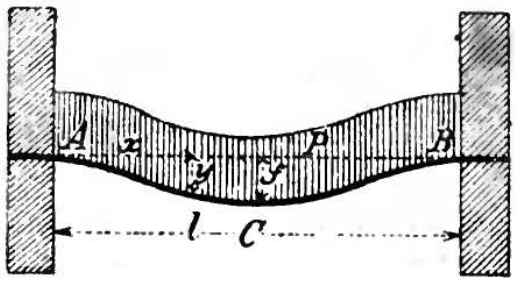
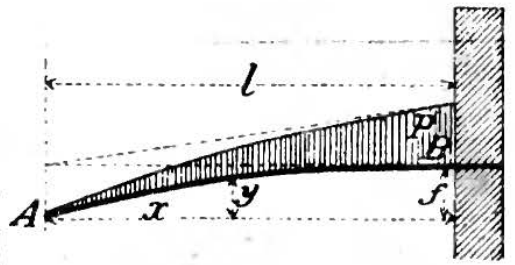
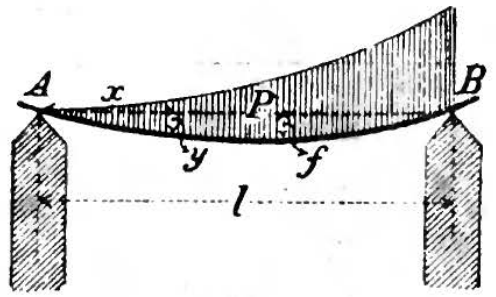
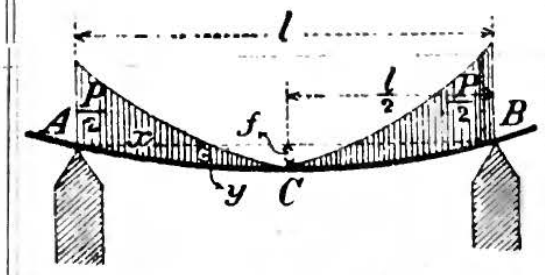
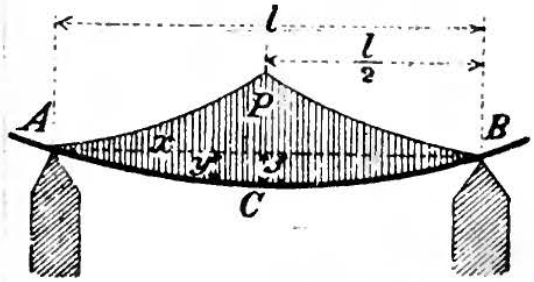
**) Z powyższego wynika:

$$P = 3E\frac{J}{l^2}\left(\frac{f}{l}\right) \quad \text{i} \quad J = \frac{P}{3E}l^2\left(\frac{l}{f}\right).$$

Wzór powyższy stosują, przy sposobie obciążenia Nr. 1, do stosunkowo długich, a mało obciążonych belek, z warunkiem aby ugięcie względne nie przekraczało pewnych granic, np. $l : f = 600$ do 1000. Dla innych sposobów obciążenia możemy otrzymać wzory podobne. Dalsze dane dotyczące sposobów obciążenia Nr. 2 i 8 p. str. 383, Nr. 25.

Nr.	Sposób obciążenia	Odpory podpór A, B. Moment gnący M	Nośność P. Potrzebny moment wytrzymałości W
5.	 Por. sposób 24 str. 383.	$A = B = \frac{P}{2}$. dla AC: $M = \frac{Pl}{2}\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{4}\right)$; dla CB: $M = \frac{Pl}{2}\left(\frac{x}{l} - \frac{3}{4}\right)$. $M_{max} = \frac{Pl}{8}$.	$P = 8\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{8 k_b}$.
6.		$A = B = P$. dla AB: $M = Pc =$ stałej.	$P = \frac{k_b W}{c}$. $W = \frac{Pc}{k_b}$.
7.		$B = P$. $M = \frac{P x^2}{2 l}$. $M_{max} = \frac{Pl}{2}$.	$P = 2\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{2 k_b}$.
8.		$A = B = \frac{P}{2}$. $M = \frac{Px}{2}\left(1 - \frac{x}{l}\right)$. $M_{max} = \frac{Pl}{8}$.	$P = 8\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{8 k_b}$.
9.		$A = \frac{3}{8}P$; $B = \frac{5}{8}P$. $M = \frac{Px}{2}\left(\frac{3}{4} - \frac{x}{l}\right)$. $M_{max} = \frac{Pl}{8}$ [bezwzględnie największy]. $M_C = \frac{9}{128}Pl$ [względnie największy].	$P = 8\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{8 k_b}$.

Równanie odkształconej	Ugięcie f	Uwagi
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{16}\left(\frac{x^2}{l^2} - \frac{4}{3}\frac{x^3}{l^3}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{192}$ $= \frac{1}{12}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$.	Belka obydwu końcami osadzona. Przekroje niebezpieczne A, B i C. Punkty zwrotne przy $x = {}^1/_4\, l$ i $x = {}^3/_4\, l$.
$y = f_1 - [\varrho - \sqrt{\varrho^2 - ({}^1/_2\, l - x)^2}]$, przyczem: $\varrho = \frac{EJ}{Pc} =$ stałej. Odkształcona pomiędzy A i B jest łukiem koła o promieniu ϱ.	f_1 w pośrodku rozpiętości: $f_1 = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{8}\frac{c}{l}$ $= \frac{1}{4}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h} = \frac{l^2}{8\varrho}$. $f_2 = \frac{P}{EJ}\left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2 l}{2}\right)$.	Belka przewieszająca się obydwu końcami. Przekrój niebezpieczny w dowolnym miejscu pomiędzy A i B.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{6}\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{4}\frac{x^4}{l^4}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{8}$ $= \frac{1}{2}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$.	Belka jednym końcem osadzona. Przekrój niebezpieczny w B.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{24}\left(\frac{x}{l} - 2\frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{5\,l^3}{384}$ $= \frac{5}{24}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$. (Por. str. 383).	Belka w obydwóch końcach swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny w pośrodku.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{48}\left(\frac{x}{l} - 3\frac{x^3}{l^3} + 2\frac{x^4}{l^4}\right)$.	$f_{max} = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{185}$, a $\frac{1}{185} = \frac{78 + 110\sqrt{33}}{2 \cdot 16^4}$ $f_C = \frac{175}{8^5}\frac{P}{EJ}l^3$ $= \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{187}$.	Belka jednym końcem osadzona, a w drugim swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny w B. Ugięcie f_{max} dla $x' = {}^1/_{16}\, l\,(1 + \sqrt{33}) = 0{,}4215\, l$. Punkt zwrotny dla $x = {}^3/_4\, l$.

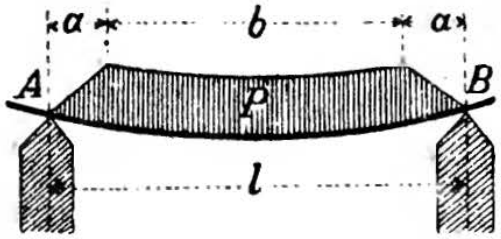
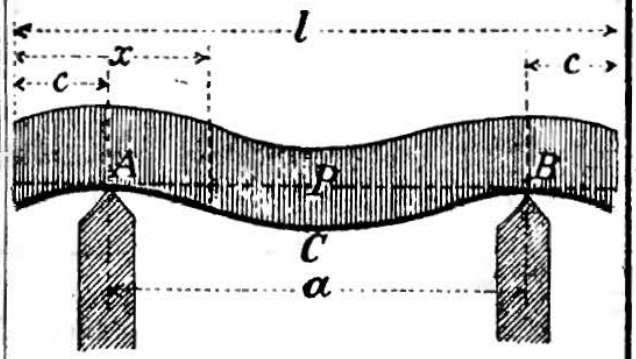
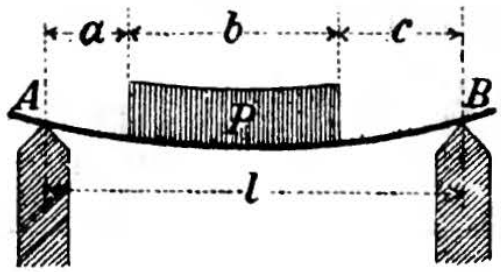
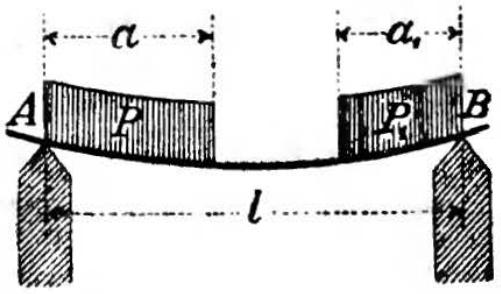
Nr.	Sposób obciążenia	Odpory podpór A, B. Moment gnący M	Nośność P. Potrzebny moment wytrzymałości W
10.		$A = B = \frac{P}{2}$. $M = \frac{Pl}{2}\left(\frac{1}{6} - \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2}\right)$. $M_{max} = {}^1/_{12}\, Pl$ [bezwzględnie największy]. $M_C = {}^1/_{24}\, Pl$. [względnie największy].	$P = 12\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{12\,k_b}$.
11.		$B = P$. $M = \frac{P}{3}\frac{x^3}{l^2}$. $M_{max} = \frac{Pl}{3}$.	$P = 3\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{3k_b}$.
12.		$A = \frac{1}{3}P$; $B = \frac{2}{3}P$. $M = \frac{P}{3}x\left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right)$. $M_{max} = \frac{2}{9\sqrt{3}}Pl$ $= 0{,}128\, Pl$.	$P = \frac{9\sqrt{3}}{2}\frac{k_b W}{l}$ $= 7{,}794\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{7{,}794\,k_b}$.
13.		$A = B = \frac{P}{2}$. $M = Px\left(\frac{1}{2} - \frac{x}{l} + \frac{2x^2}{3l^2}\right)$. $M_{max} = \frac{Pl}{12}$.	$P = 12\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{12\,k_b}$.
14.		$A = B = \frac{P}{2}$. $M = Px\left(\frac{1}{2} - \frac{2}{3}\frac{x^2}{l^2}\right)$. $M_{max} = \frac{Pl}{6}$.	$P = 6\frac{k_b W}{l}$. $W = \frac{Pl}{6\,k_b}$. *)

*) Jeżeli w Nr. 14 pole obciążające nie jest trójkątne, lecz paraboliczne, z wierzchołkiem w pośrodku belki, to będzie:

$$P = 6{,}4\frac{k_b W}{l}, \text{ a } W = \frac{5}{32}\frac{Pl}{k_b}.$$

Równanie odkształconej	Ugięcie f	Uwagi
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{24}\left(\frac{x^2}{l^2} - 2\frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{384}$ $= \frac{1}{16}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$.	Belka obydwu końcami osadzona. Przekrój niebezpieczny w A i B. Punkty zwrotne przy $x = {}^1/_2\, l\,(1 \pm \sqrt{{}^1/_3})$, a zatem przy: $x_1 = 0{,}7887\ l$, oraz $x_2 = 0{,}2113\ l$.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{12}\left(\frac{x}{l} - \frac{1}{5}\frac{x^5}{l^5}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{15}$ $= \frac{2}{5}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$.	Belka jednym końcem osadzona, zresztą swobodna. Przekrój niebezpieczny w B.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{180}\left(7\frac{x}{l} - 10\frac{x^3}{l^3} + 3\frac{x^5}{l^5}\right)$.	Ugięcie największe dla $x = l\sqrt{1 - \sqrt{{}^8/_{15}}} = 0{,}5193\, l$: $f = \frac{Pl^3}{EJ}\frac{2 + 5\sqrt{{}^8/_{15}}}{225}\sqrt{1 - \sqrt{{}^8/_{15}}}$ $= 0{,}01304\,\frac{Pl^3}{EJ}$. *)	Belka w obydwóch końcach swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny przy $x = \frac{l}{\sqrt{3}} = {}^1/_3\, l\sqrt{3}$ $= 0{,}5774\ l$.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{12}\left(\frac{3}{8}\frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} + \frac{x^4}{l^4} - \frac{2}{5}\frac{x^5}{l^5}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{3\,l^3}{320}$ $= \frac{9}{40}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$.	Belka w obydwóch końcach swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny w pośrodku.
$y = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{12}\left(\frac{5}{8}\frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} + \frac{2}{5}\frac{x^5}{l^5}\right)$.	$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{60}$ $= \frac{1}{5}\frac{k_b}{E}\frac{l^2}{h}$.	Belka w obydwóch końcach swobodnie podparta. Przekrój niebezpieczny w pośrodku.

*] Ponieważ wartości M_{max} i f w sposobie 12 są prawie dokładnie równe tymże wartościom przy sposobie obciążenia 8 [str. 374, 375], więc dla oznaczenia wielkości M_{max} i f możemy zazwyczaj bez dotkliwego błędu podobne obciążenia polami trójkątnemi lub trapezowemi [o pionowych bokach równoległych] zastąpić obciążeniem równomiernie rozłożonem. Natomiast różnica w wielkościach odporów podpór dla obydwu sposobów obciążenia [12 i 8] dochodzi do ${}^1/_6$ całego obciążenia, odpory te wypada zatem obliczać podług istotnego obciążenia.

Nr.	Sposób obciążenia	Odpory podpór A, B	Największy moment gnący $M_{max} = Wk_b$
15.		$A = B = \frac{P}{2}$.	$Wk_b = \frac{8a^2 + 3b(4a+b)}{24(a+b)} P.$
16.	 Przekrój niebezpieczny w A, B i C. Punkty zwrotne przy $x = \frac{l}{2} \pm \sqrt{\frac{l^2}{4} - cl}$.	$A = B = \frac{P}{2}$.	Dla AB: $M_x = \frac{Px}{2}\left(1 - \frac{c}{x} - \frac{x}{l}\right)$; dla $x \gtrless c$: $M_x = -\frac{Px^2}{2l}$. Bezwzględnie największe wartości $M_A = M_B = \frac{Pc^2}{2l}$ i (dla środka belki) $M_C = \frac{P}{2}\left(\frac{l}{4} - c\right)$ są równe, jeżeli $c = (\sqrt{1/2} - 1/2)\ l = 0{,}207\ l$, a mianowicie $M_A = M_C = M_{max} = 0{,}021447\ Pl \backsim 1/47\ Pl$; z rozmaitych wartości dla c powyższe M_{max} jest względnie najmniejsze, a w takim razie, t. j. gdy $a = 0{,}586\ l$, będzie: $W = \frac{Pl}{47 k_b}$, a $P = 47 \frac{k_b W}{l}$, czyli że nośność takiej belki, jest prawie 6 razy większa, niż przy sposobie obciążania Nr. 8 (str. 374).
17.		$A = \frac{P(2c+b)}{2l}$; $B = \frac{P(2a+b)}{2l}$.	$Wk_b = A\left(a + \frac{bA}{2P}\right)$.
		Gdy $a = c$, będzie: $A = B = \frac{P}{2}$.	Gdy $a = c$, będzie: $Wk_b = \frac{P}{2}\left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4}\right)$.
18.		$A = \frac{P(2l-a) + P_1 a_1}{2l}$; $B = \frac{P_1(2l-a_1) + Pa}{2l}$.	Gdy $A < P$: $Wk_b = \frac{A^2 a}{2P}$; gdy $B < P_1$: $Wk_b = \frac{B^2 a_1}{2P_1}$.
		Jeżeli oznaczymy: $P + P_1 = Q$ i $l - (a + a_1) = b$, to, gdy $P = P_1$ i $a = a_1$, otrzymamy: $A = B = P = 1/2\ Q$, oraz $Wk_b = 1/2\ Pa = 1/8\ Q(l - b)$.	

Jeżeli belkę obciążamy jednocześnie kilku sposobami powyżej wyłuszczonych obciążeń, to tak momenty, jako też i rzędne odkształconej, wynikające z oddzielnych obciążeń, sumują się poprostu. Przez proste dodawanie poszczególnych wartości otrzymamy zatem $M_{max} = W k_b$, oraz dla dowolnego x przynależne ugięcie ogólne y, z którego łatwo już oznaczyć f_{max}, szukając największości dla y.

Dla belek o stałym przekroju, podpartych swobodnie w obydwu końcach, otrzymamy następujący:

Sposób obliczenia.

1) **Oznaczenie odporów** (podpór): Odpór A otrzymamy, dzieląc przez rozpiętość l belki sumę iloczynów z oddzielnych ciężarów i ich odległości od podpory B (dla ciężarów rozłożonych na pewną długość belki bierzemy odległość środka ciężkości tego obciążenia). Odpór B jest po prostu różnicą całego obciążenia i odporu A; można go jednakże (w celu sprawdzenia się) obliczyć w sposób podobny, jak podano dla odporu A.

2) **Przekrój niebezpieczny** odnajdziemy, dodając kolejno wszystkie obciążenia, począwszy od jednej z podpór i postępując dalej, dopóki suma tych obciążeń nie dorówna odporowi podpory, od której rozpoczęliśmy dodawanie obciążeń. Obciążenia ciągłe uważamy przytem jako sumę oddzielnych obciążeń na jednostkę długości belki (na każdy cm).

Jeżeli przekrój niebezpieczny wypadnie właśnie pod ciężarem oddzielnym, to zachodzą trzy możliwe przypadki: a) suma ciężarów równa się dokładnie odporowi — a belka w miejscu tem nieobciążona obciążeniem ciągłem, natenczas przekrój równo niebezpieczny znachodzi się na całej części belki od tego punktu aż do najbliższego, następnego obciążenia; b) suma dokładnie równa się odporowi, lecz belka obciążona w tem miejscu dodatkowo i obciążeniem ciągłem, natenczas jedynie ten przekrój jest niebezpiecznym; c) suma przed wspomnianym ciężarem jest mniejsza, za nim staje się większą niż odpór, natenczas znów jedynie przekrój pod tym ciężarem się znajdujący jest przekrojem niebezpiecznym.

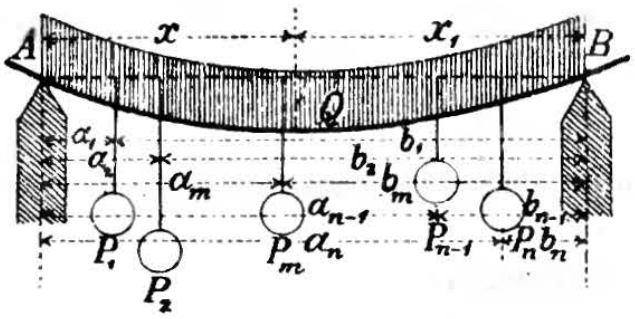
W przypadku w końcu wspomnianym (c), dla poniżej podanego sposobu obliczenia M_{max}, przyjmować należy do obrachunku tylko tę część ciężaru (znachodzącego się nad przekrojem niebezpiecznym), która sumę obciążeń właśnie dopełni do wartości odporu, resztę zaś uważa się za obciążenie pozostałej części belki.

3) M_{max} (w cmkg) otrzymamy, mnożąc kolejno wszystkie oddzielne obciążenia (w kg), znajdujące się pomiędzy podporą a przekrojem niebezpiecznym, przez odległości (w cm) punktów ich przytknięcia od tejże podpory (przy obciążeniach ciągłych odległości środków ciężkości, j. w.). Suma tych iloczynów da nam M_{max}, które dzieląc przez k_b (kg/cm^2), otrzymamy **moment wytrzymałości** W w cm^3. Przy ciężarach oddzielnych należy mieć na uwadze zastrzeżenie, zrobione powyżej pod 2 (c) co do podziału ciężaru, znajdującego się właśnie nad przekrojem niebezpiecznym.

W ten sposób otrzymana wartość momentu największego zgadza się najzupełniej z M_{max}, jakiebyśmy otrzymali, stosując sposób ogólny, podany na str. 351.

19. Sposób obciążenia Nr. 3, kilkakrotnie powtórzony, łącznie ze sposobem Nr. 8 (rys. 215).

Rys. 215.



Odpór podpory:

$$A=\Sigma\left(\frac{Pb}{l}\right)+\frac{Q}{2},$$

$$B=\Sigma\left(\frac{Pa}{l}\right)+\frac{Q}{2}.$$

Jeżeli $\sum_1^{m-1} P+\frac{Q}{l}a_m-1<A$

i jednocześnie $\sum_1^{m-1} P+\frac{Q}{l}a_m>A$,

to **przekrój niebezpieczny** leży pomiędzy P_{m-1} a P_m, a odległość jego od podpory A oznacza się z wzoru:

$$x=\left(A-\sum_1^{m-1} P\right):\frac{Q}{l},$$ poczem otrzymamy:

$$M_{\max}=Wk_b=\sum_1^{m-1} Pa+\frac{Q}{2l}x^2.$$

Jeżeli $\sum_1^{m-1} P+\frac{Q}{l}a_m<A<\sum_1^{m} P+\frac{Q}{l}a_m$, a

$$A-\left[\sum_1^{m-1} P+\frac{Q}{l}a_m\right]=P'_m$$

oznacza tę część ciężaru P_m, która dopełnia sumę obciążeń, znajdujących się pomiędzy podporą i przekrojem niebezpiecznym, do wielkości odporu podpory A (p. str 379, 2 c.), to przekrój niebezpieczny znachodzi się w P_m (t. j $x=a_m$), a

$$M_{\max}=Wk_b=\sum_1^{m-1} Pa+P'_m a_m+\frac{Q}{2l}a_m^2.$$

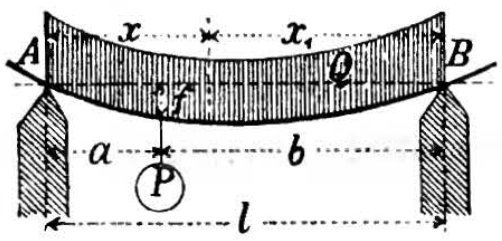
Jeżeli w rys. 215 $Q=0$, to przekrój niebezpieczny wypada pod ciężarem P_m, o ile

$\sum_1^{m-1} P<\Sigma\left(\frac{Pb}{l}\right)<\sum_1^{m} P$; a oznaczywszy $\Sigma\left(\frac{Pb}{l}\right)-\sum_1^{m-1} P=P'_m$,

t. j. przez P'_m tę część ciężaru P_m, która dopełnia sumę ciężarów pomiędzy podporą a przekrojem niebezpiecznym do wartości odporu podpory, otrzymamy

$$M_{\max}=Wk_b=\sum_1^{m-1} Pa+P'_m a_m.$$

Rys. 216.



20. **Sposób obciążenia Nr. 3 złączony z Nr. 8** (rys. 216). Niechaj $a<b$, a otrzymamy:

$$A=P\frac{b}{l}+\frac{Q}{2},$$

$$B=P\frac{a}{l}+\frac{Q}{2}.$$

Oznaczywszy przez x_1 odległość przekroju niebezpiecznego od podpory B, otrzymamy, jeżeli:

$\alpha)$ $\dfrac{P}{Q} < \dfrac{b-a}{2a}$:

$$x_1 = B : \frac{Q}{l} = \frac{P}{Q}a + \frac{l}{2},$$

$$M_{\max} = Wk_b = B\frac{x_1}{2} = \frac{B^2 l}{2Q}.$$

$\beta)$ $\dfrac{P}{Q} > \dfrac{b-a}{2a}$:

$$x_1 = b,$$

$$M_{\max} = Wk_b = \left(P + \frac{Q}{2}\right)\frac{ab}{l}.$$

Ugięcie w punkcie przytknięcia ciężaru P będzie:

$$f = \left(P + \frac{l^2 + ab}{8ab}Q\right)\frac{a^2 b^2}{3EJl}.$$

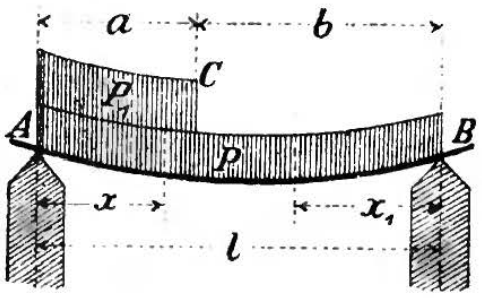
W **przypadku szczególnym,** gdy $a = b = {}^1/_2\, l$ (łączne obciążenie sposobem 2 i 8), będzie:

$$A = B = {}^1/_2\,(P + Q), \qquad M_{\max} = Wk_b = {}^1/_8\,(2P + Q)\,l$$

$$x_1 = {}^1/_2\, l, \quad \text{a} \quad f_{\max} = \frac{P + {}^5/_8 Q}{EJ}\frac{l^3}{48}$$

21. Sposób obciążenia Nr. 8 z obciążeniem ciągłem nad częścią rozpiętości (rys. 217).

Rys. 217.



$$A = \frac{P}{2} + P_1\left(1 - \frac{a}{2l}\right),$$

$$B = \frac{P}{2} + P_1\frac{a}{2l} = P + P_1 - A.$$

Jeżeli $\dfrac{P}{P_1} < \dfrac{a}{l-2a}$, to odległość przekroju niebezpiecznego od podpory A będzie:

$$x = \frac{A}{\dfrac{P}{l} + \dfrac{P_1}{a}}, \quad \text{a} \quad M_{\max} = Wk_b = A\frac{x}{2} = \frac{A^2 al}{2(Pa + P_1 l)}.$$

Jeżeli $\dfrac{P}{P_1} = \dfrac{a}{l-2a}$, to przekrój niebezpieczny leży w punkcie C (a więc $x = a$) i wtedy $M_{\max} = Wk_b = {}^1/_2\, Aa = {}^1/_2\, Bb$.

Jeżeli $\dfrac{P}{P_1} > \dfrac{a}{l-2a}$, to odległość przekroju niebezpiecznego od podpory B będzie:

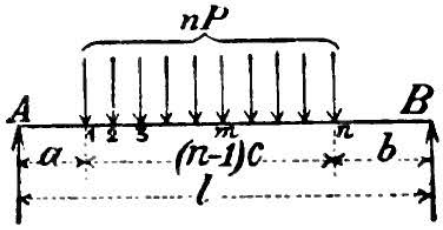
$$x_1 = B : \frac{P}{l} = \frac{l}{2} + \frac{P_1}{P}\frac{a}{2}, \quad \text{a} \quad M_{\max} = Wk_b = B\frac{x_1}{2} = \frac{B^2 l}{2P}.$$

W **przypadku szczególnym,** gdy $a = b = {}^1/_2\, l$, a $P_1 = {}^1/_2\, P$, będzie:

$A = {}^7/_8\, P$ i $B = {}^5/_8\, P$, dalej $x = {}^7/_{16}\, l$, a $M_{\max} = Wk_b = A\dfrac{x}{2} = \dfrac{49}{256}\, Pl.$

22. Belka obydwu końcami swobodnie podparta, a obciążona przez n **równych ciężarów** P, w $(n-1)$ **równych odstępach** c (rys. 218).

Rys. 218.



$$A = \frac{nP}{l}\left(b + \frac{n-1}{2}c\right),$$

$$B = \frac{nP}{l}\left(a + \frac{n-1}{2}c\right).$$

Przekrój niebezpieczny leży pod $m$tym ciężarem, gdy $P > (mP - A) > 0$, a natenczas

$$M_{\max} = Wk_b = Aa + (m-1)(A - {}^1/_2\, mP)\, c.$$

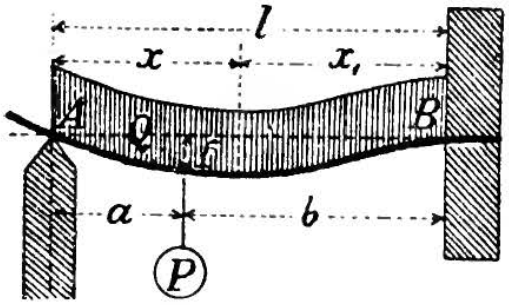
W **przypadku szczególnym,** gdy $a = b$, będzie $A = B = {}^1/_2\, nP$, jeżeli nadto punkty przytknięcia n sił P dzielą całą rozpiętość belki l na $n_1 = n+1$ równych części o długości $(l : n_1) = a = b$, to otrzymamy:

gdy n_1 jest liczbą parzystą: $M_{\max} = Wk_b = \frac{n_1}{8} Pl$,

gdy n_1 jest liczbą nieparzystą: $M_{\max} = Wk_b = \frac{n_1^2 - 1}{8n_1} Pl$.

Gdy $n_1 = 3$	$Wk_b = {}^1/_3\, Pl$,	Gdy $n_1 = 6$	$Wk_b = {}^3/_4\, Pl$,
„ $n_1 = 4$	$Wk_b = {}^1/_2\, Pl$,	„ $n_1 = 7$	$Wk_b = {}^6/_7\, Pl$,
„ $n_1 = 5$	$Wk_b = {}^3/_5\, Pl$,	„ $n_1 = 8$	$Wk_b = Pl$.

Rys. 219.



23. Sposób obciążenia Nr. 9, łącznie z uogólnionym Nr. 4 (rys. 219).

$$A = P\frac{b^2(3a+2b)}{2l^3} + \frac{3}{8}Q,$$

$$B = P\frac{(2a^2+6ab+3b^2)a}{2l^3} + \frac{5}{8}Q;$$

$$M_{\max} = Wk_b = P\frac{ab(2a+b)}{2l^2} + Q\frac{l}{8},$$

gdy $x < a$;

$$M_{\max} = Wk_b = P\frac{ab^2(3a+2b)}{2l^3} + Q\frac{(3b-a)a}{8l}, \text{ gdy } x_1 < b.$$

Z powyższych dwóch wzorów należy stosować ten, który daje większe wymiary przekroju belki.

Ugięcie w punkcie pod ciężarem P określa się równaniem:

$$EJf = P\frac{a^2b^3(4a+3b)}{12l^3} + Q\frac{ab^2(3a+b).}{48l}$$

Odległość przekroju niebezpiecznego jest: $x = \frac{P}{Q}\frac{b^2(3a+2b)}{2l^2} + \frac{3}{8}l < a$,

gdy $$\frac{P}{Q} < \frac{l^2(5a-3b)}{4b^2(3a+2b)};$$

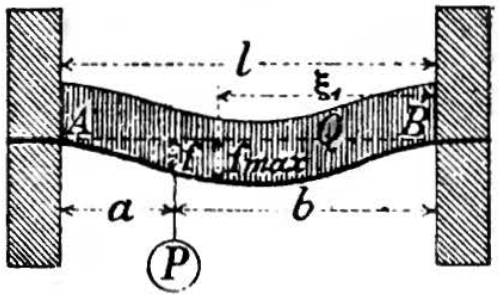
a $$x_1 = \frac{P}{Q}\frac{(2a^2+6ab+3b^2)a}{2l^2} + \frac{5}{8}l < b,$$

gdy $$\frac{P}{Q} < \frac{l^2(3b-5a)}{4a(2a^2+6ab+3b^2)}.$$

24. Sposób obciążenia Nr. 10, łącznie z uogólnionym Nr. 5 (rys. 220).

$$a < b.$$

Rys. 220.



$$A = P\frac{(3a+b)b^2}{l^3} + \frac{Q}{2};$$

$$B = P\frac{(a+3b)a^2}{l^3} + \frac{Q}{2};$$

$$M_{max} = Wk_b = P\frac{ab^2}{l^2} + \frac{Ql}{12}.$$

Przekrój niebezpieczny w A.

Ugięcie w punkcie pod ciężarem P:

$$f = \frac{1}{EJ}\left(P\frac{a^3b^3}{3l^3} + Q\frac{a^2b^2}{24l}\right).$$

W **przypadku szczególnym**, gdy $Q = 0$, ugięcie największe będzie:

$$f_{max} = \frac{P}{EJ}\frac{2a^2b^3}{3(a+3b)^2},$$

a wypada ono w odległości ξ_1 od B, przyczem:

$$\xi_1 = \frac{2b}{a+3b}l,$$

gdy tymczasem ugięcie w punkcie pod ciężarem P wynosi tylko:

$$f = \frac{P}{EJ}\frac{a^3b^3}{3l^3}.$$

25. Ugięcie przy sposobie obciążenia Nr. 2, łącznie z Nr. 8, p. str. 372 i 374.

Stosunek **ugięcia** f pod danym obciążeniem do rozpiętości belki l niepowinien przekraczać w zwykłych warunkach pewnej, doświadczeniem stwierdzonej ilości, np. $^1/_{600}$ do $^1/_{1000}$, (por. uwagę u dołu str. 373).

Powyższy warunek zostaje zawsze zachowany dla belek żelaznych ($E \leqq 2000000$ kg/cm²) o dowolnym, lecz stałym przekroju i przy najczęściej zachodzącym sposobie obciążenia Nr. 2 lub Nr. 8, gdy przekrój belki posiada moment wytrzymałości (p. str. 372 i 374), przystosowany do naprężenia bezpiecznego k_b i gdy równocześnie wysokość belki będzie:

$$h \geqq \zeta\, l.$$

Spółczynniki ζ podano w tablicy poniższej w zależności od pożądanego stosunku ugięcia i od zastosowanego naprężenia bezpiecznego k_b.

Jeżeliby obliczenie dało wynik $h < \zeta\, l$, to ze względu na ugięcie f należy wybrać większy przekrój belki, którego moment bezwładności J (w cm⁴) odpowiadałby warunkowi:

$$J \geqq \eta\, Wl.$$

W tym wzorze moment wytrzymałości W, odpowiadający naprężeniu bezpiecznemu k_b, wyrazić należy w cm³, a rozpiętość l w m, spółczynnik zaś η (przystosowany do k_b i f) wybrać z drugostronnej tablicy. (Por. przykład 4, str. 387).

Największe ugięcie		$f = {}^1/_{600}\,l$		$f = {}^1/_{1000}\,l$	
Gięcie (naprężenie) bezpieczne k_b w kg/cm²:		750	1000	750	1000
Sposób obciążenia 2), str. 372.	$\zeta =$	$\frac{3}{80}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{12}$
	$\eta =$	$\frac{15}{8}$	$\frac{5}{2}$	$\frac{25}{8}$	$\frac{25}{6}$
Sposób obciążenia 8), str. 374.	$\zeta =$	$\frac{3}{64}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{5}{64}$	$\frac{5}{48}$
	$\eta =$	$\frac{75}{32}$	$\frac{25}{8}$	$\frac{125}{32}$	$\frac{125}{24}$

Jeżeli belkę żelazną obciążamy jednocześnie w sposób Nr. 2 i Nr. 8, to, oznaczywszy przez P obciążenie ciągłe, a przez P_1 ciężar oddzielny w pośrodku belki, podstawiamy we wzór $J = \eta\, W l$ (l w m) wartość momentu wytrzymałości

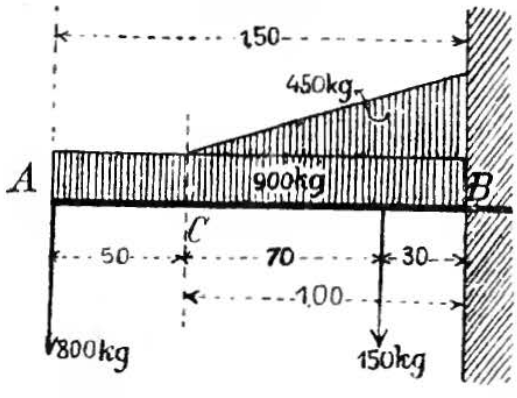
$$W = \frac{{}^5/_8\, P + P_1}{4\, k_b}\, l \text{ (tutaj } l \text{ w cm)},$$

a wielkość spółczynnika η z tablicy, lecz odpowiadającą obciążeniu Nr. 2, przez co uwzględnimy już odmienny wpływ ciężarów P i P_1 na ugięcie belki. (Por. przykład 5, na str. 388).

Gdybyśmy omawianą belkę, obciążoną jak poprzednio przez P i P_1, obliczali wyłącznie na wytrzymałość, t. j. tylko w ten sposób, iżby odpowiadała naprężeniu bezpiecznemu k_b, to moment wytrzymałości przekroju byłby mniejszy, a mianowicie (p. przypadek szczególny pod 20, str. 381):

$$W = \frac{{}^1/_2\, P + P_1}{4\, k^b}\, l.$$

Rys. 221.



Przykłady.

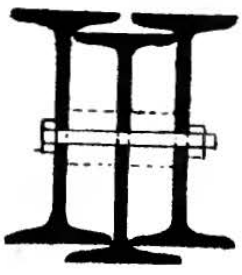
Uwaga. **Belki w przykładach poniższych są dwuteownikami normalnych profili niemieckich, z żelaza spawalnego, o $k_b = 1000$ kg/cm².**

Przykład 1. Belkę, jednym końcem osadzoną, w drugim swobodną, 1,50 m rozpiętości, obciążamy podług rys. 221, a mianowicie: $900 + 450 + 800 + 150 = 2300$ kg; ciężar własny belki zaniedbujemy. W punkcie C powinno być:

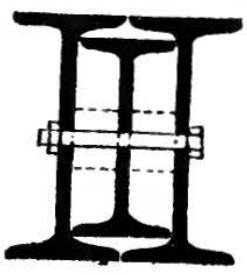
$$W = \frac{800 \cdot 50 + (0{,}5 : 1{,}5) \cdot 900.25}{1000} = 47{,}5 \text{ cm}^3,$$

a w B: $W = \frac{800 \cdot 150 + 150 \cdot 30 + 900 \cdot {}^1/_2 \cdot 150 + 450 \cdot {}^1/_3 \cdot 100}{1000} = \frac{207\,000}{1000} = 207 \text{ cm}^3$.

Rys. 222.



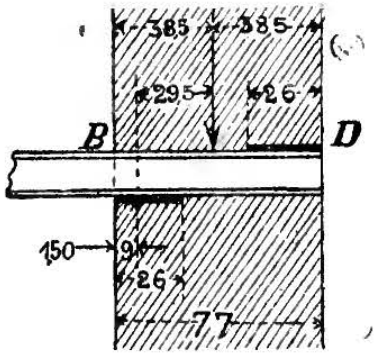
Rys. 223.



Dla AC starczy **I**-Nr. 12, o $W = 54{,}5$ cm³.
Dla BC natomiast możemy wybierać:
2 **I**-Nr. 16, o $W = 2 \cdot 117 = 234$ cm³; albo **I**-Nr. 20, o $W = 214$ cm³; albo (p. rys. 222) 3 **I**-Nr. 14, o $W = 3 \cdot 81{,}7 = 245$ cm³; albo (rys. 223) 2 **I**-Nr. 14 i **I**-Nr. 12, o $W = 2 \cdot 81{,}7 + {}^{12}/_{14} \cdot 54{,}5 = 210$ cm³.

[Ponieważ słabszy I-Nr. 12 w tem połączeniu nie może się bardziej przeginać, niż każdy z silniejszych I-Nr 14, przyczem słabszy I nie wytęża się całkowicie, więc też jego $W = 54{,}5$ cm³ wprowadzamy w wartości zmniejszonej w stosunku wysokości profili].

Rys. 224.



Jeżeli osadzenie belki w murze ma zapobiegać jej obruszeniu się, to koniecznem jest: 1) aby dążności belki do obrotu, pod wpływem momentu obrotowego, przeciwdziałał moment dostatecznego przeciwciężaru, t. zw. moment stateczności (patrz str. 169); 2) aby podpora belki znosiła bezpiecznie i obciążenie belką i przeciwciężar. Jeżeli przyjmiemy oś obrotu belki na $^1/_3$ szerokości podkładki (rys. 224) (26 : 3 ∾ 9 cm), licząc od krawędzi skrajnej B, to moment wywracający będzie:

$$M = 207\,000 + 9 \cdot 2300 = 227\,700 \text{ kgcm.}$$

A że przeciwciężar działa na ramię $38{,}5 - 9 = 29{,}5$, więc waga jego powinna być: $G > 227\,700 : 29{,}5 = 7720$ kg.

Podkładka w B, 26 cm szeroka, a 39 cm długa (p. rys. 224), wywiera na znajdujący się pod nią mur z klinkieru na zaprawie cementowej średnie ciśnienie:

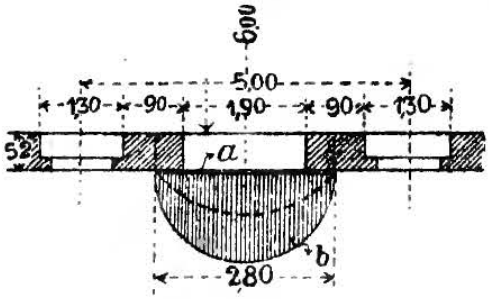
$$k = \frac{2300 + 7720}{26 \cdot 39} = 10 \text{ kg/cm}^2,$$

które można uznać za bezpieczne, zgodnie z tablicą 3, str. 339. Nakładkę przy D: 26 · 26 cm. dodano w celu lepszego rozłożenia ciśnienia na nadmurówkę.

[Dla belek osadzonych w ścianach, przy obliczaniu momentu stateczności przeciwciężaru, uwzględniamy tylko ciężar własny części obciążających, t. j. ścian, belek i t. p. bez ciężarów użytkowych. W budynkach liczą zazwyczaj ścianki podokienne w pełnej grubości ściany, potrącając wzamian pełne otwory okienne. Ciężar belek liczy się jako działający na środek pola podparcia; otwory w ścianach, przewidziane na przyszłość, potrąca się zaraz w obliczeniu; ciężaru cieńszych ścianek przedziałowych, lub przegród, jako mogących uledz usunięciu w przyszłości, nie uwzględnia się jako przeciwciężaru użytecznego].

Przykład 2. Balkon przedstawiony w rys. 225 posiada posadzkę z blachy falistej, ważącą 250 + obciążenie użytkowe 400, razem 650 kg/m². Waga poręczy z żelaza spawalnego = 50 kg/mb.; $k_b = 1000$ kg/cm².

Rys. 225.



Na belkę a, wzdłuż ściany frontowej ułożoną, wypada $^1/_2 \cdot {}^1/_2 \cdot {}^1/_4 \cdot \pi \cdot 2{,}8^2 = 1{,}54$ m² po 650 kg/m² ∾ 1000 kg.

Odległość punktu ciężkości połowy obciążenia (czwarta część elipsy, por. czwartą część koła str. 176) od podpory będzie:

$$140\ (1 - \sqrt{^1/_2} \cdot 0{,}6) = 81 \text{ cm.}$$

Potrzebny moment wytrzymałości:

$$W = \frac{500 \cdot 81}{1000} = 40{,}5 \text{ cm}^3;$$

dla belki a wybieramy I-Nr. 11, o $W = 43{,}3$ cm³.

Belka obrzeżna b znosi następujące obciążenia:

1) Ciężar podłogi $^1/_2 \cdot {}^1/_2 \cdot {}^1/_4 \cdot \pi \cdot 2{.}8^2 = 1{,}54$ m² po 650 kg/m² . . . ∾ 1000 kg
środek ciężkości sierpiastego pola obciążenia leży od osi obrotu, t. j. od zewnętrznej krawędzi muru, (p. str. 176) w oddaleniu:
$$(2 - {}^1/_2) \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{140}{\pi} = 0{,}4244 \cdot 210 = 89 \text{ cm;}$$
2) Ciężar poręczy $^1/_2 \cdot \pi \cdot 2{,}8 = 4{,}4$ m po 50 kg/mb. . . . . = 220 „
środek ciężkości od osi obrotu (str. 173): $0{,}637 \cdot 140 = 89$ cm;
3) Odpór podpory belki a, działający 3 cm przed osią obrotu, razem . . 1000 „

Obciążenie ogólne 2220 kg.

Potrzeba zatem: $$W = \frac{(1000 + 220) \cdot 89 + 1000 \cdot 3}{1000} = \frac{111580}{1000} = 112 \text{ cm}^3;$$

dla belki b wybieramy: I-Nr. 13, posiadający w dwóch przekrojach, w osi obrotu leżących, razem:

$$W = 2 \cdot 67 = 134 \text{ cm}^3.$$

[Przez przewyżkę 134 — 112 = 22 cm³ uwzględniamy dostatecznie kręcenia, pojawiające się w przekrojach niebezpiecznych.]

Moment wywracający względem osi, leżącej o 9 cm po za osią obrotu, będzie

$$M = 111\,580 + 2220 \cdot 9 = 131\,560 \text{ kgcm.}$$

Wysokość piętra = 4,20 m, wysokość okna = 2,60 m, wysokość parapetu okiennego = 0,80 m, głębokość pokoju = 6,0 m, podparcie belki = 0,26 m, waga ściany frontowej w dwie cegły, wraz z tynkiem = 850 kg/m² (p. Dział dziesiąty: budownictwo, rozdział II) ciężar własny stropu pokoju = 250 kg/m².

Ciężar muru jednego piętra (działający na ramię $^1/_2 \cdot 52 - 9 = 17$ cm) jest $5{,}0 \cdot 4{,}2 - [2 \cdot {}^1/_2 \cdot 1{,}30 \cdot 2{,}60 + 1{,}90\,(2{,}60 + 0{,}80)] = 11{,}16$ m² po 850 kg/m² = ∞ 9500 kg; ciężar stropu (działający ramieniem $^1/_2 \cdot 26 - 9 = 4$ cm) jest:

$$5{,}0 \cdot 6{,}0 = 30 \text{ m}^2 \text{ po } 250 \text{ kg/m}^2 = 7500 \text{ kg.}$$

Moment stateczności wynosi zatem:

$$M_s = 9500 \cdot 17 + 7500 \cdot 4 = 191\,500 \text{ kgcm,}$$

przewyższa więc znacznie moment wywracający, tak że stałość jest najzupełniej zapewniona. Ogólny przeciwciężar działa na średnie ramię

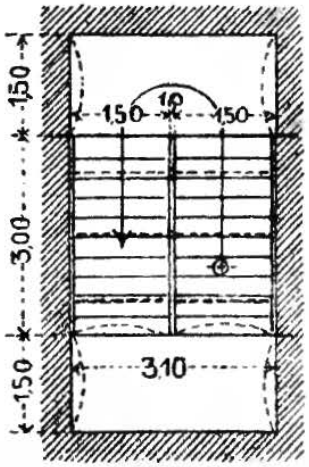
$$\frac{191\,500}{9500 + 7500} = 11{,}3 \text{ cm,}$$

czyli dla równowagi starczyłaby część przeciwciężaru:

$$131\,560 : 11{,}3 = 11\,650 \text{ kg.}$$

Niezbędne pole podkładek $(2220 + 11\,650) : 11 = 1260$ cm², starczą zatem dwie podkładki 26 · 26 cm, t. j. po jednej na każdej podporze (razem $2 \cdot 26 \cdot 26 = 2 \cdot 676 = 1352$ cm²). Nakładki przy wewnętrznej krawędzi ściany również po 26 · 26 cm.

Rys. 226.



Przykład 3. Schody sklepione w $^1/_2$ cegły między schodnicami z uowników (⊏) z żelaza zlewnego, wspartych na takichże dwuteownikach, jako belkach podestowych; każda para schodnic ściągnięta 3-ma ściągami w równych odstępach po $^1/_4$ rozpiętości (p. rys. 226, w którym jednak ściągi wrysowano odmiennie)*). Stromość stopni 16,5 : 30 cm, a więc stosunek rozpiętości rzeczywistej schodnic, do ich rozpiętości w planie: $\sqrt{16{,}5^2 + 30^2} : 30 \infty 1{,}14$. Ciężar własny 500 kg/m², obciążenie użytkowe 500 kg/m², razem 1000 kg/m² planu. Strzałka sklepienia w płaszczyźnie prostopadłej do schodnic $h : l = {}^1/_{10}$.

Obciążenie jednej schodnicy: $Q = 3{,}0 \cdot {}^1/_2 \cdot 1{,}5 \cdot 1000 = 2250$ kg.

Poziome parcie sklepienia (p. Dział X, rozdział **II e. 2.** 2).

$$H = \frac{P}{8} \cdot \frac{l}{h}, \text{ a że } P = \frac{2Q}{1{,}14}, \text{ więc:}$$

$$H = \frac{2 \cdot 2250}{8 \cdot 1{,}14} \cdot 10 = 4934 \text{ kg.}$$

Na każdy ściąg wypada $^1/_4$ tego parcia, t. j. 1234 kg, czyli przekrój ściąga 1234 : 750 = 1,65 cm², na co starczy średnica 1,5 cm, bierzemy jednak ściągi 2,0 cm średnicy, bo parcia na nie mogą rozkładać się nierównomiernie.

Dla schodnic obrano ⊏-Nr. 18, o $W_x = 150$ cm³; $J_y = 114$ cm⁴, $e_y = 7 - 1{,}92 = 5{,}08$ cm; $W_y = 114 : 5{,}08 = 22{,}5$ cm³;

$$M_x = \frac{2250 \cdot 300}{8} = 84\,375 \text{ kgcm;}$$

$$\sigma_x = \frac{84\,375}{150} = 562{,}5 \text{ kg/cm}^2.$$

Dla wytrzymałości na parcie poziome uważamy schodnicę za belkę długości rzeczywistej (nie w planie) 300 · 1,14 = 342 cm, o 4-ch równych przęsłach, po 342 : 4 = 85,5 cm, spoczywającą na 5-ciu podporach równo wysokich, t. j. na 3-ch ściągach i 2-ch belkach podestowych.

Podług tablicy na str. 395 spółczynnik momentu największego, t. j. M_1 tablicy, jest 0,1071; obciążenie jednego przęsła równa się $\frac{H}{4} = 1234$ kg.

$$M_y = 0{,}1071 \cdot 1234 \,.\, 85{,}5 = 11300 \text{ kgcm.}$$

$$\sigma_y = \frac{11\,300}{22{,}5} = 502{,}2.$$

*) W oryginale podano obliczenie schodnicy błędne, przy mniej korzystnem rozłożeniu ściągów, t. j. tak jak w rys. 226 przedstawiono, a więc w odstępach $^1/_6$, $^1/_3$, $^1/_3$, $^1/_6$ rozpiętości, obliczono profil schodnicy ⊏-Nr. 14, który jest stanowczo za mały.

$$\sigma_{max} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} = \sigma_x + \sigma_y = 562{,}5 + 502{,}2 = 1064{,}7 \text{ kg/cm}^2.$$

Jest to naprężenie większe niż dozwolone (p. str. 338 i nast.), mimo to można uznać je jeszcze za bezpieczne, bo ciężar własny wynosi połowę obciążenia ogólnego, a zresztą przez lekkie zluzowanie dwóch ściągów skrajnych, możnaby zmniejszyć znacznie σ_y w sposób podobny, jak to wskazano dla belki dwuprzęsłowej na str. 396 pod 2.

Belka podestowa rozpiętości 3,10 m, obciążona równomiernie połową podestu: $3{,}1 \cdot {}^1/_2 \cdot 1{,}5 \cdot 1000 = 2325$ kg, a nadto jako podpora dwóch schodnic środkowych (biegu wznoszącego się i spadającego) wywiera odpory na każdą schodnicę ${}^1/_2 \cdot 2250$ kg. (a więc na obydwie $2 \cdot {}^1/_2 \cdot 2250 = 2250$ kg), które działają w oddaleniu 150 cm od podpór. Licząc na to, że parcie sklepienia podestowego przenosi się na sklepienie biegów, obliczamy belkę podestową tylko na obciążenie pionowe i otrzymamy, przy $k_b = 1000$ kg/cm²:

$$W = \frac{2325 \cdot 310}{8 \cdot 1000} + \frac{{}^1/_2 \cdot 2250 \cdot 150}{1000} = 90 + 169 = 259 \text{ cm}^3,$$

na co starczy I-Nr. 22, o $W = 278$ cm³.

Jeżeli końce belki podestowej zamurowano na 30 cm, to nie potrzeba podkładki, bo przy odporze: ${}^1/_2 \cdot 2325 + 2250 = 3413$ kg, rozkładającym się na $9{,}8 \times 30 = 294$ cm², otrzymamy ciśnienie na mur: $3413 : 294 = 11{,}6$ kg/cm², które dobry mur z klinkierów na zaprawę cementową bezpiecznie zniesie.

[Zastępując sklepienia blachą falistą, usuwamy parcie boczne na schodnice i zmniejszamy ciężar własny z 500 kg na 300 kg/m², czyli całe obciążenie z 1000 na 800 kg/m² planu, t. j. 0,8 razy.

$$M_x = 0{,}8 \cdot 84\,375 = 67\,500 \text{ kgcm.}$$

$$W_x = \frac{67\,500}{1000} = 67{,}5 \text{ cm}^3, \text{ na co starczy } \text{[}\text{-Nr. 14, o } W = 86{,}4 \text{ cm}^3.$$

Dla blachy falistej, o rozpiętości 1,5 m, obciążenie na 1 m szerokości w kierunku prostopadłym do schodnic wynosi:

$$1{,}5 \cdot 1{,}0 \cdot \frac{800}{1{,}14} = 1053 \text{ kg.}$$

potrzeba zatem:

$$W = \frac{1053 \cdot 150}{8 \cdot 1000} = 19{,}7 \text{ cm}^3.$$

Profil blachy falistej $B = 75$ mm, $H = 50$ mm, $\delta = 1$ mm ma, podług wzoru 28, str. 365, na 1 m szerokości arkusza $W = 2 \cdot 57{,}6 : 5{,}1 = 22{,}6$ cm³. (W Berlinie przepis policyi budowlanej nakazuje pogrubiać falistą blachę dźwigarową o 1 mm, ze względu na rdzewienie, tak że grubość blachy wypadałoby oznaczyć na $\delta = 2$ mm). I belki podestowe wypadłyby lżejsze, a mianowicie, w przypuszczeniu że ciężar własny podestów się nie zmniejszy: $W = 90 + 0.8 \cdot 169 = 225$ cm³, tak że I-Nr. 21, o $W = 244$ cm³, zupełnie starczy.

Jeżeli biegi podsklepimy sklepieniami wznoszącemi się, spoczywającemi na belkach podestowych, to schodnice staną się zbyteczne, a całe obciążenie biegu liczy się zazwyczaj na dolną belkę podestową, podczas gdy górna wyrównywa tylko parcia sklepień (poziomego podestu i pochyłego biegu), a natenczas obliczenie belki podestowej sprowadza się do sposobu 21, na str, 381.

W danym przypadku, stosując oznaczenia rys. 217, str. 381, mamy: $l = 310$ cm, $a = 150$ cm, $b = 160$ cm, $P = 2325$ kg i $P_1 = 1{,}5 \cdot 30 \cdot 1000 = 4500$ kg.

A zatem $$A = \frac{2325}{2} + 4500\left(1 - \frac{150}{2 \cdot 310}\right) = 4575 \text{ kg}; \qquad B = 2250 \text{ kg.}$$

A że $P : P_1 < 150 : (310 - 2 \cdot 150)$, więc przekrój niebezpieczny określa się:

$$x = \frac{4575}{(2325 : 310) + (4500 : 150)} = \frac{4575}{7{,}5 + 30} = 122 \text{ cm}$$

i potrzeba

$$W = \frac{4575 \cdot 122}{2 \cdot 1000} = 279 \text{ cm}^3,$$

na co starczy I-Nr. 23, o $W = 314$ cm³.

Przy dobrym murze z klinkierów na zaprawie cementowej ($k = 14$ kg/cm² p. str. 339) podkładki okażą się zbytecznemi, jeżeli końce belki zapuścimy w ściany na 35 cm.

[Niezbędny moment wytrzymałości W możemy też obliczyć, bez uprzedniego wyznaczenia wartości x, a mianowicie podług wzoru podanego na str. 381:

$$W = \frac{4575^2 \cdot 150 \cdot 310}{750 \cdot 2\,(2325 \cdot 150 + 4500 \cdot 310)} = 279 \text{ cm}^3.]$$

Przykład 4. Belki walcowane, stropu ogniotrwałego, znacznej rozpiętości 10,5 m; odstępy belek 1,95; ciężar własny stropu, łącznie z belkami, 400 kg/m²; obciążenie użytkowe 250 kg/m². Sposób obciążenia Nr. 8 str. 374.

Obciążenie jednej belki:

$$P = 10{,}5 \cdot 1{,}95 = 20{,}5 \text{ m}^2 \text{ po } 650 \text{ kg/m}^2 = 13\,325 \text{ kg}.$$

Bez względu na wielkość ugięcia potrzeba;

$$W = \frac{13\,325 \cdot 1050}{8 \cdot 1000} = 1749 \text{ cm}^3,$$

a zatem I-Nr. 42½, o $W = 1739$ cm³, mógłby już wystarczyć. Jeżeli jednak ugięcie największe niema przenosić $^1/_{600}$ rozpiętości, czyli $f < 1050 : 600 = 1{,}75$ cm, to podług str. 371 I-Nr. 42½ jest za nizki, ponieważ wysokość jego $h = 42{,}5$ cm jest mniejsza niż $\zeta l = {}^1/_{16} \cdot 1050 = 65{,}6$ cm. A zatem niezbędny moment bezwładności będzie:

$$J \geqq \eta W l = \frac{25}{8} \cdot 1749 \cdot 10{,}5 = 57\,389 \text{ cm}^4;$$

dobieramy I-Nr. 50, o $J = 68\,736$ cm⁴, a podług str. 375 dla I-Nr. 50 otrzymamy:

$$f = \frac{5}{384} \frac{13\,325 \cdot 1050^3}{2\,000\,000 \cdot 68\,736} = 1{,}46 \text{ cm},$$

z którego to ugięcia część, t. j. $\frac{400}{650} \cdot 1{,}46 = 0{,}9$ cm jest ugięciem stałem.

Podkładki 26 · 26 cm wystarczą dla $^1/_2 \cdot 13\,325 = 6660$ kg obciążenia podpór.

Przykład 5. Obydwie belki, podtrzymujące chodnik zawieszony nad sceną, posiadają rozpiętość po 12 m; szerokość chodnika 1,0 m. Największe obciążenie użytkowe w pośrodku chodnika:

Przyrząd oświetlający z trojgiem ludzi do obsługi — razem najwyżej . . 450 kg,

a zatem na każdą belkę $^1/_2 \cdot 450 = 225$ kg.

Ciężar własny chodnika na mb.

1)	belki (szacunkowo) $2 \cdot 42 =$	84 kg.
2)	pokład z bali 3 cm grubych, $1{,}0 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}03 = 0{,}03$ m³ po 600 kg/m³ =	18 „
3)	poręcze, śruby i t. p. = ...	8 „
	razem	110 kg.

Na każdą z belek wypada zatem ciężar stały $12{,}0 \cdot \frac{110}{2} =$ . . . . . 660 kg.

Bez względu na wielkość ugięcia [p. przypadek szczególny pod 20) str. 381] potrzeba:

$$W = \frac{(^1/_2 \cdot 660 + 225)\,1200}{4 \cdot 1000} 166{,}5 \text{ cm}^3,$$

tak że I-Nr. 19, o $W = 185$ cm³, aż nadtoby wystarczał. Jeżeli jednak ugięcie największe nie ma przenosić $^1/_{600}$ rozpiętości, czyli jeżeli ma być $f < 2$ cm, to podług str. 384 powinnoby być:

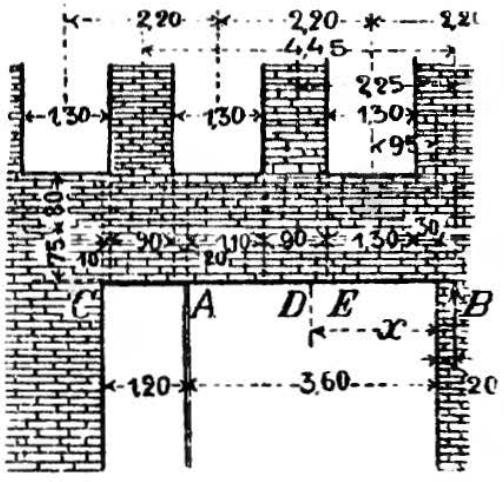
$$W = \frac{(^5/_8 \cdot 660 + 225)\,1200}{4 \cdot 1000} = 191 \text{ cm}^3,$$

a $J = \eta W l = {}^5/_2 \cdot 191 \cdot 12 = 5730$ cm⁴; dobralibyśmy zatem I-Nr. 26, o $J = 5735$ cm⁴, a ugięcie byłoby natenczas:

$$f = \frac{1200}{600} \frac{5730}{5735} \sim 2 \text{ cm},$$

z którego: $\frac{^5/_8 \cdot 660}{^5/_8 \cdot 660 + 225} \cdot 2 = 1{,}3$ cm byłoby ugięciem stałem.

Rys. 227.



Dla I-Nr. 19 największe ugięcie byłoby natomiast:

$$f = \frac{1200}{600} \frac{5730}{1759} = 6{,}5 \text{ cm}.$$

Przykład 6. (Rys. 227). Dźwigar CAB nad oknem wystawowem, wsparty swobodnie na podporach A (słup lanożelazny) i B, przewiesza się swobodnie częścią AC, bo muru przy C nie możemy dodatkowo obciążać.

Wysokość ścian: parter 0,75 m (od spodu dźwigara do wierzchu belkowania), pierwsze piętro 4,50 m, drugie 4,20 m, trzecie — 3,90 m, czwarte — 3,60, nadpiętrze (drempel) 1,5 m. Grubości ścian: 0,65 m, 0,52 m, 0,52 m, 0,39 m, 0,39 m, 0,26 m.

Wysokość okien: 2,80 m, 2,60 m, 2,40 m, 2,20; wysokość parapetów 0,80 m; — głębokość pokojów w świetle: 5,50 m, 563 m, 5,76 m, 5,89 m, 6,02 m, obciążająca szerokość dachu 8 m. Ciężary właściwe: ścian — 1600 kg/m³, sufitów — 500 kg/m², dachu 250 kg/m².

Dozwolone gięcie żelaza walcowanego (naprężenie gnące)

$$k_b = 1000 \text{ kg/cm}^2.$$

Obciążenia a) rozłożone równomiernie na 4,80 m długości:

$$4{,}80\,[(0{.}75 \cdot 0{.}65 + 0{,}80 \cdot 0{,}52)\,1600 + {}^1/_2 \cdot 5{,}50 \cdot 500] = 4{,}80 \cdot 2820 = 13\,540 \text{ kg};$$

b) na dwóch kresach po 0,90 długich (filary międzyokienne) po:

$$2{,}20\left\{\left[(4{,}50 - 0{,}80 + 4{,}20)\,0{,}52 + (3{,}90 + 3{.}60)\,0{,}39 + 1{.}5 \cdot 0{,}26\right]1600 + {}^1/_2\left[(5{,}63 + 5{,}76 + 5{,}89 + 6{,}02)\,500 + 8{,}0 \cdot 250\right]\right\} = 2{,}2 \cdot 18\,700 = 41\,140 \text{ kg}$$

z tego schodzi: $1{,}30\,[(2{,}80 + 2{,}60)\,0{,}52 + (2{,}40 + 2{,}20)\,0{,}39]\,1600 = 9570$ „

pozostaje 31 570 kg

c) na długości 0,30 m . . . . . $0{,}95 \cdot 18\,700 - {}^1/_2 \cdot 9570 = 12\,980$ kg

Jeżeli (dla większego bezpieczeństwa) punkt przytknięcia odporu podpory B przesuniemy o 0,20 m od krawędzi filaru w głąb, to siła ciśnąca na słup będzie:

$$A = \frac{1}{3{,}80}\,[13\,540 \cdot 2{,}60 + 31\,570\,(4{,}45 + 2{,}25) + 12\,980 \cdot 0{,}35] = 66\,120 \text{ kg},$$

a zatem $B = 13\,540 + 2 \cdot 31\,570 + 12\,980 - 66\,120 = \ldots\ldots\ldots 23\,540$ kg.

W przekroju belki, leżącym w odległości x cm od B, moment gnący będzie:

$$M = 23\,540\,x - \left[\frac{2820}{100}\,\frac{(x-20)^2}{2} + \frac{31\,570}{90}\,\frac{(x-180)^2}{2} + 12\,980\,(x - 35)\right].$$

Siła poprzeczna będzie zatem zerem: $Q = \frac{dM}{dx} = 0$ (p. str. 354) dla

$$23\,540 = \frac{2820}{100}\,(x - 20) + \frac{31\,570}{90}\,(x - 180) + 12\,980,$$

t. zn., że przy $x = \frac{74\,264}{28{,}2 + 350{,}8} = 196$ cm, znajduje się przekrój niebezpieczny D.

[Przekrój D możemy też odnaleźć sposobem obliczenia, wskazanym na str. 379, a mianowicie: Na 1,80 m od B, a więc w E, mamy: $Q = 23\,540 - (1{,}6 \cdot 2820 + 12\,980) = 6050$ kg, a więc Q stanie się zerem przy:

$$x = 180 + \frac{6050}{(31\,570 : 90) + (2820 : 100)} = 180 + \frac{6050}{350{,}8 + 28{,}2} = 196 \text{ cm}].$$

Dla takiej wartości x z wzoru na moment otrzymamy:

$$M_{\max} = 2\,042\,396 \text{ kgcm, a więc } W = \frac{2\,042\,396}{1000} = 2042 \text{ cm}^3.$$

Drugi przekrój niebezpieczny leży w A, gdzie powinno być:

$$W = \frac{1{,}20 \cdot 2820 \cdot 60 + 31\,570 \cdot 65}{1000} = 2255 \text{ cm}^3.$$

Ten potrzebny moment wytrzymałości, jako bezwzględnie największy, jest miarodajnym dla wyboru przekroju. Jeżeli, w celu dogodniejszego ustawienia skrzynki pomieszczającej żaluzyę zwiniętą, oddzielna belka ma przejąć na siebie ciężar stropu parterowego, t. j. podeprzeć końce belek nad parterem, oraz pas muru $0{,}65 - 0{,}52 = 0{,}13$ m gruby, a 0,75 m wysoki, to dla tej belki, przy rozpiętości 4,8 m i obciążeniu $4{,}8\,(0{,}75 \cdot 0{,}13 \cdot 1600 + {}^1/_2 \cdot 5{,}5 \cdot 500) = 4.8 \cdot 1530 = 7350$ kg, potrzebaby

$$W = \frac{7350 \cdot 480}{8 \cdot 1000} = 441 \text{ cm}^3.$$

Dla tej belki dobieramy I-Nr. 26, o $W = 441$ cm³, a dla trzech pozostałych belek frontowych — I-Nr. 30, o $W = 652$ cm³, tak że ogółem będziemy mieli:

$$W = 3 \cdot 652 + 441 = 1956 + 441 = 2397 \text{ cm}^3.$$

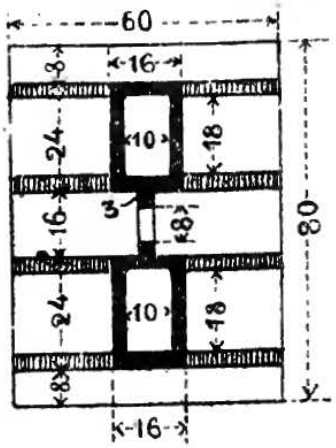
Podkładki: Odpór w B wynosił 23540 kg, obciążenie podpory (przy szerokości podkładki 39 cm) zwiększa się jeszcze co najwyżej o

$$\frac{0{,}39}{0{,}90 - 0{,}30}\,(31\,570 - 12\,980) = 12\,080 \text{ kg},$$

tak że przy 65 cm długości podkładki i najlepszym murze z klinkieru na zaprawie cementowej ($k = 14$ kg/cm² str. 339), szerokość podkładki

$$\frac{23\,540 + 12\,080}{65 \cdot 14} = \frac{35\,620}{910} = 39 \text{ cm wystarczy.}$$

Rys. 228.



Słup A wysokości 5,0 m, ważący szacunkowo 880 kg, znosi ogólne obciążenie 67 t, a zatem podług str. 348 potrzeba:

$$J_{min} = 8 \cdot 67 \,.\, 5{,}0^2 = 13\,400 \text{ cm}^4, \text{ a}$$

$$F = 67\,000 : 500 = 134 \text{ cm}^2.$$

Przekrój przedstawiony w rys. 228 (miary w cm.) ma [podług tablic str. 369 do 371]

$$J_{min} = 2\,(8192 - 1500 + 9) = 13\,402 \text{ cm}^4, \text{ a}$$

$$F = 2\,(24 \cdot 16 - 18 \cdot 10 + 4 \cdot 3) = 432 \text{ cm}^2.$$

Dla płyty podstawowej starczą wymiary $80 \cdot 60$ cm, ponieważ $80 \cdot 60 \,.\, 14 = 67\,200$ kg.

Przykład 7. Belki drewniane stropu w mieszkaniu mają rozpiętość 6,6 m. Na 1 m szerokości wypada obciążenie $6.6.\ 1{,}0 \cdot 500 = 3300$ kg, dla którego, przy $k_b = 60$ kg/cm², potrzeba:

$$W = \frac{3300 \cdot 660}{8 \cdot 60} = 4538 \text{ cm}^2.$$

Podług tablicy str. 371 belka o przekroju $26 \cdot 30$ cm ma $W = 3900$ cm³, a zatem takie belki możnaby układać w odstępach: $t = 3900 : 4538 = 0{,}86$ m środek od środka.

[Berlińska policya budowlana dozwala dla belek niżej 6-ciu m rozpiętości odstępy o $^1/_3$ większe, czyli dozwala naprężać drzewo do $k_b = 80$ kg/cm². (p. Dział **X**, rozdział **IV b · 1**).

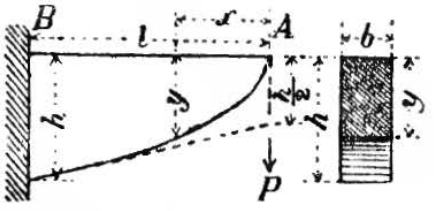
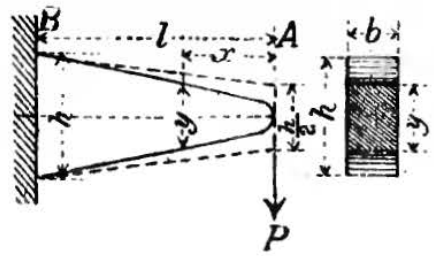
f. Belki o stałej wytrzymałości na gięcie.

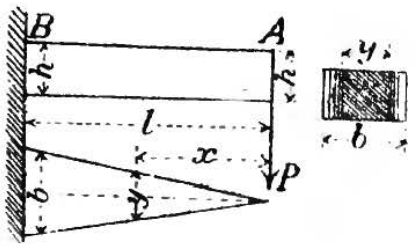
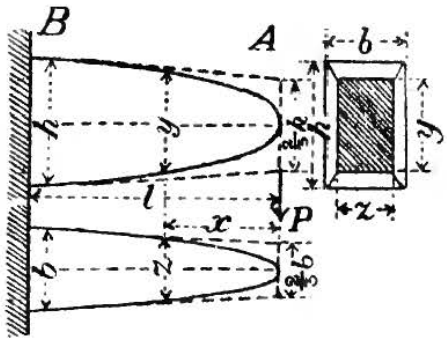
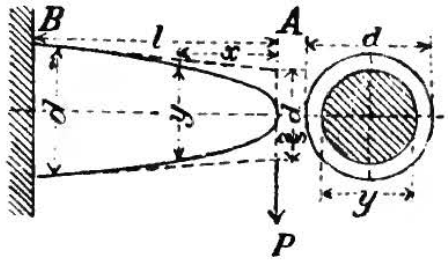
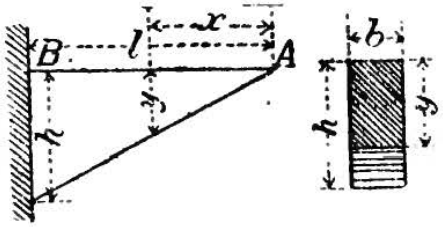
Jeżeli największe wartości gięcia (naprężenia gnącego)

$$\sigma_{max} (= k_b) = M : W$$

są w każdym przekroju równe, czyli dla całej belki stałe, to belkę nazywamy belką o stałej wytrzymałości (p. str. 354). Kilka więcej używanych i podatnych kształtów tego rodzaju belek podano poniżej. Linie przerywane określają przybliżenie dokładny przekrój podłużny belki, otoczony stycznemi do obwodu ściśle odpowiadającego założeniu, a oznaczonego liniami nieprzerywanemi.

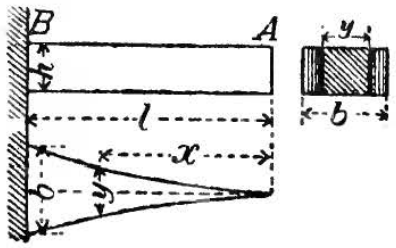
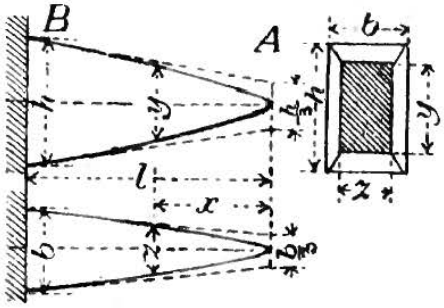
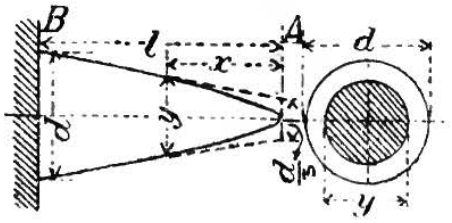
W przypadkach 5, 9, 10 i 11, jako też w 1^b, oś x jest zarazem osią symetryi przekroju podłużnego.

Podłużny i poprzeczny przekrój belki	Kształt przekroju poprzecznego	Rodzaj ograniczenia przekroju podłużnego	Wzory na rozmiary przekrojów
Ciężar P na końcu belki.			
1a). 	Prostokąty jednakowej szerokości b i zmiennej wysokości y.	1a). Górny kraj prosty; dolny — zwykła parabola.	$y^2 = \frac{6P}{bk_b} x.$ $h = \sqrt{\frac{6Pl}{bk_b}}.$
1b). 		1b). Zwykła parabola. (str. 108).	Ugięcie w A: $f = \frac{8P}{bE}\left(\frac{l}{h}\right)^3.$

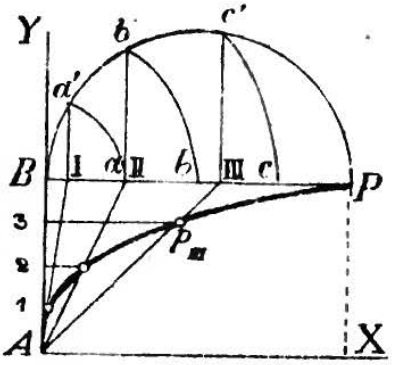
Podłużny i poprzeczny przekrój belki	Kształt przekroju poprzecznego	Rodzaj ograniczenia przekroju podłużnego	Wzory na rozmiary przekrojów
2.  (Odkształcona jest łukiem koła).	Prostokąty jednakowej wysokości h i zmiennej szerokości y.	Linie proste.	$y = \frac{6P}{h^2 k_b} x.$ $b = \frac{6Pl}{h^2 k_b}.$ Ugięcie w A: $f = \frac{6P}{bE}\left(\frac{l}{h}\right)^3.$
3. 	Prostokąty podobne, wysokości y i szerokości z; stosunek boków: $z:y = \alpha$ = stałej.	Parabola sześcienna. *)	$y^3 = \frac{6P}{\alpha k_b} x.$ $z^3 = \frac{6\alpha^2 P}{k_b} x.$ $h = \sqrt[3]{\frac{6Pl}{\alpha k_b}}.$ $b = \sqrt[3]{\frac{6\alpha^2 Pl}{k_b}}.$
4. 	Koła o średnicy y.	Parabola sześcienna. *)	$y^3 = \frac{32P}{\pi k_b} x.$ $d = \sqrt[3]{\frac{32Pl}{\pi k_b}}.$
Obciążenie Q, równomiernie rozłożone na całą rozpiętość belki.			
5. 	Prostokąty o jednakowej szerokości b i zmiennej wysokości y.	Linie proste.	$y = x\sqrt{\frac{3Q}{blk_b}}.$ $h = \sqrt{\frac{3Ql}{bk_b}}.$

*) Wykreślenie paraboli sześciennej (kubicznej) i półsześciennej (półkubicznej) (rys. 229 i 230 str. 392). Dane: wierzchołek paraboli A, oś AX i dowolny punkt P.

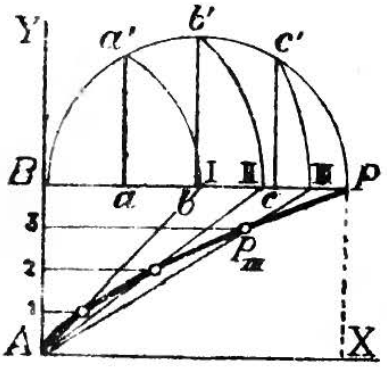
(ciąg dalszy uwagi p. str. 392).

Podłużny i poprzeczny przekrój belki	Kształt przekroju poprzecznego	Rodzaj ograniczenia przekroju podłużnego	Wzory na rozmiary przekrojów.
6.  (Odkształcona jest łukiem koła).	Prostokąty o jednakowej wysokości h i zmiennej szerokości y.	Zwykła parabola. (p. str. 108)	$y = \frac{3Q}{lk_b}\frac{x^2}{h^2}$. $h = \frac{3Ql}{k_b h^2}$. Ugięcie w A: $f = \frac{3Q}{bE}\left(\frac{l}{h}\right)^3$.
7. 	Prostokąty podobne wysokości y i szerokości z. Stosunek boków: $z:y = \alpha =$ stałej.	Parabola półsześcienna. (p. str. 391 i 392).	$y^3 = \frac{3Q}{\alpha k_b}\frac{x^2}{l}$. $z^3 = \frac{3\alpha^2 Q}{k_b}\frac{x^2}{l}$. $h = \sqrt[3]{\frac{3Ql}{\alpha k_b}}$. $b = \sqrt[3]{\frac{3\alpha^2 Ql}{k_b}}$.
8. 	Koła o średnicy y.	Parabola półsześcienna. (p. str. 391 i 392).	$y^3 = \frac{16Q}{\pi l k_b}x^2$. $d = \sqrt[3]{\frac{16Ql}{\pi k_b}}$.

Rys. 229. **Parabola sześcienna.**



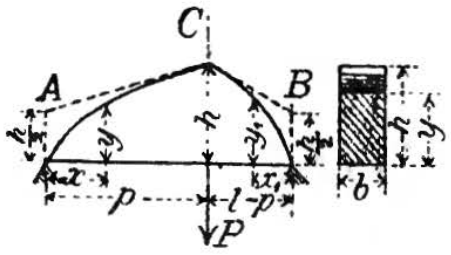
Rys. 230. **Parabola półsześcienna.**



Kreślimy: $AB \perp AX$, $PB \perp AB$; dzielimy AB (w punktach 1, 2, 3) i BP (w punktach a, b, c) na dowolną ilość (w rys. na 4) równych części i zataczamy nad BP, jako średnicą, półkole. Potem w rys. 229 zataczamy około B, jako środka, łuki kół: aa', bb', cc' i kreślimy: a'I, b'II, c'III, prostopadle na BP, w rys. 230 zaś naodwrót, kreślimy naprzód: aa', bb', cc', prostopadle do BP, a potem zataczamy około B, jako środka, łuki kół a'I, b'II, c'III. Wreszcie w obydwu rysunkach kreślimy równoległe do BP przez punkty: 1, 2, 3, a przecięcia się tych równoległych: 1 z AI, 2 z AII i 3 z AIII będą punktami żądanych parabol. W sposób podobny oznacza się i inne punkty krzywych.

Podłużny i poprzeczny przekrój belki	Kształt przekroju poprzecznego	Rodzaj ograniczenia przekroju podłużnego	Wzory na rozmiary przekroju

Obciążenie P działa w C.

9. 

Prostokąty o jednakowej szerokości b i zmiennej wysokości y.

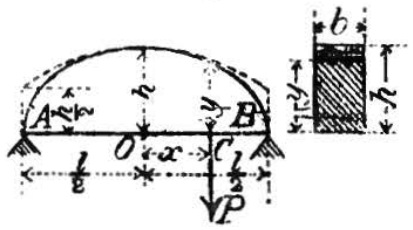
Kraj górny: dwie parabole zwykłe. (p. str. 108).

$$y^2 = \frac{6P(l-p)}{blk_b}x.$$

$$y_1^2 = \frac{6Pp}{blk_b}x_1.$$

$$h = \sqrt{\frac{6P(l-p)p}{blk_b}}.$$

Ciężar P ruchomy wzdłuż belki.

10. 

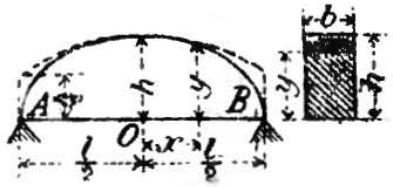
Prostokąty o jednakowej szerokości b i zmiennej wysokości y.

Kraj górny: elipsa. (p. str. 103 i 106).

$$\frac{x^2}{\left(\frac{l}{2}\right)^2} + \frac{y^2}{\frac{3Pl}{2bk_b}} = 1.$$

$$h = \sqrt{\frac{3Pl}{2bk_b}}.$$

Obciążenie Q równomiernie rozłożone.

11. 

Prostokąty o jednakowej szerokości b i zmiennej wysokości y.

Kraj górny: elipsa. (p. str. 103 i 106).

$$\frac{x^2}{\left(\frac{l}{2}\right)^2} + \frac{y^2}{\frac{3Ql}{4bk_b}} = 1.$$

$$h = \sqrt{\frac{3Ql}{4bk_b}}.$$

g. Belki wieloprzęsłowe.

Belka w końcach podparta lub osadzona spoczywa nadto jeszcze na pewnej liczbie podpór.

1. Momenty gnące nad podporami (Momenty podporowe).

Oznaczmy (rys. 231) przez:

M_0, M_1, M_2 momenty nad trzema dowolnemi, kolejno po sobie następującemi podporami 0, 1, 2,

y_0, y_1, y_2 wysokości punktów podpornych 0, 1, 2, nad dowolnym poziomem, a otrzymamy:

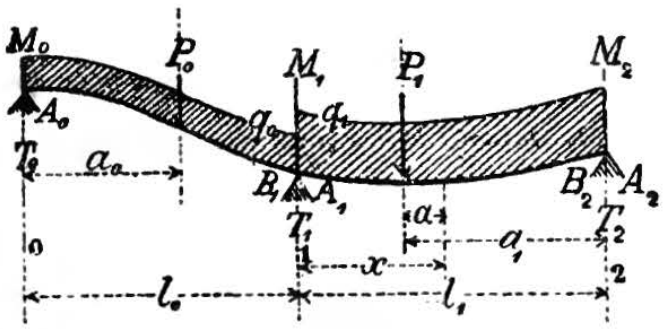
$$1)\quad 6EJ\left(\frac{y_1-y_0}{l_0}+\frac{y_1-y_2}{l_1}\right)=M_0l_0+2M_1(l_0+l_1)+M_2l_1$$
$$+\frac{\Sigma Pa_0(l_0^2-a_0^2)}{l_0}+\frac{\Sigma Pa_1(l_1^2-a_1^2)}{l_1}+{}^1/_4(q_0l_0^3+q_1l_1^3).$$

Dla belki obciążonej wyłącznie tylko obciążeniami ciągłemi q_0, q_1, $q_2\ldots$, rozłożonemi równomiernie na oddzielne przęsła, otrzymamy znane **równanie Clapeyron'a**

$$2)\quad 6EJ\left(\frac{y_1-y_0}{l_0}+\frac{y_1-y_2}{l_1}\right)=M_0l_0+2M_1(l_0+l_1)+M_2l_1$$
$$+{}^1/_4(q_0l_0^3+q_1l_1^3).$$

Jeżeli mamy n przęseł, a więc $n+1$ podpór, to możemy zestawić $n-1$ równań 1-szej lub 2-giej postaci. Te równania, łącznie z dwoma równaniami, określającemi sposób podparcia skrajnych końcy belki (np. $M_0=M_n=0$ i t. p.), starczą do obliczenia $n+1$ momentów podporowych, pojawiających się nad $n+1$ podporami.

Rys. 231.



2. Odpory (podpór).

1. Niech oznacza:

A_0, $A_1\ldots A_{n-1}$ części oddzielnych odporów całkowitych, powstające pod wpływem przęseł leżących na prawo od danej podpory,

B_1, $B_2\ldots B_n$ takież części odporów, pochodzące od przęseł leżących na lewo od podpory,

T_0, $T_1\ldots T_n$ odpory całkowite, a będzie:

$$T_0=A_0,$$
$$T_1=A_1+B_1,$$
$$\ldots\ldots\ldots$$
$$T_n=B_n.$$

Moment w dowolnem miejscu, w odległości x od podpory 1, będzie:

$$M=M_1-\frac{q_1x^2}{2}-\sum_0^x P_1a+A_1x;$$

podstawiając $x=l_1$ i $M=M_2$, otrzymamy z powyższego:

$$A_1=\frac{M_2-M_1}{l_1}+\frac{q_1l_1}{2}+\frac{\Sigma P_1a_1}{l_1}.$$

Podobnie możemy wywieść:

$$B_1=\frac{M_0-M_1}{l_0}+\frac{q_0l_0}{2}+\frac{\Sigma P_0a_0}{l_0};$$

a zatem **odpór całkowity** podpory 1 będzie:

$$T_1 = \frac{q_0 l_0 + q_1 l_1}{2} - M_1\left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_0}\right) + \frac{M_2}{l_1} + \frac{M_0}{l_0} + \frac{\Sigma P_1 a_1}{l_1} + \frac{\Sigma P_0 a_0}{l^0}.$$

W tablicy poniższej zestawiono wyniki ostateczne dla belek, spoczywających na trzech do dziewięciu **równowysokich podporach, dla przęseł równowielkich i równomiernie i ciągle obciążonych** na całej długości belki.

Belki wieloprzęsłowe.

Wielkości	Ilość podpór							Jednostka
	3	4	5	6	7	8	9	
M_1	0,1250	0,1000	0,1071	0,1053	0,1058	0,1056	0,1057	$q\,l^2$
M_2	—	—	0,0714	0,0789	0,0769	0,0775	0,0773	„
M_3	—	—	—	—	0,0865	0,0845	0,0850	„
M_4	—	—	—	—	—	—	0,0825	„
T_0	0,3750	0,4000	0,3929	0,3947	0,3942	0,3944	0,3943	$q\,l$
T_1	1,2500	1,1000	1,1428	1,1317	1,1346	1,1337	1,1340	„
T_2	—	—	0,9286	0,9736	0,9616	0,9649	0,9640	„
T_3	—	—	—	—	1,0192	1,0070	1,0103	„
T_4	—	—	—	—	—	—	0,9948	„
$M_{1\max}$	0,0703	0,0800	0,0772	0,0779	0,0777	0,0778	0,0777	$q\,l^2$
$M_{2\max}$	—	0,0250	0,0364	0,0332	0,0340	0,0338	0,0339	„
$M_{3\max}$	—	—	—	0,0461	0,0433	0,0440	0,0438	„
$M_{4\max}$	—	—	—	—	—	0,0405	0,0412	„
x_1	0,375	0,4000	0,3930	0,3947	0,3942	0,3944	0,3943	l
x_2	—	0,5000	0,5357	0,5264	0,5327	0,5281	0,5283	„
x_3	—	—	—	0,5000	0,4904	0,4930	0,4923	„
x_4	—	—	—	—	—	0,5000	0,5026	„
ξ_1	0,750	0,8000	0,7860	0,7894	0,7884	0,7887	0,7887	„
ξ_2	—	0,2760	0,2659	0,2680	0,2675	0,2680	0,2680	„
	—	0,7240	0,8055	0,7830	0,7899	0,7884	0,7890	„
ξ_3	—	—	—	0,1964	0,1960	0,1962	0,1960	„
	—	—	—	0,8036	0,7850	0,7897	0,7880	„
ξ_4	—	—	—	—	—	0,2153	0,2150	„
	—	—	—	—	—	0,7847	0,7900	„

W tablicy powyższej oznaczają:

T_0, T_1 .... odpory oddzielnych podpór,
M_1, M_2 .... momenty (odjemne) nad podporami,
$M_{1\max}$, $M_{2\max}$ .... momenty największe w oddzielnych przęsłach,
x_1, x_2 .... odległości przekrojów o momentach $M_{1\max}$ .... od poprzedzającej podpory, t. j. leżącej na lewo od przekroju,
ξ_1, ξ_2 .... odległości punktów zwrotnych odkształconej od tychże podpór,

l — długość każdego przęsła,
q — obciążenie na jednostkę długości belki.

Ponieważ w układach powyższych panuje zupełna symetrya względem środka belki, więc tablicą objęto tylko dane aż do tego środka.

2. Mając belkę rozpiętości ogólnej $2l$ cm, o dwóch równych przęsłach l cm, spoczywającą na trzech równowysokich podporach, a obciążoną równomiernie na całej rozpiętości, możemy zwiększyć jej nośność (lub wytrzymałość) 1,457 razy, obniżając podporę środkową względem zewnętrznych o

$$f = 0{,}0131 \frac{q l^4}{EJ} \text{ cm.}$$

Nośność belki dosięga natenczas swej największości, gdyż moment nad podporą środkową równa się ilościowo momentom największym każdego z przęseł:

$$M_1 = M_{1\max} = 0{,}0858\, ql^2; \qquad T_0 = 0{,}4142\, ql; \qquad T_1 = 1{,}1716\, ql.$$

Obliczenie belek wieloprzęsłowych **ze zmiennem obciążeniem** — p. Dział XV, Statyka budowlana.

E. Wytrzymałość na skręcanie.

Na rozpatrywany przekrój pręta pryzmatycznego działa para sił w płaszczyznie prostopadłej do osi pręta.

Oznaczmy przez:

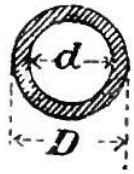
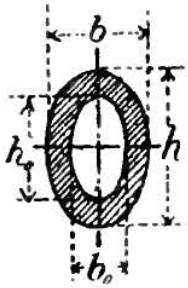
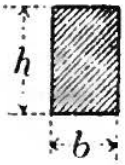
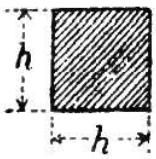
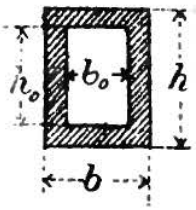
M_d — moment kręcącej pary sił w kgcm,
$G = 1 : \beta = {}^5/_{13}\, E = 0{,}385\, E$ — spółczynnik sprężystości na przesuwanie w kg/cm² (str. 330),
$\tau_{\max}$ — największe cięcie (naprężenie przesuwające) w przekroju w kg/cm²,
k_d — dozwolone kręcenie, t. j. naprężenie skręcające materyał pręta, w kg/cm²,
l — długość pręta skręcanego w cm,
ϑ — względny kąt skręcenia (pod działaniem M_d) dwóch przekrojów pręta, znajdujących się we wzajemnej odległości 1-go cm, mierzony w cm łuku koła o promieniu 1 cm.

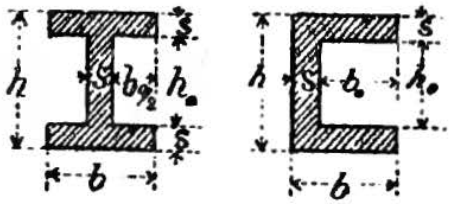
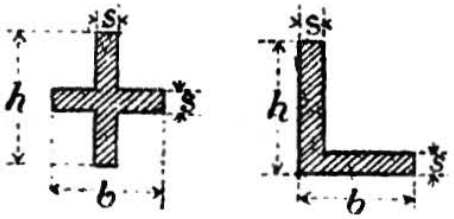
Punktem środkowym wszystkich tych łuków skręcenia, którego to punktu moment M_d wcale nie przesuwa, będzie środek ciężkości przekroju, a w danym przypadku zwie się on środkiem skręcania, albo punktem obojętnym przekroju.

a. Bezpieczny moment skręcający.

Przy kręceniu bezpiecznem k_d (w kg/cm²) (natężeniu skręcającem) skręcający moment bezpieczny dla ważniejszych przekrojów podług C. v. Bach'a nie powinien przekraczać wartości poniższych:

[Wartości k_d podano na str. 337, szczególne dla żelaza lanego nadto na str. 338].

Nr.	Przekrój	Bezpieczny moment skręcający	Uwagi
1		$M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d.$	τ_{max} w punktach obwodu. W oddaleniu ϱ od osi będzie: $\tau = (2\varrho : d)\,\tau_{max}.$
2		$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} k_d.$ $M_d \sim 1.6\, d_m^2\, s\, k_d.$	τ_{max} w punktach obwodu zewnętrznego. $d_m = {}^1/_2 (D + d)$; $s = {}^1/_2 (D - d).$
3		$M_d = \frac{\pi}{16} b^2 h k_d.$ $(h > b).$	Przekrój eliptyczny. τ_{max} na końcach małej osi b. Na końcach wielkiej osi mamy zaś: $\tau = \frac{16}{\pi} \frac{M_d}{h^2 b}.$
4		$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{b^3 h - b_0^3 h_0}{b} k_d.$ $(h_0 : h = b_0 : b:\ h > b).$	Pierścień eliptyczny. τ_{max} na końcach małej osi b.
5		$M_d = \frac{2}{9} b^2 h k_d.$ $(h > b).$	τ_{max} w pośrodku boków h. W pośrodku boków b mamy zaś: $\tau = \frac{9 M_d}{2 b h^2}.$
6		$M_d = \frac{2}{9} h^3 k_d.$	τ_{max} w pośrodku boków.
7		$M_d = \frac{2}{9} \frac{b^3 h - b_0^3 h_0}{b} k_d.$ $(h_0 : h = b_0 : b).$	τ_{max} w pośrodku boków h.

Nr.	Przekroje	Bezpieczny moment skręcający	Uwagi
8		$M_d = \frac{2}{9} s^2 (h + 2b_0) k_d .$	Z warunkiem, aby dla przekroju ⊏ $s \geqq 0{,}2\,h$, a b_0 nie było znacznie większe od s.
9		$M_d = \frac{2}{9} s^2 (h + b - s) k_d .$	Dla przekroju L warunek: $s \geqq 0{,}2\,h$.

Mnożnik ilości k_d, w powyższych wzorach na M_d, zwie się **momentem wytrzymałości na skręcenie,** a oznaczamy go przez W_d. Dla przekrojów kolistych lub do koła zbliżonych (w sposób podobny jak przy gięciu) będzie:

$$W_d = \frac{J_p}{e},$$

jeżeli przez $J_p = J_x + J_y$ oznaczymy biegunowy moment bezwładności przekroju, a przez e odległość punktu najbardziej oddalonego od osi obojętnej (osi ciężkości)

Do przekrojów kanciastych zasada ta się nie stosuje.

b. Kąt skręcenia.

Względny kąt skręcenia, t. j. łuk koła o promieniu 1 cm, mierzący względne skręcenie dwóch, o 1 cm wzajemnie od siebie odległych przekrojów, określa się wzorem:

$$\vartheta = \zeta \frac{J_x + J_y}{4 J_x J_y} \frac{M_d}{G} = \zeta \frac{J_p}{4 J_x J_y} \frac{M_d}{G} .$$

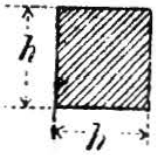
Wartości spółczynnika ζ podług Grashof'a są:

$\zeta = 1$ dla przekrojów kołowych i kolisto-pierścieniowych,
$\zeta = 1{,}2$ dla przekrojów kwadratowych i eliptycznych,
$\zeta = 1{,}2 - 1{,}5$ dla przekrojów podłużnych i prostokątnych.

Kąt skręcania ψ dla całej długości pręta l (skręcenie wzajemne przekrojów końcowych) wynosi:

$$\psi = l\,\vartheta.$$

Podług doświadczeń C. v. Bach'a ϑ dla ważniejszych przekrojów posiada wartości poniżej podane. Wartości te (w przeciwieństwie do Graschof'a) odpowiadają dla przekrojów eliptycznych spółczynnikowi $\zeta = 1$, dla wszystkich zaś przekrojów prostokątnych $\zeta = 1{,}2$.

Nr.	Przekrój	Względny kąt skręcenia ϑ, dla danego: momentu skręcającego M_d w kg cm	największego cięcia (napręż. ścinającego) τ_{max} w kg/cm²
1		$\vartheta = \frac{M_d}{G J_p} = \frac{32}{\pi d^4} \frac{M_d}{G}$.	$\vartheta = 2 \frac{\tau_{max}}{G} \frac{1}{d}$.
2		$\vartheta = \frac{M_d}{G J_p} = \frac{32}{\pi (D^4 - d^4)} \frac{M_d}{G}$.	$\vartheta = 2 \frac{\tau_{max}}{G} \frac{1}{D}$.
3		$\vartheta = \frac{16}{\pi} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}$.	$\vartheta = \frac{\tau_{max}}{G} \frac{b^2 + h^2}{b h^2}$.
4		$\vartheta = 3{,}6 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}$.	$\vartheta = 0{,}8 \frac{\tau_{max}}{G} \frac{b^2 + h^2}{b h^2}$.
5		$\vartheta = 7{,}2 \frac{1}{h^4} \frac{M_d}{G}$.	$\vartheta = 1{,}6 \frac{\tau_{max}}{G} \frac{1}{h}$.

F. Wytrzymałość złożona.

Stosować będziemy oznaczenia następujące:

l — długość pręta w cm,

F — przekrój poprzeczny pręta w cm²,

S — punkt ciężkości przekroju,

J_I — największy moment bezwładności przekroju w cm⁴,

J_{II} — najmniejszy „ „ „ „

P — siła rozciągająca lub ściskająca pręt (siła w osi) w kg,

Q — siła tnąca pręt (siła poprzeczna) w kg,

M — moment gnący w kg cm,

E — spółczynnik sprężystości w kg/cm² (str. 328),

m ($= {}^{10}/_{3}$) stosunek wydłużenia do zwężenia jednostkowego (str. 327).

Naprężenia normalne (prostopadłe).

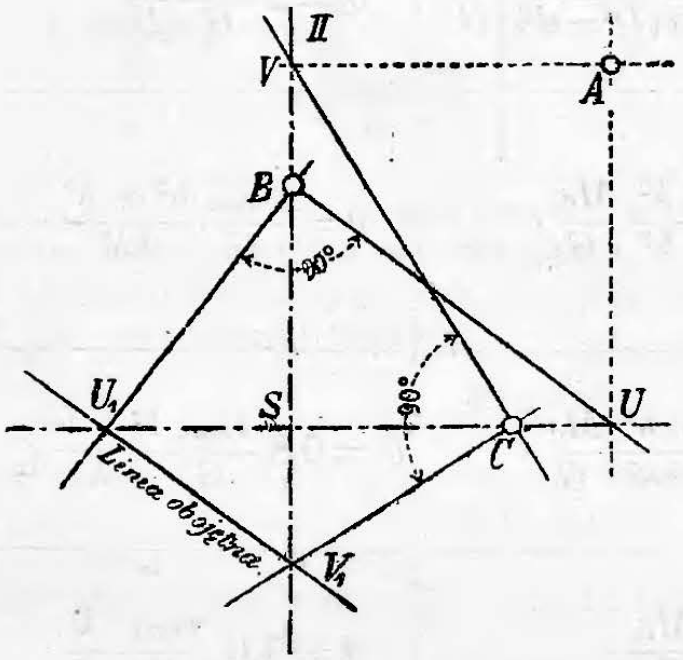
Ciągnienie (lub ciśnienie) i gięcie.

I. Materyał jest wytrzymały i na ciągnienie i na ciśnienie.

Moment gnący M i siłę P w osi pręta możemy złożyć w jednę równoległą i równowielką siłę P, działającą w punkcie A, t. nazw. **środku sił,** który leży na osi sił w przekroju, w oddaleniu $p = M : P$ od jego środka ciężkości, przyczem będzie $M = Pp$.

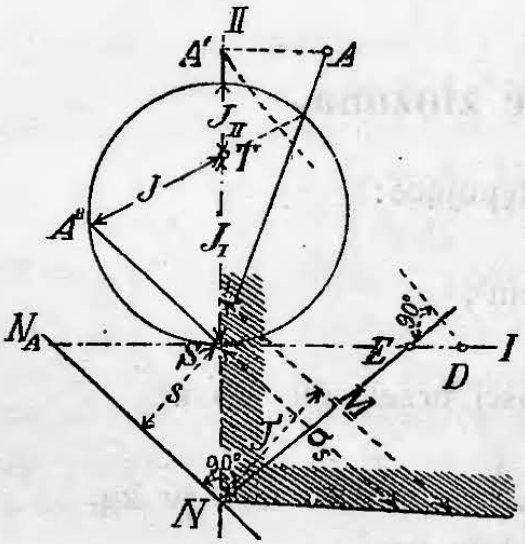
1. Wykreślenie linii obojętnej *) dla danego środka sił A. **)

Rys. 232.



1) **Podług Mohr'a,** (rys 232) z pomocą głównych promieni bezwładności a, b: Na głównych osiach przekroju odcinamy: na SI (przynależnej do J_I) $SC = b$, a na SII (przyn. do J_{II}) $SB = a$; kreślimy $AU \perp SI$, $AV \perp SII$, łączymy C z V, a B z U, poczem wyprowadzamy prostopadłe $BU_1 \perp BU$, oraz $CV_1 \perp CV$, których przecięcia się z osiami głównemi, t. j. punkty U_1 i V_1, leżą na linii obojętnej, wyznaczając ją w zupełności.

Rys. 233.



2) **Podług Rob. Landa'a,** ***) posiłkując się kołem bezwładności (r. 233). Linia obojętna jest równoległą do osi SA'', przechodzącej przez środek ciężkości i sprzężonej z osią sił SA, a leży ona w oddaleniu $s = J' : Fp$ od SA''. Najdogodniej określić położenie linii obojętnej jej przecięciem się N z osią główną. Koło bezwładności zataczamy w ten sposób, aby stykało się z jedną osią główną, np. z SI w S, a natenczas główny punkt bezwładności T (p. str. 185) wpadnie na drugą oś główną SII.

*) Linie obojętne dla gięcia niezłożonego, nazywaliśmy osiami obojętnemi, bo przechodziły one przez środek przekroju.

**) Środek sił zewnętrznych jest zarazem środkiem naprężeń, na przekrój działających, gdyż muszą one równoważyć owe siły zewnętrzne.

***) R. Land: die Ermittlung der Spannungsverteilung i t. d., Zeitschr. f. Bauwesen 1892, str. 552 i nast., w odbitce u Wilh. Ernst & Sohn, w Berlinie.

Na osi SI odcinamy, od S począwszy, stałe kresy $SE = J_I : n$ i $SD = J_{II} : n$, w podziałce pozostałego rysunku, przyczem dobieramy jako n dowolną, lecz podatnie oznaczoną wielkość trzeciego wymiaru (np. 100 cm³). Jeżeli poprowadzimy $AA' \parallel SI$ i $EN \perp DA'$, to punkt przecięcia N, prostej EN z osią główną SII, będzie jednym punktem linii obojętnej NN_A, która zatem, jako równoległa do SA'', jest już w zupełności oznaczona. Sposób ten okaże się osobliwie celowym przy poniższem oznaczaniu naprężeń pod **2.** lub **3.**, 1).

Sposoby postępowania, odwrotne względem wskazanych pod 1) i 2), dadzą nam dla danej linii obojętnej przynależny środek (A) sił.

2. Oznaczenie naprężeń. Naprężenie σ_s w środku ciężkości jest niezależne od położenia środka sił, a więc również niezależne od wielkości momentu $M = Pp$; zawsze będzie $\sigma_s = P : F$ (czyli równe średniemu naprężeniu całego przekroju), a znak jego będzie ten sam, co siły P (σ_s będzie więc ciśnieniem, gdy P jest siłą cisnącą i naodwrót).

Jeżeli (podobnie jak na str. 357) przez v oznaczymy odległość dowolnego punktu przekroju od wykreślonej uprzednio już linii obojętnej NN_A, a przez $J' = J$ kresę TA'' (rys. 233), to naprężenie w owym punkcie będzie:

$\sigma = \frac{M}{J'} v$. Wykreślenie rozkładu naprężeń na przekrój możemy uskutecznić w sposób podobny temu, jaki podano w rys. 212 (str. 357), jednakże punkt zerowy pola naprężeń musiałby leżeć obecnie nie na osi obojętnej, lecz na nowej linii obojętnej NN_A. Naprężenie skrajne (największe) można bądź to odmierzyć z rysunku, bądź też obliczyć z wzoru:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{J'} e, \text{ jeżeli } e = v_{max}.$$

3. Naprężenia skrajne (σ_{max} i σ_{min}), bez wykreślenia linii obojętnej, podług Rob. Land'a: σ_{max} niechaj będzie większą, σ_{min} zaś mniejszą z dwóch wartości mających się poniżej oznaczyć.

1) Z pomocą koła bezwładności. Kreślimy oś ciężkości SA'', sprzężoną z osią sił SA, rys. 233 (w rys. 212 str. 357 byłoby SN, sprzężone z SK) i oznaczamy odmierzone z rysunku oddalenia obustronnych skrajnych punktów przekroju od tejże osi SA'' przez e' w stronę punktu A (t. j. w stronę siły P) a przez e'' w stronę przeciwną. Kresie e' nadajemy ten sam znak, jaki posiada siła P (a więc $+$ dla siły ciągnącej, $-$ dla cisnącej), kresie e'' zaś znak przeciwny. Żądane naprężenia oznaczamy z wzorów:

$$\left.\begin{matrix}\sigma_{max}\\ \sigma_{min}\end{matrix}\right\} = \begin{cases} \sigma_s + \sigma' = \frac{P}{F} + \frac{M}{J'} e' & \text{i} \\ \sigma_s + \sigma'' = \frac{P}{F} + \frac{M}{J'} e''. \end{cases}$$

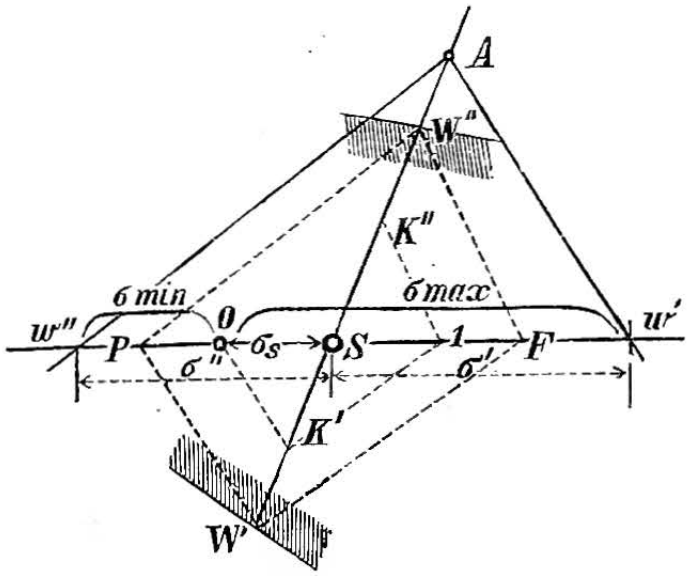
2) Za pomocą uogólnionego pola wytrzymałości (uogólnione pole W' p. str. 358) i wzorów:

$$\left.\begin{matrix}\sigma_{max}\\ \sigma_{min}\end{matrix}\right\} = \begin{cases}\sigma_s + \sigma' = \dfrac{P}{F} + \dfrac{M}{W'} & \text{i}\\ \sigma_s + \sigma'' = \dfrac{P}{F} + \dfrac{M}{W''}, & \end{cases}$$

w których W'', wzgl. W', oznacza (rys. 234) promień wodzący kraju pola W', leżący na osi SA, względnie na jej przedłużeniu. W' otrzymuje ten sam znak, co siła P, W'' znak przeciwny. ($M = Pp$).

Wykreślenie. Dana oś sił SA przecina kraj pola W' w punktach W' i W''; na dowolnej osi ciężkości odcinamy: SP = sile P i w tę samą stronę $SO = \sigma_s$ = średniemu naprężeniu całego przekroju = naprężeniu w środku ciężkości S. Równoległe do PW' i PW'', przełożone przez A, odcinają na osi SP kresy: $Sw' = \sigma'$ (posiadającą ten sam znak, co P i σ_s), oraz $Sw'' = \sigma''$ (o znaku przeciwnym). Otrzymujemy w ten sposób dwie kresy: Ow' i Ow'', z których większa przedstawia nam σ_{max}, mniejsza zaś σ_{min}, rozumie się w podziałce, jaką zastosowaliśmy do σ_s, a która wynika z podziałki, obranej dla P i W, oraz z podziałki samego rysunku podług wzoru: $\sigma' = \dfrac{Pp}{W'}$, w który zamiast wielkości podstawiamy ich jednostki podziałkowe (p. str. 357).

Rys. 234.



W przekrojach **symetrycznych** będzie zawsze:

$$\sigma_{max} = \frac{P}{F} + \frac{M}{W'} \quad \text{i} \quad \sigma_{min} = \frac{P}{F} + \frac{M}{W''}.$$

3) Najprostsze wzory na naprężenia skrajne otrzymamy, podług W. Ritter'a, jeżeli, nakreśliwszy **rdzeń** przekroju (p. pod **5.**, str. 403), i oznaczywszy przecięcia się promieni SW' i SW'' z obwodem rdzenia (t. zw. **punkty rdzenne** na tych promieniach leżące) przez K' i K'', wytworzymy momenty: $M_{k'} = P \cdot AK'$ i $M_{k''} = P \cdot AK''$, a mianowicie:

$$\begin{matrix}\sigma_{max}\\ \sigma_{min}\end{matrix} = M_{k'} : W', \text{ względnie } = M_{k''} : W''.$$

We wzorze tym $W' = SW'$, a $W'' = SW''$, t. zn. są one równe promieniom wodzącym kraju pola W', leżącym w osi sił.

W przekrojach **symetrycznych** mamy zawsze:

$$\sigma_{max} = M_{k'} : W' \text{ i } \sigma_{min} = M_{k''} : W''.$$

Wykreślenie punktów rdzennych K' i K'', rys. 234. Na dowolnej osi ciężkości odcinamy: $SF = F$ = polu przekroju i $S1$ = liczbie 1. Kreśląc dalej $1K' \parallel FW'$ i $1K'' \parallel FW''$, odcinamy na osi sił SA żą-

dane punkty rdzenne. Podobnie też jest $OK' \parallel PW'$ i $OK'' \parallel PW''$, gdyż $\sigma : 1 = P : F$. Podziałki dla wielkości W', F i dla liczby 1, o ile $SK' = r'$ i $SK'' = r''$ mają wypaść w podziałce rysunku, powinny zadość czynić warunkowi: $W' : F = r' :$ liczbę 1, przyczem w równanie to podstawiamy zamiast wielkości ich jednostki podziałkowe.

4. Związki między środkiem sił, czyli środkiem naprężeń, a linią obojętną. Środek naprężeń i linia obojętna są utworami nawzajem skojarzonemi przez następujące związki: Środek naprężeń leży zawsze na osi sprzężonej z kierunkiem linii obojętnej. Gdy środek naprężeń znajduje się w środku ciężkości, linia obojętna leży w nieskończoności i naodwrót, gdy linia obojętna, przechodząc przez środek ciężkości, staje się osią obojętną, środek naprężeń odsuwa się w nieskończoność. Gdy środek naprężeń zbliża się ku środkowi ciężkości, linia obojętna oddala się od środka ciężkości i naodwrót. Gdy środek naprężeń posuwa się po dowolnej prostej, linia obojętna obraca się około pewnego punktu, który jest znów środkiem naprężeń, skojarzonym w tem sam sposób z ową prostą, jako linią obojętną; i naodwrót, gdy linia obojętna obraca się około pewnego punktu, skojarzony z nią środek naprężeń przebiega po prostej, będącej linią obojętną dla owego punktu. Gdy środek naprężeń przebiega dowolną krzywą, skojarzona z nią linia obojętna obwija inną krzywą, skojarzoną w sposób odwracalny z pierwszą, t. zn., że, gdy środek naprężeń poruszać się będzie po drugiej krzywej, linia obojętna obwijać będzie pierwszą krzywą. Kraj dowolnego przekroju, t. j. jego obwód, którego części wklęsłe zastąpiono prostemi stycznemi, i obwód jego rdzenia są dwiema krzywemi w ten sam sposób skojarzonemi. Każda prosta kraju przekroju jest zatem skojarzona z punktem (wierzchołkiem) rdzenia, każdy wierzchołek kraju przekroju jest skojarzony z prostą obwodu rdzenia, każdej krzywej kraju przekroju odpowiada skojarzona z nią krzywa rdzenia i naodwrót. Gdy środek naprężeń znajduje się w obrębie rdzenia, linia obojętna leży poza przekrojem, nie przecinając go, i nawzajem, a natenczas cały przekrój podlega naprężeniom jednogatunkowym; gdy środek naprężeń wyjdzie poza rdzeń, pozostając jednakże w obrębie kraju przekroju, linia obojętna pozostaje również poza rdzeniem, t. j. nie nacina go, przecinając jednak przekrój, który natenczas podlega i ciśnieniom i ciągnieniom. Dopiero gdy środek naprężeń wysunie się poza kraj przekroju, linia obojętna przecina już nietylko sam przekrój, lecz i rdzeń jego itp. itp. *)

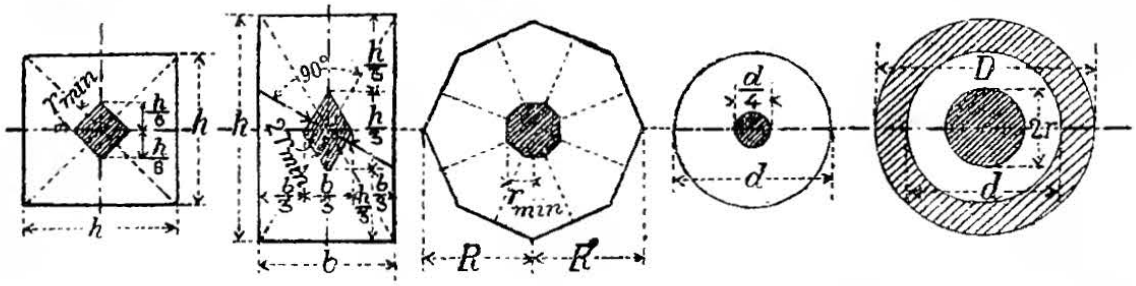
5. Związki między rdzeniem, a uogólnionem polem wytrzymałości (polem W', p. str. 358). Obwód rdzenia jest biegunowo podobny obwodowi uogólnionego pola W' względem środka ciężkości S, jako bieguna, ze stosunkiem podobieństwa $1 : F$, t. zn.: każdemu promieniowi wodzącemu W' obwodu pola W' odpowiada równoskierowany promień wodzący r' obwodu rdzenia; promień rdzenia $r' = W' : F$. Ze znanego pola W' łatwo zatem wykreślić rdzeń, porówn. **3.** 3).

*) Dalsze szczegóły p. K. Obrębowicz: Oznaczenia naprężeń wywołanych działaniem sił prostopadłych do przekroju. Przegl. Techniczny 1884, zeszyt III, IV, V, VI, VII, VIII, IX i X.

Uwaga: Ponieważ uogólnione pole W' możemy nakreślić w dowolnie wielkim wymiarze, można więc z jego pomocą dokładniej i łatwiej rozwiązywać przeróżne zagadnienia, dotyczące gięcia złożonego z ciśnieniem lub ciągnieniem, aniżeli za pomocą rdzenia, którego wymiary są względnie małe. Z tej też przyczyny posiłkowanie się polem W' zaleca się bardziej.

6. Rdzeń i najmniejszy promień rdzenia r_{min} kilku przekrojów.

Rys. 235. Rys. 236. Rys. 237. Rys. 238. Rys. 239.



1. **Kwadrat** (rys. 235). $r_{\min} = \frac{h}{6}\frac{1}{\sqrt{2}} = 0{,}1179\,h.$

Przekątnie rdzenia $= {}^1/_3\,h.$

2. **Prostokąt** (rys. 236). $r_{\min} = \frac{bh}{6\sqrt{b^2+h^2}}.$

Przekątnie rdzenia $= {}^1/_3\,h$ i ${}^1/_3\,b.$

3. **Ośmiokąt** (rys. 237). $r_{\min} = 0{,}2256\,R.$

4. **Koło** (rys. 238). $r = \frac{d}{8} =$ stałej.

5. **Kwadrat wydrążony** (bok zewnętrzny $= H$, wewnętrzny $= h$). Rdzeń jest kwadratem, podobnie położonym, jak w rys. 235.

$$r_{\min} = \frac{H}{6}\frac{1}{\sqrt{2}}\left[1+\left(\frac{h}{H}\right)^2\right] = 0{,}1179\,H\left[1+\left(\frac{h}{H}\right)^2\right].$$

6. **Ośmiokąt wydrążony.** [Promienie obydwu kół opisanych $= R_a$ i R_i, grubość ścianek $= 0{,}9239\,(R_a - R_i)$].

Rdzeń jest ośmiokątem w położeniu podobnem, jak na rys. 237.

$$r_{\min} = 0{,}2256\,R_a\left[1+\left(\frac{R_i}{R_a}\right)^2\right].$$

7. **Pierścień kołowy** (rys. 239). $r = \frac{D}{8}\left[1+\left(\frac{d}{D}\right)^2\right] =$ stałej.

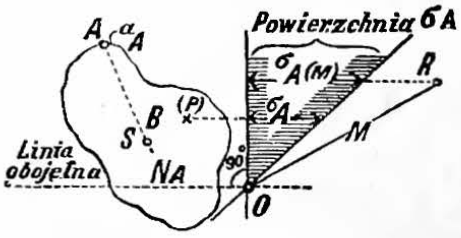
7. Wzajemność naprężeń i sił, podług Rob. Land'a. Siła normalna P, działająca na przekrój w dowolnym punkcie A, powoduje w dowolnym punkcie B przekroju takie same naprężenie, jakieby powstało w punkcie A pod wpływem tejże siły P, działającej jednak w punkcie B. (Z tej wzajemności wynikają związki, określone powyżej pod **4.**)

8. Powierzchnia oznaczna naprężeń. Jeżeli, dla dowolnego stanu naprężenia przekroju, w każdym jego punkcie odetniemy panujące w nim naprężenie σ, z uwzględnieniem znaku, jako kresę prostopadłą do przekroju, to krańce tych kres określą **powierzchnię bryły naprężeń,** którą możemy rysunkowo przedstawiać rzutami bocznemi, (p. rys. 240).

Jeżeli zaś, naodwrót, pomyślimy sobie, że siła jednostkowa $P = 1\,t$ kolejno działa w każdym punkcie przekroju i że w każdym z nich na prostopadłej do przekroju odcinamy naprężenie σ_A, jakie siła ta P w danej chwili powoduje w pewnym stałym punkcie A przekroju, to otrzymamy **powierzchnię oznaczną** dla σ_A, którą w skróceniu oznaczać możemy jako powierzchnię σ_A. Z **7.** wynika jednakże, iż powierzchnia oznaczna naprężeń σ_A równa się powierzchni bryły naprężeń dla stałej siły $P = 1$ t w A. Wykreślić możemy tę powierzchnię w sposób podany w rys. 233, str. 400, zakładając $M = 1\,\text{t} \cdot SA$.

Skutek momentu M tcm $= (M\,\text{cm}) \cdot (1\,\text{t})$, przedstawia się zatem jako skutek siły $P = 1$ t, działającej ramieniem M cm. Znając więc powierzchnię σ_A, rys. 240, i chcąc oznaczyć naprężenie, powstające w A pod wpływem momentu M tcm, odcinamy z punktu zerowego 0, powierzchni σ_A, kresę $OR = M$ cm, równolegle do działania momentu, a przynależna do R rzędna $\sigma_{A(M)}$ powierzchni σ_A będzie żądanem naprężeniem w A. Jeżeli działa na przekrój tylko moment M, czyli para sił, to możemy ją dowolnie przesuwać równolegle do niej samej, bez zmiany skutku; podobnie też, jeżeli na przekrój działa tylko moment M, możemy powierzchnię σ_A przesuwać dowoli, równolegle do niej samej, np. tak, aby punkt jej zerowy O wpadł na środek ciężkości S, poczem będzie ona w położeniu podobnem, jak przedstawiona w rys. 212, str. 357.

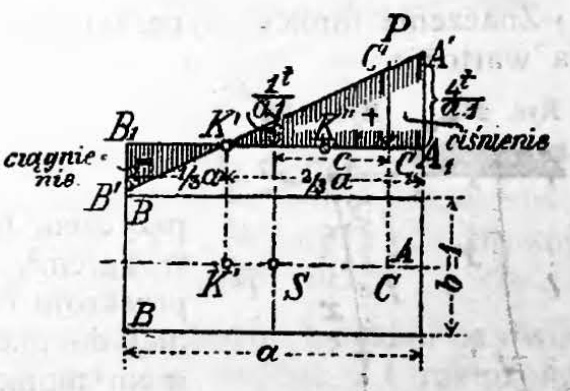
Rys. 240.



Powierzchnią oznaczną naprężenia skrajnego σ_A dla **prostokątów** (długości a i szerokości $b = 1$ m) można dogodnie posiłkować się przy obliczeniach przekrojów murów i sklepień, rys. 241.

Jednostką siły niechaj będzie 1 t. Ograniczająca prosta $A'K'B'$ powierzchni σ_A, liczącej się od podstawy A_1B_1, przechodzi przez skojarzony z krajem A przekroju punkt rdzenny K' ($K'A_1 = {}^2/_3\,a$) i odcina w S rzędną $\sigma_S = 1$ t: $(a \cdot 1)$, a w punkcie skrajnym A rzędną 4 t: $(a \cdot 1)$, które wykreślamy według podziałki na σ.

Rys. 241.



Jeżeli cały przekrój ma podlegać wyłącznie tylko ciśnieniom, to siła cisnąca P musi działać w środkowej trzeciej części $K'K''$ długości a przekroju.

Naprężenia skrajne obliczamy z wzorów:

$$\sigma_A = \frac{6\,M_k'}{a^2} \quad \text{i} \quad \sigma_B = \frac{6\,M_k''}{a^2},$$

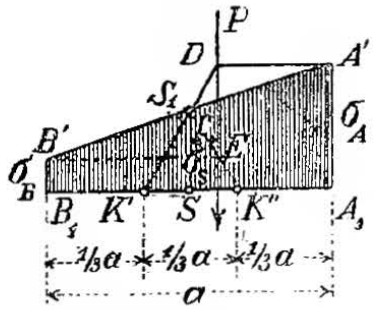
w których to wzorach M_k' i M_k'' są momentami siły P względem punktów rdzennych K' i K''. Jeżeli siła P działa w C (na AS rys. 241), to, oznaczając $SC = c$, otrzymamy:

$$\left.\begin{matrix}\sigma_A\\ \sigma_B\end{matrix}\right\} = \sigma \frac{\max}{\min} = \frac{P}{a^2}(a \pm 6c).$$

A że dla przekroju prostokątnego $a \cdot b$, gdy $b = 1$, mamy:

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_S} = \left(\frac{a}{6} + c\right) : \frac{a}{6},$$

Rys. 242.



więc otrzymujemy następujący prosty sposób wykreślania naprężeń, rys. 242. W środku ciężkości S kreślimy $SS_1 = \sigma_S = P : a$ prostopadle do $A_1 B_1$, dalej $K'S_1$ aż do przecięcia się D z siłą P, następnie DA' równolegle do $B_1 A_1$, a rzędne punktów prostej $A' S_1 B'$ wyznaczają nam naprężenia dowolnego punktu przekroju. (Pole naprężeń $A_1 B_1 B' S_1 A'$ zakreskowano w rysunku). $A_1 A'$ i $B_1 B'$ są naprężeniami skrajnemi (w krawędziach).

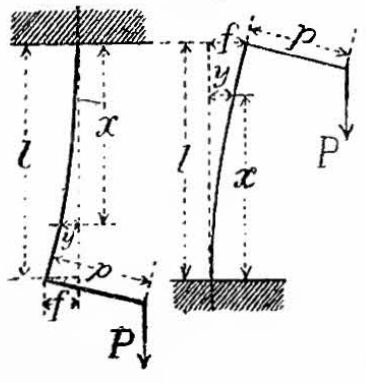
B' możemy też wykreślić bezpośrednio: Prosta $K'' S_1$ przecina siłę P w E, a EB' jest równoległa do $A_1 B_1$. Zasada wykreśleń powyższych stosuje się i wtenczas, gdy siła P działa na przekrój poza obrębem rdzenia, o ile tylko pozostaje w osi głównej prostokąta.

9. Dla **długich prętów,** które ulegają przegięciu bocznemu pod wpływem siły, działającej w kierunku osi, lecz mimośrodkowo, mamy wzory:

Wzór na	**Rozciąganie mimośrodkowe** (rys. 243)	**Ściskanie mimośrodkowe** (rys. 244)
Równanie odkształconej.	$y = \frac{p}{\cosh \omega l}(\cosh \omega x - 1).$	$y = \frac{p}{\cos \omega l}(1 - \cos \omega x).$
Największe przegięcie (boczne).	$f = p\left(1 - \frac{1}{\cosh \omega l}\right).$	$f = p\left(\frac{1}{\cos \omega l} - 1\right).$
Moment gnący.	$M_x = Pp \frac{\cosh \omega x}{\cosh \omega l}.$ Przy $x = l$ będzie: $M_{\max} = Pp.$	$M_x = Pp \frac{\cos \omega x}{\cos \omega l}.$ Przy $x = 0$ będzie: $M_{\max} = \frac{Pp}{\cos \omega l}.$
Największe naprężenia.	$\sigma \frac{\max}{\min} = \sigma_S\left(1 \pm \frac{pF}{W}\right).$	$\sigma \frac{\max}{\min} = \sigma_S\left(1 \mp \frac{pF}{W \cos \omega l}\right).$

Znaczenie funkcyi hyperbolicznej cosh — patrz str. 67. Ilość ω zaś ma wartość:

Rys. 243. Rys. 244.



$$\omega = \sqrt{\frac{P}{EJ}},$$

przyczem E oznacza spółczynnik sprężystości w kg/cm², J (w cm⁴) moment bezwładności przekroju F względem osi ciężkości, prostopadłej do płaszczyzny przeginania. W oznacza w cm³ moment wytrzymałości przynależny do J.

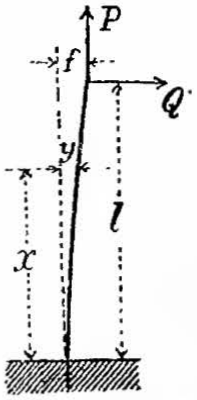
Wzory przybliżone otrzymamy, podstawiając w powyżej podane wzory wartości przybliżone:

$$\cosh \omega l = 1 + \frac{P l^2}{2 E J}$$

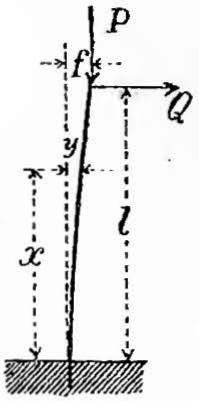
$$\text{i } \cos \omega l = 1 - \frac{P l^2}{2 E J}.$$

10. Zamiast siły P, działającej mimośrodkowo, (por. **9.**), niechaj pręt podlega działaniu dwóch sił: siły P w kierunku osi, oraz siły poprzecznej Q, przytkniętej w końcu pręta (rys. 245 i 246). Znaczenie funkcyi hyperbolicznych sinh, cosh i tgh p. str. 67, wartość ω zaś ta sama, jak pod **9.**

Rys. 245.

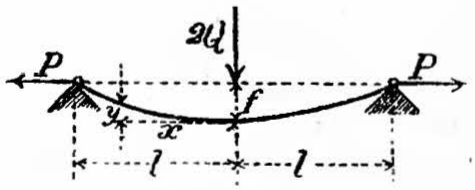


Rys. 246.

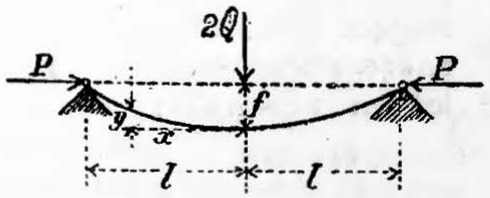


Wzór na	**Siła ciągnąca** P: (rys. 245)	**Siła cisnąca** P: (rys. 246)
Równanie odkształconej.	$y = \frac{Q}{P}\left(x - \frac{1}{\omega}\frac{\sinh \omega l - \sinh \omega (l-x)}{\cosh \omega l}\right)$.	$y = \frac{Q}{P}\left(-x + \frac{1}{\omega}\frac{\sin \omega l - \sin \omega (l-x)}{\cos \omega l}\right)$.
Największe przegięcie (boczne).	$f = \frac{Q}{P}\left(l - \frac{\operatorname{tgh} \omega l}{\omega}\right)$.	$f = \frac{Q}{P}\left(\frac{\operatorname{tg} \omega l}{\omega} - l\right)$.
Moment gnący.	$M_x = \frac{Q}{\omega}\frac{\sinh \omega (l-x)}{\cosh \omega l}$. Przy $x = 0$ będzie: $M_{\max} = \frac{Q}{\omega} \operatorname{tgh} \omega l$.	$M_x = \frac{Q}{\omega}\frac{\sin \omega (l-x)}{\cos \omega l}$. Przy $x = 0$ będzie: $M_{\max} = \frac{Q}{\omega} \operatorname{tg} \omega l$.
Największe naprężenia.	$\sigma \frac{\max}{\min} = \frac{P}{F} \pm \frac{M_{\max}}{W}$.	$\sigma \frac{\max}{\min} = -\frac{P}{F} \pm \frac{M_{\max}}{W}$.

Rys. 247.



Rys 248.



11. Pręt długości $2l$, spoczywający przegibnymi końcami na dwóch podporach, obciążamy pośrodku ciężarem $2Q$, a nadto poddajemy go działaniu siły osiowej $\pm P$ (rys. 247 i 248). Wzory z pod **10.** znajdują bezpośrednie zastosowanie do tych przypadków.

12. Pręt długości $2l$, spoczywający przegibnymi końcami na dwóch podporach, obciążamy równomiernie na całą długość $2l$ rozłożonem obciążeniem $2Q$, a nadto poddajemy go działaniu siły osiowej $\pm P$. Oznaczenia, jak w rys. 247 i 248.

Wzór na	**Siła ciągnąca** P: (rys. 247)	**Siła cisnąca** P: (rys. 248)
Równanie odkształconej.	$y=\frac{Q}{P}\left(\frac{x^2}{2l}-\frac{1}{l\omega^2}\,\frac{\cosh\omega x-1}{\cosh l\omega}\right)$.	$y=\frac{Q}{P}\left(-\frac{x^2}{2l}+\frac{1}{l\omega^2}\,\frac{1-\cos\omega x}{\cos\omega l}\right)$.
Największe ugięcie.	$f=\frac{Q}{P}\left[\frac{l}{2}-\frac{1}{l\omega^2}\left(1-\frac{1}{\cosh\omega l}\right)\right]$.	$f=\frac{Q}{P}\left[-\frac{l}{2}+\frac{1}{l\omega^2}\left(\frac{1}{\cos\omega l}-1\right)\right]$.
Moment gnący.	$M_x=\frac{Q}{l\omega^2}\left(1-\frac{\cosh\omega x}{\cosh\omega l}\right)$. Przy $x=0$ będzie: $M_{\max}=\frac{Q}{l\omega^2}\left(1-\frac{1}{\cosh\omega l}\right)$.	$M_x=\frac{Q}{l\omega^2}\left(\frac{\cos\omega x}{\cos\omega l}-1\right)$. Przy $x=0$ będzie: $M_{\max}=\frac{Q}{l\omega^2}\left(\frac{1}{\cos\omega l}-1\right)$.
Największe naprężenie.	$\sigma\frac{\max}{\min}=\frac{P}{F}\pm\frac{M_{\max}}{W}$.	$\sigma\frac{\max}{\min}=-\frac{P}{F}\pm\frac{M_{\max}}{W}$.

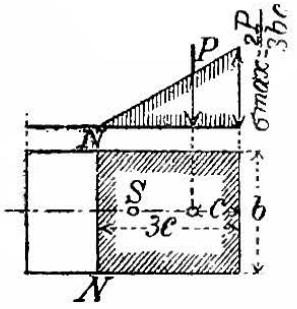
Uwaga. Wartość $M_{\max}=\frac{Q}{l\omega^2}\left(1-\frac{1}{\cosh\omega l}\right)$ dla dłuższych prętów zbliża się szybko do granicy wartości $M_0=\frac{Q}{l\omega^2}$, odpowiadającej największemu gięciu $\sigma_{\max}=\frac{M_0}{W}=\frac{Q}{l}\,\frac{E}{P}\,\frac{J}{W}=q\,\frac{E}{P}\,e$, przyczem q oznacza obciążenie na 1 cm bieżący pręta, a e odległość najbardziej rozciąganych włókien od linii obojętnej przekroju.

Granicą wartości $\sigma_{\max}$ jest naprężenie, któremu podlegałby pręt, nie posiadający wcale sztywności i zwieszający się w postaci parabolicznej linii łańcuchowej. To naprężenie graniczne jest niezależnem od rozpiętości podpór $2l$. *)

II. Materyał wytrzymały wyłącznie tylko na ciśnienie (a nie na ciągnienie).

To niekorzystne przypuszczenie robimy ze względów bezpieczeństwa przy zwykłym murze, gdyż można się obawiać, że pod działaniem ciągnienia spoiny muru będą się raczej rozwierały, a nie będą zdolne przenosić ciągnienia za pośrednictwem zaprawy. [Przy najlepszym murze z klinkieru na zaprawie cementowej (z $k=14$ do 20 kg/cm² p. str. 339) możnaby jeszcze niekiedy uznać ciągnienie nieprzekraczające $k_z=2{,}5$ kg/cm², jako dozwolone.] Dla zwykłego muru jednakże przypuszczamy, że, jeżeli punkt przytknięcia siły cisnącej P leży nazewnątrz rdzenia przekroju, to ściskaną część przekroju oddziela prosta linia zerowa (granica zerowa) od części przekroju, pozostającej bez wszelkiego naprężenia wskutek rozwarcia się spoiny. Dalej przypuszczamy, że naprężenia w linii zerowej są zerem, a ciśnienia w dowolnym punkcie części ściskanej przekroju są prosto ustosunkowane do odległości punktu od tejże linii zerowej.

Rys. 249.



Prostokąt rys. 249. Jeżeli P leży na osi głównej w odległości c od najbliższej krawędzi, to

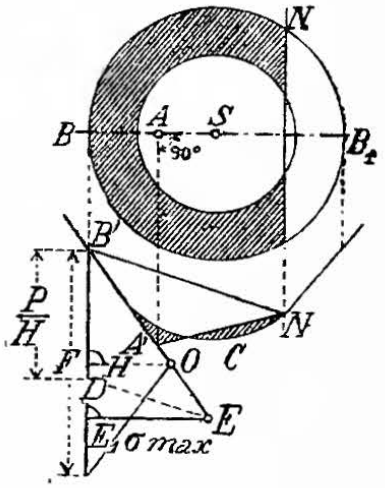
*) Dalsze szczegóły p. M. Tolle, Die steife Kettenlinie, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 855 i nast.

ciśnienie rozkłada się na szerokości 3 c (linia zerowa $= NN$), a w krawędzi mamy:

$$\sigma_{max} = \frac{2P}{3bc}.$$

Przekrój symetryczny z dwiema prostopadłemi osiami symetryi, podług Mohr'a, *) rys. 250 (np. pierścieniowy przekrój komina). Jeżeli P działa w punkcie A, na osi symetryi BSB_1, to wykreślamy wielobok (krzywą) sznurowy $B'CN$, przynależny do danego, całkowitego przekroju F, jako pola obciążającego, obierając przytem kierunek sił prostopadły do BB_1 i dowolną odległość biegunową H. Kreślimy dalej $AA' \perp BB_1$ aż do przecięcia się A' ze styczną końcową BA' wieloboku (krzywej) sznurowego, oraz przekładamy przez A' prostą $A'N$ w taki sposób, aby pole trójkąta $B'NA'$ równało się polu $B'CNB'$ (między wielobokiem sznurowym a prostą $B'N$), czyli, aby dwa zakreskowane w rysunku pola były sobie równe. Wtedy prosta, przechodząca przez N, a prostopadła do BB_1, będzie szukaną linią zerową.

Rys. 250.



Odcinając na BB' kresę: $B'D = P : H =$ Siła: pole (H w podziałce, stosowanej dla pola F przy wykreślaniu wieloboku sił) i kreśląc $DE \parallel B'N$, oraz $EE_1 \perp B'D$, otrzymamy: naprężenie skrajne w B, mierząc EE_1 podziałką, użytą do wielkości $P : H$, a więc $\sigma_{max} = EE_1$.

Obliczenie σ_{max} dla kominów fabrycznych z naprężenia średniego $\sigma = P : F$ (z pomocą tablicy) p. Dział VII, rozdział IV, **A. d.**

b. Naprężenia tnące (cięcia).

Cięcie i kręcenie.

Na przekrój pręta niechaj działa siła tnąca (poprzeczna) Q i moment kręcący M_d. W dowolnej cząstce przekroju pod wpływem siły Q powsfaje cięcie τ_s (do obliczenia podł. str. 350), a pod wpływem momentu M_d cięcie τ_d (do obliczenia podł. str. 396 i nast.) Złożenie cięć τ_s i τ_d (podług równoległoboku sił) doprowadza nas do cięcia złożonego τ, naprężającego istotnie daną cząstkę przekroju. W żadnym punkcie nie powinno być $\tau > k_d$.

c. Naprężenia normalne i cięcia.

Jeżeli na cząstkę przekroju działają równocześnie naprężenie normalne σ i cięcie τ, to składamy obydwa w jedno naprężenie równo-

*) Obliczenia innych przekrojów, zapomocą t. zw. linii wyznacznych przekroju p. K. Obrębowicz: Oznaczenie naprężeń wywołanych działaniem sił prostopadłych do przekroju. Przegl. Techn. 1884, zeszyty III, IV, V, VI, VII, VIII, IX i X.

warte σ_1 podł. str. 355, a mianowicie przy wartości $m = {}^{10}/_{3}$ będzie:

$$\sigma_1 = 0{,}35\,\sigma \pm 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2};$$

w żadnym punkcie nie powinno być $\sigma_1 > k_n$.

Oznaczenia powyżej stosowane znaczą: $\alpha_0 = k_n : 1{,}3\,k_s$ stosunek wytężania materyału, przyczem przez k_n rozumiemy dowolne, bezpieczne naprężenie normalne, a więc: k_z (ciągnienie), k (ciśnienie), lub k_b (gięcie), przez k_s natomiast albo istotne bezpieczne k_s (cięcie proste) albo też k_d (kręcenie). Baczyć naturalnie trzeba jakiego rodzaju naprężeniom pręt w istocie podlega.

1. Ciągnienie (lub ciśnienie) i cięcie.

Wynikiem sił zewnętrznych dla przekroju F niechaj będą: siła P w osi i siła tnąca Q.

P wytwarza w całym przekroju jednakowe naprężenie normalne $\sigma = \pm P : F$, siła Q zaś cięcia, z których największe τ_{max} wylicza się podług wzorów na str. 350 i 351; (τ_{max} zachodzi ponajczęściej w osi ciężkości, prostopadłej do kierunku siły Q). Największe, równowarte naprężenie główne w przekroju będzie:

$$\sigma_{\min}^{\max} = 0{,}35\,\sigma \pm 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,\alpha_0{}^2\,\tau^2{}_{max}} \lessgtr k_z, \text{ wzgl. } k.$$

przyczem $\alpha_0 = k_z : 1{,}3\,k_s$, lub $\alpha_0 = k : 1{,}3\,k_s$.

2. Gięcie i cięcie.

Przekrój niechaj podlega łącznemu działaniu momentu gnącego M, powodującego naprężenia normalne σ, oraz siły tnącej Q, leżącej w płaszczyźnie momentu M i powodującej cięcia τ.

Należy stosować podane powyżej pod **c** równanie zasadnicze, z wartością $\alpha_0 = k_b : 1{,}3\,k_s$, a dla σ i τ dobrać te przynależne do siebie wartości, dla których równowarte naprężenie główne stanie się największością.

Dla belki jednym końcem osadzonej sposobem 1) str. 372, o długości l, jeżeli $\alpha_0 = 1$, to, podług C. v. Bach'a, starczy w obliczeniu uwzględniać:

1) przy przekroju kołowym o średnicy d:

tylko gięcie, gdy . . . . . $l \geqq 0{,}25\,d$,
tylko cięcie, gdy . . . . . $l < 0{,}25\,d$;

2) przy przekroju prostokątnym, o wysokości h (równoległej do Q) zastępujemy powyższą wartość $0{,}25\,d$ przez $0{,}325\,h$.

Ugięcie f pręta, obciążonego pośrodku ciężarem P (sposób 2, str. 372) z uwzględnieniem wpływu siły tnącej będzie:

dla przekroju kołowego:

$$f = \frac{P}{E}\,\frac{l}{{}^1/_4\,\pi\,d^2}\left[\frac{1}{3}\left(\frac{l}{d}\right)^2 + 0{,}77\right].$$

dla przekroju prostokątnego:

$$f = \frac{P}{E}\,\frac{l}{b\,h}\left[0{,}25\left(\frac{l}{h}\right)^2 + 0{,}78\right].$$ *)

(Określenie E z doświadczeń nad przeginaniem).

*) Dla przekroju **I** p. Rob. Land, Wpływ sił tnących i t. d. Zeitsch. f. Bauwesen 1894, str. 611 i nast.

3. Ciągnienie (lub ciśnienie) i kręcenie.

Postępujemy tak, jak wskazano pod **1.**, zastępując jednakże siłę Q i cięcie proste τ_s momentem kręcącym M_d i powstającem pod jego wpływem kręceniem τ_d. Bezpieczne cięcia k_s zastępujemy takimiż kręceniami k_d.

4. Gięcie i kręcenie. *)

Przekrój niechaj podlega działaniu momentu gnącego M, którego płaszczyzna stoi prostopadle na przekroju, i momentu kręcącego M_d, którego płaszczyzna jest równoległą do przekroju. Pod wpływem M powstaje w dowolnej cząstce przekroju naprężenie normalne σ, a pod wpływem M_d kręcenie τ, które oznaczamy oddzielnie podług wzorów i sposobów na właściwem miejscu już podanych, poczem stosujemy wzór zasadniczy, podany pod **c** (str. 410) z wartością $\alpha_0 = k_b : 1{,}3\, k_d$, łącząc w jedno równowarte naprężenie główne σ_1 te, przynależne do siebie wartości σ i τ, których wynik σ_1 byłby największością.

1) **Przekrój kołowy i pierścień kołowy** (rys. 251 i 252). W tych przekrojach punkty mające σ_{max} mają zarazem i τ_{max}, co upraszcza obliczenie. Oznaczmy przez W niezbędny moment wytrzymałości, a więc (p. str. 364, wzgl. 365).

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ wzgl. } W = \frac{\pi}{32} D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right],$$

Rys. 251. Rys. 252.





a obliczywszy:

$$M_i = 0{,}35\, M + 0{,}65 \sqrt{M^2 + (\alpha_0 M_d)^2},$$

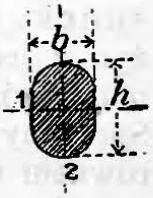
oznaczymy:

$$W = \frac{M_i}{k_b}.$$

2) **Przekrój eliptyczny** (rys. 253). Moment gnący M rozkładamy na M_1, obracający około osi 1 i M_2 około osi 2.

Dokładne wyliczenie największego naprężenia głównego jest możolne. **) Dla określenia przekroju wystarcza obliczenie wielkości h i b z poniższych dwóch równań:

Rys. 253.



$$\frac{\pi}{32} b h^2 k_b \geqq M_i' = 0{,}35\, M_1 + 0{,}65 \sqrt{M_1^2 + (\alpha_0 M_d)^2},$$

$$\frac{\pi}{32} b^2 h\, k_b \geqq M_i'' = 0{,}35\, M_2 + 0{,}65 \sqrt{M_2^2 + (\alpha_0 M_d)^2},$$

w których wartość: $\alpha_0 = k_b : 1{,}3\, k_d$.

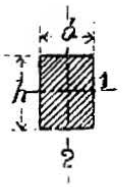
Największe naprężenia zachodzą równocześnie w 4-ech punktach obwodu, leżących nie w końcach osi głównych 1 lub 2, lecz między nimi.

---

*) Dla przekroju I p. E. Haeseler, Centralbl. d. Bauverw. 1895, str. 233 i 234.
**) C. v. Bach — Elasticität und Festigkeit, 3 wyd. Berlin 1898, J. Springer.

3) **Przekrój prostokątny** (rys. 254). M_1 i M_2 mają to samo znaczenie, co i poprzednio pod 2), mamy zatem:

Rys. 254.



$$^1/_6\, b\, h^2 k_b \geqq M_i' = 0{,}35\, M_1 + 0{,}65 \sqrt{M_1^2 + (^3/_2\, \alpha_0\, M_d)^2},$$

$$^1/_6\, b^2 h\, k_b \geqq M_i'' = 0{,}35\, M_2 + 0{,}65 \sqrt{M_2^2 + (^3/_2\, \alpha_0\, M_d)^2}.$$

Należy obliczyć i sprawdzić, czy

$$\frac{M_1}{^1/_6\, b\, h^2} + \frac{M_2}{^1/_6\, b^2 h} \leqq k_b \text{ (por. str. 356).}$$

III. WYTRZYMAŁOŚĆ SPRĘŻYN.

Dane ogólne.

Oznaczamy przez:

P — obciążenie (nośność) bezpieczne sprężyny w kg,

f — ugięcie, odpowiadające obciążeniu P, lub też bezpiecznemu naprężeniu k_b albo k_d, w cm,

l — długość sprężyny w cm,

n — ilość warstw albo zwojów,

V — objętość sprężyny w cm^3,

k_b — bezpieczne gięcie (naprężenie) w kg/cm^2,

k_d — bezpieczne kręcenie (naprężenie) w kg/cm^2,

Wielkość E i G (p. str. 328 i 330), a pozostałe oznaczenia podano na rysunkach w cm.

Praca mechaniczna w kgcm, jaką sprężyna przejmuje, uginając się od 0 do f, (t. zw. „praca sprężynowania“) wynosi:

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{c}\,\frac{k_b^2}{E}\,V.$$

Przypuszczamy, że E jest tu wielkością stałą, i że siła P w miarę uginania sprężyny, wzrastała ciągle od 0 do P. Spółczynnik stały c zależy jedynie od kształtu sprężyny, a wyraża on t. zw. stosunek objętościowy (t. j. stosunek użytego materyału) sprężyn z jednakowego materyału, lecz rozmaitego kształtu, które, przejmując równe prace mechaniczne, podlegają też równym naprężeniom. Sprężyny zatem równego kształtu i z jednakowego materyału przy równem naprężeniu i równej pracy mechanicznej mają też jedną i tę samą wagę.

Okres drgania T (w. sek.) sprężyny, którą uważalibyśmy za nieważką, równałby się okresowi drgania zwykłego wahadła, o długości równej ugięciu f (w m) sprężyny, spowodowanemu przez obciążenie P:

$$T = \pi \sqrt{\frac{f}{g}} \text{ (p. str. 203).}$$

a. Sprężyny giętkie.

1. Sprężyny giętkie proste.

[P. sposób 1) str. 372 i 373. Tablica na $^1/_6 bh^2$ i $^1/_{12} bh^3$ p. str. 369 i nast.]

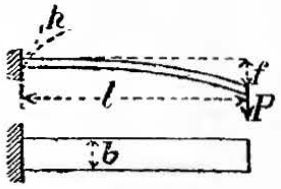
1. Sprężyna prostokątna (rys. 255).

$$P = \frac{bh^2}{6}\frac{k_b}{l}; \qquad J = \frac{bh^3}{12};$$

$$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{3} = 4\frac{l^3}{bh^3}\frac{P}{E} = \frac{2}{3}\frac{l^2}{h}\frac{k_b}{E};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{18}\frac{k_b{}^2}{E}V.$$

Rys. 255.



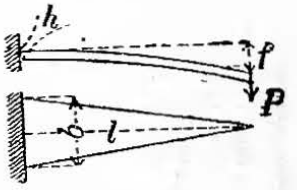
2. Sprężyna trójkątna (rys. 256) tworzy belkę stałej wytrzymałości na gięcie, (por. str. 354 i 390), gdyż $M : W =$ stałej. Odkształcona jest łukiem koła (p. str. 361).

$$P = \frac{bh^2}{6}\frac{k_b}{l}; \qquad J = \frac{bh^3}{12};$$

$$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{2} = 6\frac{l^3}{bh^3}\frac{P}{E} = \frac{l^2}{h}\frac{k_b}{E};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{6}\frac{k_b{}^2}{E}V.$$

Rys. 256.



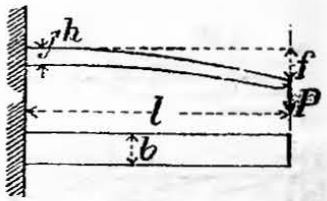
3. Sprężyna prostokątna, zaostrzona według profilu paraboli sześciennej (rys. 257). Odkształcona jest łukiem koła (p. str. 361).

$$P = \frac{bh^2}{6}\frac{k_b}{l}; \qquad J = \frac{bh^3}{12};$$

$$f = \frac{P}{EJ}\frac{l^3}{2} = 6\frac{l^3}{bh^3}\frac{P}{E} = \frac{l^2}{h}\frac{k_b}{E};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{9}\frac{k_b{}^2}{E}V.$$

Rys. 257.



2. Sprężyny giętkie, złożone.

Jeżeli położymy kilka warstw sprężyn, opisanych powyżej pod **1.**, na siebie, to otrzymamy sprężynę wiązkową. Główne warunki dobroci sprężyny wiązkowej są następujące:

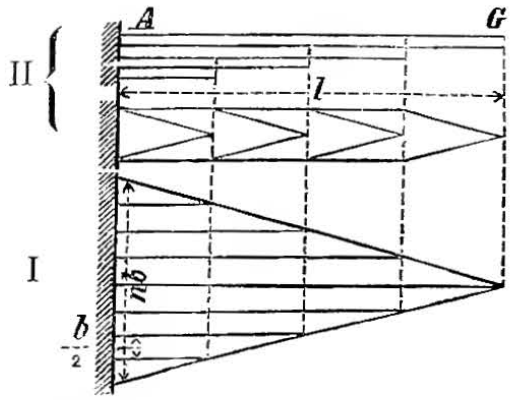
1) sprężyna taka powinna być beleczką złożoną, o możliwie stałej wytrzymałości na gięcie.

2) Warstwy sprężyny nie powinny się rozwierać przy uginaniu, t. j. nie oddalać jedna od drugiej; odkształcona powinna zatem być łukiem koła.

Z objaśnień podanych pod **1.** wynika, że obu powyższym warunkom z niżej podanych rodzajów sprężyn czyni zadość tylko rodzaj pierwszy, pozostałe zaś sprężyny dopełniają tylko warunku 2).

1) **Trójkątna sprężyna uwarstwiona.** Jeżeli sprężynę trójkątną w planie (rys. 258 I), szerokości $n\,b$, pomyślimy sobie pociętą na pewną ilość parzystą $2n$ pasków, np. na 8, każdy szerokości $^1/_2\,b$, i potem symetryczne paski złączymy ze sobą w n, np. 4, pasy podwójnej szerokości, t. j. b, i nałożymy je na siebie, by utworzyły wiązkę sprężyn, jak w rys. 258 II, to otrzymamy sprężynę wiązkową, uwarstwioną, dokładnie tej samej wytrzymałości na gięcie, co pierwotna trójkątna, mianowicie:

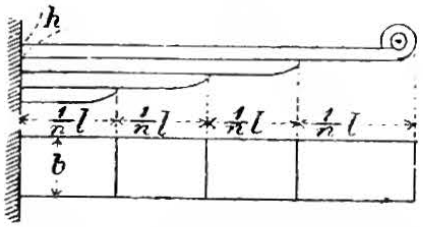
Rys. 258.



$$P = n\,\frac{b\,h^2}{6}\,\frac{k_b}{l}\,;\ \text{czyli}\ n = \frac{P\,l}{^1/_6\,b\,h^2\,k_b}\,.$$

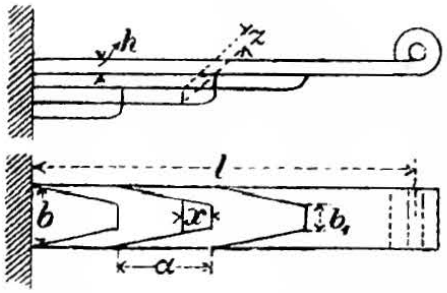
2. **Sprężyna uwarstwiona, prostokątna, zaostrzona według paraboli sześciennej** (rys. 259). Zamiast nadawania końcom oddzielnych warstw kształtu trójkątnego w planie, można je zostawić w pełnej szerokości, zaostrzając natomiast końce w profilu według paraboli sześciennej (p. str. 392).

Rys. 259.



3. **Sprężyna uwarstwiona z końcami kształtu trapezoidalnego, z zaostrzeniem.** Końcom pojedyńczych warstw sprężyny nadaje się w planie kształt trapezu, dodając w profilu pewne zaostrzenie określone wzorem poniższym (oznaczenia podług rys. 260):

Rys. 260.



$$z = \frac{h}{\sqrt[3]{1 + \frac{b_1}{b}\left(\frac{a}{x} - 1\right)}}\,.$$

4. Zazwyczaj dwie, symetryczne względem siebie, sprężyny jednego z powyższych rodzajów zestawiają się w sprężynę dwustronną i łączą przewiązką we wiązkę sprężynową (pasy oddzielnych warstw przechodzą w całości przez całą długość danej warstwy, bez spojeń pod przewiązką). Tak otrzymanej sprężynie wiązkowej nadaje się (w stanie nieobciążenia) krzywość podług łuku koła, ze strzałką pierwotną p_0 (w cm). Obciążenie stałe $2\,P$ działające na przewiązkę (i 2 odpory P w końcach) zmniejsza strzałkę pierwotną p_0 do p (w cm), przyczem ugięcie będzie (w cm):

$$f = p_0 - p.$$

W resorach (sprężynach nośnych) **powozów kolejowych** (p. Dział XI, rozdz. II. **B. d. 3.** i **C. c. 6.**), obciążonych w przewiązce ciężarem $2\,P$, siła rozciągająca $\frac{P}{\cos\alpha}$, jaka się pojawia w pochyłych wieszakach końcowych, rozkłada się w sworzniu na pionową P i poziomą $P\,\mathrm{tg}\,\alpha$, które łącznie wytwarzają moment gnący $M = P(l + p\,\mathrm{tg}\,\alpha)$. Do sprężyn zakrzywionych stosują się również wzory podane pod **1.**, a zatem, zatrzymując oznaczenia ze str. 412, otrzymamy:

nośność: $$2P = 2n\frac{bh^2}{6}\frac{k_b}{l + p\,\mathrm{tg}\,\alpha},$$

ugięcie: $$f = 6\frac{l^2}{nbh^3}\frac{P(l + p\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{E} = \frac{l^2}{h}\frac{k_b}{E}.$$

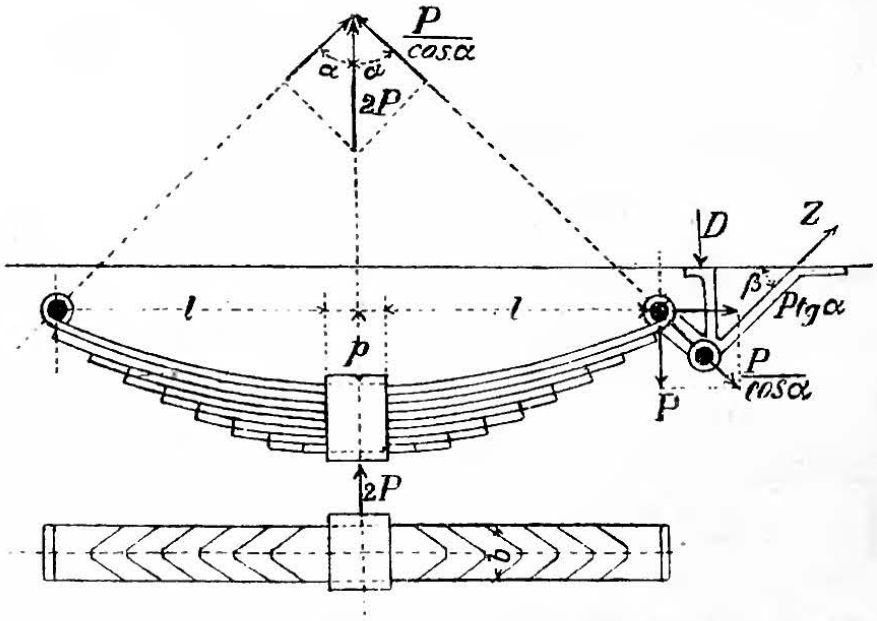
Za p możemy podstawić w przybliżeniu p_0, chociaż ściślej byłoby: $p = p_0 - f$.

Gięcia bezpieczne k_b, dla hartowanych resorów ze stali zlewnej, resorowej, p. str. 337.

Wierzchnia warstwa sprężyny, oprócz gięcia, znosi jeszcze siłę ciągnącą $P\,\mathrm{tg}\,\alpha$, oraz siłę tnącą P, które powodują tam naprężenia dodatkowe: $\sigma = P\,\mathrm{tg}\,\alpha : bh$, oraz cięcie τ (τ wypada obliczyć podług str. 350).

Obliczając sprężyny, należałoby uwzględniać zwiększanie się obciążenia wskutek uginań sprężyny w czasie jazdy, drgań, uderzeń i t. p. Zaleca się zatem (zwłaszcza, jeżeliby się zaniedbywało w obliczeniu naprężenia powyższe σ i τ) we wzory na nosność (przy obciążeniu spokojnem) wprowadzać względnie nizkie spółczynniki k_b, w granicach 5800 do 6500 kg/cm².

Rys. 261.



Koziołek resorowy (p. rys. 261). Oznaczając przez D siłę cisnącą w części pionowej, a przez Z siłę ciągnącą w części pochyłej, otrzymamy:

$$D = P(1 + \mathrm{tg}\,\alpha\,\mathrm{tg}\,\beta) \quad \text{i} \quad Z = \frac{P\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\cos\beta}.$$

3. Zwijane sprężyny giętkie.

[Tabl. na $^1/_6\,bh^2$ i $^1/_{12}\,bh^3$ — str. 369 i nast.; tabl. na $^1/_{32}\,\pi d^3$ i $^1/_{64}\,\pi d^4$ str. 366].

l oznacza długość sprężyny rozwiniętej.

1. Sprężyna zwijana na płask (spiralna) o przekroju prostokątnym (rys. 262).

$$P = \frac{bh^2}{6}\frac{k_b}{r}; \qquad J = \frac{bh^3}{12};$$

$$f = r\omega = \frac{P}{EJ}lr^2 = 12\frac{Plr^2}{Ebh^3} = 2\frac{rl}{h}\frac{k_b}{E};$$

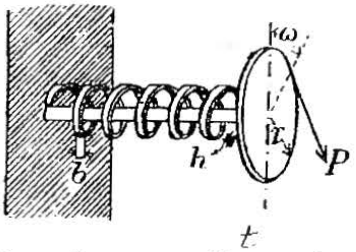
$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{6}\frac{k_b^2}{E}V.$$

Rys. 262.



2. **Sprężyna ~~zwijana~~ śrubowo, o przekroju prostokątnym** (rys. 263).

Rys. 263.



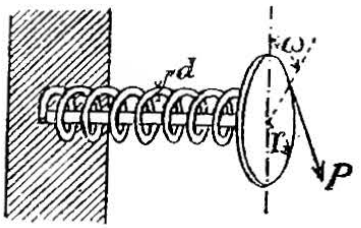
$$P = \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{r}; \qquad J = \frac{b h^3}{12};$$

$$f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = 12 \frac{P l r^2}{E b h^3} = 2 \frac{r l}{h} \frac{k_b}{E};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{6} \frac{k_b^2}{E} V.$$

3. **Sprężyna zwijana śrubowo, o przekroju kołowym** (rys. 264).

Rys 264.



$$P = \frac{\pi d^3}{32} \frac{k_b}{r}; \qquad J = \frac{\pi d^4}{64};$$

$$f = r\omega = \frac{P}{EJ} l r^2 = \frac{64}{\pi} \frac{P l r^2}{E d^4} = 2 \frac{r l}{d} \frac{k_b}{E};$$

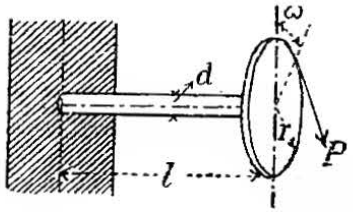
$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{8} \frac{k_b^2}{E} V.$$

b. Sprężyny skrętne. (Podług C. v. Bach'a).

1. Proste sprężyny skrętne.

1. **Prosta sprężyna skrętna, o przekroju kołowym** (rys. 265).

Rys. 265.



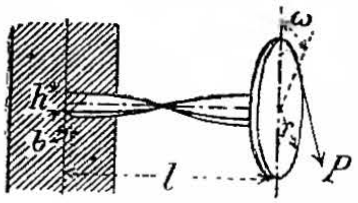
$$P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{r} k_d = 0{,}1963 \frac{d^3}{r} k_d;$$

$$f = r\omega = \frac{32 r^2 l}{\pi d^4} \frac{P}{G} = 2 \frac{r l}{d} \frac{k_d}{G};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{4} \frac{k_d^2}{G} V.$$

2. **Prosta sprężyna skrętna, o przekroju prostokątnym** (rys. 266). ξ oznacza stosunek $b : h$, przyczem $b < h$.

Rys. 266.



$$P = \frac{2}{9} \frac{b^2 h}{r} k_d;$$

$$f = r\omega = 3{,}6\, r^2 l \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P}{G},$$

$$= 0{,}8\, r l \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{G};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{4}{45} (\xi^2 + 1) \frac{k_d^2}{G} V.$$

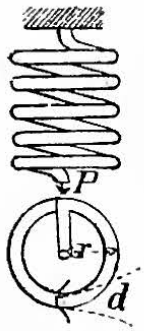
Dla przekroju kwadratowego ($\xi = 1$) A staje się największością.

2. Zwijane sprężyny skrętne.

W rys. 267 do 270 r oznacza promień średni zwoju, t. j. sięgający do środka ciężkości przekroju sprężyny.

1. Sprężyna walcowata, zwijana śrubowo, o przekroju kołowym *) (rys. 267). n oznacza liczbę zwojów.

Rys. 267.



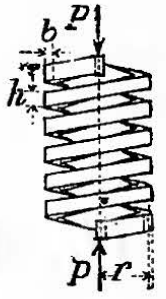
$$P = \frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}k_d = 0{,}1963\,\frac{d^3}{r}k_d;$$

$$f = \frac{64\,n r^3}{d^4}\frac{P}{G} = \frac{4\pi n r^2}{d}\frac{k_d}{G};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{4}\frac{k_d^2}{G}V.$$

2. Sprężyna walcowata, zwijana śrubowo, o przekroju prostokątnym (rys. 268). ξ oznacza stosunek $b:h$, przyczem $b < h$.

Rys. 268.



$$P = \frac{2}{9}\frac{b^2 h}{r}k_d;$$

$$f = 7{,}2\,\pi n r^3\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{P}{G}$$

$$= 1{,}6\,\pi n r^2\frac{b^2+h^2}{bh^2}\frac{k_d}{G};$$

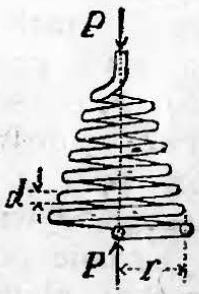
$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{4}{45}(\xi^2+1)\frac{k_d^2}{G}V.$$

Dla przekroju kwadratowego ($\xi = 1$) A staje się największością.

3. Sprężyna stożkowata, o przekroju kołowym (rys. 269).

l oznacza długość sprężyny rozwiniętej, d średnicę przekroju sprężyny, a r zmniejsza się ciągle aż do 0.

Rys. 269.



$$P = \frac{\pi}{16}\frac{d^3}{r}k_d = 0{,}1963\,\frac{d^3}{r}k_d;$$

$$f = \frac{16}{\pi}\frac{r^2 l}{d^4}\frac{P}{G} = \frac{r\,l}{d}\frac{k_d}{G}$$

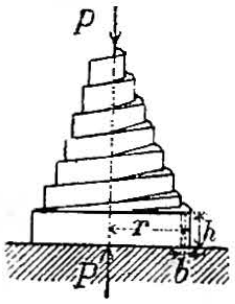
$$= 16\,n\frac{r^3}{d^4}\frac{P}{G} = \pi n\frac{r^2}{d}\frac{k_d}{G};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{1}{8}\frac{k_d^2}{G}V.$$

*) Szczegółowa tablica nośności takich sprężyn podana w Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, str. 1398. Tablica opracowana na zasadzie $k_d = 4500$ kg/cm² (dla dobrej, hartowanej stali resorowej, przy nieznacznie zmiennem obciążeniu) i $G = 750000$ kg/cm².

4. **Sprężyna stożkowata, o przekroju prostokątnym** (rys. 270). $\xi = b : h$, przyczem $b < h$.

Rys. 270.



$$P = \frac{2}{9}\frac{b^2 h}{r} k_d;$$

$$f = 1{,}8\, r^2 l \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}\frac{P}{G} = 0{,}4\, r l \frac{b^2 + h^2}{b h^2}\frac{k_d}{G} = 1{,}8\,\pi n r^3 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3}\frac{P}{G} = 0{,}4\,\pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b h^2}\frac{k_d}{G};$$

$$A = \frac{Pf}{2} = \frac{2}{45}(\xi^2 + 1)\frac{k_d^2}{G} V.$$

Dla przekroju kwadratowego ($\xi = 1$), A staje się największością.

Uwaga do 3 i 4. Do sprężyn kształtu stożka ściętego, o promieniach podstaw r i r_0, przyczem $r > r_0$, stosują się powyżej podane wzory na nośność P, bez wszelakiej zmiany; natomiast w pierwsze i czwarte wzory na ugięcia f trzeba podstawić: $r^2 + r_0^2$ zamiast r^2, oraz $\pi n (r + r_0)$ zamiast l, wzorów zaś drugich i trzecich nie stosować.

IV. WYTRZYMAŁOŚĆ PŁYT I NACZYŃ.

(Posiłkując się wszystkimi wzorami poniższymi, trzeba uwzględniać **uwagę końcową** ze str. 422).

a. Płyty płaskie.

Oznaczamy przez:

s grubość płyty w cm,

f jej ugięcie się w środku w cm,

σ_{max} największe naprężenie normalne w płycie w kg/cm^2,

k_b bezpieczne gięcie (naprężenie) materyału w kg/cm^2,

E spółczynnik sprężystości w kg/cm^2 (p. str. 328 i 331),

Wreszcie φ i ψ oznaczają dwa spółczynniki, obliczone teoretycznie przez G. Grashof'a *) dla obu krańcowych wypadków, a mianowicie:

a) płytę podparto na obwodzie swobodnie, bez uszczelnienia,

b) płytę osadzono na obwodzie niewzruszenie.

Podług doświadczeń C. v. Bach'a **) zaś wielkość tych spółczynników (φ i ψ) zależy (oprócz sposobu umocowania ich obwodu) jeszcze i od wielkości siły ściskającej płytę, w celu jej uszczelnienia na ciśnienie płynu, od rodzaju tego uszczelnienia, od jakości powierzchni płyty tak w miejscu, gdzie się ona styka z materyałem uszczelniającym, jak i w miejscu, gdzie się drugą stroną opiera na powierzchni podpory i t. p.

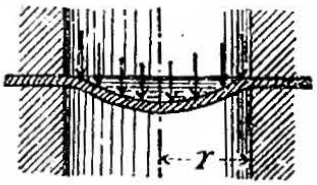
*) F. Grashof, Theorie der Elasticität und Festigkeit; Berlin 1878.

**) C. v. Bach, Elasticität und Festigkeit, 3 Aufl.; Berlin 1898, J. Springer; tenże: Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten; Berlin 1891 (również: Zeitschr. d. V. d. Ing. 1890, str. 1041 i nast.).

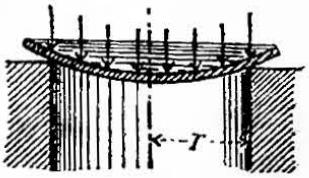
Nadto: Ph. Forchheimer, Die Berechnung ebener und gekrümmter Behälterböden, Zeitschr. für Bauwesen 1894, str. 450 i nast.

1. Płyta kołowa, równomiernie obciążona ciśnieniem płynu: p kg/cm² (rys. 271 i 272).

Rys. 271.



Rys. 272.



$$\sigma_{max} = \varphi \frac{r^2}{s^2} p \leqq k_b;$$

$$f = \psi \frac{r^4}{s^3} \frac{p}{E}.$$

Podług C. v. Bach'a dla krańcowych sposobów umocowania, przedstawionych na rys. 271 i 272, i dla wszystkich wypadków pośrednich:

$$\varphi = 0{,}8 \text{ do } 1{,}2; \qquad \psi = 0{,}17 \text{ do } 0{,}60.$$

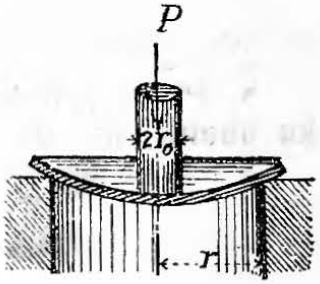
Przy doświadczeniach C. v. Bach'a płyty musiano uszczelnić na obwodzie, gdyż obciążenie wywierano ciśnieniem cieczy. Dla tego też podano po dwie wartości, pomiędzy któremi wahają się spółczynniki φ i ψ, zależnie od tego, czy oparcie obwodu zbliżało się więcej do stanu niewzruszonego osadzenia, czy też do stanu zupełnie swobodnego podparcia.

Podług F. Grashof'a zaś jest:

dla sposobu podparcia rys. 271: $\varphi = 0{,}68$; $\psi = 0{,}17$;
„ „ „ rys. 272: $\varphi = 0{,}87$; $\psi = 0{,}70$.

2. Płyta kołowa, obciążona pośrodku siłą P kg, a na obwodzie swobodnie podparta (rys. 273). Siłę P uważamy za równomiernie rozłożoną na polu koła πr_0^2. Podług C. v. Bach'a będzie:

Rys. 273.



$$\sigma_{max} = \frac{3}{\pi} \varphi \left(1 - \frac{2}{3} \frac{r_0}{r}\right) \frac{P}{s^2} \leqq k_b;$$

$$f = \psi \frac{r^2}{s^3} \frac{P}{E}.$$

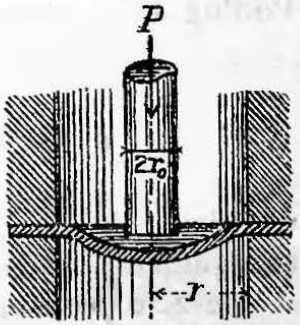
Przyczem $\varphi = 1{,}5$; $\psi = 0{,}4$ do $0{,}5$.

Podług F. Grashof'a zaś:

$$\sigma_{max} = \frac{1}{\pi} \left(1.365 \ln \frac{r}{r_0} + 1{,}05\right) \frac{P}{s^2} \leqq k_b;$$

$$f = \frac{1.73}{\pi} \frac{r^2}{s^3} \frac{P}{E}.$$

Rys. 274.



3. Płyta kolista, jak wyżej pod 2., lecz osadzona na obwodzie (rys. 274).

Podług F. Grashof'a:

$$\sigma_{max} = \frac{1{,}365}{\pi} \frac{P}{s^2} \ln \frac{r}{r_0} \leqq k_b;$$

$$f = \frac{0{,}6825}{\pi} \frac{r^2}{s^3} \frac{P}{E} = 0{,}22 \frac{r^2}{s^3} \frac{P}{E}.$$

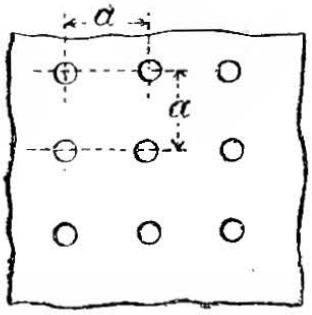
4. Płyta eliptyczna, na obwodzie swobodnie podparta i równomiernie obciążona ciśnieniem płynu: p kg/cm. (jak rys. 271 i 272). Oś wielka $= 2a$, oś mała $= 2b$, stosunek osi $b : a = \xi$. Podług C. v. Bach'a będzie:

$$\sigma_{max} = \varphi \frac{b^2}{s^2} \frac{2p}{1 + \xi^2} \leqq k_b,$$

przyczem $\varphi = 0{,}667$ do $1{,}125$ (por. pod **1.**).

5. Płyta eliptyczna, na obwodzie swobodnie podparta, a pośrodku obciążona przez P kg. Oznaczenia, jak pod **4.** Podług C. v. Bach'a będzie:

Rys. 275.



$$\sigma_{max} = \frac{8}{\pi 5}\,\varphi\,\frac{8+4\xi^2+3\xi^4}{3+2\xi^2+3\xi^4}\,\xi\,\frac{P}{s^2} \gtrless k_b,$$

przyczem $\varphi = 1{,}50$ do $1{,}67$.

6. Płyta dowolnej wielkości, obciążona równomiernie ciśnieniem P kg/cm², a podparta w punktach, które dzielą ją na pola kwadratowe, o boku a (rys. 275).

Podług F. Grashof'a w każdym oddzielnym polu mamy:

$$\sigma_{max} = 0{,}2275\,\frac{a^2}{s^2}\,p \gtrless k_b; \qquad f = 0{,}0284\,\frac{a^4}{s^3}\,\frac{p}{E}.$$

7. Płyta prostokątna, na obwodzie swobodnie podparta i równomiernie obciążona ciśnieniem płynu: p kg/cm².

a i b oznaczają boki płyty prostokątnej. Podług C. v. Bach'a będzie:

$$\sigma_{max} = 0{,}5\,\varphi\,\frac{a^2 b^2}{a^2+b^2}\,\frac{p}{s^2} \gtrless k_b,$$

a zatem, gdy $b = a$ (płyta kwadratowa):

$$\sigma_{max} = 0{,}25\,\varphi\,\frac{a^2}{s^2}\,p \gtrless k_b.$$

We wzorach tych $\varphi = 0{,}75$ do $1{,}125$ (por. pod **1.**).

8. Płyta prostokątna, na obwodzie swobodnie podparta, a pośrodku obciążona siłą P kg.

a i b oznaczają boki płyty prostokątnej. Podług C. v. Bach'a będzie:

$$\sigma_{max} = 1{,}5\,\varphi\,\frac{ab}{a^2+b^2}\,\frac{P}{s^2} \gtrless k_b,$$

przyczem $\varphi = 1{,}75$ do $2{,}00$.

b. Płaskie ~~dna okrągłe, z wywiniętymi kołnierzami walcowymi.~~ Podług C. v. Bach'a będzie: *)

$$k_b \gtrless p\left\{\mu\,\frac{k}{s} + \psi\left(\frac{r-0{,}5k\left(1+\frac{k}{r}\right)}{s}\right)^2\right\},$$

w którym to wzorze oznacza: s grubość dna, k wewnętrzny promień ~~zaokrąglenia w wywinięciu~~ i r promień dna w świetle, wszystko w cm, a wreszcie p ciśnienie wewnętrzne w kg/cm²; k_b p. str. 418. Wartości spółczynników μ i ψ dla ~~den~~ z żelaza zlewnego, zanitowanych w takież części rurowate (kotły i t. p.) są: $\mu = 0{,}5$ i $\psi = 0{,}33$ do $0{,}375$, a dla lanożelaznych, odlanych łącznie z częścią rurowatą: $\mu = \psi = 0{,}8$.

c. Walec wydrążony (rury i t. p.). (Podł. C. v. Bach'a).

Oznaczamy przez:

*) Masch.-Elem., 6 wyd., str. 688 i Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 1224 i nast.

r_i promień wewnętrzny w cm, } $s = r_a - r_i$
r_a promień zewnętrzny w cm, } grubość ściany w cm,
k_z bezpieczne ciągnienie materyału w kg/cm²,
k bezpieczne ciśnienie materyału w kg/cm²,
$m = {}^{10}/_{3}$ stosunek rozciągnięcia jednostkowego do takiegoż zwężenia.

1. Wewnętrzne nadciśnienie płynu: p_i w kg/cm². Mamy:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{m k_z + (m-2) p_i}{m k_z - (m+1) p_i}} = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\, p_i}{k_z - 1{,}3\, p_i}}, \quad \ldots \quad \text{I.}$$

przyczem największe naprężenie pojawia się na wewnętrznej powierzchni walca wydrążonego, w kierunku obwodowym. W kierunku zaś osi walca, naprężenie materyału (przez siłę $\pi r_i^2 p_i$) jest o wiele mniejsze, a przy nieznacznej grubości ścian — dwa razy mniejsze, niż w kierunku obwodowym.

Możliwe są tylko takie stosunki, przy których $p_i < (k_z : 1{,}3)$, czyli $(p_i : k_z) < 0{,}77$. Zestawiamy przynależne stosunki $p_i : k_z$ i $r_a : r_i$:

$p_i : k_z =$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,3	0,375	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75
$r_a : r_i =$	1,044	1,093	1,148	1,208	1,355	1,498	1,555	1,852	2,374	2,851	3,771	7,211

Dla ścian małej grubości będzie z dokładnością dostateczną:

$$s = r_i \frac{p_i}{k_z} \quad \ldots \quad \text{II.}$$

Uwaga. Przy złączeniach na nity i t. p. trzeba również sprawdzić i wytrzymałość połączeń.

Przykład. Lanożelazny cylinder **tłoczni,** średnicy 40 cm w świetle, z tłokiem 36 cm średnicy, ma służyć do podniesienia ciężaru (mostu) 229 t. Jaką powinna być grubość ścianki przy $k_z = 600$ kg/cm²?

Przy 36 cm średnicy, pole tłoka zawiera około 1018 cm², a więc ciśnienie wody w cylindrze będzie: $p_i = 229\,000 : 1018 = 225$ kg/cm². Mamy zatem: $p_i : k_z = 225 : 600 = 0{,}375$, a z tabliczki powyżej podanej dobieramy przynależną wartość: $r_a : r_i = 1{,}498$. A że $r_i = {}^1/_2 \cdot 40 = 20$ cm, więc $r_a = 1{,}498 \cdot 20 \backsim 30$ cm; niezbędna zaś grubość ścianki $s = r_a - r_i = 30 - 20 = 10$ cm.

~~Obliczenie grubości ścian walcowych kotłów parowych z wewnętrznem~~ nadciśnieniem p. Normy Hamburskie 1898, w Dziale **VII,** rozd. **IV, C. b.**

2. Zewnętrzne nadciśnienie p_a w kg/cm². Gdy niema obawy wgniecenia się ścianek, to będzie:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{m k}{m k - (2m-1) p_a}} = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\, p_a}} \quad \ldots \quad \text{III.}$$

Z powyższego równania wynika, że możliwemi są tylko takie stosunki, w których $p_a < (k : 1{,}7)$, czyli $(p_a : k) < 0{,}588$.

Uwaga pod **1** (p. w.), dotycząca połączeń, stosuje się w danym przypadku.

Dla ścian nieznacznej grubości mamy z dokładnością dostateczną:

$$s = r_a \frac{p_a}{k} \quad \ldots \quad \text{IV.}$$

Dodatniego wpływu den i szwów poprzecznych na wytrzymałość walca nie uwzględniano we wzorach pod **1.** i **2.** Szacunkowo możnaby wpływ ten uwzględnić, podwyższając odpowiednio wartości naprężeń bezpiecznych materyału. Wpływ ten będzie tem znaczniejszy, im krótszym będzie walec w stosunku do swej średnicy.

Oznaczenie grubości ścianek rurowych, z nadciśnieniem od zewnątrz, których wgniecenia należy się obawiać **(rury płomienne kotłów parowych),** podano podł. C. v. Bach'a w Normach Hamburskich 1898, p. Dział **VII,** rozdz. **IV, C. b.**

d. Kule wydrążone. (podług C. v. Bach'a).

Oznaczenia, jak wyżej pod **c,** patrz str. 420.

1. Nadciśnienie wewnętrzne p_i w kg/cm². Mamy:

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{2mk_z + 2(m-2)p_i}{2mk_z - (m+1)p_i}} = r_i \sqrt[3]{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 0{,}65\,p_i}} \quad \text{V.}$$

Z powyższego równania wnioskujemy, że możliwe są tylko takie stosunki, w których: $p_i < (k_z : 0{,}65)$, czyli $(p_i : k_z) < 1{,}54$.

Największe ciągnienie pojawia się na powierzchni wewnętrznej w kierunku koła wielkiego.

Dla ścian nieznacznej grubości będzie z dokładnością dostateczną:

$$s = \frac{1}{2} r_i \frac{p_i}{k_z} \quad \text{VI.}$$

Uwaga. Jeżeli kulę wykonano na złączenia nitowe, lub t. p., to trzeba sprawdzić i wytrzymałość tych połączeń.

2. Nadciśnienie zewnętrzne p_a w kg/cm². Gdy niema obawy, aby ścianki mogły uledz wgnieceniu, natenczas będzie:

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{2mk}{2mk - 3(m-1)p_a}} = r_i \sqrt[3]{\frac{k}{k - 1{,}05\,p_a}} \quad \text{VII.}$$

Z równania tego wynika, że możliwe są tylko takie stosunki, dla których będzie: $p_a < (k : 1{,}05)$, czyli $(p_a : k) < 0{,}95$.

Uwaga pod **1.** (p. w.) stosuje się i tutaj.

Dla ścian nieznacznej grubości mamy z dokładnością dostateczną:

$$s = \frac{1}{2} r_a \frac{p_a}{k} \quad \text{VIII.}$$

Uwagi końcowe.

Płaskie **płyty** z materyału dostatecznie wisnego (ciągliwego), gdy się raz wygięły pod wpływem obciążenia, skutkiem tej nabranej wklęsłości stają się bardziej wytrzymałemi, niż w stanie pierwotnym, kiedy były płaskie.

Gdy zachodzi obawa, że **płyta** lub **naczynie** zużywać się będzie, np. przez rdzewienie, to grubości, obliczone podług wzorów, należy zwiększyć stosownie do przewidywanego zużywania się materyału. Jeżeliby wreszcie, ze względu na wyrób, odstawę, ustawienie naczyń lub płyt, ze względu na zmiany temperatur i t. p. okazała się potrzeba większej grubości ścianek, niż wykazują równania powyższe, to praktyczne te względy powinny rozstrzygać.

DZIAŁ PIĄTY.

CZĘŚCI MASZYN.*)

I. CZĘŚCI MASZYN ŁĄCZĄCE (ZŁĄCZNIAKI).

A. Kliny.

Wiadomości ogólne o złączeniach klinowych p. str. 221 i 222. W poniższem siły wyrażają się w kg, wymiary w cm, a naprężenia w kg/cm².

a. Kliny pod obciążeniem stałem.

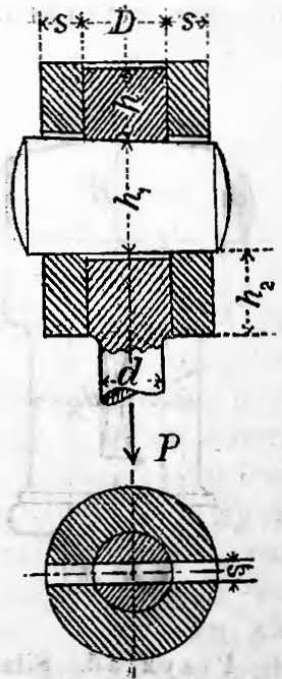
Średnicę d (rys. 276) określa wzór: $P = k_z \frac{\pi d^2}{4}$,

„ D „ „ „ : $P = k'_z \left(\frac{\pi D^2}{4} - s_1 D \right)$,

w których oznaczają:

k_z naprężenie bezpieczne w przekroju $^1/_4 \pi d^2$,
k'_z naprężenie bezpieczne w przekr. $^1/_4 \pi D^2 - s_1 D$.

Rys. 276.



Ponieważ w przekroju w końcu wspomnianym naprężenia rozkładają się niejednostajnie, przeto powinno być $k'_z < k_z$, co uwzględniamy, zakładając szacunkowo:

$$k'_z = \frac{\pi}{4} k_z .$$

Dla zwykłej wartości $s_1 = 0{,}25\, D$, z równania:

$$k_z \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} k_z \left(\frac{\pi D^2}{4} - s_1 D \right)$$ wynika:

$$D \approx {}^4/_3\, d.$$

Ciśnienie k na powierzchnię przylegania klina do sworznia wyznacza się z równania:

*) Przeważnie według C. v. Bach'a, Die Maschinen-Elemente, wyd. 6-e; Stuttgart 1897, A. Bergsträsser.

$$k_z \frac{\pi d^2}{4} = k\, s_1\, D = k\, \frac{1}{4} D^2, \quad \text{na:}$$

$$k \sim {}^7/_4\, k_z .$$

Stosując tę samą wartość i do pochwy, okalającej sworzeń, ze wzoru:

$$2 k s s_1 = k D s_1, \quad \text{otrzymamy:}$$

$$s = 0{,}5\, D.$$

Oznaczając przez h_1 średnią wysokość klina, podlegającego gięciu, otrzymamy:

$$\frac{P}{2}\left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4}\right) = k_b\, \frac{s_1 h_1^2}{6},$$

a gdy $s_1 = 0{,}25\, D$, $s = 0{,}5\, D$, $P = k_z \frac{\pi d^2}{4}$, to:

$$h_1 = d \sqrt{\frac{3\pi}{2} \frac{k_z}{k_b}}.$$

Jeżeli np. $k_z = 900$ kg/cm² (żelazo spawalne, lub zlewne), a $k_b = 1350$ kg/cm² (stal), to:

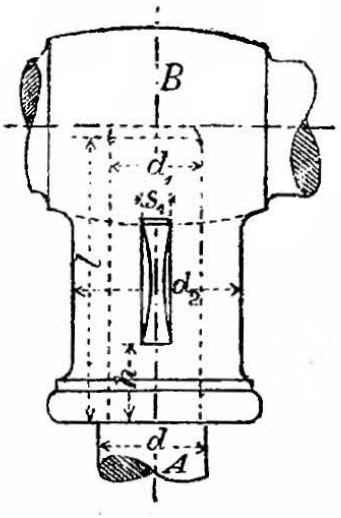
$$h_1 \sim {}^7/_4\, d \sim {}^4/_3\, D.$$

Klinom nadaje się zbieżność $^1/_{15}$ do $^1/_{20}$. Dla klinów prostokątnych bywa szacunkowo:

$$h = 0{,}67\, h_1 \quad \text{do} \quad 0{,}75\, h_1,$$

a $h_2 = h$, o ile siły działające na pochwę nie wymagają powiększenia tego wymiaru.

Rys. 277.



b. Kliny pod obciążeniem zmiennem.

Złączenie tłoczyska A z krzyżulcem B (maszyny wahaczowej), wskazane na rys. 277, powinno być **złączeniem pierwotnie naprężonem** w uwzględnieniu zmian od $+P$ do $-P$, jakim podlega siła działająca w kierunku osi tłoczyska, a przenoszona z A na B. Biorąc pod uwagę to naprężenie pierwotne, spowodowane przez zabijanie klina, a więc pojawiające się już wówczas, gdy tłoczysko nie podlega jeszcze żadnemu obciążeniu, należy obliczać złączenie na siłę $^5/_4$ razy większą niż siła, jaką tłoczysko w istocie ma przenosić.

Przykład. Siła w tłoczysku $P = 10000$ kg, a jego średnica $d = 8{,}2$ cm. Klin, krzyżulec i tłoczysko ze stali zlewnej.

Ażeby w pierścieniu $\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)$ naprężenie k nie przekraczało 1000 kg/cm², musi być zachowany warunek:

$$\frac{\pi}{4}(8{,}2^2 - d_1^2)\,1000 = \frac{5}{4}\,10000,$$

a zatem $d_1 \sim 7$ cm.

Zakładając ciśnienie pomiędzy tłoczyskiem i klinem również 1000 kg/cm², oznaczamy grubość klina z równania:

$$s_1 \cdot 7 \cdot 1000 = \frac{5}{4}\,10000, \quad \text{na:} \quad s_1 = 1{,}8 \text{ cm}.$$

Średnica pochwy d_2 wyznacza się z równania:

$$(d_2 - d_1)\,s_1 \cdot 1000 = \frac{5}{4}\,10000 = s_1\,d_1 \cdot 1000, \quad \text{na:}$$

$$d_2 = 2\,d_1 = 14 \text{ cm}.$$

Średnią wysokość klina, podlegającego gięciu, określa wzór:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{5}{4}\,10000\left(\frac{7{,}0 + 3{,}5}{2} - \frac{3{,}5}{2}\right) = 1000 \cdot \frac{1{,}8\,h_1^2}{6},$$

a zatem: $h_1 = 8{,}6$ cm.

Średnia wartość h (stosownie do ustępu **a)** będzie:

$$h = 0{,}7\,h_1 = 6 \text{ cm}.$$

Zbieżność wystarczająca: 1 : 25; wreszcie: $l = 6{,}0 + 8{,}6 + 6{,}0 = 20{,}6$ cm.

Aby uniknąć ostro wklęsłych krawędzi w łożu klina, nadajemy zazwyczaj jego przekrojowi kształt zaokrąglony (rys. 278), wskutek czego możemy zmniejszyć bezpiecznie h do wartości: $0{,}4\,h_1$ do $0{,}5\,h_1$. Przykład często napotykanego złączenia klinowego p. Dział XI, rozdz. II, **A. b. 2.**



Rys. 278.

Kliny dobijane pod **całkowitem obciążeniem** powinny posiadać takie wymiary, ażeby ciśnienie na powierzchnie do siebie przylegające nie przekraczało wartości bezpiecznej (zapobieganie wżeraniu się). Bezpieczna wielkość ciśnienia dobiera się z uwzględnieniem materyału, dokładności wykonania, jak również w zależności i od tego, czy przewiduje się częste wyjmowanie klinów.

Inne złączenia na kliny podano poniżej przy tych częściach maszyn, do których one należą.

B. Śruby.

a. Część ogólna.

Wykreślenie rzutu walcowej **linii śrubowej** p. str. 126. Z określenia linii śrubowej (p. str. 125, pod 1) wynika, że walcową linię śrubową opisuje każdy punkt płaszczyzny, która się ze stałą szybkością obraca około osi leżącej w samej płaszczyźnie, i która równocześnie wykonywa równomierny ruch postępowy wzdłuż tejże osi. Jeżeli przeto zamiast jednego punktu, rozpatrywać będziemy cały ich szereg, tworzący na płaszczyznie pewną figurę zamkniętą, to ruch ich da nam bryłę śrubowatą. Bryła ta, wraz z najmniejszym walcem, który dotyka jej wnętrza, daje nam śrubę. Walec ten zwie się rdzeniem, bryła śrubowata zeń wystająca — gwintem śruby, figura zaś tworząca ów gwint — przekrojem gwintu. Różnica między promieniem zewnętrznym gwintu i promieniem rdzenia zwie się głębokością gwintu. Znaczenie praktyczne posiadają jedynie prze-

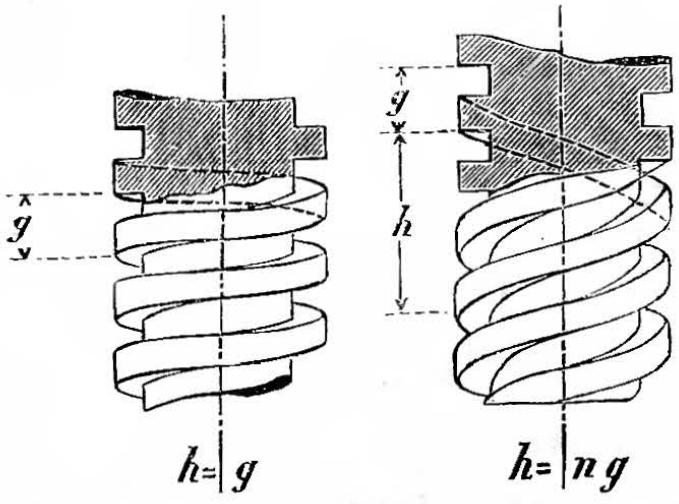
kroje ograniczone od strony osi linią do niej równoległą, i w tym też sensie rozróżniamy śruby o gwincie ostrym (przekrój = trójkąt), prostokątnym czyli płaskim (p. prostokąt), trapezoidalnym (p. trapez), okrągławym (p. z łuków koła).

Linię śrubową możemy też otrzymać, nawijając na walec płaszczyznę doń styczną: wszystkie bowiem proste tej płaszczyzny, prostopadłe do osi walca, opiszą na nim koła, wszystkie zaś proste, pochyłe względem pierwszych pod jakimkolwiek kątem α, opiszą na walcu szereg linii śrubowych o pochyłości α. Przy walcu o promieniu r, skok linii śrubowej (skok śruby) będzie $h = 2\pi r \operatorname{tg} \alpha$.

Wynika ztąd, że linie śrubowe, opisywane przez różne punkty przekroju gwintu, mają pochyłości rozmaite, a dalej, że pochyłość powierzchni gwintu w każdym jej punkcie jest jeszcze zależna od kształtu przekroju gwintu (por. str. 228 p. **2**).

Rozróżniamy śruby jednozwojne (o pojedynczym gwincie), dwuzwojne (o podwójnym gwincie), trój- i wielozwojne (o wielokrotnym gwincie). W śrubach jednozwojnych wielkość skoku zależy od wielkości przekroju gwintu; w śrubach zaś o gwincie wielokrotnym rzeczywista wielkość skoku zależy od ilości zwojów i od wielkości przekroju gwintu. Śruba przeto o n zwojach, mająca tę samą średnicę i ten sam przekrój gwintu, co śruba jednozwojna, mieć będzie skok n razy większy od skoku tej ostatniej (por. rys. 278-a). Pamiętać o tem należy, gdy chodzi o samohamowność śruby (por. str. 228).

Rys. 278-a.



Śruby, których skok i przekrój gwintu odstępuje od norm poniżej podanych, są śrubami nienormalnemi; najczęściej są to śruby zgrubione, które przy normalnym przekroju i skoku gwintu mają powiększoną średnicę rdzenia, a więc zmniejszoną pochyłość nitek gwintowych.

Gwint jest prawozwity, gdy dla oka z zewnątrz patrzącego na śrubę wznosi się od lewej strony ku prawej. W przeciwnym zaś razie zwiemy go lewozwitym. Zwykle stosuje się gwint prawozwity.

b. Rodzaje gwintów.

Ponieważ śruby o gwincie ostrym posiadają większe tarcie użyteczne, niż śruby inaczej gwintowane, przeto wszelkie **śruby złączne**

Ciąg dalszy na str. 433.

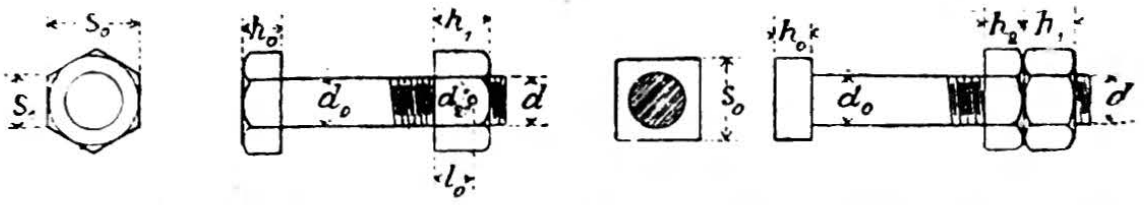
Gwint Whitworth'a.

(Przekrój gwintu p. rys. 279 str. 433)

Średnica zewnętrzna gwintu. d		Średnica rdzenia d_1	Przekrój $\frac{\pi d_1^2}{4}$	Ilość nitek gwintu		Wysokość naśrubka. h_1	Wysokość łba w liczbach okrągłych h_0	Rozwartość klucza w liczbach okrągłych s_0	$Q = \frac{1}{4}\pi d_1^2 k_z$, jeżeli (kg/cm²) $k_z = 480$	$k_z = 600$
cali ang.	mm	mm	cm²	na cal ang.	na długości d	mm	mm	mm	kg	kg
1/4	6,35	4,72	0,175	20	5	6	4	13	85	105
5/16	7,94	6,13	0,295	18	5 5/8	8	6	16	140	175
3/8	9,52	7,49	0,441	16	6	10	7	19	210	265
7/16	11,11	8,79	0,607	14	6 1/8	11	8	21	290	365
1/2	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	23	375	470
5/8	15,87	12,92	1,311	11	6 7/8	16	11	27	630	785
3/4	19,05	15,80	1,961	10	7 1/2	19	13	33	940	1175
7/8	22,22	18,61	2,720	9	7 7/8	22	15	36	1305	1630
1	25,40	21,33	3,573	8	8	25	18	40	1715	2145
1 1/8	28,57	23,93	4,498	7	7 7/8	29	20	45	2160	2700
1 1/4	31,75	27,10	5,768	7	8 3/4	32	22	50	2770	3460
1 3/8	34,92	29,50	6,835	6	8 1/4	35	24	54	3280	4100
1 1/2	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	58	4030	5030
1 5/8	41,27	34,77	9,495	5	8 1/8	41	29	63	4560	5700
1 3/4	44,45	37,94	11,31	5	8 3/4	44	32	67	5430	6780
1 7/8	47,62	40,40	12,82	4 1/2	8 7/16	48	34	72	6150	7690
2	50,80	43,57	14,91	4 1/2	9	51	36	76	7160	8950
2 1/4	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	85	9060	11320
2 1/2	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	94	11560	14450
2 3/4	69,85	60,55	28,80	3 1/2	9 5/8	70	49	103	13820	17280
3	76,20	66,90	35,15	3 1/2	10 1/2	76	53	112	16870	21090
3 1/4	82,55	72,57	41,36	3 1/4	10 9/16	83	58	121	19850	24820
3 1/2	88,90	78,92	48,92	3 1/4	11 3/8	89	62	130	23480	29350
3 3/4	95,25	84,40	55,95	3	11 1/4	95	67	138	26860	33570
4	101,60	90,75	64.68	3	12	102	71	147	31050	38810
4 1/4	107,95	96,65	73,37	2 7/8	12 7/32	108	76	156	35220	44020
4 1/2	114,30	102,98	83,29	2 7/8	12 15/16	114	80	165	39980	49970
4 3/4	120,65	108,84	93,04	2 3/4	13 1/16	121	85	174	44660	55820
5	127,00	115,19	104,2	2 3/4	13 3/4	127	89	183	50020	62530
5 1/4	133,35	121,67	116,3	2 5/8	13 25/32	133	93	192	55810	69760
5 1/2	139,70	127,51	127,7	2 5/8	14 7/16	140	98	201	61300	76620
5 3/4	146,05	133,05	139,0	2 1/2	14 3/8	146	102	209	66740	83420
6	152,40	139,39	152,6	2 1/2	15	152	106	218	73250	91560

Wymiary śrub toczonych i nietoczonych,

(Wymiary normalne



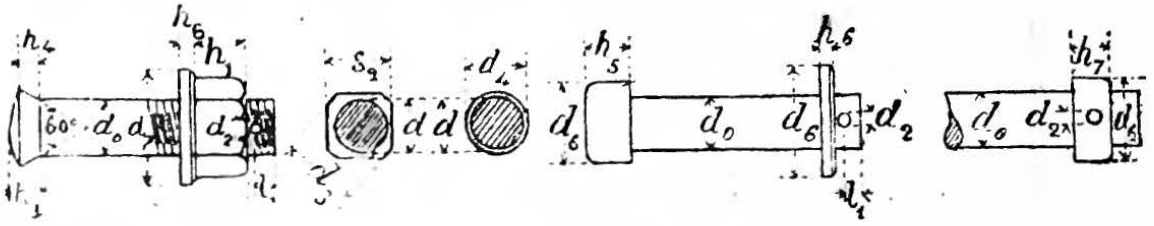
Nr. śruby	Średnica sworznia d_o toczone	Średnica sworznia d_o nietoczone	Śruby: Średnica zewnętrzna gwintu d		Średnica rdzenia d_1	Ilość nitek gwintu na cal ang. z	Wysokość łba sześciokątnego lub łba kwadratowego h_0	Wysokość naśrubka h_1	Wysokość nakrętki h_2	Wysokość łba zagłębionego całkowita h_3	Wysokość łba zagłębionego stożka h_4	Rozwartość szczęki klucza i bok łba kwadrat. s_o
	mm	mm	cali ang.	mm	mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm
3	10	10	3/8	9,52	7,49	16	7	10	7	6	5	17
4	13	13	1/2	12,70	9,99	12	9	13	10	8	7	22
5	16	16	5/8	15,87	12,92	11	12	16	12	10	8	28
6	20	19	3/4	19,05	15,80	10	14	20	15	12	10	33
7	23	23	7/8	22,22	18,61	9	16	23	17	14	11	39
8	26	26	1	25,40	21,33	8	18	26	19	16	13	44
9	30	29	1 1/8	28,57	23,93	7	20	30	21	18	14	50
10	33	32	1 1/4	31,75	27,10	7	22	33	24	20	16	55
11	36	35	1 3/8	34,92	29,50	6	24	36	26	22	18	61
12	40	39	1 1/2	38,10	32,68	6	26	40	28	24	20	66
13	43	42	1 5/8	41,27	34,77	5	29	43	31	26	21	72
14	46	45	1 3/4	44,45	37,94	5	31	46	33	28	23	77
15	50	48	1 7/8	47,62	40,40	4 1/2	34	50	36	30	25	83

Gwint na sworzniach, o średnicy ponad 20 mm, stosowanych jako zespórki, lub ściągi wodoskazach, na kurkach cylindrów maszyn parowych, kurkach

Śruby nietoczone, o średnicach różniących się od powyżej podanych, otrzymują

oraz sworzni toczonych. (Gwint Whitworth'a).

pruskich kolei państwowych).



Śruby				Kołki i łbiaki śrubowe			Sworznie gładkie		Podkładki			
		Odległość łonka							Średnica			
Bok sześciokąta łba lub nasrubka	Średnica łonka	w nasrubku od jej kraju	przed nasrubkiem od końca sworznia	Średnica koła zewnętrznego	Bok kwadratu	Średnica łba w łbiakach okrągłych	Średnica łba	Wysokość łba	dla sworzni toczonych	pod nasrubki	Grubość podkładki	Grubość pierścienia przelomionego
s_1	d_2	l_0	l_1	d_3	s_2	d_1	d_5	h_5	d_6	d_7	h_6	h_7
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
9,8	4	7	6	14	12	13	16	5	16	22	3	10
12,7	5	9	8	20	17	16	22	6	22	28	4	11
16,2	5	12	8	22	17	20	26	7	26	36	4	12
19,1	6	14	9	26	22	23	32	8	32	44	5	13
22,5	6	16	9	34	28	26	36	9	36	50	5	15
25,4	7	18	10	34	28	30	40	10	40	56	6	16
28,9	7	20	12	40	33	33	44	10	44	62	6	17
31,8	8	22	12	40	33	36	48	11	48	68	7	18
35,2	9	24	13	.	.	.	52	11	52	74	7	19
38,1	9	26	14	.	.	.	56	12	56	80	8	20
41,6	10	29	15	.	.	.	60	12	60	86	8	21
44,5	10	31	15	.	.	.	64	13	64	92	9	22
47,9	10	34	16	.	.	.	68	13	68	100	9	23

podniebienne (podniebienniki w kotłach parowozowych), jak również gwint do mosiądzu na próbnych, na oliwiarkach i t. p. ma 10 nitek na 1 cal ang.
skok gwintu, odpowiadający najbliższej, mniejszej średnicy śrub normalnych.

Śruby z naśrubkami Penn'a dla silników parowcowych. (Gwint Whitworth'a).

Średnica zewnętrzna gwintu d	Łeb śruby: Sześciokątny, kwadratowy lub okrągły. Odległość między bokami lub średnica	Łeb śruby: Sześciokątny, kwadratowy lub okrągły. Wysokość	Łeb śruby: Okrągły, zagłębiony. Średnica	Łeb śruby: Okrągły, zagłębiony. Wysokość	Naśrubek. m	Naśrubek. n	Naśrubek. o	Naśrubek. p	Naśrubek. q	Naśrubek. r	Śruby osadne. s	Śruby osadne. t	Śruby osadne. u
Cali ang.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
3/4	31	14	28	13	31	27	35	26	24	12	5	10	8
7/8	35	16	32	15	36	31	40	29	27	12	5	10	8
1	40	18	37	17	40	35	46	33	30	12	5	10	8
1 1/8	45	20	41	19	46	40	50	37	33	13	5	10	8
1 1/4	49	22	46	21	52	45	57	42	36	13	5	10	8
1 3/8	54	24	50	23	57	49	62	46	39	13	5	10	8
1 1/2	58	26	55	25	62	54	68	50	42	15	6	13	10
1 5/8	63	28	59	27	67	58	73	54	45	15	6	13	10
1 3/4	67	30	64	29	73	63	79	59	48	15	6	13	10
1 7/8	72	32	68	31	77	67	85	63	51	18	8	16	11
2	76	34	73	33	83	72	90	68	54	18	8	16	11
2 1/4	85	38	82	37	93	81	101	77	60	18	8	16	11
2 1/2	94	42	91	41	104	90	112	86	66	18	8	16	11
2 3/4	103	46	100	45	114	99	123	95	71	21	10	20	13
3	112	50	109	49	125	108	134	104	76	21	10	20	13
3 1/4	121	54	118	53	135	117	145	113	81	21	10	20	13
3 1/2	130	58	127	57	145	126	156	122	86	25	11	22	14
3 3/4	139	63	136	61	156	135	166	131	91	25	11	22	14
4	148	68	145	65	166	144	177	140	96	25	11	22	14
4 1/4	157	73	154	69	177	153	188	149	101	28	13	24	16
4 1/2	166	78	162	73	187	162	200	158	106	28	13	24	16
4 3/4	175	83	170	77	197	171	210	167	111	28	13	24	16
5	184	88	178	81	207	179	220	175	116	32	14	28	17
5 1/4	193	93	186	85	216	187	230	183	121	32	14	28	17
5 1/2	202	98	194	89	225	195	240	191	126	32	16	31	19
5 3/4	211	103	202	92	234	203	250	199	131	36	16	31	19
6	220	108	210	95	244	211	260	207	136	38	16	31	19

Waga naśrubków i łbów z żelaza spawalnego. (Gwint Whitworth'a).

Zewnętrzna średnica gwintu d cali ang.	mm	Waga naśrubka sześciokątnego i łba sześciokątnego kg	Waga naśrubka sześciokątnego i łba kwadratowego kg	Zewnętrzna średnica gwintu d cali ang.	mm	Waga naśrubka sześciokątnego i łba sześciokątnego kg	Waga naśrubka sześciokątnego i łba kwadratowego kg	Zewnętrzna średnica gwintu d cali ang.	mm	Waga naśrubka sześciokątnego i łba sześciokątnego kg	Waga naśrubka sześciokątnego i łba kwadratowego kg
1/4	6,35	0,013	0,014	1 3/8	34,9	0,983	1,059	3 1/2	88,9	14,15	15,27
5/16	7,94	0,022	0,023	1 1/2	38,1	1,257	1,354	3 3/4	95,2	17,28	18,64
3/8	9,52	0,033	0,035	1 5/8	41,3	1,575	1,697	4	101,6	20,88	22,52
7/16	11,1	0,048	0,051	1 3/4	44,4	1,931	2,080	4 1/4	107,9	24,89	26,85
1/2	12,7	0,067	0,072	1 7/8	47,6	2,352	2,534	4 1/2	114,3	29,46	31,79
5/8	15,9	0,119	0,127	2	50,8	2,828	3,048	4 3/4	120,6	34,47	37,19
3/4	19,0	0,189	0,203	2 1/4	57,1	3,941	4,248	5	127,0	40,12	43,29
7/8	22,2	0,285	0,307	2 1/2	63,5	5,353	5,770	5 1/4	133,3	46,24	49,89
1	25,4	0,411	0,442	2 3/4	69,9	7,056	7,608	5 1/2	139,7	53,07	57,27
1 1/8	28,6	0,568	0,612	3	76,2	9,052	9,762	5 3/4	146,0	60,42	65,20
1 1/4	31,7	0,753	0,811	3 1/4	82,5	11,39	12,29	6	152,4	68,55	73,98

Uwaga. Do obliczenia tablicy powyższej brano wymiary naśrubka i łba, podane na str. 427, ciężkość zaś właściwą żelaza spawalnego = 7,8. [Część śruby, znajdująca się w naśrubku, nie wliczona do wagi naśrubka].

Gwint Whitworth'a dla rur gazowych.

Wewnętrzna średnica rury D cali ang.	mm	Zewnętrzna średnica gwintu d cali ang.	mm	Średnica rdzenia d_1 cali ang.	mm	Ilość nitek na 1 cal ang.
1/8	3,175	0,3825	9,7153	0,3367	8,5520	28
1/4	6,350	0,5180	13,1569	0,4506	11,4450	19
3/8	9,525	0,6563	16,6697	0,5889	14,9578	19
1/2	12,700	0,8257	20,9724	0,7342	18,6483	14
5/8	15,875	0,9022	22,9154	0,8107	20,5913	14
3/4	19,050	1,0410	26,4409	0,9495	24,1168	14
7/8	22,225	1,1890	30,2000	1,0975	27,8759	14
1	25,400	1,3090	33,2479	1,1925	30,2889	11
1 1/8	28,574	1,4920	37,8961	1,3755	34,9371	11
1 1/4	31,749	1,6500	41,9092	1,5335	38,9502	11
1 3/8	34,924	1,7450	44,3221	1,6285	41,3631	11
1 1/2	38,099	1,8825	47,8146	1,7660	44,8556	11
1 5/8	41,274	2,0210	51,3324	1,9045	48,3734	11
1 3/4	44,449	2,0470	51,9927	1,9305	49,0337	11
2	50,799	2,3470	59,6126	2,2305	56,6536	11
2 1/4	57,149	2,5875	65,7212	2,4710	62,7622	11
2 1/2	63,499	3,0013	76,2315	2,8848	73,2725	11
2 3/4	69,849	3,2470	82,4722	3,1305	79,5132	11
3	76,199	3,4850	88,5173	3,3685	85,5583	11

Gwint metryczny, przyjęty przez Towarzystwo inżynierów niemieckich (1888/1893).

(Przekrój gwintu rys. 280 str. 433).

Zewnętrzna średnica gwintu d mm	Średnica rdzenia d_1 mm	Skok h mm	Głębokość gwintu t mm	Rozwartość klucza s_0 mm	Zewnętrzna średnica gwintu d mm	Średnica rdzenia d_1 mm	Skok h mm	Głębokość gwintu t mm	Rozwartość klucza s_0 mm
6	4,5	1,0	0,75	12	20	16,4	2,4	1,8	34
7	5,35	1,1	0,825	14	22	17,8	2,8	2,1	37
8	6,2	1,2	0,9	16	24	19,8	2,8	2,1	40
9	7,05	1,3	0,975	18	26	21,2	3,2	2,4	43
10	7,9	1,4	1,05	20	28	23,2	3,2	2,4	46
12	9,6	1,6	1,2	22	30	24,6	3,6	2,7	49
14	11,3	1,8	1,35	25	32	26,6	3,6	2,7	52
16	13,0	2,0	1,5	28	36	30,0	4,0	3,0	58
18	14,7	2,2	1,65	31	40	33,4	4,4	3,3	64

Uzupełnieniem powyższego rodzaju gwintu jest gwint (o takim samym przekroju) przyjęty przez niemieckie Towarzystwo optyków i mechaników dla średnic: $d = 1$ do 9 mm i gwint zaproponowany przez Delisle'a dla średnic: $d = 44$ do 160 mm.

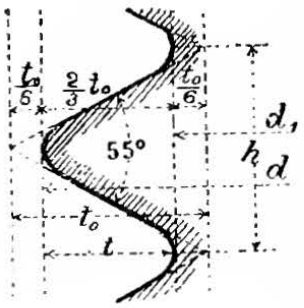
Gwint Sellers'a

(przekrój gwintu rys. 281 str. 433).

Zewnętrzna średnica gwintu d cali ang.	Skok h cali ang.	Wartość liczebna n (p. s. 433)	Zewnętrzna średnica gwintu d cali ang.	Skok h cali ang.	Wartość liczebna n (p. s. 433)	Zewnętrzna średnica gwintu d cali ang.	Skok h cali ang.	Wartość liczebna n (p. s. 433)
1/8	0,0250	0,2000	1 1/8	0,1429	0,1270	3 1/4	0,2857	0,0879
3/16	0,0417	0,2222	1 1/4	0,1429	0,1143	3 1/2	0,3077	0,0879
1/4	0,0500	0,2000	1 3/8	0,1667	0,1212	3 3/4	0,3333	0,0889
5/16	0,0556	0,1778	1 1/2	0,1667	0,1111	4	0,3333	0,0833
3/8	0,0625	0,1667	1 5/8	0,1818	0,1119	4 1/4	0,3478	0,0818
7/16	0 0714	0,1633	1 3/4	0,2000	0,1143	4 1/2	0,3636	0,0808
1/2	0,0769	0,1538	1 7/8	0,2000	0,1067	4 3/4	0,3810	0,0802
9/16	0,0833	0,1481	2	0,2222	0,1111	5	0,4000	0,0800
5/8	0,0909	0,1455	2 1/4	0,2222	0,0988	5 1/4	0,4000	0,0762
3/4	0,1000	0,1333	2 1/2	0,2500	0,1000	5 1/2	0,4211	0,0766
7/8	0,1111	0,1270	2 3/4	0,2500	0,0909	5 3/4	0,4211	0,0732
1	0,1250	0,1250	3	0,2857	0,0952	6	0,4444	0,0741

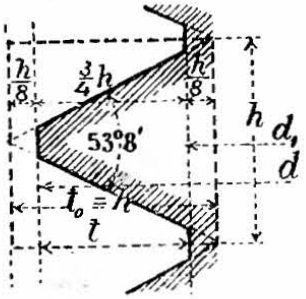
wyrabiają się zazwyczaj z gwintem ostrym. Systemy tego gwintu są następujące:

Rys. 279.



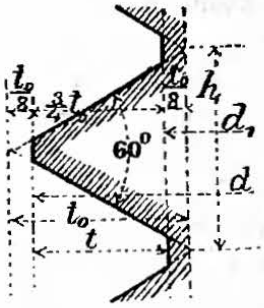
Whitworth'a
(Angielski).

Rys. 280.



Delisle'a
(Niemiecki).

Rys. 281.



Sellers'a
(Amerykański).

1. Gwint Withworth'a (rys. 279). Przekrój tego gwintu jest trójkątem równoramiennym, o kącie wierzchołkowym 55°. Wewnętrzne i zewnętrzne krawędzie ścięto o $^1/_6\ t_0$ i zaokrąglono promieniem $0{,}143\ t_0$. Dla zewnętrznej średnicy gwintu $= d$ i średnicy rdzenia $= d_1$, przyjęto skok z równania $h = n\,d$, w którem wartość n zmienia się od $^1/_5$ do $^1/_{15}$ dla średnic $d = {}^1/_4$ do 6″ ang.

Ponieważ:

$$t_0 = {}^1/_2\ h \operatorname{ctg} 27\,{}^1/_2{}^0 = 0{,}96049\ h \quad \text{i} \quad t = {}^2/_3\ t_0 = 0{,}64033\ h,$$

więc $\quad d_1 = d - 2\,t = d - 1{,}28065\ h = d\,(1 - 1{,}28065\ n).$

Por. tablice str. 427 do 431. W Europie rozpowszechnił się najbardziej gwint Whitworth'a, który jednakże niektóre fabryki niemieckie, zwłaszcza południowo-niemieckie, wykonują w formie nieco odmiennej, zachowując tylko wielkość skoku, średnicę d natomiast zmieniają one w odstępach co 3 mm, a więc:

$$d = 12,\ 15,\ 18,\ 21,\ 24,\ 27,\ 30 \text{ mm i t. d.}$$

2. Gwint metryczny (rys. 280). Przekrój gwintu jest trójkątem równoramiennym, o kącie wierzchołkowym 53° 8′, jest on zatem trójkątem wpisanym w kwadrat. Teoretyczną wysokość gwintu $t_0 = h$ zmniejszają o 2 razy $^1/_8\ t_0$ przez ścięcie krawędzi.

$d_1 = d - 1{,}5\ h$, a $t = {}^3/_4\ h$. Porówn. tablicę str. 432 *).

3. Gwint Sellers'a (rys. 281). Przekrój gwintu jest trójkątem równobocznym, (o kącie wierzchołkowym = 60°). Ścięcie krawędzi, tak grzbietu, jak i u podstawy, wynosi $^1/_8$ wysokości t_0 trójkąta. Por. tablicę str. 432. Skok $h = n\,d$. Dla $d = {}^1/_8$ do 6 cali ang. wartość n zmniejsza się od $^1/_5$ do $^2/_{27}$.

Ponieważ $\quad t_0 = {}^1/_2\ h \operatorname{ctg} 30^0 = 0{,}86603\ h$, a $t = {}^3/_4\ t_0 = 0{,}64952\ h$,

przeto $\quad d_1 = d - 2\,t = d - 1{,}29904\ h = d\,(1 - 1{,}29904\ n).$

4. Rodzaje gwintu wymienione na str. 426: płaski (prostokątny), trapezoidalny i okrągławy, napotykają się tylko wyjątkowo w śrubach złącznych, natomiast stosują się one do **śrub napędowych i tłocznych.**

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1893, str. 1440; 1895, str. 971; 1898, str. 483.

W wyborze d i d_1 panuje duża swoboda i wogóle tych rodzajów gwintu nie ujęto w jakikolwiek system, jak to uczyniono z gwintem ostrym.

1) **Gwint płaski** (prostokątny): obliczywszy średnicę rdzenia śruby (p. str. 436, 3.), wybieramy z tablicy śrub z gwintem ostrym wielkość d (nie d_1), najwięcej zbliżoną do wartości otrzymanej z obliczenia, i bierzemy ją za średnicę rdzenia śruby. Następnie, odpowiadający tej wartości d, skok h bierzemy jako głębokość gwintu t, sam skok zaś robimy 2 razy większy, a więc $= 2h$. A zatem i $\operatorname{tg}\alpha$ będzie blizko 2 razy większe, aniżeli w śrubie o gwincie ostrym, który służył za podstawę do określenia wymiarów. [Wysokość naśrubka mogłaby również być dwa razy większa, gdyby mieć na oku li tylko względy wytrzymałości, najczęściej jednak jest tu miarodajnem ciśnienie bezpieczne pomiędzy powierzchniami gwintów, według równania II str. 435].

Śruby wielozwojne, przy tem samem obciążeniu Q, powinny posiadać średnicę rdzenia cokolwiek większą, niż śruby z gwintem pojedynczym, ponieważ jednocześnie ze zwiększeniem kąta pochyłości α wzrasta i moment skręcający.

2) **Gwint trapezoidalny.** Śruby z gwintem tego rodzaju używają się, gdy ciśnienie działa na śrubę tylko w jednym kierunku, jak np. w śrubach nastawnych lub tłocznych. Za podstawę obliczenia mogą służyć śruby o gwincie metrycznym; z odnośnych tablic wybieramy średnicę rdzenia d_1, najwięcej zbliżoną wymiarami do obliczonej. W kwadracie $t_0 h$ (rys. 280 str. 433), oznaczonym grubemi kreskami przerywanemi, przekątnia skierowana na prawo w górę wyznacza kierunek jednego boku trapezu, bok kwadratu zaś, oznaczony literą t (prostopadły do osi śruby), stanowi drugi bok trapezu. (Kąt między jego bokami 45°). Skok gwintu trapezoidalnego: $h = t_0$, głębokość gwintu $t = {}^3/_4 h$, a więc boki trapezu, równoległe do osi śruby, będą: ${}^1/_8 h$, wzgl. ${}^7/_8 h$.

3) **Gwint okrągławy.** Za średnicę rdzenia bierzemy najbardziej zbliżoną do obliczonej średnicę d_1 gwintu ostrego i dobieramy odpowiadające tej średnicy wartości h i t. Średnice półkola zewnętrznego i wewnętrznego będą natenczas $= {}^1/_2 h$.

c. Obliczanie śrub.

Oznaczamy przez:

Q obciążenie działające w kierunku osi śruby w kg,
k_z ciągnienie bezpieczne materyału śruby w kg/cm²,
d_1 średnicę rdzenia śruby w cm,
d zewnętrzną średnicę gwintu (sworznia śruby) w cm.

1. Rdzeń śruby pracuje tylko na ciągnienie (lub ciśnienie).

Przypadek ten zachodzi przy śrubach dokręcanych, zanim obciążenie zacznie działać, a natenczas bezpiecznem będzie:

$$Q = {}^1/_4 \pi d_1^2 k_z \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{I.}$$

Jeżeli śrubę wykonano na tokarce nożem, na ostrej gwinciarce lub na innej obrabiarce nienadwyrężającej materyału, i jeżeli obciążenie jest w rodzaju II, (str. 336 i 337), to naprężenie bezpieczne śrub żelaznych kutych $k_z = 600$ kg/cm².

Natomiast dla śrub żelaznych kutych, średniego gatunku i tegoż rodzaju obciążenia będzie:

$$k_z = 480 \text{ kg/cm}^2.$$

[Dla śrub stalowych w tych samych warunkach:

$$k_z = 800 \text{ kg/cm}^2, \text{ wzgl. } k_z = 640 \text{ kg/cm}^2].$$

Wartości Q dla średnic rdzenia d_1 skali Whitworth'a, obliczone na zasadzie naprężeń bezpiecznych $k_z = 600$ kg/cm², wzgl. $k_z = 480$ kg/cm², zawiera tablica na str. 427; naodwrót dla znanego Q, przy powyższych naprężeniach k_z, można określić średnicę rdzenia z wzoru:

$$d_1 = 0{,}046 \sqrt{Q}, \text{ wzgl. } d_1 = 0{,}052 \sqrt{Q}.$$

Dla śrub żelaznych kutych, średniej grubości ($d = 1{,}2$ do $3{,}0$ cm):

$$Q = 300\, d^2, \quad \text{wzgl.} \quad Q = 240\, d^2.$$

Z uwzględnieniem gięcia i cięcia w gwincie wysokość **naśrubka** wypada równa d, **łba** zaś $h_0 = 0{,}7\, d$, o ile śruba i naśrubek są z jednakowego materyału. **Rozwartość** szczęki klucza podają tablice str. 427, 428 i 432.

Gdy śruba jest z żelaza, a naśrubek z dobrego bronzu, to dla II-go rodzaju obciążenia (str. 336 i 337) można stosować: $k_b = 300$ kg/cm², przyczem wysokość naśrubka będzie: $h_1 \backsim 1{,}5\, d$. Jeżeli zaś chcemy pozostawić wysokość naśrubka $h_1 = d$, to grubość śruby d należy zwiększyć o 20 do 25%.

2. Rdzeń śruby pracuje na ciągnienie (lub ciśnienie) i na kręcenie.*)

1. Tego rodzaju naprężenia powstają w śrubach dokręcanych w stanie obciążonym. Obciążenie przyciska tu powierzchnię gwintu śruby do powierzchni gwintu naśrubka, a powierzchnie te muszą się ślizgać po sobie pod tym ciśnieniem. Aby więc ciśnienie k na przylegające do siebie powierzchnie pracujących nitek gwintu (w liczbie z) nie przekroczyło pewnej określonej wielkości, powinien być zachowany warunek:

$$Q \leqq z\, {}^1\!/_4\, \pi\, (d^2 - d_1{}^2)\, k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{II.}$$

Dla śrub złącznych i nastawnych bezpiecznem będzie, gdy żelazo kute ślizga się po żelazie kutym lub bronzie: $k \leqq 150$ kg/cm², a gdy stal zlewna po stali zlewnej lub bronzie: $k \leqq 200$ kg/cm².

[Ciśnienie między kutym naśrubkiem i podkładką z tegoż materyału ma nie przekraczać 200 kg/cm²].

Śruby napędowe i tłoczne można naprężać zaledwie do połowy powyższych wartości k. Przy równych warunkach pozostałych można stosować tem wyższe wartości k, im dokładniej smar zwilża ślizgające się po sobie powierzchnie.

2. Moment, skręcający sworzeń śruby o **gwincie ostrym,** nie przekracza wartości:

$$M_d = Qr\, \frac{\operatorname{tg}\alpha + 1{,}12\,\mu}{1 - 1{,}12\,\mu \operatorname{tg}\alpha}.$$

Założywszy: $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}04$, $\mu = 0{,}15$ i $r = {}^1\!/_4\,(d + d_1) \backsim 0{,}55\, d_1$, otrzymamy:

$$M_d = 0{,}11\, Q\, d_1.$$

A że $\sigma = \dfrac{Q}{{}^1\!/_4\,\pi\, d_1{}^2}$ i $\tau_{max} = \dfrac{M_d}{{}^1\!/_{16}\,\pi\, d_1{}^3} = \dfrac{0{,}11\, Q}{{}^1\!/_{16}\,\pi\, d_1{}^2}$, przeto podług **3.** str. 410 dla żelaza spawalnego, przy $k_z = 600$ kg/cm², $k_d = 360$ kg/cm², czyli przy $\alpha_0 = \dfrac{600}{1{,}3 \cdot 360} \backsim \dfrac{4}{3}$, będzie:

$$k_z = \frac{Q}{{}^1\!/_4\,\pi\, d_1{}^2}\,(0{,}35 + 0{,}65\,\sqrt{2{,}38}) = \frac{Q}{{}^1\!/_4\,\pi\, d_1{}^2}\,\frac{4}{3}, \text{ a więc}$$

$$Q = {}^3\!/_4 \cdot {}^1\!/_4\,\pi\, d_1{}^2\, k_z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{III.}$$

A zatem obciążenie bezpieczne wynosi około ${}^3\!/_4$ określonego wzorem I p. **1.** Jeżeli więc dla danego Q mamy oznaczyć średnicę śruby z żelaza kutego, którą chcemy dokręcać już pod obcią-

*) Badania C. v. Bach'a, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 854 i nast.

żeniem, to z tablicy str. 427 dobieramy d_1, odpowiadające $^7/_6\,Q$, a odwrotnie śrubę o danem d_1 obciążamy tylko do $^3/_4$ wartości Q, wskazanej w tablicy na str. 427.

Wskutek tego przy $k_z = 600$ kg/cm², wzgl. 480 kg/cm² (zależnie od jakości śrub, porów. **1.** str. 434), będzie:

$$d_1 = 0{,}053 \sqrt{Q}, \quad \text{wzgl.} \quad d_1 = 0{,}060 \sqrt{Q}.$$

a dla śrub średnio grubych, o $d \geq 1{,}2$ cm, będzie z dostateczną dokładnością:

$$Q = 225\, d^2, \quad \text{wzgl.} \quad Q = 180\, d^2.$$

Wysokość **naśrubka** śrub złącznych, obciążonych w czasie dokręcania, $h_1 = d$, gdy śruba i naśrubek są z tego samego materyału; jeżeli zaś śruba jest żelazna, a naśrubek bronzowy, to h_1 co 1,2 d. Chcąc, aby i w tych okolicznościach $h_1 = d$, trzeba grubość śruby zwiększyć o 10%.

W większości śrub złącznych (**fundamentowe**, do **kołnierzy** i t. p.), które, oprócz początkowego zakręcenia, muszą być dokręcane i podczas pracy, powstają naprężenia dodatkowe. Dla śrub takich, ponajczęściej ostrogwintnych, o $d \geq 1{,}6$ cm, uwzględniając owe niekorzystne okoliczności, oznaczamy obciążenie z wzorów:

$$Q = 170\, d^2, \quad \text{wzgl.} \quad Q = 135\, d^2.$$

3. Dla śrub **płaskich** oblicza się najpierw przybliżoną wielkość średnicy rdzenia, na zasadzie ciągnienia bezpiecznego, zmniejszonego na $^1/_2\,k_z$ do $^3/_4\,k_z$, (podł. **1.**), a to celem uwzględnienia kręceń w przekroju. Następnie, zaokrągliwszy otrzymaną wartość d_1, określa się wymiary gwintu, poczem przelicza się ponownie śrubę na ciągnienie i kręcenie i w razie potrzeby wprowadza się poprawkę wymiaru średnicy d_1. Ponajczęściej do momentu kręcącego:

$$M_d = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = Q r \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - \mu h} \quad \text{(por. str. 228)}$$

przyłącza się jeszcze moment spowodowany tarciem w osadzie śruby, co przy powtórnem przeliczaniu powinno się uwzględnić.

Jeżeli śruba podlega ściskaniu, to postępujemy w sposób podobny, nie zaniedbując w razie potrzeby i wyboczenia [przypadek 2, rys. 201, str. 346].

Przykład: Wrzeciono zlewno-stalowe, płasko-gwintne, **tłoczni śrubowej** niechaj ma średnicę rdzenia $d_1 = 8$ cm, średnicę zewnętrzną $d = 10$ cm, a więc głębokość gwintu $t = 1$ cm; gwint niech będzie potrójny, o skoku $h = 2$ cale ang. $= 5{,}08$ cm. Jakiemi będą naprężenia, jeżeli siła ściskająca wrzeciono wynosi 35000 kg, a konstrukcya wyklucza wyboczenie, i jeżeli moment skręcający mamy oznaczyć według powyżej podanego wzoru na M_d?

Przy średnim promieniu śruby $r = {}^1/_4\,(10 + 8) = 4{,}5$ cm i spółczynniku tarcia $\mu = 0{,}1$ będzie:

$$M_d = 35000 \cdot 4{,}5 \frac{5{,}08 + 2\pi \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}1}{2\pi \cdot 4{,}5 - 0{,}1 \cdot 5{,}08} = 44850 \text{ kg/cm}.$$

Moment ten powoduje kręcenie τ_{max} (p. str. 397) w przekroju rdzenia:

$$\tau_{max} = \frac{44850}{{}^1/_{16}\pi 8^3} = 446 \text{ kg/cm}^2,$$

ciśnienie zaś będzie:

$$\sigma = \frac{35000}{{}^1/_4\pi 8^2} = 696 \text{ kg/cm}^2.$$

Przypuszczając materyał wyborowy i obciążenie w rodzaju II, str. 336, t. j. $k = 1000$ kg/cm², $k_d = 800$ kg/cm², otrzymamy, podł. **3.** str. 411, $\alpha_0 = 1000 : (1{,}3 \cdot 800) \backsim 1$ i największe, równowarte naprężenie główne w przekroju:

$$\sigma_{max} = 0{,}35 \cdot 696 + 0{,}65 \sqrt{696^2 + 4 \cdot 446^2} = 243{,}6 + 735{,}4 = 979 \text{ kg/cm}^2,$$

a zatem nieco mniejsze od uznanego za bezpieczne naprężenia normalnego: $k = 1000$ kg/cm².

Jeżeli naśrubek jest z brązu dobrego gatunku, to według str. 433 ciśnienie na powierzchnie zetknięcia $k = \frac{1}{2} \cdot 200$ kg/cm². Zakładając $k = 95$ kg/cm², otrzymamy (według wzoru II, str. 435) ilość z pracujących nitek gwintu z równania:

$$35000 = z \cdot \tfrac{1}{4} \pi (10^2 - 8^2) \cdot 95, \text{ t. j. } z = 13,$$

dostateczna wysokość naśrubka będzie zatem: $h_1 = 13 \cdot (2 : 3) = 8\frac{2}{3}$ cala ang. $= 22$ cm.

Złączenia śrubowe przy kotłach, p. Dział VII, rozdział IV. **C. I. b. 4.**

d. Wkrętki,

czyli śruby do drzewa i podobnych miękkich materyałów, mają rdzeń stożkowaty, a gwint głęboki, ostry, prawozwity.

Doświadczenia wykonane nad wkrętkami (od 6 do 22 mm średnicy) wśrubowanemi w drzewo sosnowe *) wykazały, że wkrętki można obciążać bezpiecznie siłą $P = 40\, d\, l$, w którym to wzorze:

P = siła wyrywająca w kg,

d = średnica wkrętki w cm,

l = długość wkręcona w drzewo w cm.

Ze względu na wytrzymałość drzewa, długość wkręcona dla normalnych wkrętek, w których średnica rdzenia $= \infty\, 0{,}7\, d$, powinna wynosić $l = 4\, d$, a wówczas

$$P = 160\, d^2.$$

Dla drzewa twardszego niż sośnina siłę P można liczyć do 2 razy większą.

Wkrętki nie należy obciążać na stałe siłą większą niż $0{,}1\, P$. Małe wkrętki miewają zazwyczaj łby płaskie, stożkowate, lub półkuliste, z nacięciem dla krętnika.

Większe wkrętki, t. j. **wkręty**, do 20 mm średnicy, mają łby do klucza, używają się przeważnie w ciesielstwie, a jednym z ich rodzajów są wkręty szynowe (tirefonds) do przytwierdzania szyn kolejowych na podkładach.

C. Nity.

a. Uwagi ogólne.

Dziury na nity można albo przebijać (sztancować) albo też wiercić. Przy obu sposobach wykonania dziury w płytach przeznaczonych do znitowania powinny się koniecznie ze sobą dobrze zgadzać.

Przebijanie dziur wypada taniej, lecz wymaga dobrego materyału o dostatecznej wisności, a ponieważ wisność żelaza zmniejsza się przy przebijaniu (o ile nie wyżarzymy blachy podziurowanej), przeto sposób ten dozwala się jedynie przy takich konstrukcyach, w których zmniejszenie wytrzymałości nie odgrywa wielkiej roli. Dziury przebijane nie są walcowate, lecz nieco stożkowate, a mianowicie większe od tej strony blachy, ku której dziurę się przebija.

*) Por. Przegląd techniczny 1897 r. str. 631.

Wiercenie umożliwia lepsze wykonanie, t. j. dokładniejszą zgodność dziur ze sobą w prętach lub płytach przeznaczonych do znitowania, (zupełną zgodność osiąga się wszakże jedynie przy wierceniu dziur odrazu przez wszystkie, na sobie ułożone blachy). Wiercenia należy wymagać, gdy chodzi o dokładność, jak również o to, aby materyał bez wyżarzania nic nie stracił na swej wisności. Zresztą, niewielkie niezgodności dziur można wyrównywać zadawalniająco, przebijając nasamprzód dziury nieco mniejsze i powiększając je potem rozwiertakiem, po nałożeniu na siebie części przeznaczonych do znitowania.

Dziury w żelazie zlewnem należy wyłącznie tylko wiercić. Porów. przepisy pod 5 do 7, str. 447.

Nity wyrabiają się z najlepszego gatunku wisnego żelaza spawalnego lub zlewnego. Nit składa się z szyjki i łba istniejącego przed nitowaniem, oraz z nakówka, urobionego przy nitowaniu. Pod względem wykonania rozróżniamy nakówki:

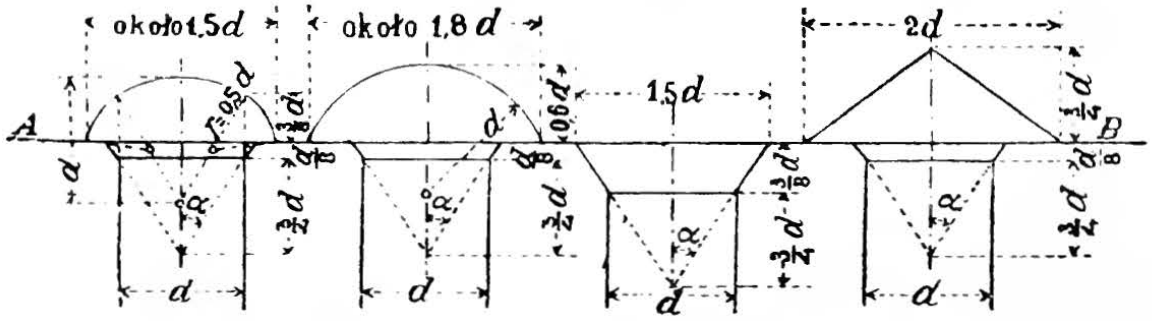
a) odkuwane (t. j. bite od ręki młotkiem),

b) odbijane [t. j. robione nakównikiem (szelajzą)],

c) odtłaczane (t. j. wykonane tłocznią, np. hydrauliczną).

Kształty łbów, oraz nakówków, por. rys. Nr. 282 do 285, w których linia AB oznacza powierzchnię blachy. Wszystkie 4 nakówki zagłębiają się w blachę pod jednakowym kątem α, mianowicie ctg $\alpha = 1{,}5$. Na wyrobienie nakówka wystającego dodaje się do właściwej długości szyjki $^4/_3\ d$ do $^7/_4\ d$.

Rys. 282. Rys. 283. Rys. 284. Rys. 285.



Nakówek odbijany na złączenia **mocne**.	Nakówek odbijany na złączenia **mocne** i **szczelne**.	Nakówek zagłębiony bity od ręki.	Nakówek stożkowy bity od ręki.
$G = 4{,}4\ d^3$.	$G = 7{,}06\ d^3$.		$G = 6{,}13\ d^3$.

G oznacza tu wagę **1000** łbów lub nakówków w kg, jeżeli średnicę szyjki d wyrażono w cm. Nakówki rys. 284 i 285 odkuwają się młotem od ręki bez nakównika. Nakówki zagłębione (kryte), osłabiające blachę bardziej niż nakówki zwykłe, zmuszają niekiedy do powiększenia wzajemnej odległości nitów.

Wagi nitów żelaznych.

d w mm	G w kg, odpowiednio do rys. 282	283	285	d w mm	G w kg, odpowiednio do rys. 282	283	285	d w mm	G w kg, odpowiednio do rys. 282	283	285
8	2,3	3,6	3,1	18	25,7	41,2	35,8	28	96,6	155,0	134,6
10	4,4	7,0	6,1	20	35,2	56,5	49,0	30	118,8	190,6	165,5
12	7,6	12,2	10,6	22	46,9	75,2	65,3	32	144,2	231,3	200,9
14	12,1	19,4	16,8	24	60,8	97,6	84,7	34	172,9	277,5	240,9
16	18,0	28,9	25,1	26	77,3	124,1	107,7	36	205,3	329,4	286,0

Nakówki normalne nitów do konstrukcyi żelaznych przedstawiono w rys. 282 do 284 str. 438. *) Nity stosują się w grubościach 8 do 30 mm, a w kotłach parowych do 36 mm, (z nakówkami odtłaczanymi).

Stosownie do wymagań, jakim ma czynić zadość złączenie nitowe, rozróżniamy:

1) Nicenia znoszące nietylko znaczne siły w złączeniu, lecz zapewniające nadto jego szczelność, a więc nicenie mocne i szczelne (do **kotłów** i t. p.),

2) nicenia, wystawione na działanie względnie niewielkich sił, mające jednak zapewnić zupełną szczelność złączenia (do **zbiorników na płyny i gazy, kominów żelaznych, okrętów** i t. p.),

3) nicenia przenoszące jedynie siły, bez potrzeby uszczelniania złączeń, czyli tylko mocne **(w konstrukcyach żelaznych).**

Rozróżniamy nicenia jedno, dwu, trój i wielocięte, stosownie do ilości przekrojów, w których nit podlegałby rozcinaniu, gdyby złączenie miało się rozpaść wskutek rozcięcia nitów. Nadto mówimy o niceniach jedno, dwu, troj i wielorzędnych, stosownie do tego, czy nity jednego szwu rozłożone są w jednym, dwóch lub wielu rzędach za sobą. Gdy nity dwóch sąsiednich rzędów się mijają nawzajem, mamy nicenie w zakosy (zygzak), w przeciwnym zaś razie nicenie proste. Gdy grupę nitów rozstawimy w kształcie jedno lub dwustronnego klinu, mówimy o niceniu w klin.

Nitowanie na zakładkę polega na założeniu na siebie blach nitowanych, przyczem nity są zawsze jednocięte; przy nitowaniu z nakładką, blachy zesunięte do siebie otrzymują nakładkę z jednej strony. Ponieważ nity są wówczas również jednocięte, a nakładka podlega zginaniu, więc lepiej jest dać nakładki obustronne, t. j. nitować w łubki, przyczem nity będą dwucięte, a przeniesienie siły przez złączenie odbywa się osiowo, t. j. siły działają w środkowej warstwie płyt łączonych.

Nicenia na zakładkę, z nakładką i w łubki pojawiają się nieraz obok siebie, równocześnie w tem samem złączeniu.

b. Obliczenie niceń. (Wedł. C. v. Bach'a. **)

Wszystkie **wymiary** oznaczamy w **cm.**

Kurczenie się przy stygnięciu nita, zabitego na gorąco, powoduje silne przyciskanie się do siebie blach, przez które nit przechodzi, w szyjce zaś nita ciągnienie w kierunku jej osi. Równocześnie ze skurczem w kierunku osi nita pojawia się i skurcz w kierunkach do niej prostopadłych, zarówno z powodu stygnięcia, jako też skutkiem zwężania się przekroju pod wpływem rozciągania nita w kierunku jego osi, p. str. 327.

Po ostygnięciu szyjka nita nie może zatem przylegać do ścianek dziury nawet wówczas, gdy w stanie gorącym nit wypełniał całkowicie dziurę. Dopóki się przeto po sobie nie przesuną płyty złączone nitami, ścianki dziur nie mogą oddziaływać (cisnąć) na szyjkę nita w kierunku prostopadłym do jej osi. Za punkt wyjścia dla obliczenia połączeń nitowych przyjąć więc należy opór tarcia przy ślizganiu się po sobie powierzchni nitami do siebie przyciskanych.

*) Deutsches Normalprofil-Buch für Walzeisen, 5 wydanie 1897, str. 25 i 26.
**) C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, 6 wydanie 1897, str. 128 do 194.

Doświadczenia wykazały, że średni opór tarcia, przy ślizganiu się każdej pary powierzchni nitem do siebie przyciskanych, wynosi około: $R = 800$ do 1600 kg/cm² przekroju nita; bliższe dane patrz str. 441 *).

Przy stopniowem wzrastaniu siły działającej na połączenie, aż poza granice jego oporu R, następuje kolejno: przesunięcie się płyt w spoinie, zetknięcie się szyjki nita ze ściankami dziury, odkształcenie całego złączenia, (przeważnie dosyć znaczne, jako to: wydłużanie się dziur w kierunku działania siły, pękanie brzegów dziur, przesunięcia się przekrojów nita lub rozdarcie się płyt), a w końcu pęknięcie całego połączenia.

1. Nitowanie kotłowe.

Powinno być i szczelne i mocne. Szczelność złączenia osiąga się przy grubościach blachy powyżej 7 mm przez doszczelnianie. Doszczelniamy zaś spoinę, dobijając do płyty sąsiedniej doszczelniakiem spoinową krawędź płyty, którą się w tym celu ścina już uprzednio nieco skośnie (tg kąta ścięcia $\sim 1/3$). Doszczelniak posiada ostrze zaokrąglone, by nie kaleczył płyty, do której dobija się krawędź zaostrzona. Dla zupełnego uszczelnienia doszczelnia się też wokoło i nakówki i łby nitów.

I. Nicenie na zakładkę.

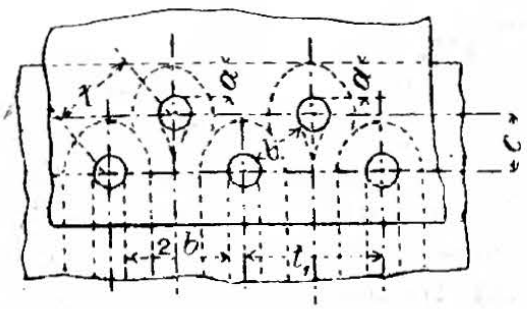
Przy grubości blachy s (w cm), doświadczenie wykazało odpowiednią średnicę nita:

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4 \text{ cm};$$

dla $s =$	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2 cm,
będzie $d =$	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	2,9	3,0	3,2	3,3	3,5	3,6 cm.

*) W obliczeniach połączeń nitowych nie uwzględniano dotychczas oporu R (wbrew warunkom rzeczywistym), biorąc pod uwagę li tylko ścinanie przekroju nita. Uwzględniano jedynie działanie sił ciągnących (lub ściskających) na płyty znitowane, nie bacząc na to, że siły te powodują równocześnie i znaczne gięcia w szyjce nita i w blasze.

Rys. 286.



Oto przykład tego rodzaju obliczenia, dla nicenia jednociętego, dwurzędnego (rys. 286). Należy sobie wyobrazić (metoda J. W. Schwedler'a), że każdy nit (o średnicy d) opasany jest, niby taśmą, paskiem blachy o szerokości $1/2\,b$ i grubości s. Przypuszczamy, że szyjka nita, w której powstaje naprężenie ścinające k_s, za pośrednictwem nacisku na ścianki dziury, przenosi siłę $1/4\,\pi\,d^2\,k_s$ na obydwa końce opasującej ją taśmy blaszanej, w której powstaje ciągnienie k_z, przyczem byłoby:

$$\frac{\pi}{4}\,d^2\,k_s = 2\,\frac{b}{2}\,s\,k_z.$$

Zakładając $k_s = k_z$, oraz zmniejszenie się s wskutek rdzy o 20%, otrzymamy:

$$b = \frac{5}{4}\,\frac{1/4\,\pi\,d^2}{s};\ \text{a dalej}$$

$$t = b + d; \qquad t_1 = 2\,b + d; \qquad c = \sqrt{t^2 - (1/2\,t_1)^2}.$$

Zastępując wreszcie, zachodzące w istocie przy pękaniu, rozerwanie się brzegu blachy lub jego wyrwanie teoretycznem wycięciem kawałka brzegu blachy, o szerokości równej średnicy nita, otrzymamy równanie; $1/4\,\pi\,d^2\,k_s = 2\,a\,s\,k'_s$, z którego przez podstawienie k'_s (dla blachy) $= 0{,}8\,k_s$ wynika:

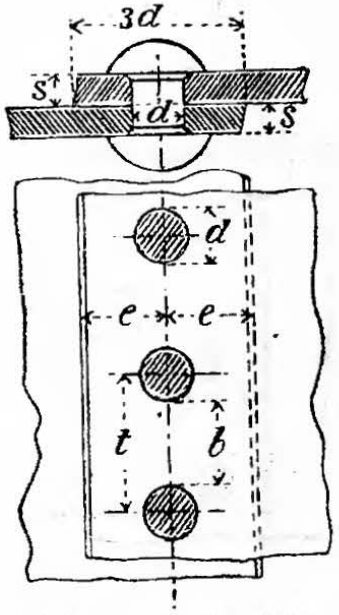
$$a = \frac{1/4\,\pi\,d^2}{1{,}6\,s}.$$

1. Nicenie jednocięte, jednorzędne (rys. 287).

Podziałka nitów: $t = 2d + 0{,}8$ cm,
a odległość środków od krawędzi blachy: $e = 1{,}5\,d$.

Dane powyższe są ważne i dla nicenia z nakładką (jednostronną).

Rys. 287.



Naprężenie bezpieczne w nitach z dobrego materyału, przy sumiennem wykonaniu i przy normalnem wytężeniu, może wynosić 600 do 700 kg/cm² przekroju, (p. Dział VIII, rozdz. II A. c. Przepisy na dostawy żelaza i stali. Zakładając równomierny rozkład naprężeń, otrzymamy natenczas w pełnej blasze naprężenie (w kg/cm²) nie większe niż: *)

$$\sigma_v = 700 \cdot {}^1/_4\,\pi d^2 : (s\,t).$$

Jeżeli S oznacza siłę (w kg) przenoszoną przez szerokość blachy t, to według Norm Hamburskich z r. 1898 (p. Dział VII, rozdz. IV C. I. b.) przy niceniu na zakładkę powinno być:

$$(t - d)\,s\,\frac{K_z}{4{,}5} \geqq S,$$

t. zn., że ciągnienie w blasze nie powinno nigdzie przewyższać $^1/_{4,5}$ ciągnienia rozrywającego K_z.

Doświadczenia C. v. Bach'a **) wykazały w niceniu jednociętem i jednorzędnem, przy $s = 1{,}2$ cm, $d = 1{,}95$ cm i średnicy dziury $= 2{,}05$ cm, **opór tarcia przy ślizganiu** R na 1 cm² przekroju nita w przybliżeniu:

$R = 880$ kg bez doszczelniania blach i nitów,
$R = 1240$ kg przy obustronnem doszczelnieniu blach, bez doszczelniania nitów,
$R = 1330$ kg przy jednostronnem doszczelnieniu blach i nitów,
$R = 1570$ kg przy obustronnem doszczelnieniu blach i jednostronnem nitów,
$R = 1620$ kg przy obustronnem doszczelnieniu blach i nitów.

Doświadczenia te uzasadniają staranne, obustronne doszczelniania złączeń nitowych, praktykowane w niektórych kotlarniach.

Przykład. Kocioł parowy, o 120 cm wewnętrznej średnicy i 5,8 kg/cm² wewnętrznego nadciśnienia, ma otrzymać jednocięte nicenie jednorzędne. Podług tablicy na grubości blach kotłowych z jednym rzędem nitów (p. Dział VII, rozdz. IV, C. I b.) szacujemy $s = 10$ mm. Dla $s = 1{,}0$ cm mamy $d = 1{,}8$ cm; $t = 4{,}4$ cm i $\sigma_v = 348$ kg/cm². Grubość s okazuje się dobrą, mamy bowiem na 1 cm długości kotła:

$$120 \cdot 5{,}8 = 348 \cdot 2\,s, \text{ czyli } s = \frac{120}{2} \cdot \frac{5{,}8}{348} = 1{,}0 \text{ cm}.$$

2. Nicenie jednocięte, dwurzędne (rys. 288 i 289).

Średnicę nita d, oraz odległość od krawędzi e, zatrzymujemy te same, jak powyżej pod 1, podziałkę zaś nitów t, oraz odległość e_1, oznaczamy z wzorów:

---

*) We wzorze Norm Hamburskich z r. 1898 na grubość s płaszcza walcowych kotłów parowych z ciśnieniem wewnętrznem (p. Dział VII, rozdz. IV. C. I. b. 7.), σ_v odpowiada naprężeniu $K_z\,\varphi : \mathfrak{S}$, a we wzorze II na str. 421 k_z posiada znaczenie σ_v, z uwzględnieniem osłabienia złączenia przez szew nitowy.

**) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 301 i nast.; r. 1892, str. 1142, 1305 i nast.: r. 1894, str. 1231 i nast.

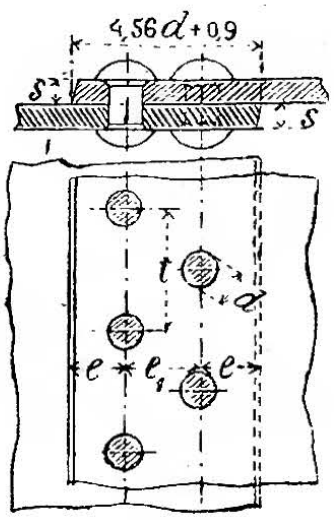
dla nicenia w zakosy (rys. 288)

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}5 \text{ cm}; \qquad e_1 = 0{,}6\,t;$$

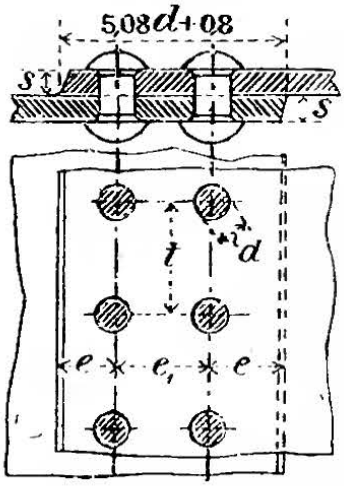
dla nicenia prostego (rys. 289)

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}0 \text{ cm}; \qquad e_1 = 0{,}8\,t.$$

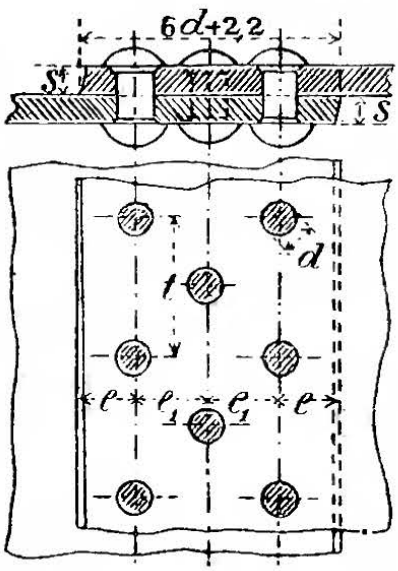
Rys. 288.



Rys. 289.



Rys. 290.



W obu razach naprężenie bezpieczne nita, przy normalnem wytężeniu, nie powinno przekraczać 550 do 650 kg/cm² przekroju nita (por. pod 1), aby

$$\sigma_v \leqq 650 \cdot {}^1/_4\,\pi d^2 : ({}^1/_2\,st).$$

3. **Nicenie jednocięte, trójrzędne** (rys. 290).

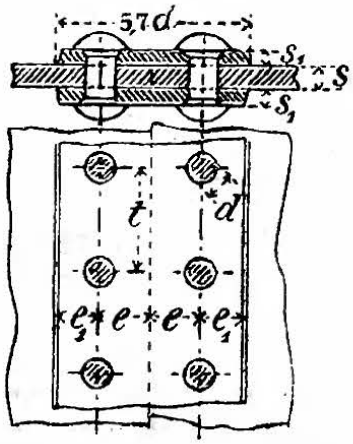
d i e pozostaje, jak pod 1, natomiast

$$t = 3\,d + 2{,}2, \qquad e_1 = 0{,}5\,t;$$

$$\sigma_v = 500 \cdot {}^1/_4\,\pi d^2 : ({}^1/_3\,st) \quad \text{do} \quad 600 \cdot {}^1/_4\,\pi d^2 : ({}^1/_3\,st).$$

II. **Nicenie w łubki** (z obustronnemi nakładkami).

Rys. 291.



1. **Nicenie dwucięte, jednorzędne** (rys. 291).

Łubkę ze względu na doszczelnianie i rdzewienie pogrubiamy do

$$s_1 = {}^5/_8\,s \quad \text{do} \quad {}^2/_3\,s,$$

nadto zaś łubkę wewnątrz kotła dają często grubszą od zewnętrznej, ze względu na jej większe zużywanie się. Dalej mamy:

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}5 \text{ cm};$$

$$t = 2{,}6\,d + 1{,}0 \text{ cm}; \quad e = 1{,}5\,d; \quad e_1 = 0{,}9\,e.$$

Ponieważ opór tarcia przy ślizganiu pojawia się tu w dwóch powierzchniach, czyli ponieważ jest on 2 razy większy, można zatem też naprężenie bezpieczne przy normalnem wytężeniu liczyć od 1000 do 1200 kg/cm² przekroju nitu, tak iż (por. str. 441) będzie:

$$\sigma_v = 1000 \cdot {}^1/_4\,\pi d^2 : (st) \quad \text{do} \quad 1200 \cdot {}^1/_4\,\pi d^2 : (st).$$

Przyczem według Norm Hamburskich z r. 1898 dla nicenia w łubki powinno być:

$$(t - d)\, s \frac{K_z}{4} \leqq S \text{ (por. str. 441).}$$

Dochodzimy tu zatem (zamiast do $^2/_9$) do $^1/_4$ ciągnienia rozrywającego blachę, ponieważ ona nie podlega wcale gięciu, a nadto ponieważ szew jej w linii dziur jest zabezpieczony od rdzewienia. Na tem właśnie polega wyższość nicenia w łubki nad niceniem z nakładką lub na zakładkę.

2). **Nicenia dwucięte, dwurzędne** (rys. 292).

Zaleca się:

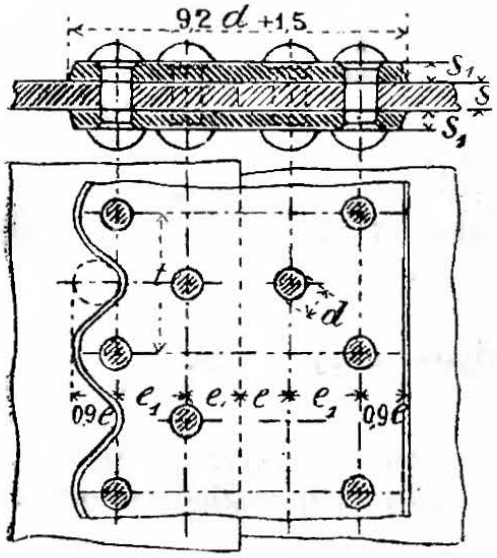
$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}6$ cm; $\quad t = 3{,}5\,d + 1{,}5$ cm; $\quad e = 1{,}5\,d$;

$e_1 = 0{,}5\,t$; odległość brzegu $= 0{,}9\,e$; $s_1 = {}^5/_8\,s$ do $^2/_3\,s$;

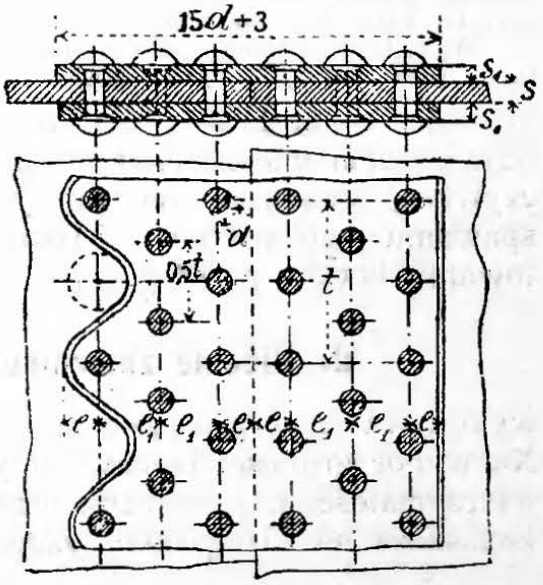
$\sigma_v = 950 \cdot {}^1/_4 \pi d^2 : ({}^1/_2\,s\,t)$ do $1150 \cdot {}^1/_4\,\pi\,d^2 : ({}^1/_2\,s\,t)$.

Uwaga. Wężykowate wycięcie brzegu łubki, wskazane po lewej stronie rys. 292, ma na celu zwiększenie skuteczności doszczelniania przez możliwie jak największe zmniejszenie występu łubki po za nity skrajne. Lepiej jednak pozostawić brzeg prosty, o ile dostateczna grubość łubki zapewni należyte doszczelnienie.

Rys. 292.



Rys. 293.



3. **Nicenie dwucięte, trójrzędne** (rys. 293).

Zaleca się:

$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}7$ cm; $\quad t = 6\,d + 2{,}0$ cm;

$e = 1{,}5\,d$; $\quad e_1 = {}^3/_8\,t$; $\quad s_1 = 0{,}8\,s$;

$\sigma_v = 900 \cdot {}^1/_4\,\pi\,d^2 : (n\,s\,t)$ do $1100 \cdot {}^1/_4\,\pi\,d^2 : (n\,s\,t)$,

przyczem dla lewej strony rys. 293 $n = {}^1/_5$; dla prawej $n = {}^1/_6$. Co do wężykowatego wycinania brzegów łubek, por. uwagę z pod 2.

III. Wybór rodzaju nicenia.

Jednocięte nicenia jednorzędne (p. str. 441) dla blachy grubszej niż 1,2 cm można zalecić co najwyżej na poprzeczne szwy kotłów.

Przy większych średnicach kotłów i przy znacznych ciśnieniach pary, należy unikać nicenia na zakładkę, powoduje ono bowiem duże gięcie tak w blasze, jak i w nitach.

Naprężenie σ_v', powstające w blasze w kierunku osi kotła walcowego, o średnicy D, przy nadciśnieniu pary p kg/cm^2, określa się z wzoru przybliżenie ścisłego $^1/_4\,\pi\,D^2\,p = \pi\,D\,s\,\sigma_v'$ na:

$$\sigma_v' = \frac{1}{4}\,\frac{D}{s}\,p;$$

natomiast naprężenie σ_v, prostopadłe do pierwszego, t. j. w kierunku obwodu walca, określamy z wzoru $Dp = 2\,s\,\sigma_v$ (p. Rów II, str. 421):

$$\sigma_v = \frac{1}{2}\,\frac{D}{s}\,p.$$

σ_v jest zatem dwa razy większe niż σ_v'. Z tej też racyi kotły o dwurzędnym szwie podłużnym miewają jednorzędny szew poprzeczny, dopóki wartość σ_v' nie stanie się tak wielką, że skłoni do wykonania i szwa poprzecznego w dwa rzędy.

Przy ocenianiu naprężeń kotła w kierunku jego osi, pamiętać należy, że kotły leżące są jakoby belkami mniej lub więcej się uginającemi, a nadto, że jednostronne ogrzanie kotła może zwiększyć jeszcze dodatkowo naprężenia w blasze.

W kotłach krótkich, jak również w naczyniach gęsto usztywnionych pierścieniami lub w inny sposób, σ_v będzie mniejsze aniżeli powyżej podano. P. uwagę pod **2**, str. 421.

Płaszcze kotłów spawane na zakładkę można naprężać przy największem nadciśnieniu roboczem do $^1/_7$, a najwyżej do $^1/_6$ rzeczywistej wytrzymałości materyału na rozerwanie i to tylko, o ile przy spawaniu materyał nie ucierpiał nadmiernie. Dalsze szczegóły o nitowaniu kotłów parowych p. Dział VII, rozdz. IV, **C.**

2. Nicenie zbiorników na płyny, gazy i t. p.

wykonywa się przeważnie jako jednocięte i jednorzędne (p. str. 441). Na wybór grubości blachy wpływa zazwyczaj nie tyle wzgląd na wytrzymałość, t. j. ciśnienie wewnętrzne, jak raczej względy uboczne, zwłaszcza na rdzewienie. Zaleca się:

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4 \text{ cm}.$$

Podziałka nitów $t = 3\,d + 0{,}5$ cm; odległość od brzegu $e = 0{,}5\,t$.

Nity o średnicy poniżej 0,8 cm zabijają się przeważnie na zimno. Blachy cieńsze niż 0.5 cm trudno już doszczelniać i dla tego między ich powierzchnie spoinowe wkładają się zazwyczaj paski płótna lub papieru, nasycone minią, o szerokości zakładki. Paski takie zastępują też sznurem nasyconym minią i t. p.

3. Nicenia konstrukcyi żelaznych.

Miarodajnemi są i tu wskazówki ogólne podane pod **1.** (str. 440 i nast.), doszczelnianie złączeń bywa jednak zbyteczne, a średnicę nita dla płyt o grubości s cm określa wzór:

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}2 \text{ cm}.$$

W celu zmniejszenia ilości narzędzi nitowniczych jest bardzo wskazanem stosowanie nitów tylko o średnicach 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26 mm.

Podziałka nitów, przy jednorzędnem niceniu jednociętem i przy naprężeniu bezpiecznem 600 kg/cm² przekroju nita, może wynosić:

$$t = \frac{^1/_4 \pi d^2}{s} + d,$$

z zastrzeżeniem, aby $t \leqq 2{,}5\ d$, odległość zaś od brzegu:

$$e = 1{,}5\ d \text{ do } 2{,}0\ d.$$

Nicenia dwu i wielorzędne wyznaczamy zazwyczaj w myśl powyżej wyłożonej zasady Schwedler'a (p. dopisek str. 440). Jeżeli k_z jest ciągnieniem bezpiecznem w materyale nita (zwykle $k_z = 750$ kg/cm²), to zakładamy cięcie bezpieczne: $k_s = 0{,}8\ k_z = 600$ kg/cm², oraz że n nitów m-ciętych, o średnicy d cm, przeniesie siłę P w kg:

$$P \leqq 600 \cdot {}^1/_4 \pi d^2 m n.$$

Przy nitach wielociętych trzeba zwracać uwagę i na to, aby ciśnienie k na **ścianki dziur** nie przekraczało pewnej wielkości, a mianowicie: $k = 1{,}8\ k_z$ do $2{,}2\ k_z$, t. j. przeciętnie $k = 2\ k_z$. Powinno zatem być:

$$P \leqq k\ s_s\ d\ n,$$

jeżeli s_s oznacza mniejszą z dwóch sumarycznych grubości (w cm) wszystkich płyt wytężanych równokierunkowo w danem złączeniu.

Z obydwóch ostatnich wzorów oznaczamy liczby n dla danego złączenia, a większa z nich określi nam niezbędną ilość nitów.

Nity zczepiające zczepiają jedynie części łączone ze sobą, lecz nie przenoszą sił. W konstrukcyach na otwartem powietrzu nity takie powinny się stawiać niezbyt rzadko, aby zapobiedz zaciekaniu wody w spoinę i rdzewieniu. Jeżeli przekroje części łączonych posiadają dość wielkie momenty bezwładności (np. złączenie dwóch kątowników ze sobą, albo też dwóch kątowników ze środnikiem blachownicy), to nity zczepiające można rozstawiać w odległościach do $8\ d$; natomiast w złączeniu blachy lub płaskowników z kątownikiem odległość nitów zczepiających nie powinna przekraczać $5\ d$ przy grubości blachy $s = 8$ do 11 mm, a $6\ d$ dla blach $s > 11$ mm. Odległość nitów przybrzeżnych od brzegu blachy grubej na $s \leqq 14$ mm niema przekraczać $2{,}5\ d$, a przy $s > 14$ mm nie powinna być większa niż $2{,}8\ d$ *)

Jeżeli pręty przenoszące na siebie siły nie stykają się bezpośrednio ze sobą w złączeniu, to wypada powiększyć stosownie ilość nitów. Części rozciągane w konstrukcyi powinno się włączać w stanie wyprężonym.

---

*) A. Meyerhof, Mosty Schwedler'owskie w Wrocławiu, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896, str. 202 i nast.

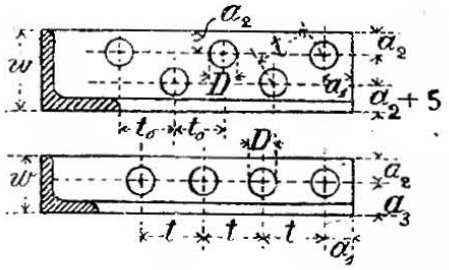
Suma grubości części, przeznaczonych do znitowania, nie powinna przekraczać $4\,d$ (lepiej $2{,}5\,d$), przy większej bowiem długości nita ($5{,}5\,d$) niepodobna już przy zabijaniu napęczyć go na całej długości, nadto przy stygnięciu takiego nita naprężenia podłużne mogą w nim łatwo wzrosnąć aż do oderwania się łba lub nakówka.

Jeśli niemożna już uniknąć długich nitów, to należy rozgrzewać tylko taką ich część, jaka jest niezbędna do wytworzenia nakówka i do wywołania dostatecznego oporu tarcia przy ślizganiu. O napęczeniu zbyt długiego nita w blizkości łba nie może być mowy, nawet gdyby rozżarzyć silnie ten koniec nita.

Stożkowate śruby stalowe, z nasadzonym łbem kwadratowym, w celu dokładnego dotarcia stożka, (o zbieżności $^1/_{20}$ do $^1/_{10}$) mogą bardzo dobrze **zastąpić długie nity,** są jednak kosztowne.

Przy nitowaniu kątowników zalecają się wymiary tablicy poniższej (rys. 294 i 295). [Podobne zasady są miarodajne i dla innych kształtowników]. Rys. 294 stosuje się tylko do kątowników o $w \geqq 100$ mm. Najbardziej używane średnice nitów podano w Dziale XV, rozdz. II., A. II. 5. Średnica łba lub nakówka $D \sim 1{,}5\,d$, podług rys. 282 str. 438.

Rys. 294.



Rys. 295.

Średnica nita	D	t_{min}	t	t_{max}	t_{0min}	a_{1min}	a_1	a_{2min}
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
$d = 16$	24	40	50	100—120	35	25	30	25
$d = 18$	27	45	55	110—135	40	27	35	27
$d = 20$	30	50	60	120—150	40	30	40	30
$d = 22$	33	55	65	130—165	45	33	45	33
$d = 24$	36	60	70	140—180	45	36	50	36
$d = 26$	39	65	75	150—195	50	40	55	40

$a_3 = 0{,}5\,w + 5$ mm; $\quad w_{min} = 3\,d$.

Warunki normalne na dostawę żelaznych konstrukcyi mostowych i budowlanych, opracowane przez Związek niemieckich Towarzystw inżynierów i budowniczych i niemiecki związek kuźniczy (1893), w § 6 stawiają wymagania poniższe:

Wszystkie części konstrukcyi powinny być zgodne z rysunkami i czynić zadość następującym warunkom:

1. Części przeznaczone do złączenia na nity lub śruby mają być dokładnie wyprostowane, aby szczelnie do siebie przylegały. Niedozwala się doszczelniać złączeń przed próbą i odbiorem.

2. Wszystkie części żelazne muszą być odwalcowane, odkute lub odlane jako całość podług podanych w rysunkach wymiarów. Niedozwala się spawać je z oddzielnych kawałków, chyba wyjątkowo, za uprzedniem wzajemnem porozumieniem się.

3. Wszelka obróbka materyału, zwłaszcza zlewnego żelaza i stali, powinna się odbywać albo na zimno, albo też w stanie rozżarzenia przynajmniej do czerwoności. Natomiast należy o ile możności unikać wszelkiej obróbki lub też wytężania materyału w stanie zagrzania pośredniego (t. zw. zagrzania na niebiesko). Jeżeli wszakże coś podobnego się zdarzyło, to trzeba sztukę gotową przynajmniej odpowiednio wyżarzyć.

4. Żelazo zlewne, cięte nożycami, trzeba zheblować lub strzezować na brzegu obciętym co najmniej na 2 mm. Wyjątek stanowią części podrzędne, jako to wkładki i t. p.

5. Wszystkie dziury na nity i śruby należy wiercić, we wkładkach można je przebijać. Zadzior, powstały na obwodzie dziur przebijanych, trzeba zebrać starannie, zanim się rozpocznie składanie i nitowanie tych sztuk.

6. Dziury na nity powinny mieć przepisane w rysunku średnice, położenia, oraz zagłębienia.

7. Dziury do siebie przynależne muszą stosować się ze sobą. Dozwala się uchybienia w położeniu najwyżej o 5% średnicy nita; należy je wszakże wyrównać rozwiertakiem. Tak rozwiercone dziury nituje się odpowiednio grubszemi nitami.

8. Zabija się nity w dobrze oczyszczone dziury po rozgrzaniu nitów do barwy jasnoczerwonej i po oczyszczeniu ich z zędry, przy dobrem podtrzymaniu, o ile możności za pomocą podcisku (lewarka). Nity powinny wskutek napęczenia całkowicie wypełniać dziury. Łeb i nakówek mają leżeć współśrodkowo, dolegać w całości do blachy, nie wytwarzając w niej jednakże wgłębień. Trzeba starannie poobcinać okrajki nakówków, które powinny być bez wszelkich napęknięć,

Nie wolno doszczelniać nitów. Po zanitowaniu należy zbadać, czy nity siedzą zupełnie mocno. Wszystkie nity niedość mocno osadzone, lub nie czyniące zadość jakiemukolwiek z niniejszych warunków, trzeba wybić i zastąpić prawidłowymi. Pod żadnym pozorem nie wolno poprawiać nakówków na zimno.

9. Wszelkie gwinty śrubowe mają być czyste i nacięte według skali Whitworth'a. Naśrubki nie powinny się ani chwiać, ani też wchodzić na śruby zbyt ciężko. Łby śrub i naśrubki mają przylegać całą powierzchnią, a jeżeli się wspierają na powierzchniach skośnych, to trzeba łby dokładnie dopasować do powierzchni lub też podłożyć pod nie (dotyczy to i naśrubków) odpowiednio skośne podkładki. Jeżeli rysunek lub warunki wymagają śrub o szyjkach toczonych, to muszą one dokładnie przylegać do ścianek dziur przynależnych.

10. Oddzielne części konstrukcyi należy składać ze sobą na podłożu niewzruszonem, przyczem baczyć trzeba, aby żadna z części nie podlegała naprężeniom bocznym, t. zn., aby część złączona w obydwóch końcach, w razie rozłączenia jednego z nich, nie sprężynowała w bok. Gdyby przy nitowaniu niektóre części konstrukcyi miały się spaczyć lub zwichrzyć, to trzeba złączenia takie rozebrać ponownie i usunąć starannie podobne wadliwości.

Należy o ile możności unikać nitowania na placu budowy.

Części maszyn, wystawione na działanie sił o kierunkach przemiennych, trzeba nitować na zimno w ten sposób, aby szyjka nita nie tylko ściśle wypełniała otwór, lecz aby przylegała do jego ścianki z pewnem wszechstronnem ciśnieniem *). Największa siła P (w kg), jaką jednocięty nit może przenieść bezpiecznie (dla $k_s = 320$ kg/cm² i $k = 400$ kg/cm²) będzie:

$$P \leqq 320 \cdot {}^1/_4 \pi d^2 = 250\, d^2 = 400\, d s \quad (d \text{ oraz } s \text{ w cm}),$$

skąd $$d = 1{,}6\, s.$$

Albo też można zastosować taką ilość nitów zabijanych na gorąco, aby największa siła przenoszona przez każdy nit wywoływała w szyjce jednociętego nita zaledwie naprężenie $k_z \leqq 200$ kg/cm², zaś w dwuciętym zaledwie $k_z \leqq 350$ kg/cm². Nadto należy uciekać się w tym razie do wszelkich środków mogących zwiększyć opór tarcia na ślizganie w spoinie płyt ze sobą znitowanych.

---

*) Przykład nicenia dokonanego na zimno ($d = 26$ mm) podaje C. v. Bach, Maschinen-Elemente, 6 wydanie 1897, str. 164, 192 i nast., jak również tenże autor w „Turbinen und vertikale Wasserräder" 1886, str. 172 i Tabl. 10.

Ponieważ zimnymi nitami nie można dostatecznie dociągnąć grubych blach nawzajem do siebie, przeto zalecić można w tym celu zabijanie chociażby kilku nitów gorących, rozłożonych w pewnych odstępach na całej długości szwa.

Jeżeli złączenie nitowe podlega nietylko działaniu sił o kierunku przemiennym, lecz i uderzeniom, oraz silnym wstrząśnieniom, to wypada zmniejszyć jeszcze bardzo znacznie dopiero co podane naprężenia bezpieczne.

II. CZĘŚCI MASZYN O RUCHU OBROTOWYM (OBROTNIAKI).

A. Koła zębate.

a. Ogólne zasady zazębienia.

1. W każdem położeniu dwóch, wzajemnie się zazębiających zębów (wchwytujących w siebie) wspólna normalna punktu styczności ich zarysów, t. j. kierunek parcia zębów, dzieli linię środkową obydwu kół, czyli oddalenie wzajemne ich osi, w stosunku odwrotnym do prędkości kątowych ω_1, ω_2 tychże osi. (Znaczenie ω p. str. 150 i nast.).

Zazwyczaj stosunek $\omega_1 : \omega_2 =$ stałej, a wyjątkowo tylko zmienia się on okresowo, np. dla zazębionych tarczy nieokrągłych. Gdy

$$\omega_1 : \omega_2 = \text{stałej},$$

kierunek parcia zębów przecina stale linię środkową kół w jednym i tym samym pukcie, t. j. w punkcie styczności obwodów podziałowych tychże kół. Punkt ten dzieli zatem linię środkową na części równe promieniom r_1 i r_2 obwodów podziałowych, które w czasie ruchu toczą się po sobie bez ślizgania. Obwody te zowią się **podziałowymi,** ponieważ na nich odmierzają się odstępy między środkami zębów. Tarcze nieokrągłe posiadają zamiast kołowych obwodów podziałowych inne krzywe toczące się po sobie, których kształt pozostaje w zależności od pożądanego sposobu, w jaki zmieniać się ma stosunek przekładni.

Długość łuku obwodu podziałowego, ograniczona środkami dwóch zębów sąsiednich, zwie się **podziałką** (t). Gdy mamy z zębów na całym obwodzie podziałowym, o promieniu r, to

$$2\pi r = zt \text{ *)}$$ (tablicę przynależną podano na str. 449).

(Ciąg dalszy na str. 450).

*) **Przykład do tablicy str. 449.**

1. Niechaj $r = 650$ mm, $z = 85$. Tej wartości na z, odpowiada w tablicy $r : t = 13{,}528$, a więc $t = 650 : 13{,}528 = 48{,}05$ mm.
2. Niechaj $t = 48$ mm, $z = 51$. Tej wartości na z odpowiada w tablicy $r : t = 8{,}117$, a więc $r = 48 \cdot 8{,}117 = 389{,}6 \backsim 390$ mm.
3. Niechaj $r = 850$ mm, $t = 40$ mm, to $r : t = 850 : 40 = 21{,}25$. Najbliższą tej wartości jest w tablicy liczba 21,327, której odpowiada ilość zębów $z = 134$. Ściśle biorąc, należałoby powiększyć r w stosunku $\frac{21{,}327}{21{,}25}$, czyli do $40 \cdot 21{,}327 = 853{,}1$ mm.

Tablica wartości $\left(\frac{r}{t}\right) = \frac{z}{2\pi}$.

z	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,000	0,159	0,318	0,477	0,637	0,796	0,955	1,114	1,273	1,432
10	1,592	1,751	1,910	2,069	2,228	2,387	2,546	2,706	2,865	3,024
20	3,183	3,342	3,501	3,661	3,820	3,979	4,138	4,297	4,456	4,615
30	4,775	4,934	5,093	5,252	5,411	5,570	5,730	5,889	6,048	6,207
40	6,366	6,525	6,685	6,844	7,003	7,162	7,321	7,480	7,639	7,799
50	7,958	8,117	8,276	8,435	8,594	8,754	8,913	9,072	9,231	9,390
60	9,549	9,708	9.868	10,027	10,186	10,345	10,504	10,663	10,823	10,982
70	11,141	11,300	11,459	11,618	11,777	11,937	12,096	12,255	12,414	12,573
80	12,732	12,892	13,051	13,210	13,369	13,528	13,687	13,846	14,006	14,165
90	14,324	14,483	14,642	14,801	14,960	15,120	15,279	15,438	15,597	15,756
100	15,916	16,075	16,234	16,393	16,552	16,711	16,870	17,030	17,189	17,348
110	17,507	17,666	17,825	17,985	18,144	18,303	18,462	18,621	18,780	18,939
120	19,099	19,258	19,417	19,576	19,735	19,894	20,053	20,213	20,372	20,531
130	20,690	20,849	21,008	21,168	21,327	21,486	21,645	21,804	21,963	22,122
140	22,282	22,441	22,600	22,759	22,918	23,077	23,237	23,396	23,555	23,714
150	23,873	24,032	24,192	24,351	24,510	24,669	24,828	24,987	25,146	25,306
160	25,465	25,624	25,783	25,942	26,101	26,261	26.420	26,579	26,738	26,897
170	27,056	27,216	27,375	27,534	27,693	27,852	28,011	28,170	28,330	28,489
180	28,648	28,807	28,966	29,125	29,285	29,444	29,603	29,762	29,921	30,080
190	30,239	30,399	30,558	30,717	30,876	31,035	31,194	31,354	31,513	31,672
200	31,831	31,990	32,149	32,308	32,468	32,627	32.786	32,945	33,104	33,263
210	33,423	33,582	33,741	33,900	34,059	34,218	34,377	34.537	34,696	34,855
220	35,014	35,173	35,332	35,492	35,651	35,810	35,969	36,128	36,287	36,446
230	36,606	36,765	36,924	37,083	37,242	37,401	37,560	37,720	37,879	38,038
240	38,197	38,356	38,515	38,675	38,834	38,993	39,152	39,311	39,470	39,629
250	39,789	39,948	40,107	40,266	40,425	40,585	40,744	40,903	41,062	41,221
260	41,380	41,539	41,699	41,858	42,017	42,176	42,335	42,494	42,654	42,813
270	42,972	43,131	43,290	43,449	43,608	43,768	43,927	44,086	44,245	44,404
280	44,563	44,722	44,882	45,041	45,200	45,359	45,518	45,677	45,837	45,996
290	46,155	46,314	46,473	46,632	46,792	46,951	47,110	47,269	47,428	47,587
300	47,747	47,906	48,065	48,224	48,383	48,542	48,701	48,861	49,020	49,179
310	49,338	49,497	49,656	49,816	49,975	50,134	50,293	50,452	50,611	50,770
320	50,930	51,089	51,248	51,407	51,566	51,725	51,885	52,044	52,203	52,362
330	52,521	52,680	52,839	52,999	53,158	53,317	53,476	53,635	53,794	53,954
340	54,113	54,272	54,431	54,590	54,749	54,908	55,068	55,227	55,386	55,545
350	55,704	55,864	56,023	56,182	56,341	56,500	56,659	56,818	56,978	57,137
360	57,296	57,455	57,614	57,773	57,932	58,092	58,251	58,410	58,569	58,728
370	58,887	59,047	59,206	59,365	59,524	59,683	59,842	60,001	60,161	60,320
380	60,479	60,638	60,797	60,956	61,115	61,275	61,434	61,593	61,752	61,911
390	62,070	62,230	62,389	62,548	62,707	62,866	63,025	63,185	63,344	63,503

Jeżeli dobierzemy podziałkę t tak, aby pozostawała w prostym stosunku do liczby π, a więc: $t = m\,\pi$ mm (por. tabl. str. 2 i nast.), to wielkość promienia obwodu podziałowego

$$r = \frac{z}{2}\left(\frac{t}{\pi}\right)$$

wyrazi się w mm zawsze liczbą wymierną i dogodną, przyczem będzie $2r = z\,m$. Liczba m nazywa się modulem podziałki. (Por. tabl. str. 467).

Podziałka t składa się z grubości zęba i szerokości wrębu, a dla kół o zębach nieobrabianych bywa zazwyczaj:

$$\textbf{grubość zęba } s = \frac{19}{40}\,t, \qquad \textbf{szerokość wrębu} = \frac{21}{40}\,t.$$

Wartościom tym odpowiada szpara międzyzębna $= {}^1/_{20}\,t$, którą dla kół obrobionych zmniejszamy do połowy tej wartości, a nawet do zera, przyczem grubość zęba byłaby $s = {}^{39}/_{80}\,t$, wzgl. $s = {}^1/_2\,t$.

Koła ze sobą się zazębiające wymagają jednakiej podziałki, a stąd

$$r_1 : r_2 = z_1 : z_2.$$

Stosunek w przekładni, czyli przełożenie φ, dwóch kół ze sobą pracujących jest:

$$\varphi = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\text{ilość zębów koła pędzącego}}{\text{ilość zębów koła pędzonego}},$$

tak, że jeżeli n_1 i n_2 oznaczają ilości obrotów kół na minutę, ω_1 i ω_2 prędkości kątowe wałów, to

$$\varphi = r_1 : r_2 = z_1 : z_2 = n_2 : n_1 = \omega_2 : \omega_1.$$

Kształt zarysu zębów i wielkość obwodu podziałowego określają miejsce geometryczne punktów stycznych, t zw. **linię przyporu.** Naodwrót, linia ta i obwód podziałowy określają kształt zębów, o ile znamy nadto odpowiadające sobie wzajem punkty linii przyporu i obwodu podziałowego.

Linia przyporu przechodzi zawsze przez punkt styczny obu obwodów podziałowych.

Kształt zęba oznaczamy, zakładając pewien kształt linii przyporu, która też zgóry już określa kierunek parcia zębów, oraz okres (trwanie) i głębokość ich wchwytu; ona to też, wraz z podziałką, stanowi o przynależności wzajemnej dwóch kół.

Ze względu na swą prostotę stosują się najczęściej dwa tylko kształty linii przyporu, a mianowicie koło i linia prosta. Dają one zarysy zębów o krzywych cyklicznych, o których szczegóły p. str. 112 do 115.

2. Koła zwykłe (walcowate) o kołowej linii przyporu.

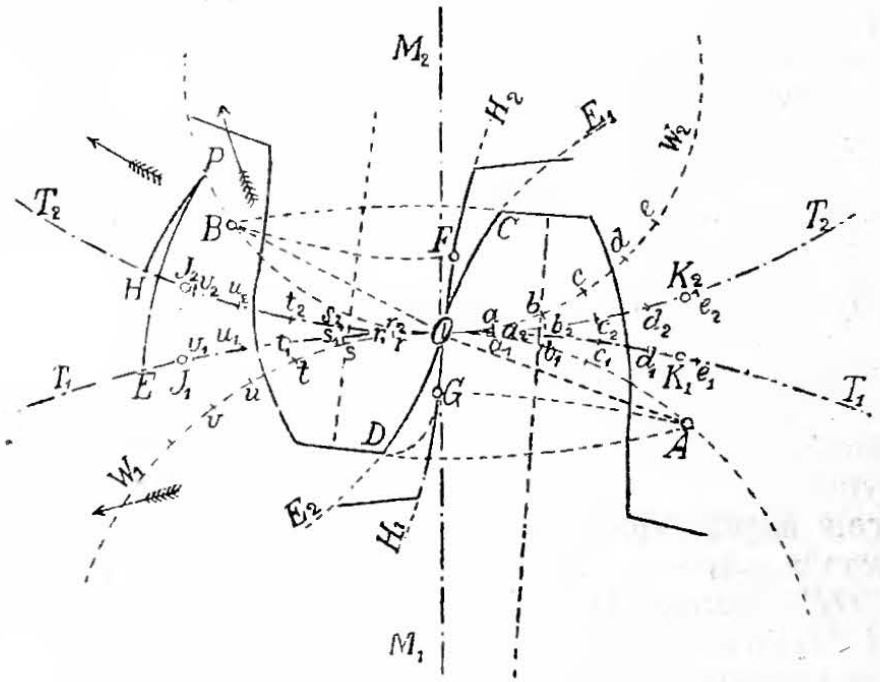
(Uzębienie cykloidalne).

1. Oznaczenie zarysu zębów z linii przyporu (rys. 296, str. 451).

T_1 i T_2 oznaczają dane obwody podziałowe, W_1 i W_2 dowolnie dobrane koła odtaczające, których punkta obwodów (jako linii przyporu) zakreślają cykloidalne zarysy boczne zębów.

Względne tory punktu przyporu, postępującego po linii przyporu W_2, z O do P, względem toczących się współcześnie po sobie obwodów podziałowych, dają nam boczne zarysy zębów. Punkt przyporu porusza się po swych torach (na obwodach W_1, T_1 lub T_2) z prędkością równą prędkości obwodowej obwodów podziałowych. Odpowiada to spółczesnemu toczeniu się po sobie wszystkich trzech obwodów, jednakże bez zmiany położenia ich środków, przyczem powstają: epicykloida EP i hypocykloida HP, przynależne do łuków: OP linii przyporu i $OE = OH$ obwodów podziałowych.

Rys. 296.



Prawidłowo w siebie **wchwytujące, cykloidalne zarysy zębów** otrzymujemy, tocząc w tym samym kierunku koło odtaczające, obrane za linię przyporu, kolejno po każdym z obydwóch obwodów podziałowych, i wykreślając tory przebiegane przez wspólny w położeniu początkowem punkt styczności obwodów podziałowych, uważany za chwilowy punkt przyporu.

W tym celu około punktów a_1, b_1, c_1, . . . na T_1 i około a_2, b_2, c_2 . . . na T_2, (które to punkty przy toczeniu się koła W_2 po T_1, wzgl. T_2, zlewają się z punktami a, b, c . . . na W_2) zataczamy kolejno promieniami aO, bO, cO . . . szeregi łuków, które obwijają epicykloidę OE_1 i hypocykloidę OH_2 i wykreślą ją wyraźnie, gdy odstępy ab, bc . . . będą dostatecznie małe.

Przedłużywszy poza linię środkową M_1 M_2 linię przyporu, w postaci łuku koła W_1, otrzymamy w sposób podobny jako przedłużenia zarysów zębów poza obwody podziałowe: epicykloidę OE_2 i hypocykloidę CH_1. Do tego wykreślenia służą nam szeregi punktów przynależnych: r, s, t . . . r_2, s_2, t_2 . . . i r_1, s_1, t_1 . . .

Jeżeli linia przyporu składa się z dwóch gałęzi W_1 i W_2, to jedną z nich W_2 toczyć należy po obwodzie podziałowym w prawo,

drugą zaś W_1 w lewo, o ile łuki cykloidy, stanowiące boczny zarys zęba, schodzić się mają na rysunku prawidłowo w punkcie stycznym obu obwodów podziałowych.

Rozmieszczając punkty przyporu zębów po obydwu stronach linii środkowej, otrzymujemy przy tych samych warunkach pozostałych lepsze zazębienie, niż gdybyśmy punkty przyporu rozmieścili jednostronnie: przy jednakowej bowiem długości łuku przyporu kierunki parcia wzajemnego zębów mniej będą odstępowały od kierunku wspólnej stycznej obu obwodów podziałowych, w którym to kierunku parcie zębów jest najmniejsze.

Wysokość *) zębów określają: **obwód wierzchołków**, zatoczony w odległości $0{,}3\,t$ od obwodu podziałowego, i **obwód pni** w odległości $0{,}4\,t$ od koła podziałowego (p. str. 462). Naznaczywszy grubość zębów na kole podziałowem, wykreślamy zarysy drugich boków symetrycznie względem pierwszych.

Obwody wierzchołków odcinają na linii przyporu część jej BOA, będącą w użyciu, t. zw. **łuk przyporu**, któremu odpowiadają jednakiej z nim długości **łuki wchwytu** lub **zazębiania się** J_1OK_1, wzgl. J_2OK_2, na obwodach podziałowych, a muszą one być większe od podziałki t. $\frac{\text{Łuk wchwytu}}{\text{Podziałkę}}$ = **okresowi wchwytu** $\tau > 1$, co osiągamy w zwykłych warunkach przez wzór $l = 0{,}7\,t$, określający wysokość zębów. Dla zębników (trybów) o małej ilości zębów, trój- do pięcio- zębnych, określamy wysokość zębów podług niezbędnego łuku wchwytu.

2. **Tarcie międzyzębne** **). Wierzchołki zębów biorą udział we wchwytywaniu całą swą długością, pnie zaś tylko na pewnej długości OG i OF. Punkty G i F wyznaczamy, zataczając około środków M_1 i M_2 łuki kół przez punkty A i B.

Jeżeli μ oznacza spółczynnik tarcia, a P średnie parcie zębów, określone przez skrajne kierunki OA i OB, i jeżeli znamy zarysy zębów, to stratność pracy wskutek ślizgania trących się powierzchni zębów (w stosunku do pracy pożytecznej) wyrazi się wzorem:

$$\mathfrak{V} = \mu \frac{(OD - OG + OC - OF)\,P}{(OA + OB)\,P}.$$

Do przybliżonego określenia wartości $\mathfrak{V}$ wystarcza sposób podany na str. 230 i nast.

3. **Wybór krzywości linii przyporu.** Zwiększeniem kół odtaczających powiększamy łuk przyporu, zmniejszając parcie P; równocześnie jednak zmniejsza się przez to używalna część zarysu pnia, czyli zwiększa się droga oporu tarcia. Stosunki najwięcej sprzyjające można określić w każdym poszczególnym przypadku tylko przez porównywanie wyników z rozmaitych założeń; naogół jednak otrzymu-

*) Wysokość zęba liczymy w kierunku promienia obwodu — grubość zęba w kierunku obwodu podziałowego — długość zęba wreszcie równolegle do osi zwykłego koła zębatego.

**) M. Kohn, Tarcie międzyzębne, Z. d. V. d. Ing. 1895, str. 1114, oraz J. Goebel. Tarcie kół zębatych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896, str. 459.

jemy je dla kół odtaczających, których średnica jest nieco mniejsza od promienia obwodu podziałowego, obejmującego dane koło. Pozatem przy jednakowej podziałce większe obwody podziałowe, t. j. większe ilości zębów, dają warunki korzystniejsze.

Zwiększając średnicę koła odtaczającego aż do wartości promienia tego obwodu podziałowego, który je obejmuje, dochodzimy do prostolinijnego zarysu pnia w kierunku promienia; z dalszego zwiększania średnicy koła odtaczającego wynikają podcięte pnie zębów, o coraz to mniejszej wysokości, zanikające wreszcie w jeden punkt w przypadku krańcowym, gdy koło odtaczające stanie się równem obwodowi podziałowemu. Dlatego nawet przy ręcznie obracanych zębnikach trzeba unikać przekraczania granicy, przy której średnica koła odtaczającego równa się promieniowi obwodu podziałowego.

Koła skojarzone. Jeżeli u kół zębatych rozmaitej średnicy, lecz o jednakowej podziałce, obie gałęzie linii przyporu są równowielkiemi kołami odtaczającemi, bez względu na ilość zębów, to wszystkie takie koła zębate są kołami wzajemnie ze sobą skojarzonemi i stanowią jeden dobór kół. Dowolne dwa koła skojarzone, a więc przynależne do takiego doboru, zazębiają się ze sobą prawidłowo, ponieważ posiadają one jednakowe linie przyporu, a nadto każdy obwód podziałowy (jakoteż i linia środkowa) dzieli tę linię przyporu na dwie przystające do siebie gałęzie.

Zależność krzywości obranej linii przyporu od najmniejszego koła danego doboru powoduje niekorzystne warunki zazębienia kół większych i stanowi przeszkodę do przeprowadzenia zasady kojarzenia kół na szerszą skalę.

Promieniowi koła odtaczającego dla doboru kół nadajemy zazwyczaj wartość:

$$= 0{,}875\, t = 2{,}75\, \frac{t}{\pi},$$

przyczem dla $z = 11$ zarys pni zębów jest prosty, a dla $z < 11$ podcięty. Zazębienie kojarzące można jednakże stosować aż do $z = 7$. $\tau = 1{,}22$ do $1{,}60$.

Ważniejsze koła, np. pędniane (transmisyjne), bywają zazwyczaj kołami nieskojarzonemi, kołami od stadła, konstruowanemi ze sobą do pary, którą nazywamy **stadłem** kół. Do spokojnego biegu wymagają one okresu wchwytu $\tau \geqq 2$ i odpowiednio do tego dużej ilości zębów, zależnie od okoliczności, co najmniej $z = 24$ do 36. U kół poruszanych ręcznie starczą obwody podziałowe od 10-ciu zębów począwszy. U zębników (trybów) poruszających zębnice (drągi zębate) dźwigników wozowych (lewarów) i t. p. używa się nawet $z = 4$, przy $\tau = 1{,}2$.

4. **Pogłębianie wrębu.** Gdy zarys pnia zębowego zanika nawet zupełnie w jeden punkt, to wierzchołek zęba przeciwległego wymaga dla siebie mimo to swobodnego toru, czyli stosownego pogłębienia wrębu. I poza przypadkiem powyżej wspomnianym można zawsze zarys pnia zęba, począwszy od jego krańcowego punktu przyporu, kształtować zgodnie z torem zakreślonym przez krawędź wierzchołka zęba przeciwległego. Stosuje się to zwłaszcza do zębów mocno podciętych. Tor krawędzi D wierzchołka (p. rys. 296, str. 451) ob-

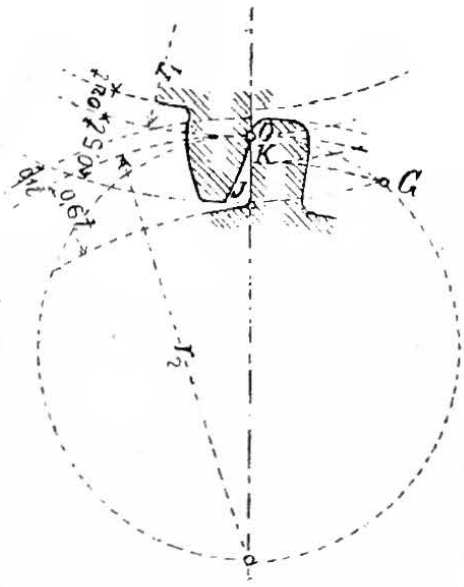
wijają łuki kół, opisanych promieniami: OD, $r_2 D$, $s_2 D$, $t_2 D$ . . . dokoła środków: O, r_1, s_1, t_1 . . . Ze względu na możliwe zmiany w położeniu osi kół, pogłębiamy wręby jeszcze dodatkowo, a zarys tego pogłębienia dodatkowego powinien się tylko stopniowo zbliżać do względnego toru wierzchołka, tak aby luz wzrastał ku spodowi wrębu. W punkcie G zarys pogłębienia wrębu przechodzi w zarys przypierający.

5. **Koła wewnątrz uzębione** otrzymują uzębienia cykloidalne, podług ogólnych prawideł, lecz odwrotne jak u kół zewnętrznie uzębionych, a więc hypocykloidy na wierzchołki, a epicykloidy na pnie zębów.

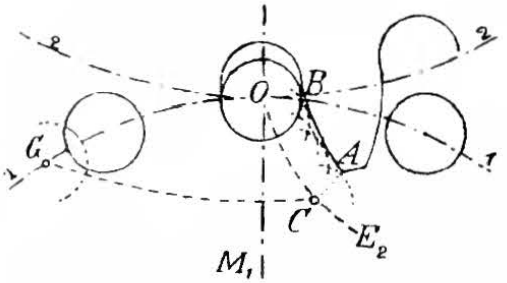
6. **Drągi zębate**, czyli **zębnice**, posiadają obwód podziałowy o nieskończenie wielkim promieniu, a więc w postaci linii prostej; zarysy ich zębów, zarówno wierzchołków jak i pni, są więc zwykłemi cykloidami. Koło odtaczające pnie zębów może być bardzo wielkie, lecz unikać należy wielkości nadmiernych, zbliżających je do linii prostej, czyli do zlania się z obwodem podziałowym. Natomiast wielkość koła odtaczającego wierzchołki zębów pozostaje w zależności od wielkości obwodu podziałowego zębnika współpracującego, którego promień koła podziałowego powinien być większy, a przynajmniej równy średnicy koła odtaczającego. W celu zapewnienia dostatecznie wielkiego okresu wchwytu $\tau \geqq 1{,}2$, przy małej ilości zębów, $z = 4$, należy, w razie potrzeby, wysokość pni $0{,}4\ t$ powiększyć, zwiększając jednocześnie wysokość wierzchołków zębnika, o ileby się zarysy tych wierzchołków miały przecinać jeszcze poza obrębem swego obwodu ograniczającego.

7. **Uzębienie prostoboczne** (rys. 297), tak dla kół zewnątrz, jak i wewnątrz uzębionych, otrzymamy, dobierając jednostronną linię

Rys. 297.



Rys. 298.



przyporu, oraz koło odtaczające o połowę mniejsze niż obejmujący je obwód podziałowy. Uzębienie takie możemy wykonać tylko dla jednego z kół danego stadła (pary), nie zaleca ono się jednakże z powodu niekorzystnych stosunków przyporu. Wysokość boku zębów w kierunku promienia wynosi $0{,}6\ t$; a przedłużenie jego na zewnątrz obwodu podziałowego zaokrągla się w krawędziach łukiem ćwierćkołowym, o promieniu $0{,}1\ t$; wręb przeciwległy pogłębia się w obwód podziałowy o $0{,}2\ t$ w kierunku promienia.

8. **Uzębienie palczaste** (rys. 298) otrzymamy przy jednostronnej linii przyporu, jeżeli jedyne koło odtaczające będzie równe obejmującemu je obwodowi podziałowemu. Zarys pnia zęba zanika natenczas w jeden punkt, który rozszerzamy niejako, zataczając wkoło niego koło, którego średnica $= {}^{19}/_{40}\, t$. Równocześnie zastępujemy zarys zęba przeciwległego krzywą równoodległą. Wysokość wierzchołka zębów określa się łukiem wchwytu $OG > t$. Zazębienie takie można stosować jako zewnętrzne, wewnętrzne lub do drągów zębatych (zębnic), bywa ono jednak mało używane ze względu na niekorzystne stosunki przyporu i zużywania się.

Formy zębów cykloidalnych powinny się wykonywać podług wzorników.

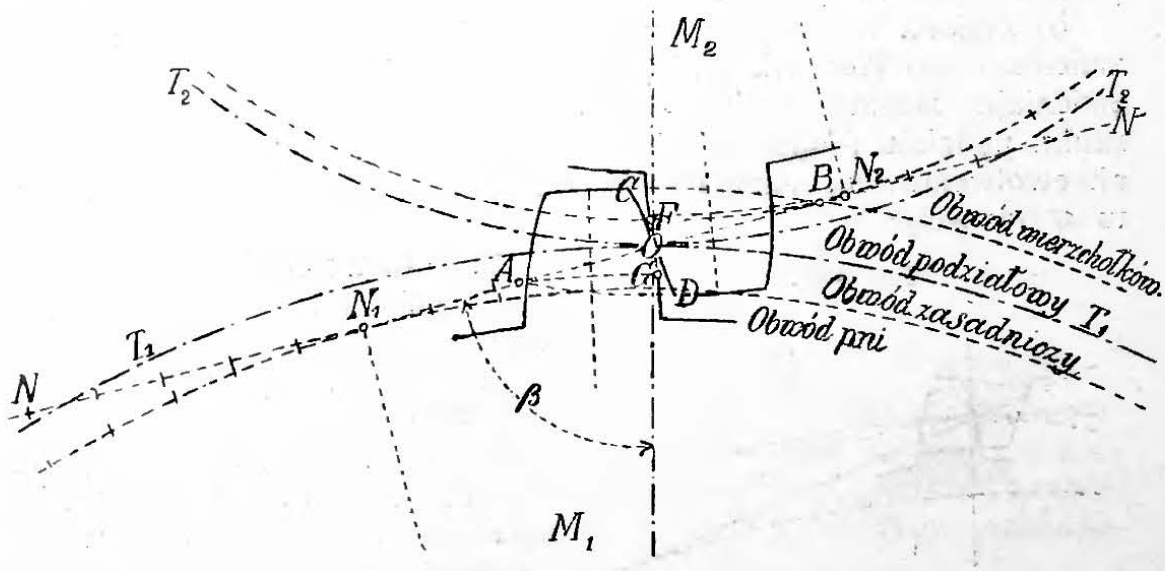
3. Koła zwykłe (walcowate) o prostej linii przyporu.

[Uzębienie podług rozwijającej koła (ewolwentowe)].

1. T_1 i T_2 niechaj będą danymi obwodami podziałowymi; prosta NON zaś linią przyporu (rys. 299).

Jeżeli ze środków obwodów podziałowych poprowadzimy prostopadłe do linii przyporu, to obwody niemi zatoczone, a dotykające linii NN w punktach N_1 i N_2, stanowią t. zw. **obwody zasadnicze** zazębienia. Przy ruchu obrotowym wraz z kołami posiadają one jednakową szybkość obwodową. Jeżeli i punkt przyporu postępować ma z tą samą szybkością po swym torze, to ruch jego będzie ruchem punktu stycznej, która, jakoby nić, odwija się z jednego koła, a nawija na drugie. Tory punktu przyporu, względne do brył samych kół, czyli zarysy zębów, przedstawiają więc rozwijające (ewolwenty) obwodów zasadniczych (p. str. 114), które wykreślamy dla chwilowego punktu styczności na linii środkowej, t. j. dla punktu O, jako kreślącego tor.

Rys. 299.



W tym celu na linii NN i na obwodach zasadniczych, po obu stronach punktów N_1 i N_2 odcinamy dowolne, lecz równe działki. Punkty podziałkowe na obwodach zasadniczych są środkami łuków kół, obwijających rozwijające (ewolwenty); odległości zaś punktu O

od następujących po sobie kolejno punktów podziałkowych na linii NN są przynależnymi promieniami. Obwody, ograniczające wierzchołki i pnie zębów, znajdują się w odległości $0{,}3\ t$ i $0{,}4\ t$ od obwodów podziałowych. Jeżeli obwód pni leży wewnątrz koła zasadniczego, to rozwijające (ewolwenty) przedłużamy prostolinijnie w kierunku promieni aż do dna wrębów. (Gdy $z < 74$, to zawsze $\beta = 75^0$).

Kresę przyporu *) ograniczają punkty A i B, t. j. przecięcia się obu obwodów wierzchołkowych z prostą linią przyporu.

Grubość zębów, ich tarcie, oraz przypierającą część zarysu pni OF i OG określa się podobnie, jak dla zazębienia cykloidalnego.

Okres wchwytu:

$$\tau = \frac{\text{kresa przyporu} \times \text{promień obwodu podziałowego}}{\text{promień obwodu zasadniczego} \times \text{podziałka}} > 1.$$

Ze sposobu tworzenia się zarysów wnioskujemy:

1) Zastosowalna kresa przyporu musi leżeć pomiędzy N_1 i N_2. Gdyby bowiem przypór miał sięgać poza N_1 lub N_2, to zarysem zęba musiałaby być nowa gałęź rozwijającej (ewolwenty), wkraczająca już w sąsiedni wrąb, a więc niemożliwa do wykonania.

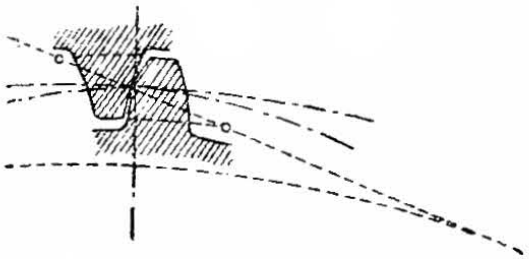
2) Jeżeli się coś podobnego wydarzy przy projektowaniu, to trzeba zmniejszyć okres wchwytu, a o ile tego uczynić nie można, zmniejsza się kąt β, co jednakże pogarsza całe zazębienie, a więc w dalszym skutku określa niejako minimalną ilość zębów, niezbędną dla prawidłowego zazębienia.

3) Kąt β musi być zawsze mniejszy niż 90^0, gdyż przy $\beta = 90^0$ kresa $N_1 N_2 = 0$. Najczęściej zakładamy $\beta = 75^0$ ($= 45^0 + 30^0$), przyczem $z_{min} = 14$, a $\tau = 1$ do 2,5.

4) Punkty przyporu nie mogą się znajdować wśród obwodu zasadniczego; dlatego też prostolinijne przedłużenia zarysów pni w kierunku ku środkom obwodów zasadniczych pozostają bez wpływu na prawidłowość zazębienia.

5) Zmiana w odległości wzajemnej środków dwóch kół zębatych zmienia tylko kierunek linii przyporu i zmniejsza okres wchwytu, nie zmieniając zresztą ani kształtu rozwijających (ewolwent), ani też stosunku podziału środkowej linii kół. Dlatego też osie kół o uzębieniu ewolwentowem można oddalać od siebie, dopóki tylko okres wchwytu τ pozostaje > 1.

Rys. 300.



2. **Koła wewnątrz uzębione** wykreślają się w sposób podobny, jak koła o uzębieniu zewnętrznem, boki ich zębów są jednak wklęsłe (rys. 300).

3. Drągi zębate, czyli **zębnice,** posiadając obwody podziałowe i zasadnicze o nieskończenie wielkim promieniu krzywości, otrzymują też zarysy zębów po rozwijającej o nieskończenie wielkiej krzywości, t. j. zarysy prostolinijne, prostopadłe do założonej linii przyporu.

*) Łuk przyporu zazębienia cykloidalnego zastępuje tu prosta kresa przyporu.

Zarysy po rozwijającej koła łatwo wykreślić bezpośrednio na przedmiocie obrabianym za pomocą wzornika obwódu zasadniczego, oraz sprężyny od zegarka z dwoma kolcami, z których jeden zatyka się na obwodzie wzornika, drugim zaś kreśli się zarys.

4. Porównanie rozwijających (ewolwent) z cykloidami. *)

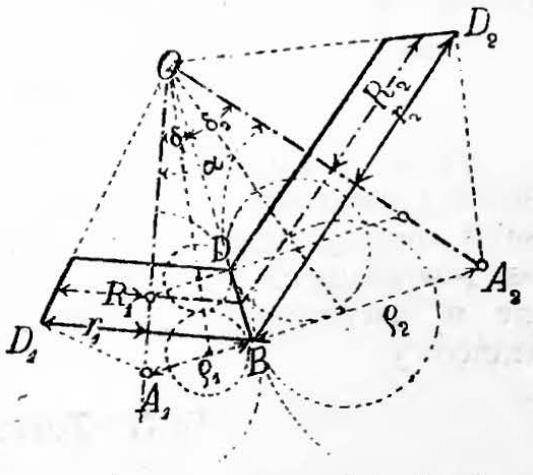
Rozwijające koła (do kół skojarzonych zalecają się tylko przy $z > 30$) dają kształty zębów wogóle prostsze i łatwiejsze do wykonania. Nowe zęby o zarysie podług rozwijającej dają możność pewnych zmian wzajemnej odległości osi kół (p. pow. p. 5), co trzeba mieć na względzie między innemi u parowozów kolejek zębnicowych, u kół zębatych przy walcarkach do blach, u kół zmianowych przy tokarkach itd.

Natomiast u kół **uzębionych zewnętrznie** zębami o zarysach podług rozwijającej koła, w jednakich warunkach pozostałych, międzyzębne ciśnienie właściwe (na jednostkę powierzchni) bywa do 50% większe, ponieważ stykają się tu ze sobą dwie powierzchnie wypukłe, podczas gdy w zazębieniu **cykloidalnem** zarys wypukły przylega do wklęsłego. Wynikiem tego jest większe zużywanie się kół o uzębieniu podług rozwijającej, prowadzące z czasem do zupełnego zaniku kształtu ich zębów po dłuższem użyciu.

4. Stożki zębate.

Współpracujące koła stożkowate stykać się muszą wspólnym bokiem stożków, których wierzchołki powinny leżeć w jednym punkcie. Za obwody podziałowe służą tu obwody podstaw owych stożków ściętych (rys. 301.

Rys. 301.



Uzębienie wykreśla się na płaszczach t. zw. stożków dopełniających $A_1 D_1 B$ i $A_2 D_2 B$, których tworzące $A_1 B$ i $A_2 B$ są prostopadłe do wspólnej tworzącej BO stożków zasadniczych. Płaszcze te rozwijamy w płaszczyznę rysunku jako wycinki kół, używając następnie obwodów o promieniach ϱ_1 i ϱ_2 za obwody podziałowe do wykreślenia zarysu zębów w sposób wskazany powyżej dla kół zwykłych, zewnętrznie uzębionych.

Podziałka i grubość zębów mierzą się na rzeczywistych obwodach podziałowych, o promieniach r_1 i r_2, wysokość zębów — w kierunku $A_1 A_2$, długość $b = BD$ — w kierunku BO. Obliczenie grubości zębów dokonywa się dla średnich obwodów stożków zasadniczych, o promieniach R_1 i R_2, stosując wzór:

$$2 \pi R = z t.$$

*) O. Lasche. Napęd elektryczny z pomocą kół zębatych. Zd. V. d. I. 1900. № 46. 48, 49 i 50.

Jeżeli z_1 i z_2 oznaczają odnośne ilości zębów, to:

$$\frac{\varrho_1}{r_1} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2 z_1 z_2 \cos\alpha}}{z_2 + z_1 \cos\alpha} \quad \text{i} \quad \frac{\varrho_2}{r_2} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2 z_1 z_2 \cos\alpha}}{z_1 + z_2 \cos\alpha},$$

dalej $r_1 = R_1 + \frac{b}{2} \sin\delta_1$ i $\sin\delta_1 = \frac{z_1 \sin\alpha}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2 z_1 z_2 \cos\alpha}}$.

A gdy $\alpha = 90^0$ **(stożki węgłowe)**, to:

$$\frac{\varrho_1}{r_1} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_2}, \qquad \frac{\varrho_2}{r_2} = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_1},$$

$$\sin\delta_1 = \frac{z_1}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}, \qquad \frac{\varrho_1}{\varrho_2} = \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2.$$

Same zęby tworzą piramidy ścięte i zbiegają się wszystkie do wspólnego wierzchołka stożków O. Zaleca się dodatkowe wykreślenie i zwężonego zarysu zębów w punkcie D: oznaczamy również z odpowiednich stożków dopełniających promienie obwodów uzębienia, zakładając linie przyporu prosto ustosunkowane względem tychże linii w obwodach podstaw stożkowych.

Koła stożkowe konstruują się zawsze jako stadła z pary kół o zazębieniu cykloidalnem lub ewolwentowem, o $z > 24$.

5. Ślimak i ślimacznica.

Zazębienie wykonywa się w ten sposób, że przekrój ślimaka uważa się za drąg zębaty (zębnicę), z którą zazębia się ślimacznica. *) Zaleca się tu uzębienie ewolwentowe (po rozwijającej koła).

6. Walcowate koła śrubowe.

Są one uogólnieniem przypadku poprzedniego. Dla osi względem siebie prostopadłych lub dowolnie ukośnych oba koła muszą mieć na sobie równogatunkowe zwoje śrubowe, albo prawe albo lewe; dla osi równoległych jedno z kół uzębia się w śrubę prawozwojną, drugie w lewozwojną. I tu drąg zębaty (zębnica) stanowi przypadek krańcowy.

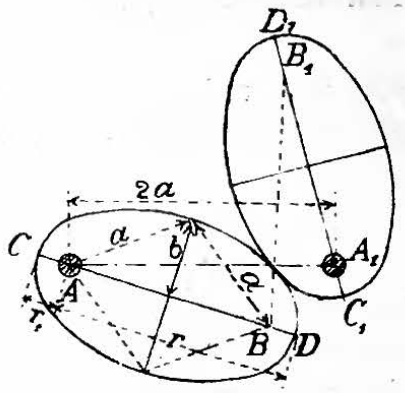
7. Tarcze eliptyczne.

Tarcze eliptyczne używają się tylko przy osiach równoległych, a służą one do przenoszenia okresowo zmiennych prędkości kątowych. Zęby rozmieszczamy tak, aby ich linie środkowe były normalnemi obwodu elipsy. Kształt zębów jest taki sam, jak u kół, przyczem

*) R. Stribeck. Doświadczenia z napędami ślimaczymi. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 936 i 968; C. v. Bach Maschinenelemente, 6 wyd., str. 690 i nast.; Ad. Ernst. Eingriffsverhältnisse der Schneckengetriebe, 1901, Jul. Springer, oraz w Z. d. V. d. Ing. 1900.

obwody elipsy, rys. 302, służą za obwody podziałowe.

Rys. 302.



W rys. 302 oznacza:

A oś obrotu koła pędzącego,
A_1 oś obrotu koła pędzonego,
a połowę wielkiej osi, b połowę małej osi każdej z elips,
A, B, A_1, B_1 ogniska elips,
ω stałą prędkość kątową koła pędzącego A, (p. str. 150).
ω_1 największą, a ω_2 najmniejszą prędkość kątową koła pędzonego A_1;
r i r_1 p. rys. 302.

1. **Stosunek w przekładni** przy zetknięciu w punkcie D:

$$\varphi_1 = \frac{AD}{A_1 C_1} = \frac{r}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega},$$

w punkcie C:

$$\varphi_2 = \frac{AC}{A_1 D_1} = \frac{r_1}{r} = \frac{\omega_2}{\omega}, \quad \text{a} \quad \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{r^2}{r_1^2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = V.$$

2. Jeżeli dane są: odległość obu wałów $AA_1 = 2a$ i stosunek V, to b, a tem samem i **kształt** kół eliptycznych, określa się wzorem:

$$b = \frac{2a\sqrt[4]{V}}{\sqrt{V}+1}.$$

b. Obliczanie zębów *).

1. Koła zwykłe, z zębami prostymi (w kierunku długości).

Oznaczamy przez:

r promień obwodu podziałowego w cm, } z ilość zębów $= 2\pi r : t$,
t podziałkę w cm, } por. str. 448.
b ~~długość~~ szerokość zęba $= \psi t$ w cm,
l wysokość zęba, równą zwykle $0{,}7\,t$ w cm,
s grubość zęba, mierzoną na obwodzie podziałowym w cm,
P parcie na ząb w kg, określone przez przenoszony moment obracający $M_d = Pr$ w kgcm,
n ilość obrotów koła na minutę,
N pracę do przeniesienia, wyrażoną w MK.

1. Jeżeli c będzie spółczynnikiem (w kg/cm^2), to:

$$\boldsymbol{P = c\,b\,t.}$$

Wartość spółczynnika c.

Przy kołach, w których chodzi nam przeważnie o **wytrzymałość**, np. przy kołach żórawi, dźwigarek (wind), wprawianych w ruch

*) C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, wydanie 6, 1897, str. 214 i nast. i R. Stribeck, Obliczenie kół zębatych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894, str. 1182 i nast.

ręcznie i t. p., zakładając sposób obciążenia II, p. str. 336, dla **zębów lanożelaznych** (z $k_b \backsim 300$ kg/cm^2) otrzymamy:

$$c = 0{,}06\, k_b \text{ do } 0{,}07\, k_b = 18 \text{ do } 21,$$

pod warunkiem, że $b \gtrless 2\,t$. Jeżeli ze względów szczególnych ~~długość~~ szer. zębów będzie większa ($b > 2\,t$), to jednak powinno być:

$$c \gtrless 21\,\frac{2\,t}{b}.$$

Dla dźwigarek, pracujących z dłuższemi przerwami lub obciążanych tylko rzadko ciężarem największym, można stosować $c = 24$ do 28, o ile grubość pnia zęba będzie $0{,}5\,t$ do $0{,}55\,t$. Dalsze powiększenie wartości c będzie jeszcze możliwe, zgodnie z uwagą [3]) do tablicy na str. 337. Uwzględniając wypadki nieprzewidziane, stosują tylko niechętnie dla kół dźwigarek podziałkę mniejszą jak 2,5 cm.

Przy lanożelaznych kołach pędnianych uwzględnia się przedewszystkiem ich zużycie. W warunkach zwykłych, przy tarciu żelaza lanego o żelazo lane, przy uzębieniu cykloidalnem i przy ilości obrotów poniżej 250/min. dla koła miarodajnego, biorąc pod uwagę zagrzewanie się i zużycie, kierujemy się wzorem praktycznym:

$$c = 20 - \sqrt{n},$$

a zatem przy $n =$	16	25	36	49	64	81	100	144	196	256
będzie $c =$	16	15	14	13	12	11	10	8	6	4;
a nadto $b \gtrless$	2,6 t	2,8 t	3,0 t	3,2 t	3,5 t	3,8 t	4,2 t	5,25 t	.	. ,

szerokość

ponieważ największa ~~długość~~ zęba ze względów praktycznych bywa:

$$b \gtrless 42\,t : c.$$

Dla zębów z drzewa (grabiny), zazębiających się z lanożelaznymi, c równa się 0,4 do 0,5 powyżej podanych, a więc np.

przy $n =$	36	64	144	256
$c =$	$14 \cdot 0{,}4 = 5{,}6$	$12 \cdot 0{,}4 = 4{,}8$	$8 \cdot 0{,}45 = 3{,}6$	$4 \cdot 0{,}5 = 2{,}0$.

Wartości powyższe, jako też i wartości wynikające ze wzoru $c = 20 - \sqrt{n}$, można znacznie przekraczać (przy starannem zaprojektowaniu, wykonaniu i obsłudze), jeżeli łuk wchwytu jest większy od podwójnej podziałki, czyli gdy okres wchwytu przewyższa liczbę 2 o tyle, że możemy liczyć na niezawodne jednoczesne przypieranie się (wchwytywanie) przynajmniej dwóch par boków zębowych.

Koła uzębione podług rozwijającej (ewolwentowe) wypada obciążać nieco mniej.

Przy uzębionych wieńcach kół wodnych, opryskiwanych wodą, c nie powinno w żadnym razie przekraczać wartości 10 do 12; kół podobnych należy ile możności unikać ze względu na ich szybkie zużywanie się *).

Dla kół zębatych, zwykłych, zazębiających się z uzębionem kołem rozpędowem silników parowych, ze względu na okresową nierównomierność ruchu, z powodu której pewne zęby znoszą silniejsze obciążenia niż inne, zmniejsza się wartość spółczynnika c, wynikającą ze wzoru $c = 20 - \sqrt{n}$, a mianowicie zazwyczaj o 10%.

*) C. v. Bach, Turbinen und vertikale Wasserräder, 1886, str. 165 i 166.

Gdy zęby kół pracują naprzemian to jedną, to drugą stroną, lub gdy podlegają silnym uderzeniom, albo wogóle znaczniejszym wahaniom pracy rozpędu mas pędzonych lub pędzących, to zęby takie powinny otrzymywać możliwie sute wymiary. Po części też dla tego zakładamy $c = 2$ do 3, np. dla kół pędzących złożenia młynowe, a pracujących zębami drewnianymi na żelazne; podczas gdy przy tej samej ilości obrotów n na minutę zwykłe koła pędniane obliczamy na podstawie $c = 4$ do 4,5.

Jeżeli koła pracują całą dobę bez przerwy, a pragniemy zapewnić im równą trwałość jak kołom zwykłym, pracującym tylko po 12 godzin na dobę, to powinniśmy dobrać dla nich mniejszą wartość na c. Przy grubszych zębach można stosować względnie większe c, niż przy cieńszych; grube zęby mogą się bowiem zetrzeć znacznie więcej przez zużycie, zanim się staną niezdatnymi do dalszej pracy.

2. Podziałka t (w cm) określa się z przenoszonego momentu obracającego (kręcącego) M_d (w kgcm), albo też z przenoszonej mocy N (w MK) w sposób następujący: Podług str. 209 mamy:

$$Pr = M_d = 71620 \frac{N}{n} \text{ w kgcm (p. tabl. str. 210).}$$

A że: $P = cbt = c\psi t^2$ i $r = zt : 2\pi$, więc

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z} M_d}, \quad \text{wzgl.} \quad t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{c\psi z}\frac{N}{n}}.$$

3. Jeżeli żelazo lane okaże się materyałem za słabym na zęby, np. dla dźwigarek, w parowozach dróg zębnicowych i t. p., to, o ile przekładnia zębowa nie da się zastąpić inną, wypada uciec się do materyałów wytrzymalszych, jako to do odlewów stalowych lub kowalnych, do bronzu lub spiżu, zwłaszcza nafosforzonego, do metalu „Delta“ i t. p. stopów. Gdy zaś wypada nam przytem uwzględniać wyłącznie tylko wytrzymałość, to ze wzoru na gięcie:

$$Pl = {}^1/_6\, b x^2 k_b$$

dla grubości pnia zębowego: $x = 0{,}5\, t$ do $0{,}55\, t$ i $l = 0{,}7\, t$ wynika:

$$P = c_1\, b\, t\, k_b,$$

przyczem c_1 równa się 0,06 do 0,07, a k_b dobiera się podług danych str. 337.

Koła odlane ze stali mogą otrzymać podziałkę o $^1/_3$ mniejszą niż równo mocne koła lanożelazne.

4. **Szerokość zęba** $b = \psi t$. **Spółczynnikowi** ψ nadajemy wartości:

$\psi = 2$ przy kołach dźwigarek i t. p.;
$\psi = 2$ do 3 przy zwykłych kołach pędnianych;
$\psi = 3$ do 5 przy kołach przenoszących znaczne ilości pracy mechanicznej, np. przy uzębionych kołach rozpędowych u silników parowych i t. p.

5. **Ilość zębów** bywa:

$z \geqq 10$ do 11 (wyjątkowo i mniej) przy kołach dźwigarek,

$z \geqq 24$ przy kołach pędnianych. Im większa ilość zębów, tem spokojniejszy będzie bieg. Koła o drewnianych zębach wstawianych i koła dzielone na wycinki miewają ilość zębów z wielokrotną ilości ramion. To samo byłoby też pożądanem, aczkolwiek niekoniecznem, i przy innych kołach.

Ilość zębów zależy również od **stosunku w przekładni** obydwóch kół (p. str. 450). Dla możliwie równomiernego przenoszenia pracy najlepszym jest stosunek 1 : 1; dalej stosunki 1 : 2, 1 : 3, 1 : 4 i t. d., mniej korzystnymi są już stosunki 2 : 3, 2 : 5, 2 : 7 i t. d., jeszcze gorszymi 3 : 4, 3 : 5, 3 : 7 i t. d. Najgorsze wyniki co do równomierności ruchu otrzymujemy ze stosunków większych liczb pierwotnych, np. 31 : 43, 23 : 47 i t. p.

Naodwrót gdy parcie międzyzębne zmienia się okresowo, (np. przy uzębionych kołach rozpędowych, przy kołach młotów i t. p.) należy unikać najprostszych stosunków w przekładni: 1 : 1, 1 : 2, 1 : 3 i t. d., a natomiast stosować przełożenia w rodzaju: 2 : 3, 2 : 5 i t. d. lub 3 : 4, 3 : 5 i t. d.

Stosunek w przekładni kół dźwigarek bywa zazwyczaj nie mniejszy niż 1 : 10, wolnochodzących kół pędnianych nie mniejszy niż 1 : 6, (przyczem dla koła mniejszego: $z_{min} = 36$ do 40), a przy szybkim biegu nie mniejszy niż 1 : 4 (przyczem $z_{min} = 54$ do 72).

6. **Zęby drewniane** na jednem z pary kół obracających się ze znaczną prędkością obwodową lub kątową stosują się, gdy chodzi o bieg spokojny i nie hałaśliwy. Zwykle większe koło otrzymuje uzębienie drewniane, z wyjątkiem przypadku, gdy jest osadzone na wale, który wydaje pracę podlegającą silnym wahaniom okresowym.

[Zasada ogólna, by zawsze zęby drewniane wstawiać na koło pędzące, nie jest słuszną, np. byłaby wadliwą (w rys. 296, str. 451) dla przyporu przed linią środkową $M_1 O M_2$].

Podziałka zębów drewnianych powinna być około $^1/_{10}$ większą, niż dla zębów lanożelaznych równej mocy.

7. **Grubość zębów** (mierzona na obwodzie podziałowym) bywa:
dla obydwu uzębień żelaznych:

dla zębów bez obróbki . . . . . $s = {}^{19}/_{40}\, t$,
dla zębów obrobionych . . . . . $s = {}^{19}/_{40}\, t$ do ${}^{39}/_{80}\, t$,
[przy obrabiarkach i t. p. dochodzi do $s = {}^1/_2\, t$];

dla zębów drewnianych, zazębiających się z żelaznymi, stosują dla zęba żelaznego $s = {}^{19}/_{40}\, t$, a dla drewnianego $s = {}^{19}/_{40}\, t$ do ${}^{39}/_{80}\, t$, albo też:

dla zęba żelaznego . . . . . $s = {}^{16}/_{40}\, t = 0{,}4\, t$,
dla zęba drewnianego . . . . . $s = {}^{23}/_{40}\, t$.

Wysokość pnia zębowego bywa $0{,}4\, t$, wierzchołka zaś $0{,}3\, t$; cała wysokość zatem $0{,}7\, t$. Międzyzębie, t. j. przedział w kierunku obwodu między dwoma, wchwytującymi w siebie zębami nieobrobionymi bywa zatem $^1/_{20}\, t$, między obrobionymi $^1/_{40}\, t$ (w ostatnich czasach nawet $= 0$), a przedział w kierunku promienia w obydwóch przypadkach $^1/_{10}\, t$.

2. Koła zwykłe o zębach daszkowych *).

Z powodu długiego okresu przyporu koła te odznaczają się biegiem spokojnym, nadają się zatem na koła dokładnie pracujące (precyzyjne).

Parcia w kierunku osi, pojawiające się u kół walcowatych, śrubowo uzębionych, (p. str. 458) znoszą się tu wzajemnie. Uzębienie ewolwentowe (podług rozwijającej koła). Materyał: Żelazo lane lub stal zlewna. Oznaczenie podziałki t zwykłe.

Wysokość całego zęba $0{,}6\,t$, pnia $0{,}38\,t$, wierzchołka $0{,}22\,t$. Grubość zęba w obwodzie podziałowym $s = 0{,}46\,t$, grubość istotna:

$$s_1 = s \sin \beta \quad (= \sim 0{,}377\,t).$$

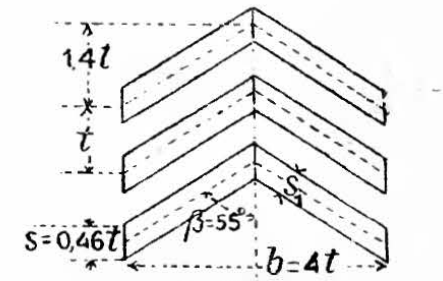
Szerokość zęba $b = 4\,t$, spadek $t_0 = 1{,}4\,t$, z czego wynika $\beta = 55^0$ (p. rys. 303).

Przy wałach uzębionych małą ilością zębów (rys. 304) bywa:

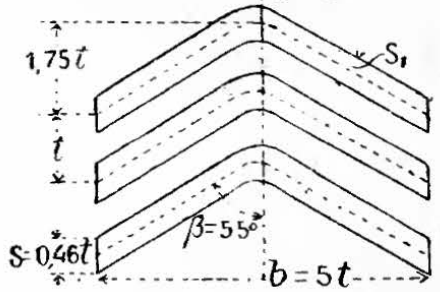
$b = 5\,t$, $t_0 = 1{,}75\,t$, $\beta = 55^0$;

a rogi daszków zaokrąglają się.

Rys. 303.



Rys. 304.



Gdy róg daszka przy obrocie koła wyprzedza resztę zęba, wytrzymałość zęba jest większą, niż przy ruchu odwrotnym. Tarcze dolane po bokach koła wzmacniają zęby, co nabiera szczególnego znaczenia przy zmieniającym się kierunku obrotu.

3. Koła stożkowate (stożki zębate).

Grubość zębów na stożkach obliczają zazwyczaj podług promieni największych r_1 i r_2 (rys. 301, str. 457), słuszniej jednakże będzie, obliczać ją podług promieni średnich: R_1 i R_2 w sposób podobny, jak podano pod **1.** dla kół zwykłych.

4. Ślimak i koło ślimakowe (ślimacznica) (rys. 305).

Stratność $\mathfrak{V}_s$ p. str. 231. Uzębienie p. str. 458. Podstawą obliczenia podziałki t będzie:

$$P = c\,b\,t,$$

(p. str. 459), a szerokość zęba będzie średnio: $b = 1{,}5\,t$; dla żelaza lanego zakładamy:

$c = 18$ do 28 kg/cm^2, gdy chodzi tylko o wytrzymałość,

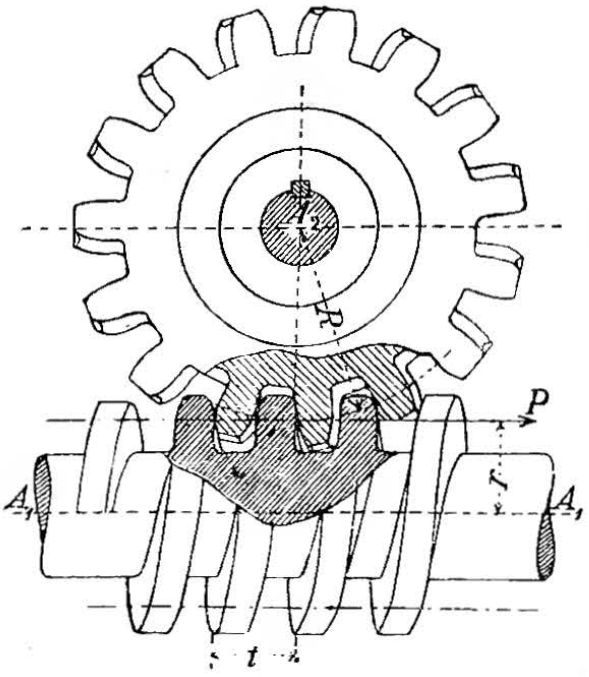
$c = 8$ do 12 kg/cm^2, zależnie od ilości obrotów ślimaka i gdy chodzi o ścieranie się zębów, przyczem przypuszcza się obfite smarowanie (przez zanurzenie w smarze).

Dalsze wartości stosowne będą: Przy rzadko używanych wciągach (wielokrążkach) ślimakowych, o dwuzwojnym ślimaku stalo-

*) F. Reuleaux, Der Konstrukteur, 4 wydanie, str. 566 i C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, 6 wydanie, str. 227 do 232.

wym i lanożelaznej ślimacznicy: c do 40 kg/cm²; przy jednozwojnych, samohamownych ślimakach z żelaza kowalnego, i rzadkiem użytkowaniu: c do 30 kg/cm²; natomiast przy ciągłem użytkowaniu i znacznej ilości obrotów, jako też przy unośniach (liftach) pędzonych z pasa lub prądnikiem (silnikiem elektrycznym) $c \leqq 12$ kg/cm². Jeżeli jednak w przypadku w końcu wspomnianym dopuścimy znaczne zużycie się (ścieranie), to bezpiecznem będzie jeszcze $c = 20$ kg/cm², a nawet jeszcze więcej.

Rys. 305.



Moment niezbędny do obracania ślimaka (z dodatkiem 10% na tarcie w jego łożyskach) podł. str. 228, będzie w kgcm:

$$M_d = 1{,}1\ Pr\ \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - \mu h},$$

w którym to wzorze oznacza:

P parcie zębów ślimacznicy (koła ślimakowego) w kg, działające ramieniem R (p. rys. 305),

r średni promień ślimaka w cm, mierzony do obwodu podziałowego ślimacznicy,

h skok gwintu ślimaka w cm, a mianowicie dla ślimaka jednozwojnego: $h = t$, dla m-zwojnego: $h = m\,t$,

μ spółczynnik tarcia (przy dobrem smarowaniu i gładkich powierzchniach $= 0{,}1$, w przeciwnym razie większy).

Jeżeli z oznacza ilość zębów ślimacznicy [dla uzębienia podług rozwijającej (ewolwentowego) $z > 30$], to przełożenie przy ślimaku m-zwojnym będzie: $\varphi = m : z$.

Samohamowność będzie zapewniona (p. str. 228), gdy

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r} \leqq \frac{1}{10}.$$

Gdy obawa wstrząśnień jest uzasadniona, np. przy unośniach (windach osobowych i towarowych), to, ze względu na samohamowność, tg α powinno być jeszcze mniejsze, aż do $^1/_{12}$; sprawność zmniejsza się przytem do $\eta \leqq 0{,}4$, a znaczna stratność powoduje silne zużycie się powierzchni po sobie się ślizgających. Sprawność się zwiększa przy większem pochyleniu gwintu ślimaka, np. dwu- lub wielozwojnego.

Przy znacznych ilościach obrotów zalecają stal besemerowską, hartowaną na ślimak, a spiż nafosforzony na ślimacznicę.

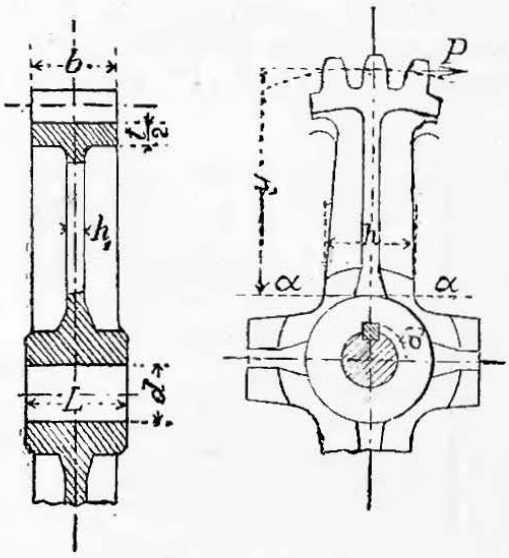
Parcie w kierunku osi ślimaka można usunąć, umieszczając na tym samym wale dwa ślimaki równowielkie, lecz odwrotnie zwite (jeden w prawo, drugi w lewo), a pędzące dwa, ze sobą zazębiające się, równowielkie koła o osiach równoległych.

c. Budowa kół.

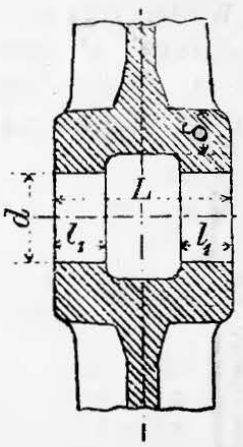
Wieniec uzębiony otrzymuje zazwyczaj grubość $0{,}5\ t$, oraz lekką stożkowatość (1 : 40 do 1 : 60), dla łatwiejszego wyjęcia modelu z for-

my (rys. 306). Przy małej ilości ramion lub wielkiej średnicy wzmacnia się wieniec przez dodanie wewnętrznego żebra środkowego.

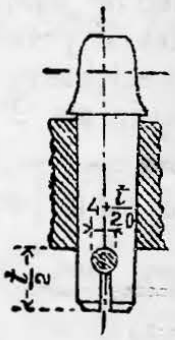
Rys. 306.



Rys. 307.



Rys. 308.



Rys. 308 do 310 przedstawiają koła o zębach wstawianych.

Nienadwerężona **grubość ścianki piasty lanożelaznej** (rys. 306 i 307) bywa

$$\delta = {}^1/_5\ (d_0 + {}^1/_2\ d) + 1 \text{ cm do } {}^1/_4\ (d_0 + {}^1/_2\ d) + 1 \text{ cm},$$

w których to wzorach oznacza:

d prześwit dziury w piaście w cm,

d_0 średnicę wału, jaka odpowiada przenoszonemu momentowi obrotu: $M_d = Pr = 0{,}2\ k_d\ d_0^3$ (p. str. 397 pod 1.) i z niego się oblicza.

Długość piasty (rys. 306 i 307) określają wzory:

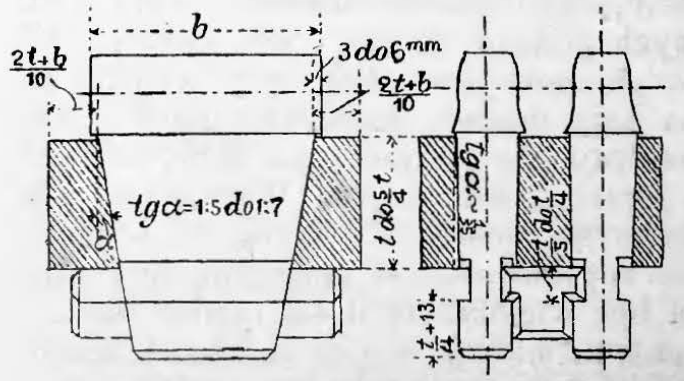
$$L_1 = 1{,}2\ d \text{ do } 1{,}5\ d \text{ lub więcej,}$$

albo $L \geqq b + 0{,}05\ r$, jeżeli r = promieniowi obw. podz.

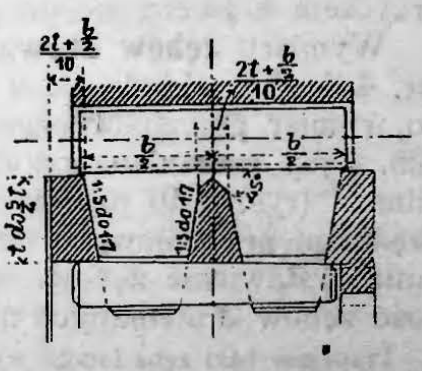
Długie piasty otrzymują wydrążenia (rys. 307), a

$$l_1 = 0{,}4\ d \text{ do } 0{,}5\ d.$$

Rys. 309.



Rys. 310.



Koła zębate (jako też pasowe, linowe, sprzęgła, korby, mimośrody i t. p.) osadzają się na wałach i osiach zazwyczaj **klinami stalowymi.** Stosownie do położenia względem wału, jako też do kształtu przekroju samego klina rozróżniamy: Kliny jednowpustne, dwuwpustne,

wklęsłe, okrągłe, poprzeczne i rozpierające w kierunku stycznej. Klinów łbiastych należy unikać, powodują one bowiem często nieszczęśliwe wypadki. Klin podwójny daje złączenie rozłączne.

W tablicy poniższej podano wymiary **klinów dwuwpustnych,** używane w jednej z większych fabryk niemieckich, oznaczając w niej przez d prześwit dziury w piaście, b_1 szerokość, s_1 grubość klina, t_1 zagłębienie jego w piaście. Zbieżność klina $^1/_{100}$. Gdy $d \geqq 180$ mm, stosują się 2 kliny przestawione o 90°.

d mm	b_1 mm	s_1 mm	t_1 mm	d mm	b_1 mm	s_1 mm	t_1 mm	d mm	b_1 mm	s_1 mm	t_1 mm
15—19	9	5	3	80—89	22	12	8	160—179	40	21	12
20—29	10	6	4	90—99	24	13	8	180—199	44	23	13
30—39	12	7	5	100—109	26	14	9	200—229	50	26	14
40—49	14	8	5	110—119	28	15	9	230—259	56	29	16
50—59	16	9	6	120—129	30	16	10	260—289	62	32	18
60—69	18	10	7	130—139	32	17	10	290 - 319	68	36	20
70—79	20	11	7	140—159	36	19	11	320—350	75	40	23

Ilość ramion koła bywa: $i = {}^1/_7 \sqrt{D}$ do $^1/_8 \sqrt{D}$, jeżeli D oznacza średnicę obwodu podziałowego w **mm.**

Przekrój ramion podlegających gięciu określamy zazwyczaj (p. rys. 306 str. 465) ze wzoru:

$$Py = k_b W \frac{i}{4},$$

w którym W oznacza moment wytrzymałości przekroju ramienia, odpowiadający momentowi gnącemu Py. Zwykłe koła dźwigarkowe i pędniane obliczamy na podstawie k_b dobranego podług II rodzaju obciążenia określonego na str. 337. W krzyżowym przekroju ramion (rys. 306, str. 465) o rozmiarze $h_1 = {}^1/_5 h$ i przy $k_b \backsim 300$ kg/cm² będzie:

$$h = \sqrt[3]{\frac{Py}{2{,}5\, i}},$$

przyczem h zwęża się od piasty do wieńca w stosunku około 5 : 4.

Wymiary **zębów drewnianych** podano w rys. 308, 309 i 310, str. 465. Ząb składa się z dwóch części (rys. 310), gdy wymaga tego wymiar przeznaczonego na zęby drzewa, zazwyczaj gdy $b \geqq 180$ mm. Zęby wstawione przytwierdzają się kołkami (rys. 308), albo też klinami (rys. 309) przebitymi przez korzeń zęba. Warunkami niezbędnymi prawidłowego działania są: dostatnia grubość wieńca, staranne wstawienie zębów, oraz zupełna suchość materyału (grabiny). Ilość zębów drewnianych musi być wielokrotną ilości ramion koła.

Pracujące boki zęba lanego wykładają też drzewem, w celu zmniejszenia hałaśliwości czysto żelaznego uzębienia, unikając w ten sposób małej wytrzymałości i sprężynowania zębów drewnianych. Koła takie, o uzębieniu złożonem (Compound) okazały się trwałemi, przy znacznych prędkościach obwodowych i znacznych parciach międzyzębnych.

Koła zębate z **surowca skórzanego** stosują, w celu osiągnięcia cichego biegu przy wielkiej ilości obrotów ($n = 400$ do 1000). Kawały skóry surowej, osobliwie przyrzą-

dzonej i nasyconej, zlepia się klejem właściwie dobranym i stłacza je ze sobą pod wysokiem ciśnieniem. Materyał tak otrzymany poddaje się takiej samej obróbce jak koła żelazne. Z dwóch kół ze sobą się zazębiających tylko jedno bierze się skórzane, drugie zaś stalowe, żelazne lub spiżowe. Dla uzębień skórzanych zakłada się wartość c w równaniu: $P = cbt$, równą 4 do 8. Przy drobnej podziałce zamiast kół skórzanych stosują też koła z masy swoistej, naśladującej kauczuk wulkanizowany, a zwanej „Vulkanfiber."

Koła skojarzone

jednej z większych fabryk niemieckich.

Podziałka t mm	D = średnica obwodu podziałowego w mm, z = ilość zębów: $\frac{D}{z}$	$1000\frac{z}{D}$	Wysokość wierzchołka mm	Wysokość pnia mm	Szerokość zęba b około: $2{,}5t$ mm	$3t$ mm	Przy ilości ramiom i: Tarcze pełne	$i=4$	$i=6$	$i=8$	$i=10$
							ilość zębów z =				
15	4,775	209,4	5	6	37	45	20—40	41—90	91—150	151—300	.
20	6,366	157,1	6	8	50	60	14—34	35—95	96—155	156—300	.
25	7,958	125,7	8	10	60	75	11—31	32—80	81—160	161—300	.
30	9,549	104,7	10	12	75	90	11—25	26—72	73—143	144—248	249—300
35	11,141	89,8	11	14	85	105	11—24	25—68	69—133	134—220	221—300
40	12,732	78,5	12	16	100	120	11—23	24—64	65—124	125—205	206—300
45	14,324	69,8	14	18	110	135	11—22	23—60	61—117	118—193	194—300
50	15,916	62,8	16	20	125	150	11—21	22—58	59—111	112—184	185—300
55	17,507	57,1	17	23	140	165	11—20	21—55	56—105	106—176	177—300
60	19,099	52,4	19	25	150	180	11—19	20—52	53—101	102—168	169—285
65	20,690	48,3	21	27	160	195	11—18	19—45	46—98	99—161	162—265
70	22,282	44,9	22	29	175	210	11—17	18—44	45—93	94—154	155—245
75	23,873	41,9	24	31	190	225	11—16	17—44	45—91	92—149	150—230
80	25,465	39,3	25	33	200	240	11—16	17—43	44—87	88—145	146—216
85	27,056	37,0	27	35	210	255	11—15	16—43	44—84	85—140	141—200
90	28,648	34,9	29	37	230	270	11—15	16—42	43—83	84—136	137—190
95	30,239	33,1	31	39	240	285	11—14	15—41	42—82	83—133	134—180
100	31,831	31,4	32	42	250	300	11—14	15—40	41—80	81—130	131—172

Koła zwykłe, o zębach ~~frezowanych~~ gryzowanych

jednej z fabryk niemieckich.

Moduł (cecha) m	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$
Podziałka $t = \pi m$ w mm	1,57	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28	7,07	7,85	8,64
Wysokość zęba l w mm	1,08	2,20	2,71	3,25	3,79	4,33	4,90	5,40	5,96
Moduł (cecha) m	3	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$	4	$4\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{4}$	5
Podziałka $t = \pi m$ w mm	9,42	10,21	11,00	11,78	12,57	13,35	14,14	14,92	15,71
Wysokość zęba l w mm	6,50	7,04	7,60	8,12	8,70	9,21	9,70	10,29	10,80
Moduł (cecha) m	$5\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$5\frac{3}{4}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	8	9	10
Podziałka $t = \pi m$ w mm	16,49	17,28	18,06	18,85	20,42	21,99	25,13	28,27	31,42
Wysokość zęba l w mm	11,38	11,92	12,45	13,00	14,08	15,16	17,35	19,40	21,60

Zarysy zębów powyższych są łukami rozwijającej koła (ewolwentowe), a wykreślone w sposób niepozostawiający szczeliny międzyzębnej na obwodzie podziałowym: **grubość zęba:** $s = \frac{1}{2}t$. **Wysokość wierzchołka:** $m = t : \pi$ mm. **Średnica obwodu podziałowego:** $2r = zm$ w mm (p. str. 450). **Średnica zewnętrzna** $= (2 + z)m$ w mm. **Odległość środków** dwóch kół: $r_1 + r_2 = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)m$ mm.

Wagę zwykłych kół zębatych

określa w przybliżeniu wzór: $G = z(\alpha + \beta b) - \gamma$ kg, w którym z oznacza ilość zębów, b szerokość zębów w mm, a wartości spółczynników α, β, γ, podaje tablica poniższa:

Podziałka t mm	4 ramiona			6 ramion			8 ramion			10 ramion		
	α	β	γ	α	β	γ	α	β	γ	α	β	γ
15	0,03	0	0,3	0,04	0	0,5	0,05	0	1,1	0,07	0	1,3
20	0,08	0	0,8	0,10	0	1,3	0,13	0	2,3	0,15	0	3,4
25	0,15	0,01	1,5	0,20	0,01	3,2	0,25	0,01	4,9	0,30	0,01	6,5
30	0,25	0,01	2,7	0,34	0,01	5,2	0,43	0,01	8,5	0,51	0,01	11,1
35	0,40	0,01	4,3	0,54	0,01	8,0	0,68	0,01	12,6	0,81	0,01	17,2
40	0,60	0,01	5,5	0,81	0,01	12,7	1,01	0,02	19,9	1,21	0,02	26,2
45	0,86	0,02	8,1	1,15	0,02	17,5	1,44	0,02	28,0	1,73	0,02	37,3
50	1,18	0,02	11,5	1,58	0,02	24,7	1,98	0,03	38,0	2,38	0,03	51,2
55	1,56	0,02	15,6	2,10	0,03	33,3	2,63	0,03	51,0	3,16	0,03	67,4
60	2,03	0,03	20,5	2,72	0,03	42,0	3,41	0,04	65,5	4,10	0,04	88,8
65	2,58	0,03	24,8	3,46	0,04	54,1	4,34	0,04	83,4	5,22	0,05	112,7
70	3,22	0,04	31,4	4,32	0,05	68,1	5,42	0,05	104,1	6,52	0,05	141,4
75	3,97	0,05	39,3	5,32	0,05	83,7	6,67	0,06	128,3	8,02	0,06	172,7
80	4,81	0,05	46,2	6,42	0,06	102,0	8,09	0,07	155,8	9,73	0,07	209,6
85	5,77	0,06	56,2	7,74	0,07	122,2	9,70	0,07	186,1	11,67	0,08	252,0
90	6,85	0,07	67,6	9,19	0,07	144,9	11,52	0,08	222,3	13,85	0,09	299,7
95	8,06	0,07	77,8	10,80	0,08	170,4	13,55	0,09	260,6	16,29	0,10	353,2
100	9,40	0,08	92,0	12,60	0,09	198,0	15,80	0,10	304,0	19,00	0,11	410,0

Powyższa tablica podaje spółczynniki do obliczenia przybliżonej wagi **zwykłych kół zębatych, lanożelaznych,** zwykłej budowy i z zębami prostymi.

Koła z wstawianymi zębami drewnianymi, koła śrubowe i ślimakowe, oraz koła zwykłe z uzębieniem daszkowem posiadają w przybliżeniu tę samą wagę, co zwykłe koła z uzębieniem żelaznem, o tejże podziałce, ilości i szerokości zębów.

Stożki zębate ważą około 0,9 razy tyle, co koła zwykłe.

Waga **koła ze stali lanej** jest około 13% większa od wagi koła lanożelaznego, równych wymiarów.

Przykład. Stożek zębaty z lanej stali, o średnim promieniu 765 mm, o 96-ciu zębach 150 mm szerokich, ma (podł. tabl. str. 449) podziałkę:

$$765 : 15{,}279 = \sim 50 \text{ mm},$$

oraz (podł. str. 466) $^1/_7 \sqrt{1530} = \sim 6$ ramion. Jego waga będzie zatem:

$$G = [96\,(1{,}58 + 0{,}02 \cdot 150) - 24{,}7] \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}13 = 415 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}13 = 422 \text{ kg}.$$

B. Koła cierne i kliniaste.*)

1. Oznaczamy przez:

Q parcie przyciskające oba **koła cierne** do siebie w kierunku promieni, w kg,

*) O sprawności złożeń kół ciernych, p. Zeitschr. d. V. d. Ing., 1897, str. 1362.

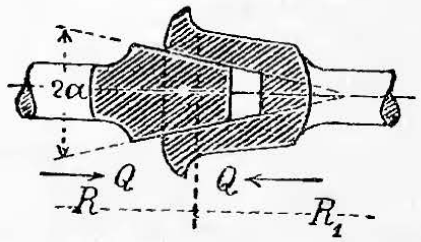
P siłę przenoszoną na obwodzie kół, w kg,
$\mu = \operatorname{tg} \varrho$ spółczynnik tarcia (p. str. 215 i nast.) o wartości:

$\mu = 0{,}1$ do $0{,}15$ dla żelaza lanego po żelazie lanem,
$\mu = 0{,}15$ „ $0{,}2$ „ „ „ „ papierze,
$\mu = 0{,}2$ „ $0{,}3$ „ „ „ „ skórze,
$\mu = 0{,}2$ „ $0{,}5$ „ „ „ „ drzewie,

z których to wartości stosujemy mniejsze, gdy, jak zazwyczaj, trące się powierzchnie są gładkie i tłuste. Mamy wzór:

$$P \leqq Q\,\mu.$$

Rys. 311.



2. Dla **kół kliniastych** (rys. 311), o kącie rowka 2α, przy powyższych oznaczeniach, będzie:

$$P \leqq Q \frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} = Q\,\mu',$$

z którego to wzoru, np. dla $\alpha = 15^0$, oraz $\mu = 0{,}1$ (żelazo lane po żelazie lanem), otrzymujemy: $\mu' = 0{,}28$ *), a więc $Q \backsim 3{,}5\,P$, a $\mu' : \mu = 1 : 0{,}36$. Parcie Q, niezbędne do przeniesienia określonej siły P za pomocą takich kół kliniastych, będzie zatem mniejsze aniżeli dla walcowych kół ciernych. Wadą kół kliniastych, a zarazem przyczyną dużego ich zużywania się jest to, że toczenie się ich po sobie bez ślizgania może zachodzić li-tylko w jednem przecięciu walcowem każdego wieńca, odpowiadającem punktowi zetknięcia się obwodów podziałowych. Wada ta tem mniej się przejawia, im węższymi są zachwytujące w siebie klinowate paski wieńców kół, w stosunku do promieni R i R_1.

Jeżeli, przy $\alpha = 15^0$ i tarciu żelaza lanego o żelazo lane, głębokość wczepiania się będzie $= 1$ cm, to, przy ilości rowków z ($= 1$ do 6), otrzymamy (w kg):

$$P \leqq 20\,z.$$

C. Napęd pasowy i linowy. **)

Stratność pracy i prędkości, $\mathfrak{V}$, powodowaną ślizganiem się pasa lub liny po kole, podano na str. 234 i nast.

Uwaga. Z powodu nieuwzględnienia kształtu przekroju cięgna należy wartości $\mathfrak{V}$, podane na str. 235, pomnożyć jeszcze przez 2,0 dla pasów skórzanych, przez 1,25 dla lin konopnych, a przez 1,5 dla lin drucianych.

a. Część ogólna.

W rys. 312 niechaj oznacza: A koło pędzące, ab cięgno ciągnące, cd cięgno ciągnione, dalej zaś:

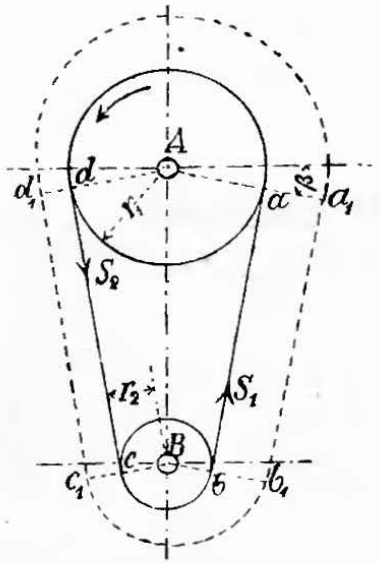
---

*) Sposób obliczenia podany na str. 221 (pod **1.**) dałby tu $\mu' = 0{,}39$, t. j. o $\backsim 40\,\%$ większe; niezbędne parcie Q byłoby zatem w tym samym stosunku mniejsze. Obliczenie owo nie uwzględnia bowiem tarcia, jakie powstaje przy sprężystem wciskaniu się w siebie klinowatych obwodów, poddających się wskutek naturalnej sprężystości materyału.

**) Por. C. v. Bach, Die Maschinen-Elemente, 6 wyd., 1897, str. 271 i nast.

S_1 siłę naprężającą cięgno ciągnące w kg,
S_2 siłę naprężającą cięgno ciągnione w kg,
S_0 siłę naprężającą, z jaką musimy nakładać cięgno na koła, w kg,

Rys. 312.



α mniejszy z obu środkowych kątów opięcia kół cięgnem, wyrażony miarą łukową,
μ społczynnik tarcia między cięgnem, a powierzchnią kół,
r_1 promień koła pędzącego, a r_2 pędzonego, w cm,
P siłę obwodową, przenoszoną przez cięgno $= S_1 - S_2$, w kg,
f przekrój cięgna w cm^2,
v prędkość cięgna w m/sek.,
q wagę cięgna w kg/mb,
$q_1 = q : f$ wagę paska cięgna o przekroju 1 cm^2 i długości 1 m,
$\sigma_z = S_1 : f$ naprężenie normalne w kg/cm^2, wywołane w cięgnie przez siłę S_1, rozłożoną równomiernie na przekrój,
k_z bezpieczne naprężenie całkowite materyału cięgna w kg/cm^2,
c pewien spółczynnik (w kg/cm^2),
e podstawę logarytmów naturalnych (p. str. 40 i 233),
g przyspieszenie ciężkości $= 9{,}81$ m/sek.^{2}, a otrzymamy:

$$S_1 = P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g},$$

$$S_2 = P \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g},$$

$$P = \left(S_1 - q \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} = \left(\sigma_z - q_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} f.$$

Podstawiając:

$$\left(\sigma_z - q_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} = c,$$

otrzymamy **siłę przenoszoną:**

$$\boldsymbol{P = c\, f.}$$

Moc Pv, jaką dane cięgno przenieść może, staje się największością $(Pv)_{max}$, przy prędkości cięgna:

$$v' = \sqrt{\frac{\sigma_z g}{3 q_1}} = \sqrt{\frac{S_1 g}{3 q}};$$

$$(Pv)_{max} = \frac{2}{3} \sigma_z \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} f \sqrt{\frac{\sigma_z g}{3 q_1}}.$$

Jeżeli cięgno nie bardzo zwisa, to będzie w przybliżeniu:

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{P}{2}\,\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1} + q\,\frac{v^2}{g}.$$

Podczas ruchu wyraz $q\frac{v^2}{g}$ pozostaje bez wpływu na wielkość nacisku na oś, tak iż przy jednakowym kierunku sił S_1 i S_2 otrzymujemy:

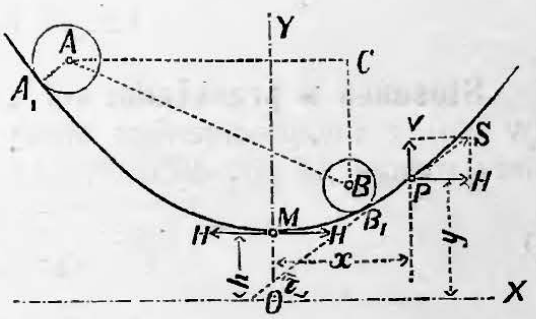
$$\textbf{nacisk na oś: } 2S_0' = P\frac{e^{\mu\alpha}+1}{e^{\mu\alpha}-1};$$

porówn. str. 476. Cięgno uważane za doskonale giętkie zwisa w istocie, tworząc **krzywą łańcuchową** A_1MB_1 (rys. 313, por. str. 117 i nast; A i B są kołami współpracującemi.

Odnosząc łańcuchową do układu osi prostokątnych, z których oś rzędnych będzie wodzącą łańcuchowej, a oś odciętych jej osią symetryi i oznaczając przez:

x, y spółrzędne dowolnego punktu P łańcuchowej w m,
l długość łuku łańcuchowej MP w m,
H poziomą siłę rozciągającą w wierzchołku M w kg,
S siłę rozciągającą w punkcie P w kg,
$V = ql$ wagę kawałka cięgna MP w kg,
$MO = h$ parametr łańcuchowej w m,

Rys. 313.



otrzymamy:

$$H = \text{stałej} = hq = S\cos\tau = \frac{V}{\operatorname{tg}\tau} \quad \text{i} \quad S = yq = \frac{qh}{\cos\tau};$$

nadto zachodzą związki, podane na str. 118 i 119 dla łańcuchowej, pomiędzy x, y, l (któremu odpowiada s) i τ.

Urządzając napęd cięgnowy, można postępować w sposób poniższy:

Siła rozciągająca cięgno: $S = yq$, różni się zazwyczaj bardzo mało od swej poziomej składowej, t. j. od siły wierzchołkowej H, którą można przeto uważać za siłę rozciągającą wogóle dane cięgno, a więc:

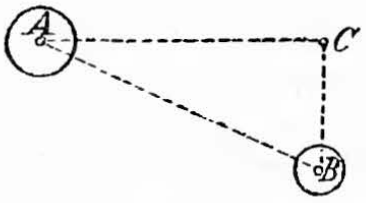
w cięgnie ciągnącem: $S_1 \sim H_1 = h_1 q = P\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1} + q\frac{v^2}{g}$,

w cięgnie ciągnionem: $S_2 \sim H_2 = h_2 q = P\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} + q\frac{v^2}{g}$.

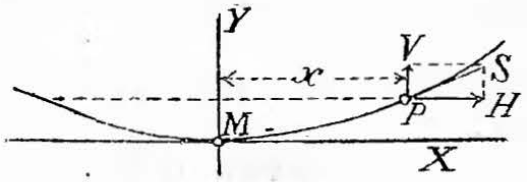
W ten sposób oznaczamy parametry h_1 i h_2 obydwóch łańcuchowych, a zatem i same łańcuchowe. Narysowawszy jednę z nich, (np. dolną, rys. 313) kreślimy oddzielnie, w tej samej podziałce rys. 314, w którym AB oznacza odległość rzeczywistą danych kół A i B od siebie, AC poziomy, a BC pionowy rzut tejże odległości. Rys. 314 przykładamy do łańcuchowej (rys. 313) tak, aby koła dotknęły łań-

cuchowej, a prosta AC była równoległą do osi rzędnych. W sposób podobny przykładamy rys. 314 i do drugiej łańcuchowej, która powinna dotykać kół z drugiej strony.

Rys. 314.



Rys. 315.



Jeżeli BC, t. j. różnica poziomów środków kół, jest niewielka, to łańcuchową możemy bez znacznego błędu zastąpić parabolą (rys. 315):

$$y = \frac{q}{2H} x^2.$$

Zakładając: $q = q_1 f$ i $S_1 \sim H = \sigma_z f$, otrzymamy $y = \frac{q_1}{2\sigma_z} x^2$.

Przybliżona długość łuku paraboli MP (p. str. 110) będzie:

$$l = x\left(1 + \frac{2}{3}\frac{y^2}{x^2}\right).$$

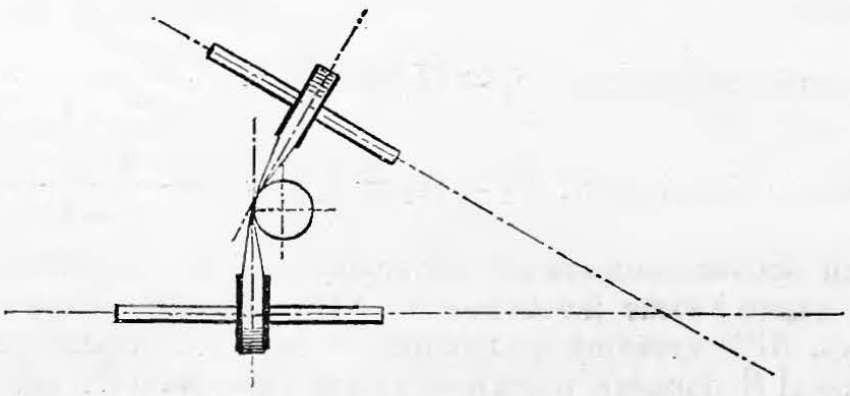
Stosunek w przekładni kół, po których biegnie cięgno o grubości s (w cm) z uwzględnieniem straty $\mathfrak{V}$ na prędkości (p. str. 233 i 234, oraz uwagę na str. 469) wyraża się wzorem:

$$\varphi \sim \frac{r_1 + {}^1/_3\, s}{r_2 + {}^2/_3\, s}(1 - \mathfrak{V}).$$

b. Napęd pasowy.

Zasadniczym warunkiem jest, aby kierunek ruchu każdego pasa wchodzącego leżał w płaszczyznie koła, na które pas wchodzi. Pas schodzący może mieć odchylenie od płaszczyzny koła, z którego schodzi, dochodzące do 25°. Wynika stąd: α) koła pędzące dwie osie równoległe bezpośrednio (bez krążków kierowniczych) muszą leżeć w jednej płaszczyznie. β) osie leżące w jednej płaszczyznie, lecz tworzące ze sobą kąt, można pędzić jedynie pasem kierowanym (np. krążkami kierowniczymi lub t. p.). γ) osie

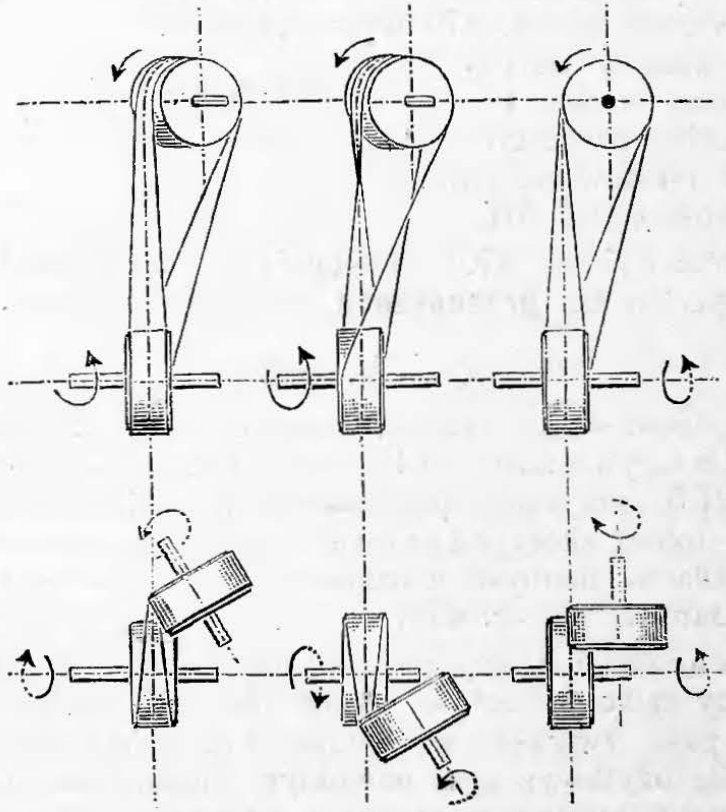
Rys. 315-a.



mające względem siebie położenie zwichrzone, można pędzić pasem bezpośrednio, gdy mamy swobodę ustawienia kół na osiach w miej-

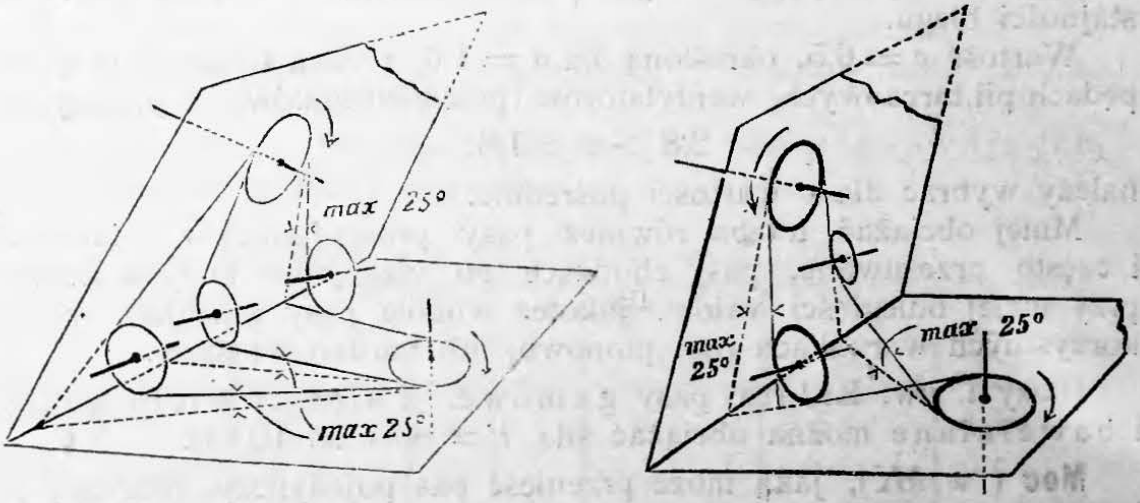
scach właściwych (rys. 315-b, 315-c, 315-d); jeżeli zaś położenie kół na osiach jest z góry dane, to należy stosować krążki kierownicze, które ustawiać możemy z pewną swobodą co do ich położenia, za-

Rys. 315-b. Rys. 315-c. Rys. 315-d.



wsze jednak w taki sposób, aby czyniły zadość zasadniczemu warunkowi dotyczącemu kierunku ruchu pasa wchodzącego na koła, rys. 315-e i 315-f).

Rys. 315-e. Rys. 315-f.



Uwaga. Pas w napędzie rys. 315-b, -c, nazywa się zwichrzonym; wedł. rys. 315-d, gdzie płaszczyzny kół tworzą kąt $\alpha = 90^0$, zwie się półskrzyżowanym; gdy kąt ten $\alpha = 0^0$ lub 180^0, otrzymujemy napęd jak pod a) z pasem obręczowatym (por. rys. 312, str. 470), przyczem obydwie osie mają jednakowy kierunek obrotu, albo też

z pasem skrzyżowanym, który nadaje osi pędzonej kierunek obrotu odwrotny względnie do osi pędzącej. Napędy pasowe, przedstawione w rys. 315-e i 315-f, zwią się napędami o pasie kierowanym.

1. Pasy.

Szczegóły o pasach skórzanych p. Dział VIII, rozdz. X.

Oprócz oznaczeń ze str. 470 wprowadzamy:

b szerokość pasa w cm, } $f = bs$ przekrój pasa w cm^2,
s grubość pasa w cm, }
D średnicę koła pędzącego w cm,
n jego ilość obrotów na minutę,
N moc przenoszoną w MK.

Ze wzoru $P = cf$ (str. 470), podstawiając $c = 10$ do 12,5 kg/cm^2, otrzymamy **siłę** P w kg, **przenoszoną** przez obręczowaty pas pojedynczy:

$$P = 10\,bs \text{ do } 12{,}5\,bs.$$

Wzór ten odnosi się do średnich warunków, t. j. (por. ozn. str. 470) gdy $\alpha \sim 2{,}8$ (czyli $\alpha : 2\pi \sim 0{,}45$), $v \sim 15$ m, $\mu = 0{,}25$, $q_1 = 0{,}11$, $\sigma_z = 22{,}5$ do 27,5, przyczem przypuszczamy nadto, że $D \geqq 100\,s$, oraz że pas z dobrej skóry rdzennej biegnie po lanożelaznem kole pasowem. Dla odmiennych warunków trzeba określić wartość c ze wzorów podanych na str. 470.

Pasy zwichrzone należy obliczać na zasadzie mniejszego spółczynnika c, gdy tylko odległość wałów nie jest bardzo dostatnia. Skrzyżowanie pasa zwiększa wprawdzie łuk opięty pasem i powoduje większą siłę użytkową przy powolnym biegu, lecz zwiększa ono i tarcie się pasów (w skrzyżowaniu), a skręcenie pasa oddziaływa nań szkodliwie, szczególniej przy znacznem jego wyprężeniu. Nie należy krzyżować pasów szybko chodzących lub szerokich.

W napędach obciążonych bardzo niejednostajnie (młoty, tartaki i t. p.) wprowadzamy średnią wartość siły P, stosując natomiast c w wartości do 30% zmniejszonej, zależnie od stopnia niejednostajności biegu.

Wartość $c = 6{,}5$, określoną dla $\alpha = 1{,}6$, można stosować przy napędach pił tarczowych, wentylatorów (przewietrzników) i t. p. Gdy zaś

$$2{,}8 > \alpha > 1{,}6,$$

należy wybrać dla c wartości pośrednie.

Mniej obciążać trzeba również pasy prowadzone w widełkach i często przesuwane, pasy chodzące po względnie małych kołach, przy małej odległości wałów, jakoteż wogóle pasy pracujące w niekorzystnych warunkach (np. pionowo, lub bardzo ukośnie).

[Pasy t. zw. Balata, pasy gumowe, z sierści wielbłądziej i bawełniane można obciążać siłą $P = 8\,bs$ do $10\,bs$].

Moc (w MK), jaką może przenieść pas pojedynczy, biegnący po kole o średnicy D w **m**, określa się wzorem:

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{cbs\pi Dn}{60 \cdot 75};$$

a zatem: $$b\,D = \frac{4500}{\pi c s}\,\frac{N}{n} = \frac{1432{,}4}{c}\,\frac{N}{n}.$$

Dla średnich warunków wzór powyższy przybiera postać łatwą do zapamiętania:

$$N = b\,R\,n,$$

gdy szerokość pasa b i promień koła R wyrazimy w **m**.

Prędkość pasa waha się zazwyczaj między $v = 3$, a 25 m/sek. Stosując skóry wyborowe (część słupcową rdzenia skóry) dochodzą wyjątkowo do $v \geqq 35$ m/sek.

Wielce niepewnem jest, do obliczeń pasów prędkochodzących stosować zwykle używane wartości spółczynników tarcia μ, oparte na doświadczeniach Morin'a, z r. 1834, z pasami o $v \backsim 3$ m/sek. (p. str. 232 i nast.). W istocie też przy $v = 15$ do 20 m/sek. otrzymujemy nie $S_1 \backsim 2\,S_2$, lecz $S_1 \backsim 50\,S_2$ i więcej.

Grubość pasa s jest w zwykłych warunkach o tyle bez wpływu, że pas z doskonałej, przeważnie około 0,5 cm grubej (i 20 do 30 cm szerokiej) skóry grzbietowej możemy przy prędszym biegu obciążać równo silnie, jak mniej jednolity pas wykrojony z boków tejże skóry, dochodzącej tu do 0,8 lub 0,9 cm grubości. Wogóle rdzeń skóry nadaje się na pasy w szerokości 1,2 m i długości 1,5 m.

Grubość i wytrzymałość same nie są jeszcze miarą dobroci pasa; istotę jej stanowi sprężystość, o której zachowanie powinniśmy dbać przez właściwe obchodzenie się z pasem w czasie jego użytkowania. W miarę wzrostu grubości pasa zwiększa się też różnica dróg przebieganych po kole przez zewnętrzną i wewnętrzną stronę pasa; ta wada napędu pasowego przy użyciu grubych pasów wykrawanych z boków skór daje się usunąć jedynie przez stosowanie możliwie wielkich kół pasowych. Przy małej szybkości ($v \backsim 3$ m/sek.) zalecają się więcej pasy grubsze: przy małej bowiem prędkości naprężenia w zewnętrznych i wewnętrznych włóknach pasa mają czas się wyrównać, a ciągniona część pasa wypręża się bardziej, aniżeli przy szybkim biegu ($v \geqq 10$ m/sek).

Z powyższych względów, w założeniu, iż do danych średnic i szybkości kół dobrano skórę właściwą, poleca Gehrkens *) dla pasa obręczowatego wzór:

$$N = \frac{p\,b\,v}{75}, \quad \text{czyli} \quad b = \frac{75\,N}{p\,v},$$

w którym oznacza: b szerokość pasa w cm, v jego szybkość w m/sek., zaś p w kg siłę działającą na cm szerokości pasa (zależną od średnicy D koła pędzącego, oraz od szybkości v), a którą należy dobrać z poniższej tablicy.

Cyfry drukowane tłuściej stosują się do pasów podwójnych, pozostałe zaś do pojedynczych.

Wartości p w kg/cm szerokości pasa.

D	v w m/sek.											
m	3		5		10		15		20		25	
0,100	2	.	2,5	.	3	.	3	.	3,5	.	3,5	.
0,200	3	.	4	.	5	.	5,5	.	6	.	6,5	.
0,500	5	**8**	7	**9**	8	**10**	9	**11**	10	**12**	11	**13**
1,000	6	**10**	8,5	**12**	10	**14**	11	**16**	12	**17**	13	**18**
2,000	7	**12**	10	**15**	12	**20**	13	**22**	14	**24**	15	**25**

*) C. O. Gehrkens. Sprawność pasów na pędnych, Zeitschr .d. V. d. Ing. 1893, str. 15.

Przykłady. I. Pas pojedynczy, szerokości $b = 20$ cm, biegnąc, po kole o 2 m średnicy z szybkością $v = 25$ m/sek., można według powyższej tablicy obciążać: $p = 15$ kg/cm; przenosi on zatem moc:

$$N = 15 \cdot 20 \cdot 25 : 75 = 100 \text{ } M\acute{k}.$$

II. Pas podwójny na kole 1 m średnicy, przy $v = 15$ m/sek, ma według tablicy $p = 16$ kg/cm; dla przeniesienia mocy 80 $M\acute{k}$ powinien on mieć zatem szerokość $b = (75 \cdot 80) : (16 \cdot 15) = 25$ cm.

Pasy pojedyncze zalecać można aż do $b = 50$ cm; powyżej tej szerokości pasy podwójne. Ponieważ najbardziej wytrzymałe włókna skóry leżą na $^1/_3$ jej grubości, bliżej strony od mięsa, więc też ta strona pasa pojedynczego powinna leżeć na kole, przy pasach podwójnych stykać się ze sobą powinny obie strony od mięsa, a nie gładkie strony od włosa. Pasy podwójne przenoszą na małych kołach niewiele więcej pracy niż pojedyncze; natomiast przy dużych kołach ($R > 1$) posiadają one wydajność pracy większą o 70% i wyżej. Dla pasów podwójnych, o całkowitej grubości pasa s, powinno być również $D \geqq 100\, s$.

Nacisk na oś. Siła, którą pas wyprężony podczas biegu ciśnie na oś wała, w myśl str. 471, wyraża się:

$$2\, S_0' = 3\, P,$$

o ile $\mu = 0{,}25$ i $\alpha = 2{,}8$. Nacisk ten przegina wał i powoduje tarcie w czopach. Ze względów bezpieczeństwa, przy obliczeniu wytrzymałości lub przegięcia wała, należy powiększyć siłę oznaczaną w sposób powyższy: przy nakładaniu świeżego pasa wyprężamy go bowiem zazwyczaj o wiele więcej, niż tego wymaga samo przeniesienie siły P kg.

Należałoby dążyć do zachowywania poniższych warunków **korzystnej pracy pasów obręczowatych**: Przekładnia na bieg szybszy; wierzchy kół w jednym poziomie (lub najwyżej pod 45° do poziomu); dolny pas ciągnący (górny ciągniony); stosunek srednic kół 1:1 do 2:1 (najwyżej 5:1); odległość wałów e dla pasów wązkich (do $b = 10$ cm) $e = 5$ m, dla szerokich $e = 10$ m, tak, żeby wązkie pasy przy poziomym napędzie zwisały 50 do 100 mm, szerokie zaś 100 do 200 mm, (odległości $e = 15$ do 18 m przekraczać nie należy); koła pasowe (zwłaszcza na szybki bieg) trzeba starannie toczyć i wyrównoważać, dokładnie wyśrodkować i osadzać prostopadle do wałów, pasy zaś sprawdzać na jednostajną giętkość (nawet na złączeniach).

W niekorzystnych warunkach pracy, np. powodującej szarpanie pasem, przy pasach zwichrzonych, małej odległości wałów itp. należy brać p mniejsze aniżeli podano w powyższej tablicy, lub też radzić sobie przez należyty dobór skóry. Przy przekładni na wolniejszy bieg koło pędzące powinno (ile możności) otrzymać średnicę nie mniejszą niż 0,5 m albo lepiej, niż 1 m, przyczem pasy oblicza się nieraz zaledwie na obciążenie $^1/_2\, p$ do $^1/_3\, p$, na co szczególniej baczyć należy przy prądnikach (silnikach elektrycznych).

Pas złączony na potrzebną długość, powinien przed użyciem przez przeciąg 1-go do 3-ch dni ulegać wyciąganiu siłą 3 S_1 (p. str. 471), bądź to przez przywieszone ciężary, bądź też na oddzielnej wyciągarce. Wyciąganie podobne należy stosować i do oddzielnych kawałków pasa szerokiego, przed ich złączeniem w całość pasa. Wyciągnięcie, t. j. niesprężyste wydłużenie przy wyciąganiu podobnem, dosięga 4 do 5%.

Pasów po nad 100 mm szerokości zakładać na koła przez nakręcanie nie wypada, trzeba je nakładać na koła, posiłkując się dociągaczem. Pasy węższe można nakręcać na koło, przyczem należy pas przywiązać na płask na kole, aby krawędź koła go nie nadcięła.

Gdy pas już pracujący wyciągnie się zbytnio, nie trzeba go natychmiast skracać; lepiej nasmarować łojem biegnącą po kole stronę odmięsną pasa, który z początku zacznie się skutkiem tego ślizgać, lecz pod wpływem powstałego stąd ciepła łój topnieje, a pas, wchłaniając w siebie łój roztopiony, sam pęcznieje, przez co się skraca do 2% i ponownie wypręża. Od kalafonii i t. p. ciał żywicznych (używanych zamiast łoju) skóra twardnieje, staje się łamliwą i nietrwałą.

Złączenie końców pasa powinno być takie samo, jak połączenia jego części składowych: należy więc sklejać końce pasa klejonego, a zszywać końce pasa szytego; dla pasa obręczowatego i skrzyżowanego jest to pożądanem, a dla pasa zwichrzonego, albo biegnącego po krążkach kierowniczych lub po stożkach pasowych, jak również przy szybkim biegu staje się to już niemal koniecznością. Sprzączki pazurowe przy $v \leqq 10$ m/sek okazały się praktycznemi.

Grube występy na pasach działają szkodliwie z powodu uderzeń na koła, wskutek swej sztywności i większej wagi, głównie zaś z powodu szarpań pasem przy przechodzeniu takiego długiego, bryłowatego połączenia przez małe koło pasowe. Jeżeli bowiem pas ciągnący ulegać zacznie raptownym wydłużeniom i skróceniom, o jakie 5 do 6 mm, to powstaje wahanie w przenoszeniu pracy, dające się odczuwać, np. w oświetleniu elektrycznem, a częste powtarzanie się takich uderzeń kończy się wreszcie pęknięciem pasa.

Każde połączenie pasa powinno być nie grubsze, jak sam pas; stąd też przy łączeniu na zakładkę należy obydwa końce pasa przycinać w długie ostrza.

W napędach o **pasach półskrzyżowanych** radzi Völker odległość wałów (w m) $e \geqq 10 \sqrt{b D}$, przyczem b i D w m; nadto e nie ma być mniejsze od podwójnej średnicy większego koła pasowego.

W **napędach z pasem kierowanym** krążek kierowniczy pasa ciągnącego powinien mieć średnicę co najmniej równą średnicy koła pędzącego, szerokość zaś równą 1,5 szerokości tegoż koła; krążek zaś dla pasa ciągnionego—średnicę koła pędzonego, a szerokość równą 2 do 2,5-krotnej szerokości tegoż koła.

Napęd stożkami pasowymi wymaga, zwłaszcza dla pasa obręczowatego, pewnej prędkości pasa, której najmniejszość zależy od zbieżności stożka ($\leqq 1:10$). Pasy wchodzące muszą być prowadzone. Stosunek w przekładni zmienia się w sposób ciągły.

Krążki wyprężające powinny działać wprost na pas ciągniony (luźny), a umieszcza się je możliwie blizko koła pędzonego.

Do miejsc wilgotnych nadają się **pasy ogniwkowe** (zamiast gładkich); atoli z racyi swego ciężaru jedynie do napędów poziomych lub prawie poziomych; równie stosowne są i **pasy gumowe. Pasy bawełniane** wyciągają się w użyciu zazwyczaj więcej niż skórzane, zato odznaczają się one większą miękkością, a i grubość ich bywa bardziej równomierna. Trzeba je starannie nasycać tłuszczem, aby zmiany w nawilżeniu powietrza nie oddziaływały zbytnio na ich długość.

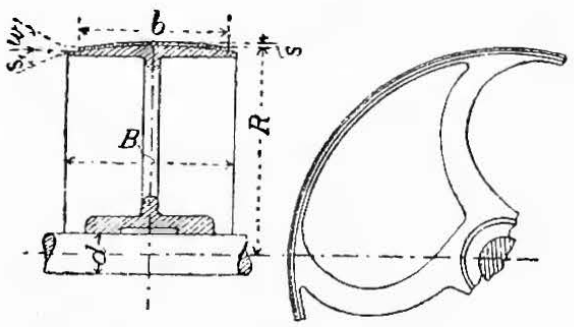
2. Koła pasowe.

Materyałem jest przeważnie żelazo lane; do urządzeń czasowych lub podrzędnych stosują też drzewo. Koła kute (piasty z lanego żelaza lub stali, ramiona z krągowników żelaznych, a wieniec z bla-

chy) mniej znajdują zwolenników. Dane poniższe dotyczą żelaza lanego.

Szerokość wieńca (rys. 316) na pasy obręczowate, o spokojnym biegu:

Rys. 316.



$$B = 1{,}1\ b + 1{,}0 \text{ cm},$$

a na pasy zwichrzone, lub idące niespokojnie, około 3 cm. większa.

Grubość brzegu wieńca:

$$s_1 = 0{,}01\ R + 0{,}3 \text{ cm}.$$

Strzałka wypukłości wieńca, gdy w i B w **mm**:

$$w = {}^1/_4 \sqrt{B} \text{ do } {}^1/_3 \sqrt{B}.$$

Celem wypukłości jest wyrównanie małych usterek nieuniknionych przy ustawianiu pędni.

Wszystkie koła pędzące, oba koła przy napędzie pasem skrzyżowanym lub kierowanym (oraz same krążki kierownicze), jak również koła, po których pas ma się przesuwać, lub na których chodzi kilka pasów (koła wielokrotne) powinny być **toczone** nie wypukło, lecz płasko, *) t. j. **w postaci walców.**

Obrzeża na kołach są mało skuteczne, psują natomiast pas, gdy się trze o nie lub, co gorzej, na nie wbiega. Jedynie przy kołach pasowych, o pionowej osi, obrzeże jest pożyteczne, należy je wszakże o ile możności urządzać niezłączone z kołem, aby się wraz z niem nie obracało.

Koła powinny mieć **wieniec gładki,** gdyż pas z powodu swej sprężystości ślizga się (czołga się) po kole, t. zn., przebiegając po kole pędzącem, pas przechodzi ze stanu bardziej naprężonego w stan mniej naprężony, przyczem się skraca i pozostaje w tyle względnie do ruchu koła; na kole pędzonem zaś naodwrót pas, przechodząc ze stanu mniej naprężonego w bardziej naprężony, wydłuża się i wyprzedza koło. Takie czołganie się pasa po gładkim wieńcu powoduje mniejsze zużywanie się pasa, niż przy użyciu kół chropowatych.

Ilość ramion koła o średnicy D w **mm** bywa około:

$$i = {}^1/_7 \sqrt{D}.$$

Ramiona robią obecnie przeważnie proste (przy dostatecznie cienkim wieńcu); krzywy kształt ramion wychodzi z użycia, gdyż zwiększa jedynie wagę koła, nie dodając mu wytrzymałości i nie zmniejszając naprężeń wewnętrznych.

Przekrój ramion, zmniejszający się ku wieńcowi w stosunku około 5 : 4, jest przeważnie elipsą (stosunek osi 1 : 2 do 1 : 2,5). Oznaczając przez h wysokość ramienia, mierzoną w urojonem jego przedłużeniu aż do środka koła, szerokość zaś (małą oś elipsy) przez $0{,}4\ h$, i przypuszczając, że pracę koła przenosi ${}^1/_3\ i$ ramion, otrzymamy wzór:

*) C. O. Gehrkens, Zeitschr.d. V. d. Ing. 1889, str. 113.

(Ciąg dalszy na str. 480).

Wagi lanożelaznych kół pasowych w kg

podług danych jednej z większych fabryk niemieckich.

Wagi podano dla kół gotowych, płasko toczonych, o prześwicie dziury $< 0{,}1\,D + 20$ mm.
Liczby **górne** oznaczają wagę kół **całkowitych**, dolne zaś kół dzielonych.

D w mm	Szerokość kół: B w mm											D w mm
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	
200	6 7	7 8	9 10	11 12	14 16	17 19	26 29	30 33	34 37	·	·	200
300	8 9	10 11	13 14	16 17	19 21	23 25	33 36	40 43	45 48	·	·	300
400	11 12	14 16	17 19	22 24	24 26	30 33	44 48	52 56	60 64	·	·	400
500	15 17	18 20	23 25	28 31	31 34	40 44	56 61	68 73	78 83	89 94	100 105	**500**
600	19 22	23 26	29 32	35 39	38 42	51 56	72 78	85 91	98 104	110 116	125 131	600
700	24 27	29 32	36 39	43 47	47 51	62 67	89 95	105 111	121 127	135 141	152 158	700
800	29 34	36 42	44 50	51 60	57 66	75 86	108 122	126 140	145 159	165 181	181 197	800
900	36 42	44 51	52 59	60 69	69 78	88 101	128 143	149 164	170 185	193 211	213 231	900
1000	·	52 59	61 68	70 79	81 91	104 118	148 164	175 191	197 213	224 245	247 268	**1000**
1100	·	60 68	70 78	80 90	95 105	122 138	170 189	202 221	227 246	259 281	287 309	1100
1200	·	69 77	80 88	92 103	110 121	140 158	194 218	230 254	260 285	296 329	330 364	1200
1300	·	78 88	91 101	105 117	128 141	159 181	220 256	259 295	298 335	340 389	377 426	1300
1400	·	88 90	102 114	119 132	146 160	179 201	247 285	290 330	336 381	383 438	425 480	1400
1500	·	·	·	133 149	165 181	201 225	275 315	323 365	376 422	430 487	477 534	**1500**
1600	·	·	·	147 166	185 205	224 250	304 346	358 402	418 466	477 537	530 591	1600
1700	·	·	·	162 182	206 230	248 278	335 379	395 440	460 509	530 593	585 649	1700
1800	·	·	·	178 198	228 254	274 308	367 413	434 481	503 554	575 640	640 706	1800
1900	·	·	·	195 218	251 281	300 338	400 450	474 526	547 603	625 695	689 761	1900
2000	·	·	·	·	275 307	327 371	434 494	516 576	592 652	675 758	756 839	**2000**
2500	·	·	·	·	410 450	482 532	622 702	753 837	841 925	963 1063	1075 1185	2500
3000	·	·	·	·	572 622	672 740	859 959	1052 1154	1154 1258	1300 1430	1450 1590	3000
3500	·	·	·	·	762 819	910 985	1120 1232	1388 1504	1534 1654	1720 1865	1915 2075	3500
4000	·	·	·	·	975 1040	1175 1260	1415 1540	1752 1882	1980 2120	2200 2365	2450 2650	4000

$$h = \sqrt[3]{\frac{2{,}5}{i}\, b\, s\, R},$$

w którym h, b, s i R w cm, a $b\,s$ należy podstawić co najmniej w wartości 3 cm^2.

Piasty mogą posiadać tę samą grubość, jaką podano (p. str. 465) dla kół zębatych, a długość $= B$, nie mniejszą jednak niż 1,2 d do 1,5 d (d = średnica wała). Koła szerokie miewają piasty krótsze niż B. Koła podwójnej szerokości (pracujące z kołem osadzonem i luźnem) mogą mieć piastę długą $^1/_2\ B$, o ile $^1/_2\ B \geqq {}^5/_4\ d$ do $^7/_4\ d$. Gdy $B > 30$ cm, koło otrzymuje ramiona bliźniacze (w 2 rzędy za sobą).

Do osadzenia piasty kół całkowitych na wale używa się (zbieżnych) klinów stalowych (str. 465 i 466), lub też (niezbieżnych) osadek przyciskanych do wała śrubami osadnemi, co ułatwia przestawianie koła w inne miejsce, albo wreszcie pierścieniowych klinów trójdzielnych, gdy wał ma zgrubienia wymagające większego wydrążenia w piaście. **Koła dzielone,** (do pewnej wielkości) poza sposobami powyższemi, można osadzać na wale przez ściągnięcie śrub łączących części piasty.

Dane powyższe dotyczą kół osadzonych. Koła luźne (nie pracujące) otrzymują piastę długą $= 2\ d$ i więcej, a często oddzielną pochwę smarowniczą; trzeba zabezpieczać je od przesuwania się wzdłuż wała i zaopatrzyć w przyrząd do smarowania. Przesuwacz powinien działać na wchodzącą część pasa.

3. Koła schodkowe. *)

Warunek: Długość pasa L = stałej. Kołom schodkowym nadają często takie średnice, aby rozmaite ilości obrotów wała pędzonego tworzyły szereg geometryczy.

Zazwyczaj są dane: odległość osi e, ilość schodków, ilość obrotów na minutę n_{max} i n_{min} wała pędzonego, stała ilość obrotów na minutę wała pędzącego i promień r_1 największego koła na nim. — Najmniejszy promień koła na wale pędzonym, jest:

$$r_2 = r_1\ (n : n_{max}).$$

Teoretyczna długość pasa będzie:

$$L = \pi\,(r_1 + r_2) + 2\,\beta\,\frac{\pi}{180}\,(r_1 \mp r_2) + 2\,e\,\sqrt{1 + \left(\frac{r_1 \mp r_2}{e}\right)^2}, \quad \text{I.}$$

$$L \sim \pi\,(r_1 + r_2) + 2\,e + \frac{(r_1 \mp r_2)^2}{e}; \quad \text{II.}$$

znak — odnosi się do pasów obręczowatych, + zaś do skrzyżowanych; kąt β (por. rys. 312, str. 470) wyraża się w stopniach z wzoru:

$$\sin\beta = \frac{r_1 \mp r_2}{e}.$$

*) J. Bartl. Civilingenieur. Tom XXVI, Zesz. 1; Kohn. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1886, str. 1004.

Przy pasie **skrzyżowanym** L zachowa swą wartość, jaką miało dla promieni r_1, r_2, także i dla nowej pary promieni R_1, R_2, dopełniającej warunku:

$$R_1 + R_2 = r_1 + r_2,$$

wyrażającego się słowami: Dla pasa skrzyżowanego suma średnic do siebie przynależnych w stadle kół schodkowych jest stałą.

Stąd też przynależne do siebie stożki pasowe dla pasów skrzyżowanych muszą mieć równe kąty wierzchołkowe. Niekiedy też można ustawione odwrotnie względem siebie koła schodkowe (wzgl. stożki) wykonywać zupełnie jednakowo, z tego samego modelu.

Dla pasa **obręczowatego** warunek: $R_1 + R_2 = r_1 + r_2 =$ stałej wystarcza również, dopóki $e \geqq 20\,(r_1 - r_2)$. Jeżeli zaś e jest mniejsze, a zamierzamy otrzymać przekładnię $\varphi = R_1 : R_2$ (dokładniej wyraża się φ podł. str. 472), to (posiłkując się wartością dla L z powyższego równania II) oznaczamy R_2 z wzoru:

$$R_2^2\,(\varphi - 1)^2 + \pi\,(\varphi + 1)\,e\,R_2 + 2\,e^2 = e\,L,$$

a natenczas będzie: $R_1 = \varphi\,R_2$ i t. d.

Długość L wykonać należy dokładnie, t. j. podług wyniku wzoru I. Sprawdzamy obliczone promienie, oznaczając dla nich wartości L. Dwa przynależne do siebie koła schodkowe dla małego e i pasa obręczowatego nie mogą być jednakowe. Dobrze jest jednemu ze stożków pasowych, pracujących ze sobą pasem obręczowatym, nadać pewną wypukłość.

c. Napęd liną drucianą.

1. Liny druciane. Druty, nawinięte śrubowo naokoło duszy konopnej, tworzą skrętkę, a lina składa się z pewnej ilości takich skrętek, okręconych śrubowo naokoło wspólnej duszy konopnej (p. tabl. I i II str. 482). Zamiast dusz konopnych używają też dusz z miękkiego wyżarzonego drutu żelaznego, lecz liny takie (p. tabl. III str. 482) są mniej giętkie, aniżeli z duszą konopną, natomiast mniej łatwo się wyciągają, a zatem nadają się zwłaszcza do znacznych odległości kół.

Drut z żelaza wytopionego na węglu drzewnym lub ze stali tyglowej bywa cynkowany lub nie cynkowany. Pod gołem niebem (przeciw rdzewieniu), oraz przy dużych odległościach osi, zalecają się liny stalowe z drutu cynkowanego.

Na splecenie końców liny dolicza się 3 do 5 m; używany zamiast zmudnych spleceń zamek do lin, składający się z dwóch pochewek z oczkami, 4-ch klinów i dwudzielnego łącznika, uszkadza koła przy dłuższem użyciu. Dla ochrony od rdzy **smarują się** liny (co 3 do 6 tygodni) gotowanym olejem lnianym, lub łojem gotowanym z grafitem, albo wreszcie specyalnym pokostem. Przy właściwem urządzeniu i starannej opiece lina wymaga naprawy dopiero po 2 do 3 latach nieprzerwanej pracy. Spółczynnik sprężystości lin drucianych (p. str. 235 i 335) wynosi około $^1/_3$ spółczynnika dla drutu, i zwiększa się ze wzrostem naprężenia *).

*) O kwadratowych linach drucianych p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 374 do 377.

Ciąg dalszy na str. 483.

Napędowe liny druciane,

jednej z większych fabryk niemieckich.

I.

na koła normalnej średnicy:

$D = 150$ do $175\,d$.

Średnica liny d	Ilość i drutów w linie	Grubość δ drutów w linie	Przybliżona waga liny
mm	sztuk	mm	kg/mb.
9	36	1,0	0,26
10	42	1,0	0,31
11	36	1,2	0,38
12	42	1,2	0,45
13	36	1,4	0,51
14	42	1,4	0,61
15	48	1,4	0,70
16	42	1,6	0,79
18	48	1,6	0,91
20	48	1,8	1,15
22	54	1,8	1,30
24	60	1,8	1,46
26	60	2,0	1,80
28	66	2,0	2,00
30	72	2,0	2,20

II.

na koła małej średnicy:

$D = 120$ do $150\,d$.

Średnica liny d	Ilość i drutów w linie	Grubość δ drutów w linie	Przybliżona waga liny
mm	sztuk	mm	kg/mb.
11	48	1,0	0,36
12	54	1,0	0,40
13	60	1,0	0,45
14	64	1,0	0,48
15	72	1,0	0,55
16	64	1,2	0,69
18	72	1,2	0,79
20	80	1,2	0,88
22	80	1,4	1,20
24	88	1,4	1,33
26	80	1,6	1,56
28	88	1,6	1,73
30	80	1,8	1,98
32	88	1,8	2,19
34	96	1,8	2,41
37	96	2,0	2,97

III.

Drut żelazny (zamiast konopi) w duszach skrętek.

(Jedynie na wielkie koła i przy znacznych ich odległościach).

Najmniejsza średnica koła D	Grubość drutu δ	Średnica liny d	Ilość drutów w linie i	Przybliżona waga liny
mm	mm	mm	sztuk	kg/mb.
1000	1,0	7	24	0,18
		9	42	0,32
		12	56	0,42
1100	1,1	7,5	24	0,22
		10	42	0,38
		13	56	0,51
1200	1,2	8,5	24	0,26
		11	42	0,46
		14	56	0,60
1300	1,3	9	24	0,30
		12	42	0,54
		15	56	0,71
1400	1,4	10	24	0,35
		13	42	0,62
		17	56	0,82
1500	1,5	10,5	24	0,41
		14	42	0,71
		18	56	0,95
1600	1,6	11	24	0,46
		15	42	0,81
		19	56	1,08
1700	1,7	12	24	0,52
		16	42	0,92
		20	56	1,21
1800	1,8	13	24	0,58
		17	42	1,03
		21	56	1,36
2000	2,0	14	24	0,72
		19	42	1,27
		23	56	1,68

2. Koła do lin drucianych, całkowite lub dzielone, wyrabiają się zazwyczaj z żelaza lanego, miewają 6 do 8 ramion o przekroju eliptycznym (p. str. 478). Przy średnicach ponad 1 m, otrzymują one często bliźniaczy układ ramion z kutego żelaza, ze znaczną ilością ramion ułożonych w dwa rzędy. Koła dzielone dzielą się, albo przez samo ramię (lanożelazne), albo między ramionami. Wagi kół lanożelaznych podaje tablica poniższa. Koła nie powinny rzucać, muszą zatem być dobrze wyrównoważone, a lepiej osadzać je na wale nie na kliny lub osadki, lecz przez ściśnięcie śrubami piasty dzielonej. Klin dodany w tym razie powinien rozpierać w kierunku stycznej.

Wagi lanożelaznych kół do lin drucianych,

jednej z większych fabryk niemieckich.

6 ramion. Podział przez ramię	Koła całkowite								Koła dzielone			
Średnica koła mm	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3600
Waga koła jednorowkowego } kg	106	135	160	215	270	330	400	575	1015	1200	1410	1600
Waga koła dwurowkowego } kg	170	210	255	315	395	510	645	825	1270	1580	1950	2300

Rowek koła miewa głębokość równą podwójnej grubości liny, tak aby łatwo było zrzucać lub nakładać linę za pomocą nakładacza. Dna rowków wykładają drzewem (a lepiej skórą) na storc, dobijając szczelnie kawałek do kawałka, poczem je toczą. Takie wyłożenie skórzane wytrwa 3 lata i więcej. Dna rowków niewykładanych wytaczają się gładko, dokładnie podług średnicy liny, która powinna przylegać jedną trzecią swego obwodu.

Zamawiając liny druciane i koła linowe, wypada podać ilość przenoszonych MK, odległość osi, ilość obrotów, średnicę kół, prześwit ich dziury w piastach, profil i ilość rowków i zaznaczyć, czy koła mają być dzielone, czy też całkowite, czy wykładane skórą, czy też bez wyłożenia.

3. Urządzenie napędu. Napęd liną drucianą nadaje się do wielkich odległości osi; ponajczęściej całą pracę przenosi jedna lina bez końca; jednakowoż (aby napęd działał niezawodnie) urządzają niekiedy dwa, zupełnie od siebie niezależne, bliźniacze napędy linowe.

Niezbędne siły naprężające S_1 i S_2 (p. str. 470 i nast.) powinien wytworzyć ciężar własny liny; krążki naprężające (na wózkach) lub silne wyprężanie początkowe liny są środkami wadliwymi. Najmniejsza odległość osi 15 do 20 m; największa 80 do 125 m; na 13 m odległości można przenieść jedynie względnie dużemi kołami względnie małą tylko pracę.

Przy odległości osi ponad 125 m linę (zwłaszcza ciągnioną) podpieramy kołami lub krążkami podpornymi w odstępach 80 do 125 m (napęd razowy); lepiej wszakże podzielić całą długość napędu (wykonywano do 2000 m) na małe oddziały ($\leqq 100$ m) i urządzić sta-

cye z dwurowkowemi kołami pośredniczemi (napęd powtarzany). Odległość stacyi, o ile możności, ściśle jednakowa zmniejsza niezbędną ilość części zapasowych.

Załamanie kierunku biegu liny możemy urządzić za pośrednictwem kół lub krążków kierowniczych, lepiej jednakże przez wstawienie w napęd pary stożków zębatych, albo też zwichrzonego napędu pasowego w punkcie zwrotu. Kół i krążków kierowniczych lub podpornych należy wogóle unikać.

Koła powinny leżeć ściśle w jednej pionowej płaszczyznie, a ich osie, o ile możności, na równej wysokości; koła pędne i pośrednicze mają wedle możności być jednakowej średnicy. Przekładnię najlepiej urządzić przez wstawienie przystawki pasowej pomiędzy źródło pracy, a pierwsze koło linowe. Wszelkich uderzeń i wstrząśnień podczas ruchu, jako niszczących przedwcześnie linę, należy starannie unikać, chociażby przez dodanie stosownych mas (kół) rozpędowych, zapewniających równomierność przyjmowania i oddawania pracy. Dolna lina powinna ciągnąć.

Zwisanie wynosi na każde 100 m odległości osi około 1,5 m w linie ciągnącej, a około 3 m w ciągnionej. Od zwisania zależną jest wysokość słupów podpierających łożyska kół. Zmiana długości liny pod wpływem zmian temperatury wyrównywa się zwisaniem liny. (Zmiana długości na każde 100 m liny, przy różnicy temperatur $\mp 20^0$, wynosi ∓ 25 mm).

Pionowy lub niemal pionowy napęd zwykłą liną drucianą nie daje się wykonać bez ruchomych kółek naprężających, a to z powodu braku naturalnego zwisania lin. Napęd okrężny (rozdzielczy jednolinkowy) (p. str. 487) nie nadaje się do lin drucianych. W miejscach dostępnych dla ludzi należy zakładać przyrządy ochronne (siatki i t. p.) zabezpieczające od liny spadającej lub się zrywającej.

4. Obliczenie lin. Oznaczamy przez:

d średnicę liny w cm,
δ grubość jednego druta w cm,
i ilość drutów w linie,
D średnicę koła pędzącego w cm,
n jego ilość obrotów na minutę,
v ~~szybkość~~ liny w m/sek.,
P siłę, którą lina ma przenieść w kg,
N moc, którą lina ma przenieść w MK,
E spółczynnik sprężystości materyału drutu w kg/cm^2 (p. str. 335),
c_1 pewien spółczynnik w kg/cm^2,

nadto stosujemy oznaczenia S_1, S_2, S_0, k_z, σ_z, q, α, μ, e, g, podł. str. 470.

Im większe D, tem większa trwałość liny i tem lepiej też ona działa. Średnica (nawet koła pędzonego, oraz kół pośredniczych) powinna być:

$$D \geqq 150\,d \text{ do } 175\,d.$$

Średnica kół podpornych $= 0{,}8\,D$. Dobieramy n ($= 100$ do 130), oraz D tak, aby przy przenoszeniu małej pracy było $v = 6$ do 10 m/sek., a dla znacznej pracy $v = 20$ do 30 m/sek.

Jeżeli σ_b będzie naprężeniem gnącem w kg/cm², powstającem w drutach liny wskutek jej nawijania się na koło, a wartość $k_z = 1050$ kg/cm² uznamy za jej całkowite naprężenie bezpieczne, to, dla średnich wartości $D = 2000\,\delta$ i $E = 2000000$ kg/cm², ze wzorów:

$$\sigma_b = \left(\frac{3}{8}E\right)\frac{\delta}{D} \quad \text{i} \quad k_z = \sigma_z + \sigma_b$$

otrzymamy średnie naprężenie normalne, spowodowane przez siłę S_1 w linie: $\sigma_z = 675$ kg/cm². A ponieważ dla średnich wartości przekrój żelaza w linie wynosi:

$$f = i \cdot {}^1/_4\,\pi\,\delta^2 = 0{,}42 \cdot {}^1/_4\,\pi\,d^2, \text{ więc otrzymamy}$$
$$S_1 = \sigma_z f = 223\,d^2 = c_1 d^2, \text{ tak iż } c_1 = S_1 : d^2.$$

Nadto bywają średnie wartości: $q = 0{,}35\,d^2$, $\mu = 0{,}25$ (dla kół wyskórowanych), $\alpha = 2{,}8$, więc $e^{\mu\alpha} \sim 2$, przeto z ogólnego wzoru dla P (ze str. 470) wynika:

$$P = 0{,}5\left(c_1 - 0{,}35\,\frac{v^2}{g}\right)d^2,$$

a dla $v = 25$ m/sek., $g = 9{,}81$ m/sek.², $c = 223$ kg/cm², otrzymamy:

$$P \leqq 100\,d^2.$$

Wartość ta dla P ważną jest jedynie, gdy założenia powyżej uczynione istotnie się sprawdzają; dla mniejszych średnic kół, dla mniejszych odległości osi, jak również dla kół niewykładanych skórą trzeba na P liczyć mniejsze wartości.

Jeżeli znamy N, v i n, i jeżeli $D = 200\,d$, to z $Pv = 75\,N$, wynika:

$$d^2 \geqq \frac{3}{4}\,\frac{N}{v} \quad \text{i} \quad d \geqq \sqrt[3]{\frac{45}{2\pi}\,\frac{N}{n}} = 1{,}93\sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

Przy warunkach powyższych powstaje w linie ciągnionej $S_2 = 123\,d^2$, linę powinniśmy zatem nakładać z wyprężeniem przedwstępnem: $S_0 = {}^1/_2\,(S_1 + S_2) = 173\,d^2$.

$(Pv)_{max}$, czyli największą moc przenoszoną, otrzymamy (wedł. str. 471) dla $S_1 = 223\,d^3$, $q = 0{,}35\,d^2$, przy $v' = 45{,}6$ m/sek. W rzeczywistości jednakże nie dosięgamy tak wielkich prędkości, zadawalając się zwykle prędkością $v = 25$ m/sek.

Zwisanie liny obliczamy zgodnie z wywodami na str. 471 i 472. Stratność prędkości $\mathfrak{P}$ bywa bardzo mała (p. str. 469), możemy ją zatem zupełnie zaniedbać przy obliczaniu stosunku w przekładni φ. Strata pracy bywa szacunkowo około 1 do 1,5% na każde 100 m odległości osi.

d. Napęd linami konopnemi i bawełnianemi. *)

1. Liny skręcają się przeważnie z 3-ch skrętek, które znów składają się z większej ilości pasm śrubowo skręconych. Jeżeli d oznacza średnicę liny, a δ średnicę skrętki, to $d \sim 2{,}2\,\delta$, a zatem ogólny przekrój skrętek wynosi zaledwie 0,62 całkowitego przekroju liny $^1/_4\ \pi d^2$. Skok linii śrubowej skrętki średnio $\sim 5\,\delta$. Mniej giętkie liny z konopi „Manilla“ wymagają kół o średnicy 2 m i więcej, liny bawełniane natomiast mogą jeszcze pracować na kołach o średnicy mniejszej, niż 1 m.

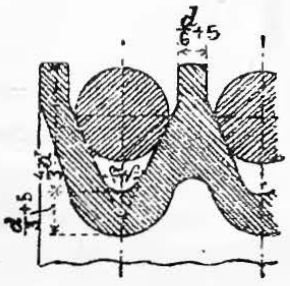
Liny napędowe, konopne i bawełniane,
jednej z większych fabryk niemieckich.
Waga lin w kg/mb.

Średnica liny w mm		25	30	35	40	45	48	50	55
Konopie badeńskie	luźno skręcone	0,50	0,70	0,95	1,20	1,50	.	1,78	2,20
	mocno „	0,52	0,72	0,98	1,24	1,54	.	1,83	2,26
Konopie „Manilla,“ najjaśniejsze . .	luźno „	0,45	0,62	0,82	1,06	1,35	.	1,60	1,90
	mocno „	0,47	0,64	0,85	1,09	1,39	.	1,65	1,96
Bawełna	luźno „	0,46	0,65	0,86	1,10	1,35	1,55	1,69	2,00
	mocno „	0,47	0,67	0,89	1,13	1,40	1,59	1,74	2,06

Na złączenie końców przez splecenie potrzeba 3 do 4 m długości; złączenia na zamki okazały się niepraktycznemi. Ponowne splatanie lin, które się wyciągnęły przy pracy, jest kosztowne i zmudne, dlatego też należy liny dobrze wyciągnąć i wysuszyć przed ich założeniem.

Spółczynnik sprężystości E lin konopnych (odniesiony do całkowitego przekroju skrętek) p. str. 234, 235 i 336. Trwałość lin przy właściwem urządzeniu napędu i dobrej opiece (smarowanie) dosięga 6-ciu lat i więcej. **)

Rys. 317.



2. Koła linowe. Zwykle z lanego żelaza, dzielone lub całkowite, przeważnie o 6-ciu prostych ramionach; koła szersze niż 300 mm otrzymują 2 bliźniacze szeregi ramion. Koła większe niż 3 m średnicy mają po 8 i 10 ramion. Przekrój ramion eliptyczny (p. str. 478). Sposób dzielenia koła p. str. 483.

Rowki wytaczane gładko, powinny mieć u jednego koła tę samą średnicę i przekrój. Dla kół napędowych i pośredniczych przekrój rowka wedł. rys. 317, przyczem d oznacza średnicę liny w mm, a $\operatorname{tg}\beta = {}^8/_{20}$ do ${}^9/_{20}$, t. j. $2\beta \sim 45^0$. Koła podporne mogą otrzymać rowki o dnie wytoczonem okrągło podług średnicy liny.

---

*) Jan Procner, O bawełnianych linach napędowych, Przegląd Techniczny 1902 Nr. 15 i nast.

**) O kwadratowych linach konopnych p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 374 do 377.

Waga lanożelaznych kół na liny konopne w kg.

jednej z fabryk niemieckich.

Górne cyfry oznaczają wagę kół całkowitych; dolne zaś dzielonych.

Średnica koła mm	Ilość rowków na linę 45 mm średnicy.									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1350	180 205	255 290	330 380	410 475	490 565	565 660	700 795	780 885	860 970	950 1070
1500	205 230	295 335	375 430	460 530	550 635	635 740	790 895	880 995	970 1090	1065 1200
2000	305 335	420 470	535 605	655 740	770 870	885 1010	1125 1250	1255 1395	1370 1515	1495 1655
2500	420 460	575 640	730 820	885 995	1040 1170	1200 1355	1545 1700	1705 1875	1865 2045	2015 2215
3000	570 620	770 845	970 1070	1175 1300	1380 1530	1585 1760	2055 2230	2260 2450	2465 2670	2670 2895

3. Urządzenie napędu. Napęd linami konopnemi lub bawełnianemi bywa stosowny tam, gdzie pasy byłyby za drogie z powodu znacznej długości i szerokości. Pracę przenosi tu nie jedno cięgno (jak przeważnie przy pasach), lecz kilka lin (najwyżej 50 do 55 mm średnicy), które stosownie do okoliczności pracę tę oddają na jeden lub na kilka wałów. Niezbędne siły naprężające S_1 i S_2 w linach (p. str. 470 i nast.) powstają częściowo skutkiem ciężaru własnego lin, częściowo zaś przez przedwstępne ich wyprężenie, (skutkiem wydłużenia), w którym to celu liny uprzednio dobrze wysuszone splatają się na długość od 3 do 5% mniejszą, aniżeli długość odpowiadająca średnicom kół i ich odległości. Nacisk na oś $2\,S_0'$ w kg (p. str. 471) wzrasta przy świeżo założonej linie do $40\,d^2$ (d w cm) i wyżej, przez co koła, wały i łożyska bywają niekiedy przeciążane. Szkodliwym skutkom skracania się liny od wilgoci zapobiegamy przez dostatnie zwisanie się lin. Dolna lina ma być ciągnącą. Napęd pionowy lub niemal pionowy, jest możliwy przy przedwstępnem wyprężeniu liny, lecz jedynie dla lin bardzo sprężystych i dużych odległości osi; zalecać go wszakże nie można.

Zwłaszcza gdy praca przenosi się na kilka oddzielnych wałów, można jedną liną (bez końca) opinać kolejno kilka kół (napęd okrężny, czyli rozdzielczy, jednolinowy). Przytem najlepiej jest, po każdem opięciu jednego z kół pędzonych, prowadzić linę z powrotem ponownie na koło pędzące, aby w ten sposób lina każdorazowo oddawała całą pracę, zanim znów świeżej zaczerpnie z koła pędzącego. W ten sposób zmniejszamy naprężenie w linie. Wydłużanie się liny, powodowane jej naprężeniem, zmianą temperatury i wilgoci, wyrównywa się za pomocą krążka (wózka) wyprężającego tak, iż w oddzielnych zwrotach liny działa stała siła naprężająca (wyprężenie obciążeniem). Taki jednolinowy **napęd rozdzielczy (okrężny)** można dla większej pewności zastąpić napędem bliźniaczym, dwulinowym, a nawet wielolinowym. Urządzenie napędu pionowego, włączonego w całość napędu okrężnego, nie przedstawia żadnych trudności.

Przy przenoszeniu pracy na większe odległości, stosuje się koła pośrednicze lub podporne w odstępach 20 do 25 m, podobnie jak przy linach drucianych (p. str. 483). Napęd liną skrzyżowaną nie zaleca się, stosują go jednakże niekiedy, aby zmniejszyć zwisanie liny.

Stosunek średnic koła pędzącego do pędzonego 1 : 1 do 2 : 1. Odległość osi 6 — 8 do 20 — 25 m; dla lin bawełnianych odległość tę można zmniejszyć do 1,5 sumy średnic kół. Środkowe płaszczyzny rowków kół współpracujących powinny leżeć we wspólnej płaszczyźnie pionowej; zdarzają się atoli odchylenia do $6^1/_2{}^0$.

4. Obliczenie lin. Oznaczenia p. str. 484. Dla lin konopnych $D = 30\,d$ do $50\,d$. Prędkość liny $v = 15$ do 20 m/sek; rzadko ponad $v = 20$ m/sek. Jeżeli d wyrazimy w cm, to siła P, przenoszona bezpiecznie przez linę konopną, będzie w kg:

$P = 3\,d^2$ do $4\,d^2$, jeżeli $D \geqq 30\,d$, oraz $\alpha \geqq 2{,}5$;
$P = 5\,d^2$ do $6\,d^2$, jeżeli $D \geqq 50\,d$, oraz $\alpha \geqq 3{,}0$.

Większe z wartości powyższych na P stosować można jedynie, jeżeli napęd jest poziomy lub bardzo mało pochyły, odległość osi wielka, wahania wielkości P nieznaczne, średnice kół oznaczone z zapasem, prędkość v nie ponad 20 m/sek, wreszcie jeżeli lina jest wykonana z wyborowych (badeńskich) konopi czesanych i spleciona bardzo starannie.

Stosując z lin, ze wzorów: $Pzv = 75\,N$, oraz $P = 6\,d^2$ do $3\,d^2$, otrzymamy:

$$z\,d^2 = 12{,}5\,\frac{N}{v} \text{ do } 25\,\frac{N}{v}.$$

Gdy $P = 6\,d^2$, $q = 0{,}075\,d^2$, $v = 20$ m/sek, $e^{\mu\alpha} \sim 2$ (rowek o przekroju kliniastym, rys. 317, str. 486) otrzymamy, podł. str. 470 i nast.:

$$S_1 \sim 15\,d^2; \quad S_2 \sim 9\,d^2; \quad S_0 \sim 12\,d^2;$$
$$v' = 25{,}6 \text{ m/sek., oraz } (Pv)_{\max} = 128\,d^2,$$

tak, że np. lina o $d = 5$ cm może przenieść $N_{\max} = 42{,}7$ *MK*.

Dla koła $D = 60\,d$, o z rowkach, oraz $P = 6\,d^2$, otrzymamy:

$$75\,N = Pz\,\frac{\pi D n}{100 \cdot 60} = 6\,d^2 z \cdot 0{,}6\,\pi d\,\frac{n}{60},$$

t. j.
$$z = \frac{5000\,N}{4\,\pi\,n d^3} \sim 400\,\frac{N}{n d^3}.$$

Liny bawełniane napędów obliczamy jak konopne. Dla dźwigarek ~~mostowych~~, gdy podstawą obliczenia jest ciężar największy Q, na jaką ~~dźwigarka~~ zbudowana, można P liczyć znacznie większe, albowiem ciężar Q rzadko będzie podnoszony, a nadto dźwigarka taka nie bywa w użyciu bez przerwy. Za bezpieczne można tu uznać nawet jeszcze:

$$P_{\max} = 9\,d^2, \quad \text{przy} \quad D \geqq 30\,d,$$

tak, że przy stosowanej prędkości $v_{\max} = 25$ m/sek. i średnicy linki $d = 16$ mm, można przenieść pracę $^1/_{75} \cdot 9 \cdot 1{,}6^2 \cdot 25 = \sim 8$ *MK*.

Do pędzenia przesuwnic, dźwigarek ~~mostowych~~ i t. p. używa się lin bawełnianych, średnicy 16 do 22 mm. Zaleca się też użycie lin bawełnianych przy napędach wystawionych na wstrząśnienia (np. w walcowniach). Spółczynnik sprężystości E jest mniejszy dla lin bawełnianych, niż dla konopnych, (p. str. 486), liny bawełniane dają

zatem większą stratność $\mathfrak{W}$ (p. str. 234 i 470). Stosują: $D = 20\,d$ do $30\,d$. Odległość osi p. str. 488.

D. Czopy. *)

O tarciu czopowem p. str. 223 i nast, o spółczynniku tegoż tarcia μ_1 p. str. 226 i nast. Miarodajnemi dla obliczenia czopów są: 1) Wytrzymałość i równomierne przyleganie czopa do całej długości panewki; 2) zabezpieczenie od nadmiernego tarcia, oraz od zażarcia się powierzchni trących; 3) zabezpieczenie od zagrzania się łożyska i czopa, t. j. od nadmiernego wzrostu temperatury, spowodowanego przez zamianę części pracy tarcia na ciepło. Oznaczymy przez:

P największy nacisk na czop w kg,
d średnicę, a l długość czopa w cm,
W moment wytrzymałości przekroju czopa w cm^3,
k_b bezpieczne naprężenie gnące (gięcie) dla materyału w kg/cm^2,
k ciśnienie bezpieczne (na jednostkę powierzchni) w kg/cm^2.

a. Czopy leżące.

1. Czopy leżące, walcowe (końcowe i środkowe).

1. P działa tu pionowo do osi obrotu. Względy wytrzymałości określają dla pełnych czopów końcowych:

$$P \cdot 0{,}5\,l = W k_b \sim 0{,}1\,d^3 k_b \text{ (p. str. 364)} \quad \ldots \quad \text{I.}$$

a dla takichże czopów wydrążonych, o średnicy zewnętrznej d_2 cm i średnicy wewnętrznej d_1 cm:

$$P \cdot 0{,}5\,l = W k_b \sim 0{,}1 \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b \text{ (p. str. 365).}$$

Wzgląd na bezpieczne ciśnienie na jednostkę powierzchni, działające na panewkę podpierającą czop, a obejmującą go w połowie, określa:

$$P = k\,l\,d, \text{ wzgl. } P = k\,l\,d_2 \quad \ldots \quad \text{II.}$$

Z obu równań I i II dla pełnego czopa wynika:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\,k_b}{k}} \quad \ldots \quad \text{III.}$$

Grubość odsady czopa bywa:

$$^1/_{16}\,d + 0{,}5 \text{ cm do } ^1/_{10}\,d + 0{,}5 \text{ cm.}$$

2. Ponajczęściej czop znosi naprężenia podług III rodzaju obciążenia, str. 337, należy przeto na **bezpieczne gięcie** k_b brać odpowiednie wartości z tej tablicy (dla żelaza lanego $k_b = 150$ do 250 kg/cm^2); jeżeli obciążenie niezupełnie jest przemienne, to można na k_b brać wartości większe, niż podano w tejże tablicy pod III.

Na wybór **ciśnienia na jednostkę powierzchni** k wpływa, oprócz materyału czopa i panwi, także stopień doskonałości smarowania,

*) Por. C. v. Bach. Die Maschinenelemente, 6 wyd., 1897, str. 338 do 377.

zdolność oddawania ciepła, ilość obrotów na minutę n, wzgl. prędkość obwodowa v czopa (p. str. 152), dobroć wykonania i t. d. W zwykłych warunkach dla czopów o ruchu bez przerwy, w panewkach dających się nastawiać, stosownemi będą następujące wartości na ciśnienie k:

dla stali tyglowej hartowanej po takiejże stali do 150 kg/cm²,
„ stali tyglowej hartowanej po spiżu . . do 90 „
„ stali tyglowej niehartowanej po spiżu . do 60 „
„ żelaza kutego, o gładkiej, ścisłej powierzchni, po spiżu . . . . . do 40 „
„ żelaza kutego, o niezupełnie czystej powierzchni, lub dla lanego żelaza po spiżu . . . . . do 30 „
„ żelaza kutego, o niezupełnie czystej powierzchni po żelazie lanem . . . do 25 „
„ żelaza kutego po drzewie gwajakowem przy smarowaniu wodą . . . . do 25 „

W parowozach stosują często wartości znacznie większe od powyższych (p. niżej). Naodwrót jeżeli siła P zachowuje (w przybliżeniu) swoją wielkość i kierunek i podczas spokoju czopa (np. wskutek mocno obciążonych wałów, dużych kół i t. p.) to należy wartości na k odpowiednio zmniejszyć.

Czopy (i łożyska), które się nie obracają, lecz tylko wahają, można obliczać na większe k. Dla czopów krążków linowych i łańcuchowych, które pracują tylko raz poraz, których zużycie, albo jest małe, albo też nie ma znaczenia, można powyżej podane wartości $k = 60$ do 25 kg/cm² powiększać w dwójnasób lub nawet w trójnasób.

Czopy korby i krzyżulca zwykłych silników parowych, wykonane ze stali tyglowej pracują na spiżu przy $k = 60$ do 70 kg/cm², względnie $k = 75$ do 80 kg/cm²; w parowozach dochodzą do wartości $k = 100$, wzgl. 150 kg/cm²; przy silnikach parowych, szybkobiegach $k = 40$, wzgl. 50 kg/cm². Czopy wałów kół rozpędowych u silników parowych powinno się obliczać na $k = 15$ do 16 kg/cm².

Czopy korbowe przebijarek i nożyc mają k do 200 kg/cm² i więcej.

3. Dla czopa (przy n obrotach na minutę) obciążonego średnim naciskiem P w kg, przy spółczynniku tarcia μ_1 (por. str. 226 i nast.) praca tarcia a_r na jednostkę powierzchni w kg/m na sekundę wyrazi się wzorem:

$$a_r = \frac{P}{ld}\mu_1 \frac{\pi d n}{60} = \frac{Pn}{l}\mu_1 \frac{\pi}{60},$$

z którego wynika, że dla danej, bezpiecznej pracy tarcia na jednostkę powierzchni miarodajną będzie przedewszystkiem długość czopa. I odwrotnie, jeżeli ta praca tarcia w danym czopie jest za duża i czop się grzeje, to zmniejszyć grzanie możemy głównie przez powiększenie długości, nie zaś samej tylko jego średnicy.

Z równania powyższego wynika:

$$l = Pn \frac{\mu_1}{a_r} \frac{\pi}{60} = Pn \cdot \frac{1}{w}.$$

Wartość spółczynnika $w = \frac{a_r}{\mu_1} \frac{60}{\pi}$, określanego drogą doświadczalną, będzie więc tem mniejsza, im mniejsze jest tarcie, i im większą pracę tarcia czop może znieść, t. j. im łatwiej ciepło może uchodzić z niego i z jego łożyska. *)

Aby więc **czop się nie grzał**, powinno być:

$$l \geqq \frac{Pn}{w} \quad \text{lub} \quad n \leqq w \frac{l}{P} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{IV.}$$

Dla czopów korb (p. wyżej) w panwiach stalowych lub spiżowych, równomiernie ochładzanych przewiewem powietrza, $w = 35000$ do 70000; w bardzo korzystnych zaś warunkach, (t. j. przy małem l i k, panwiach z metalu białego i doskonałem smarowaniu) będzie $w = 70000$ do 100000. Dla czopów na wałach kół rozpędowych, gdzie ciepło uchodzi tylko przez dolną panewkę, a chłodzącego przewiewu powietrza brak, $w = 15000$ do 30000, względnie $w = 30000$ do 45000. Ochładzanie wodą może powiększyć znacznie wartość w.

Przy osiach pod kolejowe wagony osobowe bywa w do 80000; przy osiach nośnych (niesprzężonych) w parowozach trzyosiowych w do 150000; przy czopach korb parowozów w do 250000; w tych razach atoli z góry dopuszcza się szybsze zużycie, niż w silnikach stałych. Nadto równocześnie z n (odpowiednio do prędkości jazdy V do 90 km/godz.), wskutek silniejszego przewiewu powietrza, wzrasta też odprowadzanie ciepła, szczególniej przez storc czopa i korbowodu.

4. **Przebieg obliczenia.** Z równ. III (str. 489) oznaczamy $l : d$, następnie z pomocą równ. II wielkości d, oraz l. Jeżeli to l czyni zadość równ. IV, to można utrzymać wartość d, oraz l, w przeciwnym zaś razie należy określić l z równ. IV i dla tej wartości oznaczyć d z równ. II.

2. Czop leżący, kulisty.

Używa się przeważnie tylko jako czop korbowy. Oznaczając natenczas przez d_1 w cm średnicę kuli, otrzymamy dla tarcia tyglowej stali po spiżu:

$$P = 40\ d_1^2,$$

a z uwzględnieniem grzania się, zakładając kształt dokładnie kulisty (p. równ. IV):

$$d_1 \geqq \frac{Pn}{30000}.$$

Średnica szyjki czopa kulistego bywa około $^5/_8\ d_1$.

b. Czop stojący (storcowy).

Ciśnienie działa w kierunku osi obrotu czopa, na powierzchnię jego storcu.

1. Czopy storcowe, pełne, płaskie.

Dla największego ciśnienia na czop P w kg, średnicy czopa d w cm, i bezpiecznego ciśnienia na jednostkę powierzchni k w kg/cm^2,

*) Por. Joh. Radinger. Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. 3 wydanie. Wiedeń 1892, str. 274, 285, 356 i nast.

otrzymamy, pomijając rowki smarowe, zmniejszające powierzchnię podporu o 10 do 20%:

$$P = {}^1/_4\ \pi d^2 k \sim 0{,}8\ d^2 k;$$

wybór k zależy w myśl str. 490 od rodzaju pracy czopa. Dla czopów ze stali tyglowej, chodzących po ścisłem, twardem żelazie lanem (czopy turbin) k może być takie, jak dla spiżu. Ze względu na grzanie się powinno być:

$$d \geqq \frac{Pn}{w}, \text{ czyli } n \leqq w\,\frac{d}{P},$$

jeżeli n oznacza ilość obrotów czopa na minutę, P średni nacisk na czop w kg, a w spółczynnik oparty na doświadczeniu, wahający się między 40000 i 60000, gdy boczna powierzchnia czopa nie podlega tarciu. Przy czopach turbinowych, o wykonaniu wyborowem i przy starannem smarowaniu dochodzi w do 125000.

2. Czopy storcowe, pierścieniaste.

Dla średnicy zewnętrznej d_2 i wewnętrznej d_1 czopa w cm mamy

$$P = {}^1/_4\ \pi\,(d_2^2 - d_1^2)\,k \sim 0{,}8\,(d_2^2 - d_1^2)\,k;$$

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{Pn}{w}.$$

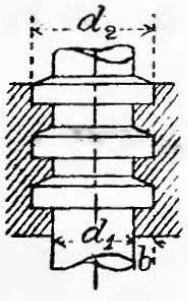
Wartości k, oraz w, jak dla pełnych czopów storcowych, płaskich.

3. Czopy grzebieniaste.

Dla $d_m = {}^1/_2\,(d_1 + d_2)$, oraz $b = {}^1/_2\,(d_2 - d_1) \sim 0{,}1\ d_1$ do $0{,}15\ d_1$, przy ilości z podpierających pierścieni, otrzymamy:

$$P = \pi\ d_m\ b\ z\ k, \quad \text{czyli} \quad b\ z = \frac{P}{\pi\ k\ d_m}.$$

Rys. 318.



Czopy grzebieniaste trudno wykonać tak, aby ciśnienie się równomiernie rozkładało na wszystkie pierścienie; dla tego też, zwłaszcza przy większej ilości z, zaleca się na k i w liczyć tylko 0,5 do 0,3 wartości podanych dla czopów storcowych, płaskich. Nadto co do w trzeba brać w rachubę, że gniazdo łożyska grzebieniastego względnie trudno odprowadza ciepło na zewnątrz. Z tych też względów powrócono w budowie turbin do czopów storcowych pełnych i pierścieniastych, nie wahając się dochodzić do średnic 160 mm i więcej. Uwzględniając powyższe, można przy chłodzeniu powietrzem liczyć:

$$b\ z \geqq \frac{Pn}{20000}.$$

O czopach grzebieniastych na wale napędowym śrubowców, por. Dział XII, rozdział III. **B. c.**

c. Ostrza wag.

Ze stali twardej jak szkło, nie odpuszczanej zupełnie lub conajwyżej do barwy słomianej. Kąt ostrza $\alpha = 120^0$ (przy znacznem

ciśnieniu, a małem odchyleniu) aż do $\alpha = 45^0$ (dla wag delikatniejszych); w pierwszym przypadku właściwe łożysko jest płaszczyzną, w drugim przypadku natomiast wrębem, którego płaszczyzny tworzą kąt około 105^0.

Ciśnienie bezpieczne na 1 mm długości ostrza przy znacznem wahaniu 5 do 20 kg, przy małem 50 do 100 kg. Ciśnienia dosięgające 100 do 200 kg/mm są niewłaściwe. Wraz z ciśnieniem wzrasta niezbędne zaokrąglenie ostrza, przez co zmniejsza się czułość wagi.

Unikać należy ciśnień do 300 kg na 1 mm długości ostrza, spotykanych przy ostrzach w wielkich próbiarkach wytrzymałości materyałów. (Zaokrąglenie ostrza około 0,75 mm średnicy. *)

E. Osie i wały.**)

Oznaczamy przez:

M_b moment gnący, a M_d moment skręcający w kgcm,
k_b bezpieczne gięcie (naprężenie przeginające) w kg/cm^2,
k_d bezpieczne kręcenie (naprężenie skręcające) w kg/cm^2,
d średnicę pełnego wała (osi) w cm,
d_1 średnicę wewnętrzną, a d_2 zewnętrzną pustego wała (osi) w cm, przyczem $d_m = {}^1/_2 (d_2 + d_1)$, a $s = {}^1/_2 (d_2 - d_1)$ w cm,
W moment wytrzymałości przekroju osi w cm^3 (patrz str. 364 do 367),
N moc do przeniesienia w MK,
n ilość obrotów osi (wała) na minutę.

a. Osie.

W osiach uwzględnia się tylko **obciążenie przeginające,** otrzymując dla osi pełnych (W por. str. 366):

$$M_b = W k_b \backsim 0{,}1\, d^3 k_b,$$

dla osi pustych (W por. str. 365 i 367) zaś:

$$M_b = W k_b \backsim 0{,}1 \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b,$$

a gdy grubość ścianki s jest niewielka:

$$M_b \backsim 0{,}8\, d_m^2\, s\, k_b.$$

Ponajczęściej kierunek działania siły przemienia się całkowicie, a zatem **gięcie bezpieczne** k_b należy wybrać według wartości III tabl. str. 337; dla żelaza lanego zaś (uwzględniając uwagę [3]) na str. 337) $k_b = 130$ do 250 kg/cm^2; a dla dębowych osi kół wodnych $k_b = 60$ kg/cm^2.

Jeżeli kierunek siły jest stały lub niewiele się zmienia, to dla k_b można posługiwać się wartościami I lub II ze str. 337.

b. Wały.

Oznaczenia powyższe. Przy wyłącznie **skręcającem** wytężaniu (por. str. 397) mamy dla pełnych wałów (W por. str. 366):

---

*) Por. C. v. Bach. Maschinenelemente, 6 wyd. 1897, str. 461.
**) C. v. Bach, Maschinenelemente, 6 wydanie, 1897, str. 377 do 410.

$$M_d = 2\,W k_d = \frac{\pi}{16}\,d^3 k_d \approx \frac{1}{5}\,d^3 k_d,$$

a dla pustych wałów (W p. str. 367):

$$M_d = 2\,W k_d \approx \frac{1}{5}\,\frac{d_2^4 - d_1^4}{d^2}\,k_d \approx 1{,}6\,d^2 m\,s\,k_d.$$

Co do wyboru kręcenia bezpiecznego k_d z tablicy na str. 337 wypada zaznaczyć:

I. W razach nader rzadkich, gdy moment skręcający M_d nie zmienia kierunku i wielkości i gdy występuje bez uderzeń, można brać wartości na k_d z rubryki I.

II. Jeżeli moment skręcający M_d waha się bez uderzeń stale (lub przynajmniej często) między zerem i swoją wartością największą, to dla k_d brać można wartości z rubryki II.

III. Jeżeli wreszcie moment skręcający zmienia się bez uderzeń (wciąż lub często) przemiennie, t j. od swej największości $+ M_d$ do swej bezwzględnie równej lub przynajmniej w przybliżeniu równej najmniejszości $- M_d$, to należy brać wartości k_d z rubryki III.

Wpływy uderzeń właściwych należy uwzględniać dodatkowo (por. str. 337), pamiętając nadto o uwagach [1]), oraz [2]) ze str. 337.

Obciążenie według rodzaju I przy zwykłych wałach bodaj nigdy się nie pojawia. Najbardziej zbliżone doń jest obciążenie wałów **turbin** i **kół wodnych**, o ile się zużycie pracy zmienia nie wiele, a w takim razie kręcenie bezpieczne można dobierać w granicach wartości I i II. **Dębowe** wały kół wodnych można obliczać z $k_d = 50$ do 60 kg/cm².

Większość wałów obciąża się według rodzaju podanego w II i III.

Kręcenie bezpieczne **żelaza lanego** (z uwzględnieniem uwagi [4]) na str. 338) wynosi dla rodzaju obciążenia I: $k_d = 200$ do 300 kg/cm²; dla rodzaju II: $k_d = 160$ do 200 kg/cm²; a dla III: $k_d = 80$ do 100 kg/cm². Lepiej wszakże unikać wogóle żelaza lanego przy obciążeniu III rodzaju.

Według str. 209: $M_d = 71620\,\frac{N}{n}$ w kgcm,

a zatem: $$d \approx \sqrt[3]{\frac{360000}{k_d}\,\frac{N}{n}}.$$

Wzór ten określa więc średnice wałów d (w cm) w zależności od użytego materyału, czyli od bezpiecznego dlań naprężenia k_d (w kg/cm²).

Aby dla **normalnych wałów pędnianych** (transmisyjnych) ze zwyczajnej walcówki uwzględnić do pewnego stopnia pojawiający się w wale M_b, oprócz przeważnie działającego M_d, wypada we wzór powyższy podstawiać małą wartość dla k_d, np. około $k_d = 120$ kg/cm², a wówczas:

$d = \sqrt[3]{3000\,\frac{N}{n}}$, t. j. $M_d = 24\,d^3 = 3 \cdot (2\,d)^3$, co zestawiono w następującej tablicy:

Normalne wały pędniane (transmisyjne):

d cm	Md kgcm	$\frac{N}{n}$	d cm	Md kgcm	$\frac{N}{n}$	d cm	Md kgcm	$\frac{N}{n}$	d cm	Md kgcm	$\frac{N}{n}$
3,0	648	0,009	6,0	5184	0,072	9,0	17496	0,243	14	65856	0,915
3,5	1029	0,014	6,5	6591	0,092	9,5	20577	0,286	15	81000	1,125
4,0	1536	0,021	7,0	8232	0,114	10,0	24000	0,333	16	98304	1,365
4,5	2187	0,030	7,5	10125	0,141	11,0	31944	0,444	17	117912	1,638
5,0	3000	0,042	8,0	12288	0,171	12,0	41472	0,576	18	139968	1,944
5,5	3993	0,055	8,5	14739	0,205	13,0	52728	0,732	20	192000	2,666

Odległość łożysk dla wałów pędnianych ma wynosić około:

$$l \leqq 100 \sqrt{d}, \quad (l \text{ i } d \text{ w cm}).$$

Aby można było obciążać wały w przyszłości przez dodatkowe osadzanie na nich kół pasowych i t. p., zalecają się następujące średnie odległości łożysk:

$d =$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13,5	15 cm
$l =$	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	285	300 cm.

Dane powyższe są jedynie wskazówką. W rzeczywistości bowiem odległość łożysk określają często warunki miejscowe, jako to: rozstawienie obrabiarek, wymiary budynków. np. położenie okien, belek stropowych, odległość słupów i t. d. Stosując się do tych warunków, pamiętać należy, że w wałach oprócz naturalnych naprężeń występują i drgania z powodu zmiennych obciążeń maszyn, szwów na pasach, wstrząśnień budynku i t. p. Grubsze wały są na nie o wiele mniej wrażliwe niż wały cienkie, dla tego też przy wałach cieńszych niż 6 cm (nawet mało obarczonych pasami) nie należałoby przekraczać odległości łożysk 300 cm. Natomiast dla wałów grubszych, poczynając od 7,5 cm, spotykamy w warunkach normalnych odległości łożysk $l = 300$ do 370 cm. W każdym razie w tych miejscach pędni, gdzie otrzymuje ona lub oddaje większą pracę, trzeba umieszczać łożyska jak najbliżej kół napędowych, aby zabezpieczać wały od drgań i dodatkowych naprężeń wywoływanych przez świeżo założone pasy lub liny.

O **kącie skręcenia** $\psi = l\vartheta$, p. str. 398 i następne. Wielokrotnie zalecano brać $\psi \leqq {}^1/_4{}^0$ na m. bieżący, aby całkowite odkształcenie wału, spowodowane przez Md, nie było nadmierne. Z warunku tego otrzymujemy wzory:

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}, \quad \text{czyli} \quad d = 0{,}734 \sqrt[4]{Md},$$

które dla wałów, przenoszących znaczne momenty skręcające, określają grubości nieco za małe.

Ilość obrotów na minutę. Główne linie wałów miewają $n = 100$ do 200; wtórne $n = 200$ do 300. Dla szybkochodzących obrabiarek drzewa, maszyn przędzalniczych i t. p. około 250, a nawet do $n = 400$.

Wały obciążane ciężkiemi kołami, albo wogóle znacznie wytężane gięciem, np. wały silników, pierwsze (t. j. główne) wały pędni i t. p., powinny obliczać się na wytrzymałość złożoną, (według 1 na str. 411) zależną łącznie i od Md i od Mb. Przy wyborze wartości dla k_b kierować się należy danemi ze str. 493 pod **a**, dla k_d zaś wskazówkami podanemi na str. 494 pod III.

Największe, bezpieczne **przegięcie** wała (między dwoma łożyskami) nie powinno przekraczać ${}^1/_3$ mm na każdy m odległości łożysk. Wypada przytem przekonać się, czy przegięcie to nie wymaga już

zastosowania panwi wahliwych zwłaszcza, gdy czopy są długie. Sprzęgła, wszelkie koła i t. p. należy osadzać jak najbliżej łożysk.

Przy długich liniach wałów trzeba zawsze uwzględniać (por. str. 501) ich **wydłużanie się pod wpływem ciepła** (str. 314).

Każda linia wałów nie posiadająca zatoczeń na panwie łożysk, mieć powinna przynajmniej dwa kute **pierścienie osadne** (z 1 lub 2-u ukrytemi śrubami stalowemi) celem zabezpieczenia jej od przesunięć wzdłuż osi; trzeba jednak przytem pamiętać o wydłużaniu się wałów pod wpływem ciepła. Pierścienie (dzielone lub całkowite) osadzają się po obu stronach jednego łożyska, albo też przy dwóch sąsiednich łożyskach. Wypada używać na ten cel łożysk posiadających najmocniejsze podparcie. Stałe obrączki nakuwane (zamiast pierścieni osadnych) na wały nie dają pewności dobrego osadzenia wałów, natomiast osady wytoczone z pełnego wała zabezpieczają go od przesunięcia lepiej niż pierścienie. Długość pierścieni osadnych dla $d = 3$ do 15 cm bywa 3,5 do 5 cm, a grubość 2,5 do 4 cm.

Najwłaściwszym **materyałem** na wały (i osie) jest żelazo zlewne i stal tyglowa (wisna stal zlewna). Unikać należy ostrych zatoczeń i raptownych zmian przekroju. Żelazo spawalne jest mniej odpowiednie z tego względu, iż jest ono bardzo podatne do skręcania się pod wpływem cięć (t. j. naprężeń tnących) w kierunku osi, a towarzyszących zawsze cięciom poprzecznym (por. str. 350).

Wały gładkie, **stłaczane** z miękiej stali martynowskiej, posiadają większą wytrzymałość aniżeli zwykłe wały toczone lub okrągło walcowane. Natomiast nie można na nich wycinać rowków na kliny, albowiem wały te krzywiłyby się wskutek jednostronnego usunięcia zewnętrznej, stłoczonej warstwy, która utrzymuje równowagę naprężeń pierwotnych w wale.

Przekrój wałów (i osi) kutych i walcowanych jest zwykle pełnem polem koła. Wały wydrążone przez wiercenie stosują w celu zmniejszenia wagi, dla lepszego ich smarowania lub chłodzenia, nadto wydrążają wały w celu sprawdzenia jakości ich materyału; wały wydrążone z rur spawanych, nitowanych i t. p. używają się natomiast bardzo rzadko, gdy na znaczniejszej odległości nie można znaleść podpory dla łożyska.

Żelazo lane zaleca się na wały (i osie) drążone jedynie, gdy chodzi o przeniesienie znaczniejszej pracy (por. rys. 323-c); w tych samych razach zaleca się i stal lana. Przekroje krzyżowe i gwiazdziste (p. Nr. 27, str. 365) są do tego celu nieodpowiednie.

Linia wałów poruszająca cały szereg maszyn (lub pędni wtórnych) przenosi stopniowo coraz to mniejszą pracę i dla tego też oddzielne wały, im dalej są położone od miejsca napędu całej linii, otrzymują coraz to mniejsze średnice.

Do sprzężenia kawałków wałów różnej średnicy stosują albo sprzęgło odsadzkowe, którego każda połówka ma dziurę wierconą podług średnicy przynależnego wała, albo też sprzęgło zwykłe, zataczając natenczas koniec wała grubszego na średnicę cieńszego.

Długości wałów zależą przedewszystkiem od rozplanowania całej pędni, którem kierować powinny względy następujące: wybór miejsc odpowiednich na niewzruszone umocowanie łożysk, umieszczanie głównych kół napędowych pomiędzy dwoma łożyskami, zwykłych zaś zarówno jak i sprzęgieł możliwie blizko łożyska. Cieńsze wały,

$d = 3$ do 5 cm, wyginają się łatwo przy przewozie, mając zatem wybór swobodny, lepiej dobierać dla nich długości nie nadmierne: $L = 4$ do 6 m; długość wałów grubszych przekracza natomiast niekiedy $L = 7$ m, co jednakże utrudnia tak ich przewóz, jak i samo układanie. Nadto na wały dłuższe niż 7 m (a także i na krótsze niż 2 m) doliczają nadwyżkę ceny.

Ponieważ pędnia nie stanowi całości w sobie zamkniętej, jak np. silnik lub obrabiarka, lecz oddzielne jej części przytwierdzają się do budynku, więc na prawidłowy bieg pędni, oprócz dokładności wykonania jej części składowych, wpływają tysiączne czynniki uboczne, dające się ocenić tylko przez doświadczenie. Dla tego też przy zakładaniu nowych pędni zaleca się zwracanie do specyalnych fabryk pędni, a przynajmniej do poważniejszych fabryk silników, które, mając zasób doświadczenia, mogą uwzględnić owe nieuchwytne czynniki wpływające na spokojny bieg, bezpieczeństwo, małe straty pracy przez tarcie i t. d., a które nadto posiadają zdolnych i doświadczonych monterów, umiejących sobie radzić w nieprzewidzianych wypadkach.

W każdym razie pamiętać należy o sprawdzeniu stanu pędni, a zwłaszcza położenia linii wałów, w parę miesięcy po jej założeniu, szczególniej zaś gdy wisi na belkach drewnianych.

F. Sprzęgła.

Sprzęgła służą do złączenia oddzielnych, stykających się ze sobą kawałków wała w jedną, długą linię o wspólnej osi geometrycznej (wyjątek p. **3.**, str. 501).

Wszystkie sprzęgła podzielić można na 2 rodzaje: **stałe** i **rozłączne.** Pierwsze przenoszą stale pracę z wała na wał przyległy; budowa drugich zaś pozwala, przez przesunięcie odpowiedniej części przerywać dowolnie przenoszenie pracy, t. j. sprzęgać ze sobą i rozprzęgać owe wały. Sprzęgła stałe podzielić można na **sztywne,** t. j. takie, w których przyległe końce złączonych ze sobą wałów zachowują względem siebie położenie niezmienne, oraz **luźne,** które zawierają w sobie części wykonywujące podczas obrotu ruch samoistny, niezbędny z powodu bądź to niezgodności geometrycznych osi wałów łączonych, bądź też ich ruchu wzdłuż osi.

Z pośród olbrzymiej ilości sprzęgieł, bardziej szczegółowo opiszemy tylko te, których używa przemysł fabryczny, przyczem podamy wymiary zasadnicze, zaczerpnięte z cenników fabryk pędni.

a. Stałe sprzęgła sztywne.

1. Sprzęgło nasówkowe składa się poprostu z pochwy osadzonej na końcach wałów dwoma klinami łbiastymi; dziś sprzęgła te wychodzą z użycia z powodu trudności ich rozbierania i dobrego dopasowania do wałów, oraz z powodu niebezpieczeństwa, jakie przedstawiają łby klinów.

Średnica $D = 1{,}8\,d + 2$ cm
Długość $L = 2{,}3\,d + 2$ cm
} gdzie d = średnica wała.

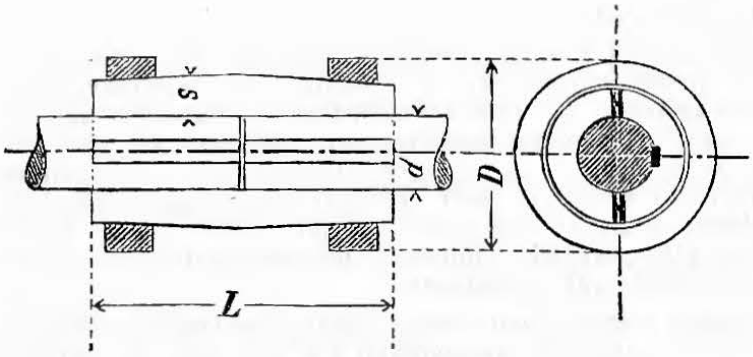
Kliny por. str. 465 i 466.

2. Sprzęgło łubkowe z pierścieniami (rys. 319, str. 498).

Składa się z 2 łubków lanożelaznych, ku końcom stożkowo otoczonych, a zaciskanych na końce wałów przez nabicie dwóch pierścieni kutych, również stożkowo wytoczonych. Samo zakleszcze-

nie łubków na wale powinnoby wystarczyć do przeniesienia pracy, dla bezpieczeństwa dodaje się jednakże klin dwuwpustny. Zupełna okrągłość, bez żadnych występów lub wgłębień, łatwość zakładania i zdejmowania (gdy chodzi o czasowe rozprzęganie wałów) stanowią zalety tego sprzęgła, wymaga ono natomiast wielkiej dokładności w otoczeniu końcy obydwu wałów na jednakowy wymiar. Stosują je na wały do 15 cm średnicy. Średnia grubość łubka $s = 0{,}3\,d + 1$ cm; zbieżność stożków zewnętrznych $= {}^1/_{25}$ do ${}^1/_{20}$; długość łubków $L = 3\,d + 2$ cm do $4\,d$; przekrój pierścienia $= {}^1/_6\,d^2$ do ${}^1/_4\,d^2$; średnica pierścienia szacunkowo $D = 2{,}2\,d + 5$ cm.

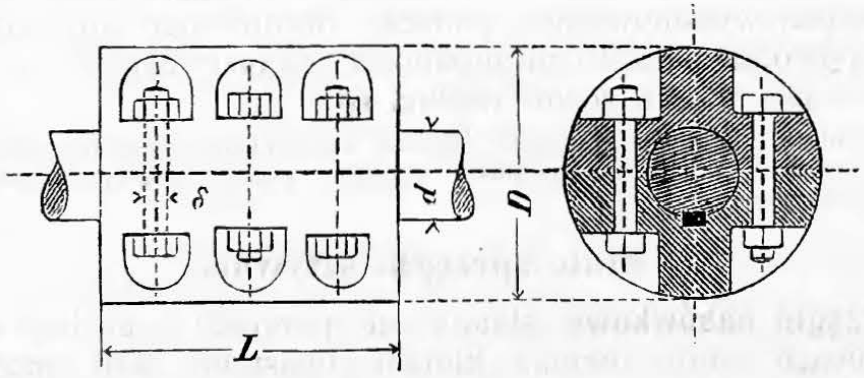
Rys. 319.



3. Sprzęgło łubkowe ze śrubami (rys. 319-a).

Budowa oparta na tych samych zasadach, co w sprzęgle **2.** Jest ono wszakże mniej pewne, gdyż śruby odkręcają się wskutek drgań wała; to też używa się ono tylko w razach, gdy niedostatek swobodnego miejsca lub dostępu utrudnia nabicie pierścieni na łubki. Śruby powinny wywoływać zakleszczenie, zdolne przenieść moment M_d.

Rys. 319-a.



Ilość śrub $z = 4$ do 6, ich średnica $\delta = \frac{d}{5} + 1$ cm.

Z powodu wgłębień na łby śrub i naśrubki sprzęgło to ma dużą średnicę i długość, jest więc ciężkie. Stosuje się do wałów aż do 15 cm średnicy. Wymiary stosowne są:

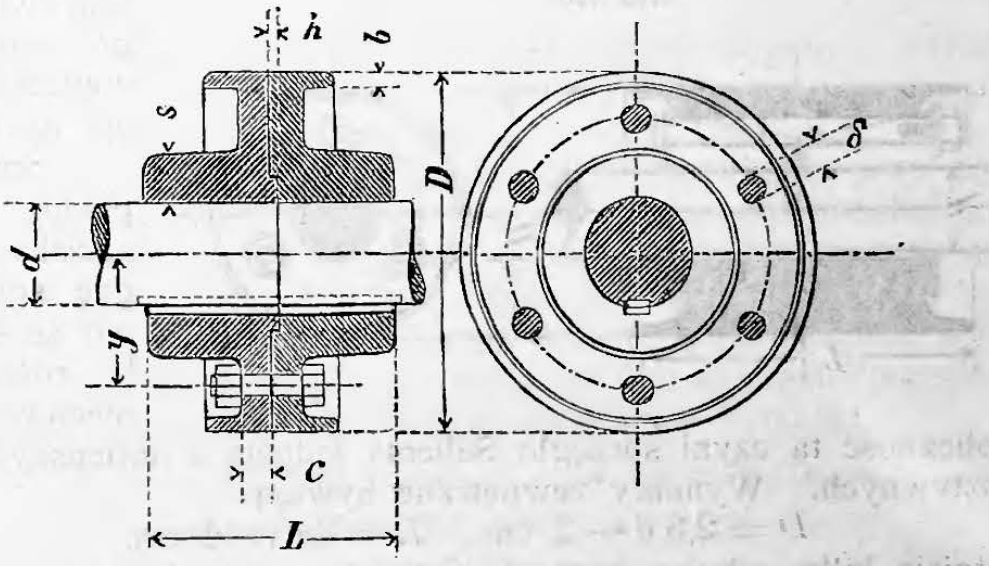
$$D = 2{,}4\,d + 6 \text{ cm}; \quad L = 3{,}5\,d + 10 \text{ cm}.$$

4. Sprzęgło tarczowe (rys. 319-b).

Jedno z najbardziej znanych, stosowane do wałów grubszych ($d > 10$ cm). Kliny, zabijane od strony płaszczyzn zetknięcia się tarcz, zabezpieczają wały od wysunięcia się ze sprzęgła; występy zaś i wgłębienia na tych płaszczyznach, otaczane po nasadzeniu połówek sprzęgła na wały, zapewniają spółosiowość geometryczną. Zdejmowanie jednego z wałów wymaga przesunięcia całej linii o wielkość tego występu h. Samo zaś zdejmowanie połówki sprzęgła z wała staje się często (zwłaszcza przy kilkakrotnem zabijaniu klina) przyczyną przekrzywienia się na wale płaszczyzny zetknięcia tarcz, co znów powoduje „rzucanie i bicie“ sprzęgła. Dla tego też najodpowiedniejszem osadzaniem połówek sprzęgła jest ich natłaczanie na wały tłoczniami hydraulicznemi lub też nasadzanie ich na gorąco. Kliny dodają się wówczas jako zabezpieczenie przeciw wstrząśnieniom. Osadzenie takie, jako bardzo mocne, stosuje się przeważnie do grubych wałów (od 10 do 25 cm) pędnianych. Projektując je, pamiętać należy, że wały można przesuwać jedynie przez otwory znacznie większe niż średnica sprzęgła, i że wszystkie koła na takim wale muszą być dzielone, i t. d.

Przy bardzo grubych wałach, zwłaszcza gdy chodzi o niezawodność połączenia, jak np. dla głównych wałów śrubowców, sprzęgło tarczowe wykonywa się z tarcz odkutych z jednej sztuki z wałem.

Rys. 319-b.



Ilość śrub z (przeważnie liczba parzysta) wylicza się z momentu skręcenia Md wału, według wzoru:

$$\frac{Md}{y} \cdot \frac{c}{2} = 60\,\delta^3 z,$$

przyczem średnica śrub bywa: $\delta = {}^1/_8\,d + 1$ cm do ${}^1/_8\,d + 1{,}5$ cm, a średnia wartość $Md = 36\,d^3$ w kg i cm.

Grubość tarczy $c = {}^5/_4\,\delta$ w sprzęgłach toczonych ze wszech stron; przy mniej starannem (pod względem wyrównoważenia) wykonaniu toczy się tylko walec zewnętrzny i płaszczyznę zetknięcia, pod łeb

zaś i naśrubek dodaje się na obróbkę wyskoki, których wysokość (0,3 do 0,6 cm) uwzględnić należy we wzorze powyższym przez powiększenie wartości c o wysokość owych wyskoków.

Sprzęgła odgrywające ważną rolę w pędni (np. prądnica sprzęgnięta wprost z silnikiem) łączą się na zbieżne śruby stalowe, dotarte do otworów w tarczy, albo też wytaczają w płaszczyznach zetknięcia wyskoki i wgłębienia mimośrodkowe względem osi wała.

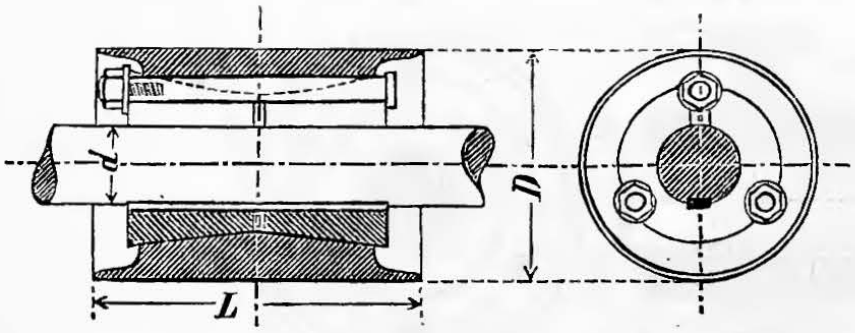
Naśrubki i łby śrub ze względów bezpieczeństwa dla ludzi, powinny być ukryte w tarczy, co osiągamy bądź to przez wgłębienia wywiercane w tarczy odpowiednio zgrubionej, bądź też przez okalanie jej obrzeżem, mającem w przybliżeniu grubość $b = {}^1/_4\,\delta + 0{,}5$ cm. Grubość ścianki piasty $s = 0{,}4\,d + 1{,}0$ cm. Zatoczenia na płaszczyznie zetknięcia mają wysokość $h = {}^1/_3\,\delta$, a obwód ich dosięga środka ścianki piasty. Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2{,}3\,d + 11 \text{ cm}; \quad L = 2{,}4\,d + 3 \text{ cm}.$$

5. Sprzęgło zaciskowe Sellersa (rys. 320).

Składa się z walca wywierconego według 2 stożków zbieżnych ku sobie, oraz z dwóch pochew otoczonych stożkowo, a wywierconych według średnic końcy wałów. Trzy śruby, przechodzące wzdłuż pochew, ściągają je wzajem ku sobie, wciskając je zarazem w walec zewnętrzny. A ponieważ pochwy są rozcięte wzdłuż jednego z rowków na śrubę, przeto równocześnie zakleszczają się one na wale. Dla pewności dodają klin dwuwpustny po stronie przeciwległej rozcięciu pochwy.

Rys. 320.



Sprężystość pochwy dozwala zaciskać i sprzęgać spółśrodkowo ze sobą wały różniące się nieco w średnicy, a okoliczność ta czyni sprzęgło Sellersa jednem z najlepszych sprzęgieł sztywnych. Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2{,}3\,d + 2 \text{ cm}; \quad L = 3\,d + 4 \text{ cm}.$$

Istnieje kilka odmian sprzęgła Sellers'a, normalny typ amerykański zasługuje jednak na pierwszeństwo.

b. Stałe sprzęgła luźne.

1. Sprzęgło Oldham'a sprzęga dwa wały o osiach geometrycznych równoległych, lecz nie zupełnie współosiowe. Jest to sprzęgło tarczowe (por. rys. 319-b) bez śrub, mające na każdej z obydwu powierzchni zetknięcia wycięty rowek wzdłuż całej średnicy tarczy. Połówki tak zmienionego sprzęgła tarczowego, nie stykają się bezpośrednio ze sobą, lecz między niemi znajduje się luźna, płaska tar-

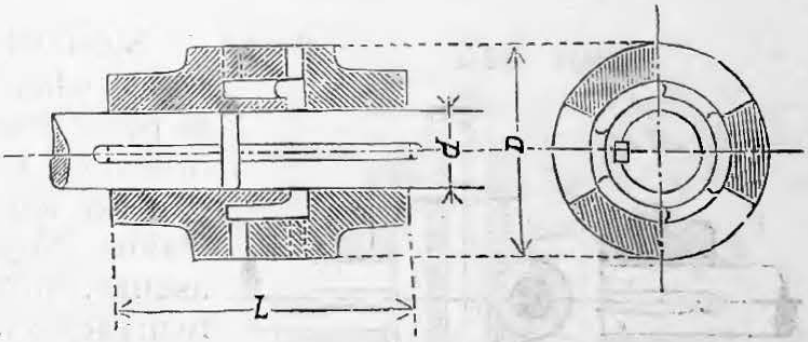
cza zabiercza, mająca po obu stronach występy dostósowane do owych rowków w tarczach sprzęgła. Występy te są skierowane względem siebie na krzyż, pod 90°, wskutek czego tarcza zabiercza, podczas ruchu obrotowego wałów, wykonywa dodatkowy ruch posuwisty, wzdłuż obu występów i rowków.

Sprzęgło to ma dziś już tylko znaczenie teoretyczne, bo w pędniach fabrycznych się nie używa.

2. Sprzęgło suwliwe (rys. 321).

pomysłu **Sharp'a,** wyrównywa przesunięcia i naprężenia powstające w kierunku osi wałów, skutkiem ich wydłużania się pod wpływem ciepła. ($^1/_{70000}$ do $^1/_{80000}$ dla żelaza spawalnego i zlewnego, $^1/_{80000}$ do $^1/_{90000}$ dla stali na 1° C.) Sprzęgło to składa się z dwóch pochew zaklinionych na moc na wałach i mających na czołach kły, które w siebie zachwytują nawzajem. Dla zachowania spółśrodkowości wałów, jeden z nich wchodzi w wewnętrzny występ sąsiedniej połówki sprzęgła. (Zamiast tego można obydwie połówki sprzęgła zrobić zupełnie jednakowe i, wytoczywszy je od wewnątrz, wsunąć między nie pierścień, któryby kły obu połówek obchwytywały.)

Rys. 321.



Zastosowanie sprzęgła suwliwego zaleca się wogóle przy długich liniach, zapobiega ono bowiem wysuwaniu się powierzchni wsparcia wałów z panewek i wciąganiu w nie kurzu i pyłu. Jeżeli na długiej linii wałów siedzą stożki zębate, sprzęgła cierne i t. p. części nie znoszące przesunięcia wzdłuż osi, to zastosowanie sprzęgła suwliwego staje się niezbędnem. Wały po obu stronach sprzęgła trzeba podeprzeć łożyskami. Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2{,}3\,d + 10 \text{ cm}, \quad L = 2{,}4\,d + 8 \text{ cm},$$

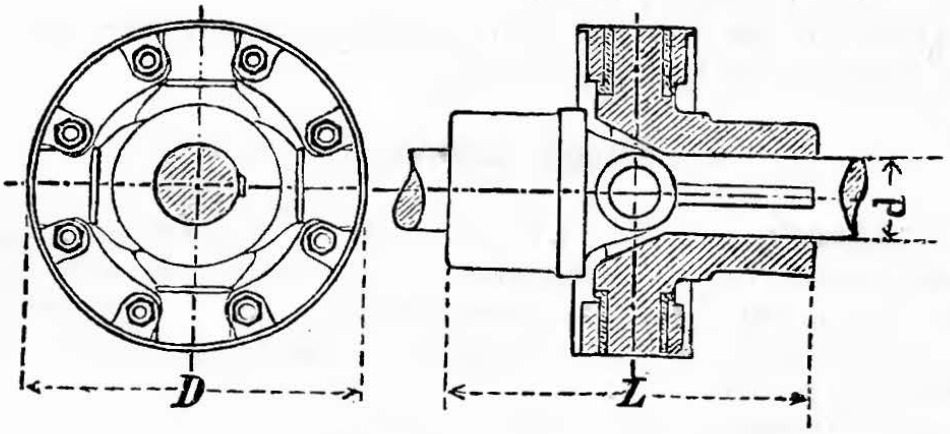
a przesuwność: od $^1/_3$ do $^1/_6\,d$.

3. Sprzęgło przegubowe (rys. 322, 322-a),

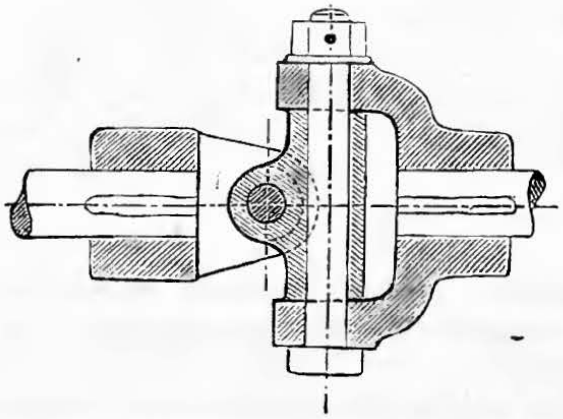
czyli klucz **Cardana (Hooke'a),** sprzęga wały o przecinających się osiach geometrycznych. W postaci rys. 322-a, str. 502, używa się ono bardzo często przy napędzie maszyn rolniczych. W pędni fabrycznej, jak również przy wałach śrubowców, wykonywa się sprzęgło to staranniej (por. rys. 322), t. j. z osiami czopów, leżącemi w jednej płaszczynie, a zamocowanemi w okalającym je pierścieniu dwudzielnym, z pochwami spiżowemi na czopy, do których używa się smar stały. Jeżeli osie wałów nie leżą dokładnie w jednej płaszczyźnie, to ma-

ły luz zostawiony między podstawą czopów i pierścieniem, pozwalając czopom przesuwać się w kierunku ich osi, działa w sposób podobny jak tarcza zabiercza w sprzęgle Oldham'a (por. **b. 1.**)

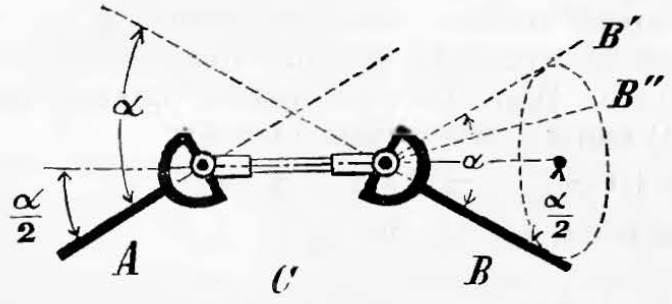
Rys. 322.



Rys. 322-a.



Rys 322-b.



Stosunek prędkości kątowych wała pędzącego A (rys. 322-b) i wała pędzonego B jest zmienny w granicach od 1: cos α do cos α, gdy α oznacza kąt wytworzony przez osie wałów. Niejednostajność tę można usunąć, dodając wał pośredni C, tworzący z wałami głównymi jednakowe kąty $^1/_2\ \alpha$ i sprzęgnięty dwoma sprzęgłami przegubowemi z A i B, z warunkiem wszakże zupełnej symetryi układu. Nawet gdy osie wałów A i B się nie przecinają, lecz mijają, pośredni wał C dozwala przenosić niezmiennie prędkość kątową z A na B, jeżeli, przy równych kątach (A C) i (B C), czopy na jednym końcu wała C będą w położeniu prostopadłem do płaszczyzny A C, gdy równocześnie czopy na drugim końcu wała C będą prostopadłe do płaszczyzny C B.

Sprzęgła przegubowe pędniane wykonywują się dla kątów niewielkich ($\alpha = 10$ do 20°). *) Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 2{,}3\ d + 13 \text{ cm}; \quad L = 2{,}4\ d + 6 \text{ cm}.$$

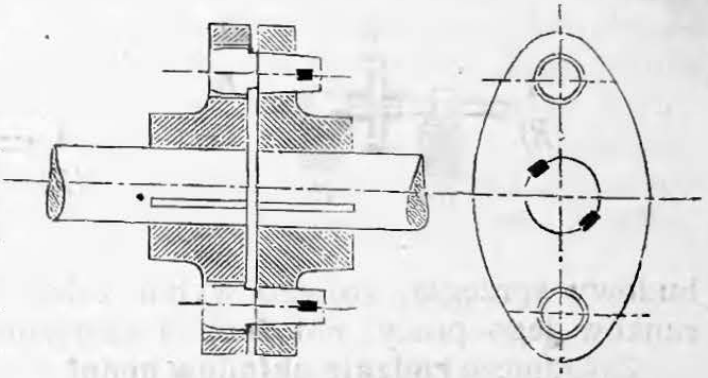
Uproszczoną budowę sprzęgieł przegubowych, gdy chodzi o bardzo nieznaczne odchylenie osi wałów, przedstawia **sprzęgło zabiercze,** (rys. 322-c) stosowane dziś tylko do małych wałów, z powodu

*) Odmiany budowy zasadniczej sprzęgła przegubowego: p. Reuleaux; Konstructeur, 4 wydanie, Brunświk. Vieweg & Syn, 1882 — 1889. Do tego też gatunku należy sprzęgło amerykańskie „Allmond," zastępujące kierowany napęd pasowy (pod kątem).

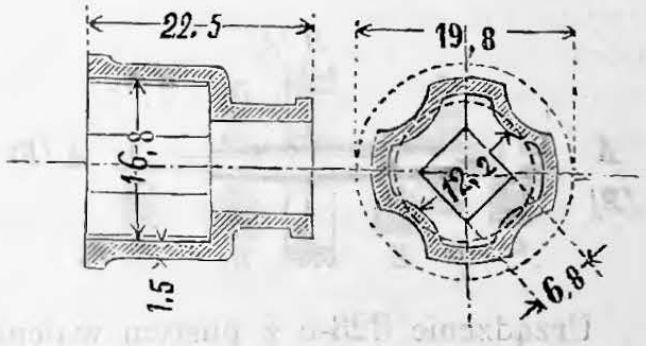
zużywania się powierzchni zetknięcia otworów tarczy z czopami nieco kulistymi. Sprzęgło to jest zarazem i suwliwe (p. **b.** 2).

Podobnie działa **sprzęgło walcarskie,** będące w zasadzie nasówką luźno nasuniętą na gwiazdzisto ukształtowany koniec walca i na kwadratowy wał napędowy. Walcownie żelaza doszły doświadczeniem do kształtu i wymiarów takich sprzęgieł, które (p. rys. 322-d) otrzymują umyślnie wymiary względnie słabe, aby, przy nadmiernem obciążeniu walców, pękały przedewszystkiem sprzęgła, a nie inne części walcarki.

Rys. 322-c.



Rys. 322-d.



c. Sprzęgła rozłączne *)

dozwalają odprzęgać wał, część jego lub oddzielne koła od poruszającej się całości (maszyny lub pędni), mogą więc zastąpić luźne koła pasowe. Nieuniknione przeginanie się wałów, zużywanie łożysk, osiadanie budynku, wydłużanie się wałów pod wpływem ciepła i t. p. okoliczności powodują zmiany wzajemnego położenia obu zasadniczych części sprzęgła względem siebie. Sprzęgło rozłączne będzie zatem tem doskonalsze, im większe zniesie odchylenia przy zachowaniu niezawodnej pewności działania, (z czego wynika konieczność pewnej, wewnętrznej sprężystości sprzęgła), oraz im łatwiej dadzą się w niem usunąć niedokładności pochodzące ze zużycia.

Zabezpieczenie od wypadków, t. j. odprzęganie (odczepienie) wała w chwili, gdy zaczyna on powodować wypadek, można osiągnąć jedynie przez sprzęgło rozprzęgające się łatwo za pomocą sprzęgnika, t. j. urządzenia rozprzęgającego, któremby można było zdaleka rozprzęgnąć sprzęgło. Przy wałach poruszających większe masy, dodatkowe zastosowanie hamulców jest niezbędnym warunkiem bezpieczeństwa.

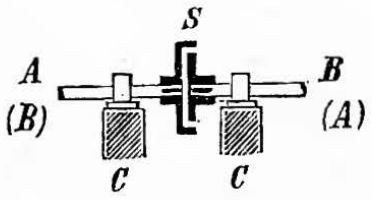
Opory, jakie sprzęgło rozłączne musi przezwyciężyć w chwili sprzęgania nieczynnego wała z wałem będącym już w ruchu, są: opór bezwładności mas będących w spokoju, opór tarcia w pędni puszczanej w ruch, a wreszcie opór wytwórczy w poruszonych przez pędnię maszynach.

---

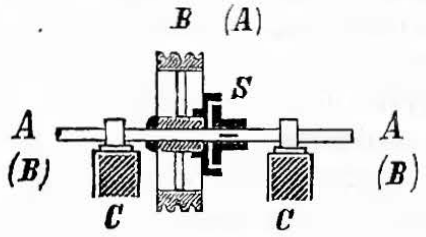
*) Ad. Ernst. Ausrückbare Kupplungen; Berlin 1890, J. Springer.

Różnorodność warunków pracy pędni i maszyn wytwórczych (np. walcarka, tartak, prądnica) wpływają zasadniczo na rodzaj i moc

Rys. 323-a.



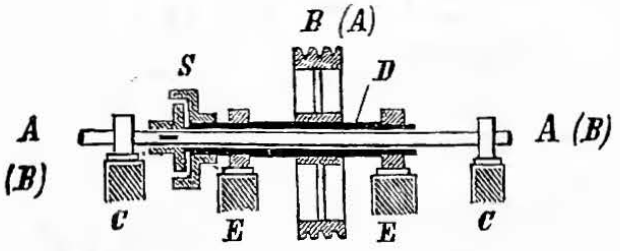
Rys. 323-b.



budowy sprzęgła, którego wybór zależy przeto od szczególnych warunków jego pracy, położenia i zastosowania.

Zasadnicze **rodzaje układów pędni** ze sprzęgłami rozłącznemi, przedstawiają rys. 323-a, b, c, w których oznacza: *A* część pędni oddającą pracę, t. j. będącą zawsze w ruchu; *B*— część otrzymującą pracę, t. j. będącą czasowo w spokoju; *S* sprzęgło rozłączne; *C*, *D* części pomocnicze, t. j. łożyska, wały puste i t. d.

Rys. 323-c.



Urządzenie 323-c z pustym wałem zapobiega wycieraniu się piasty, nieuniknionemu przy urządzeniu 323-b. Przy zastosowaniu niektórych sprzęgieł działających bądź w jednym tylko kierunku (sp. wechwytowe), bądź też zawierających części, które do działania pobudza siła odśrodkowa (sp. cierne), zamiana części pędzonej na pędzącą (*B* na *A*) wymaga osadzenia właściwych połówek sprzęgła na odpowiednich częściach lub też pewnych zmian w budowie samego sprzęgła.

Według **ustroju** swego dzielą się sprzęgła rozłączne na: **kłowe, wechwytowe** i **cierne,** oraz ich kombinacye. Rozczepienie (rozprzęganie) **sprzęgła kłowego** wymaga znacznej siły, powoduje zatem parcie w kierunku osi wała, a przy powolnem dokonywaniu rozprzęgania i zagryzanie się kłów. Włączanie (wprzęganie) sprzęgła kłowego podczas biegu powoduje znów gwałtowne uderzenia i skręcanie wałów (czasami aż do złamania.) Dla tego też sprzęgła kłowe jako tanie, proste i długotrwałe stosują się wprawdzie i do najgrubszych wałów, jednakże z warunkiem, aby je rozprzęgano, a zwłaszcza sprzęgano, wyłącznie tylko podczas postoju pędni.

Sprzęgła wechwytowe odprzęgają wały szybko, a wymagając małej siły, niepowodują znaczniejszych parć po osi. Przy doprzęganiu wałów dają jednak uderzenia twarde, podobnie jak sprzęgła kłowe. Używają się jako sprzęgła bezpieczeństwa, oraz przy łącznem działaniu dwóch silników na tę samą linię wałów.

Sprzęgła cierne pod względem wielkości siły potrzebnej na ich sprzęgnięcie i rozprzęgnięcie zajmują miejsce pośrednie, działają bez

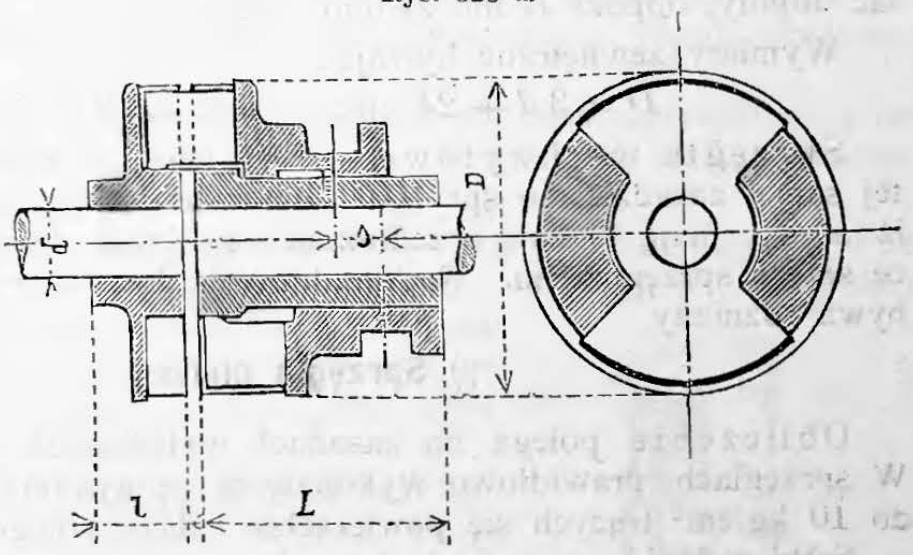
uderzeń, pozwalając przedłużać trwanie sprzęgania stosownie do wielkości przezwyciężanego oporu. Znaczna część pracy wprowadzonej w sprzęgło przez sprzęgnik zamienia się na ciepło; to też sprzęgła te powinny mieć masę odpowiednią do rozprowadzenia i oddania nazewnątrz tego ciepła; dalej należy skracać wedle możności trwanie sprzęgania, rozumie się, z uwzględnieniem warunków danej pędni, nakoniec starać się o to, aby włączać do linii opory większe dopiero po dokonanem sprzęgnięciu sprzęgła. Gdy chodzi o częste odprzęganie wałów podczas pracy, sprzęgła cierne zalecają się przed wszystkiemi innemi, jako sprzęgła bezpieczeństwa natomiast tylko, o ile się łatwo i prędko rozprzęgają.

α) Sprzęgło kłowe.

Posiada często ustrój sprzęgła suwliwego (rys. 321), z tą jednak różnicą, iż jedna z połówek osadza się nie na klin, lecz na osadkę, a przesuwa się ją drągiem, działającym na rowek wytoczony w piaście. Wskutek znacznej siły wynikającej z Md, a działającej na osadkę, niszczy się ona szybko, a nadto sprzęgło takie wymaga wielkiej siły na rozprzęgnięcie, stosuje się ono zatem przeważnie przy maszynach.

W pędniach fabrycznych używają sprzęgła kłowego (wedł. rys. 323-d), w którem część suwliwa suwa się po części osadzonej klinem na wale. Siła, wynikająca z momentu obracającego, znajduje tu odpór na obwodzie o większym promieniu, przez co siła potrzebna do rozprzęgania znakomicie się zmniejsza.

Rys. 323-d.



Wymiary tego sprzęgła bywają:

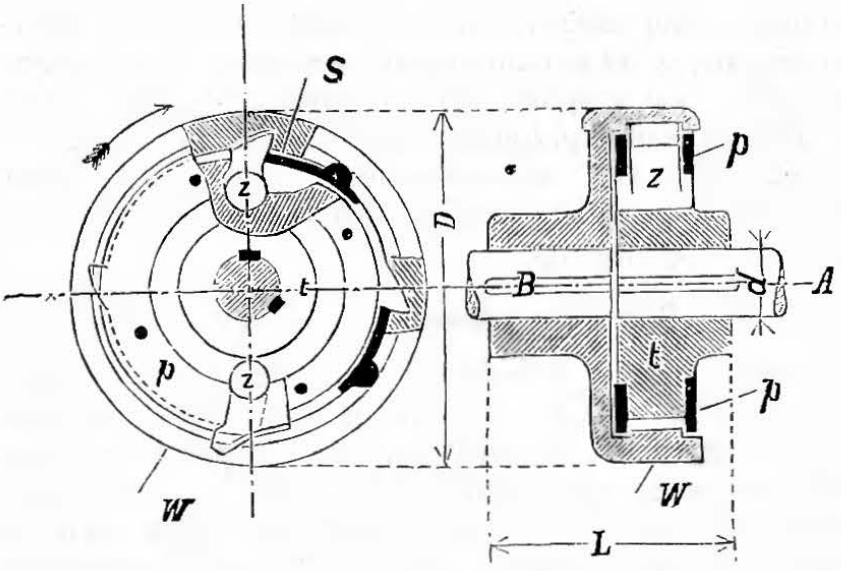
$D = 3{,}7\,d + 6$ cm; $l = 1{,}2\,d + 5$ cm;
$L = 1{,}5\,d + 12$ cm; skok $s = 0{,}25\,d + 3{,}5$ cm.

β) Sprzęgło wechwytowe do silników (rys. 323-e, str. 506).

Składa się z tarczy t z wykrojami, w których się poruszają i chowają pieski z, o osiach utrzymywanych w stałem położeniu przez dwa pierścienie p, ześrubowane z tarczą. Walec w, okalający tarczę, a zamocowany na sąsiednim wale B, ma wykroje odpowiadające pazurom piesków, które wpadają w nie, gdy wał A obraca się w kierunku strzałki. Celem zapewnienia tego wchwytu, około każdego wykroju walca umieszcza się sprężynka s, zaczepiająca o pazur.

Sprzęgło powyższe jest samodziałające. Stosuje się ono przy działaniu na pędnię dwóch silników, z których jeden odgrywa rolę pomocniczego. Osadzając wówczas na końcu wału B, napędzanego przez silnik główny (np. turbinę), sprzęgło samodziałające, sprzęgnięte z wałem A, poruszanym przez silnik pomocniczy (np. s. parowy), otrzymujemy urządzenie, w którem przy zmniejszonem chwilowo zapotrzebowaniu pracy, nadmiar jej w silniku głównym nie może się niepotrzebnie zużywać na poruszanie silnika pomocniczego. Wówczas bowiem wał B wyprzedza nieco wał A i sprzęgło przestaje działać dopóty, dopóki B nie zwolni biegu.

Rys. 323-e.



Wymiary zewnętrzne bywają:

$$D = 3\,d + 24 \text{ cm}; \qquad L = 2{,}5\,d + 5 \text{ cm}.$$

Sprzęgła wechwytowe, sprzęgane od ręki, opierają się na tej samej zasadzie, co sprzęgła samodziałające, z tą jednak różnicą, iż pieski mają tu osie przedłużone, na które działają drążki łączące się ze sprzęgnikiem. Nadto układ piesków w różnych systemach bywa rozmaity.

γ) Sprzęgła cierne.

Obliczenie polega na zasadach wyłożonych powyżej pod **B.** W sprzęgłach prawidłowo wykonanych spotykamy ciśnienia $p = 4$ do 10 kg/cm² trących się powierzchni żelaza lanego.

Setki rodzajów sprzęgieł ciernych sprowadzić można do 3-ch zasadniczych:

1) Sprzęgła **o stożkach ciernych;** w sprzęgłach tych trącemi się powierzchniami są dwa stożki ścięte, współosiowe z wałem.

Najprostszy typ tego sprzęgła, w którem stożki mieszczą się na tarczach osadzonych na wałach, stosują tylko do przenoszenia małej mocy, albowiem siła przyciskająca stożki musi być względnie znaczna, wywiera zatem szkodliwe parcie na wały w kierunku ich osi.

2) Sprzęgła **warstwowe,** w których tarcie odbywa się między okrągłemi płytkami umocowanemi prostopadle do osi wałów.

Mocując pewną ilość płytek na jednym wale i okalając je walcem, ktory podtrzymuje inne płytki, ułożone naprzemian z pierwszemi, a który osadza się na drugim wale, (Weston) możnaby, przez dowolne powiększanie ilości płytek, zmniejszać też dowoli siłę niezbędną do sprzęgnięcia sprzęgła, a działającą w kierunku osi. Atoli trudność

rozsuwania płytek przy rozsprzęganiu sprzęgła, staje na przeszkodzie rozpowszechnieniu się tego sprzęgła o tak pięknej zasadzie.

3) Sprzęgła **walcowe**, w których tarcie występuje na powierzchni walcowej, spółosiowej z wałem.

Ponieważ siłę sprzęgającą wytwarza tu przeważnie tarcie się przeciętego pierścienia lub jego wycinków o powierzchnię walcową, więc taki opór tarcia wywołać może tylko siła działająca w płaszczyznie prostopadłej do osi wała. Do wzbudzenia tej siły w ciernych sprzęgłach walcowych spotykamy najróżnorodniejsze urządzenia. W prawidłowo zbudowanych sprzęgłach siły te układają się symetrycznie do osi tak, aby ciśnienia na wał, prostopadłe do jego osi, znosiły się wzajemnie. Nadto niektóre części wewnętrznych urządzeń sprzęgła działają nietylko jako sprężyny, co pozwala cały układ przesunąć nieco poza pewien właściwy mu punkt martwy, lecz nadto jako rozpory przegubowe, wspierające się, np. na pochwie przesuwalnej po wale, a natenczas sprzęgło takie po sprzęgnięciu nie wywiera żadnego parcia na wały w kierunku osi.

Wymiary sprzęgieł ciernych trudno ująć we wzory.

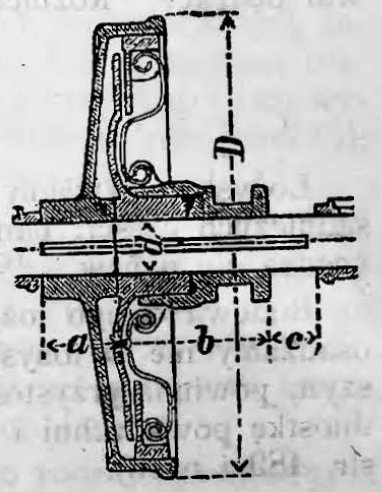
Przy wyborze i ocenie wartości sprzęgła ciernego kierować się należy nietylko uwagami dotyczącemi danego rodzaju sprzęgła, lecz i ogólnemi, podanemi pod **c.**, a nadto pamiętać oprócz dokładności wykonania zwłaszcza i o tem, że im bardziej złożonym jest układ wewnętrznego urządzenia w sprzęgle, tem bardziej też powinno ono dać się nastawiać, w miarę zużywania się powierzchni trących.

Sprzęgniki wszelakich sprzęgieł rozłącznych poruszają się przeważnie ręcznie, stosują jednak do tego celu i przeróżne inne rodzaje energii (np. elektryczność, powietrze ściśnione, wodę i t. p.), a nawet istnieją sprzęgła, np. cierne odśrodkowe, w których tarcie powstaje samodzielnie, lecz dopiero po przekroczeniu pewnej prędkości obrotowej.

Dla pędni fabrycznej zalecają się też poniekąd sprzęgła rozprzęgające się wskutek działania na nie, w danej chwili, wała pędzącego wał, który pragniemy zatrzymać.

Rys. 323 przedstawia przykład sprzęgła rozłącznego, o walcach ciernych, pomysłu Dohmen-Leblanc'a. Wewnętrzny walec składa się z 4 suwaków (wycinków pierścienia) przyciskanych do wnętrza walca zewnętrznego czterema sprężynami, stanowiącemi 2 systemy rozpór przegubowych.

Rys. 323.

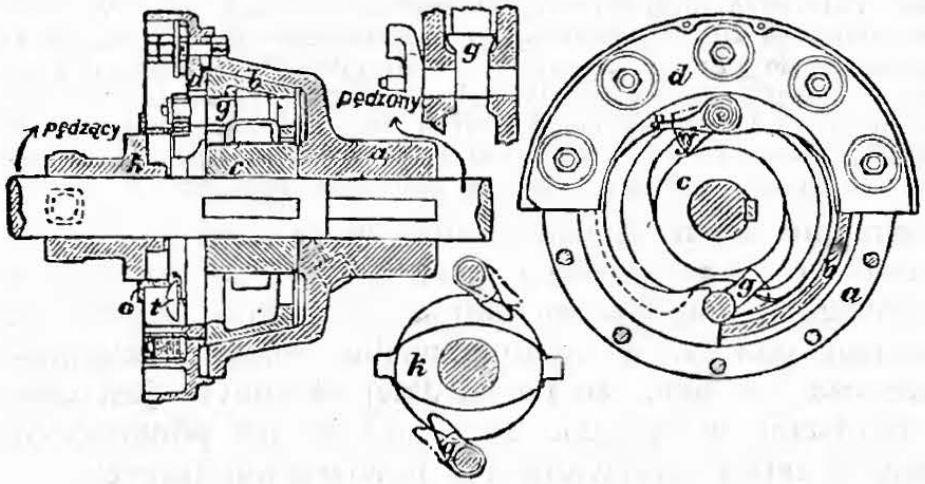


Kształt litery S, jaki mają sprężyny, dozwala im uginać się znacznie, wskutek czego można przesunąć pochwę sprzęgnika poza martwy punkt rozpory przegubowej, a wówczas sprzęgło jest zamknięte samo w sobie i nie oddziaływa wcale na pochwę w kierunku osi wała. Rys. 323 przedstawia pochwę, wraz z suwakami, osadzoną na wale pędzonym; jeżeli wypadnie osadzić ją na wale pędzącym, t. j. będącym stale w ruchu, to suwaki otrzymują przeciwwagi niwecące siłę odśrodkową, która miałaby dążność przypierania suwaków do walca, a więc dążność do sprzęgania wałów.

Rys. 324 przedstawia jedno z najlepszych sprzęgieł skombinowanych. Jest to rozłączne sprzęgło wechwytowe, o stożkach cier-

nych, pomysłu Lohmann'a i Stolterfoht'a. Na wale pędzonym osadzono stożek *a*, w którym może się obracać wewnętrzny stożek cierny *b*, wciskany weń tarczą *d*, na którą szereg śrub wywiera pewien nacisk. Wielkość tego nacisku można zmieniać dowoli, stosownie do potrzeby; pod podkładkami naśrubków znajdują się bowiem na ten cel gumowe obrączki.

Rys. 324.



W wydrążeniu stożka *b* zamocowano dwa pieski *g*, naciskane sprężynkami ku stalowym pazurom pochwy *c*, osadzonej na wale pędzącym. Pieski *g* zaopatrzono w korbki wystające poza obręb stożka *b*; owe korbki, a więc i same pieski, odchylają się od osi wała przez przesunięcie niezaklinionej na wale pochwy sprzęgnikowej *k*. Ma ona kształt dwóch nałożonych na siebie walców: eliptycznego (mała oś = odległości korbek pieskowych zamkniętych; wielka oś = ich odległości przy zupełnie otwartych pieskach) i kołowego. Przy wsuwaniu pochwy, pieski otwierają się zatem wciągu niespełna jednego obrotu wała. Sprzęgnięcie odbywa się również prędko; pazury *c* porywają wówczas nagle pochwę *b*, która zaczyna się poruszać w stożku *k*, nadając mu powoli i stopniowo coraz to większą ilość obrotów, aż do ilości, jaką ma wał pędzący. Różnicę obrotów sygnalizuje dzwoneczek *t*.

G. Łożyska.

Łożyskami zwiemy podpory czopów, składające się z dwóch zasadniczych części: panwi obejmującej czop, oraz gniazda, w którem osadza się panew.

Budowa całego łożyska, a w szczególności panwi, nawet gdy ją osadzamy nie w łożysku właściwem, lecz w innych częściach maszyn, powinna przystosować się do warunków ciśnienia czopa na jednostkę powierzchni i do jego oporu tarcia (p. str. 223 i nast., oraz str. 489 i nast.).

Łożyska posiadają ponajczęściej z boku łapy, za które chwytają śruby łożyskowe, a część okalająca panwię składa się, zwłaszcza w łożyskach wałów leżących, zazwyczaj z dwóch części: stałego żłobu i ześrubowanej z nim pokrywy zdejmowanej.

a) Warunki zasadnicze **dobrego łożyska** są:

I. **Panwie** powinny:

1) przylegać do czopa, a zatem być dostatecznie grube, aby nawet po pewnem zużyciu nie uginały się, zwłaszcza gdy się nie całą powierzchnią zewnętrzną wspierają na wnętrzu żłoba;

2) dawać się nastawiać w miarę zużywania, tak aby oś czopa zostawała w położeniu niezmiennem;

3) dawać się łatwo wymieniać na nowe, równie dobrze przylegające do czopa. (Najdokładniejszemi będą panwie otaczane zewnątrz, spółosiowo do prześwitu);

4) zużywać się (ścierać) łatwiej niż czop, aby go ochraniać od zużycia, gdyż same są łatwo wymienialne, a czopy nie;

5) nie podlegać ciśnieniu czopa na spoinę panewek, o ile panwie są rozdzielne;

6) mieć zapewniony dostateczny dopływ smaru;

7) stykać się z gniazdem swem tak, aby ciepło wytwarzające się przez tarcie czopa łatwo przechodziło z panwi na gniazdo.

II. **Gniazdo** powinno posiadać taki kształt i wymiary, któreby:

8) ułatwiały rozpraszanie się ciepła, (por. 7);

9) znosiły należycie siły działające na czop, co stosuje się zwłaszcza też do połączenia pokrywy ze żłobem;

10) dozwalały w sposób pewny zamocować łożysko na podstawie, przyczem możność późniejszego nastawiania jest często pożądana.

Dopełnienie wszystkich tych warunków nieraz bywa trudne, czasem wprost niemożliwe, w każdym razie powinniśmy przy projektowaniu dążyć do ich spełnienia.

b) Łożyska silników o ruchu posuwistym.

Jednem z bardziej złożonych bywa działanie sił w łożyskach silników o ruchu posuwistym, w których ciśnienie na czop zmienia się nietylko w dwóch przeciwnych sobie kierunkach, ale nadto przyłącza się nacisk koła rozpędowego. W budowie łożysk takich silników, zwłaszcza poziomych, spotykamy też największą rozmaitość. Panwie są trój- lub czwórdzielne, a panewki, t. j. ich wycinki, nasuwają się ku osi za pomocą śrub lub klinów (por. Dział VII, rozdz. III, rys. 715, 716).

c) Łożyska storcowe.

1. Najprostsze łożysko storcowe, t. j. podnóżne łożysko wałów stojących, składa się z walcowatego gniazda stojącego, odlanego wspólnie z płytą poziomą. W wydrążenie walca, czyli w gniazdo, wstawia się spiżową panew walcowatą, na dnie zaś spoczywa toczona soczewka stalowa, na której obraca się czop stojący.

2. Żużywaniu się panwi i soczewek w tego rodzaju podwodnych łożyskach (w zastosowaniu do turbin) starano się zapobiedz przez przeniesienie łożyska ponad wodę, z czego powstały układy storcowych łożysk nadwodnych (por. Dział VII, rozdz. II, rys. 634, 635). Łożyskami temi zastąpiono poniekąd łożyska o panwiach grzebie-

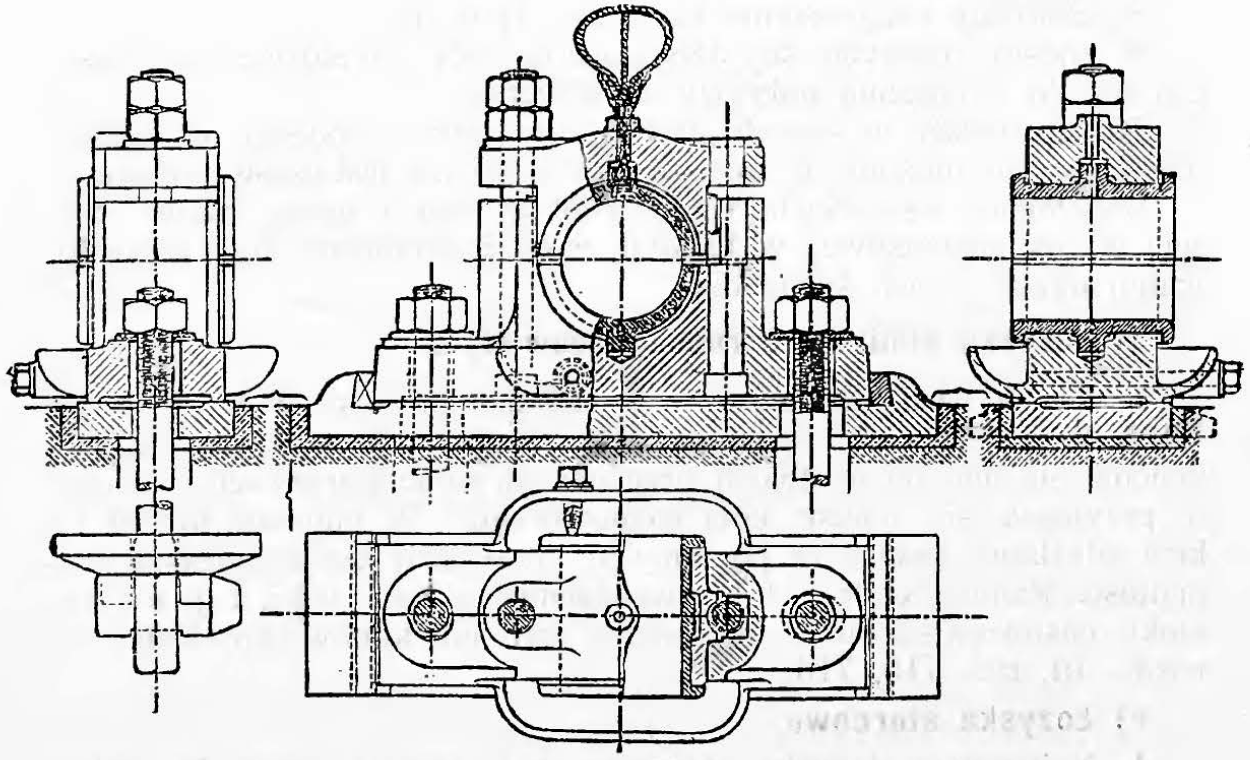
niastych (por. rys. 318 str. 492). Przy wielkich turbinach, mocy kilkuset *MK* lub więcej, wtłaczają pompą smar między trące się powierzchnie czopa. Nadto ciężar wała i turbiny równoważą ciśnieniem hydraulicznem wody wtłaczanej w łożyska podwodne, a natenczas woda ta zastępuje soczewkę stalową *).

3. Łożyska naszyjne, t. j. pośrednie na wałach stojących, budują według ogólnego typu łożysk siodłowych (rys. 325) z tą jednak różnicą, że maźnicę w pokrywie, zastępuje miseczkowate obrzeże panwi, napełniane smarem (olejem). Niekiedy w łożysko gwiaździste wstawiają kilka spiżowych lub gwajakowych panewek (por. Dz. VII, roz. II, rys. 633). W turbinach o długiej osi stosują też łożyska pośrednie swoistej budowy (por. rys. 632).

d) Łożyska siodłowe.

1. Łożyska siodłowe, t. j. do czopów leżących, z panewkami spiżowemi, przedstawia rys. 325. Nowsze ustroje takich normalnych łożysk pędnianych różnią się od typu przedstawionego w rys. 325 tem, że:

Rys. 325.



a) długość panwi śpiżowej lub z białego metalu równa się 2 do $2^1/_2$ średnicy wała;

b) dolna panewka nie ma brożka trzymającego ją w żłobie, a obrotowi jej zapobiega panewka górna; umożliwia to okręcenie panewki spodniej około wała celem jej wymiany;

c) obie panewki i gniazdo są przystosowane do samodzielnego smarowania (por. **e 2.**);

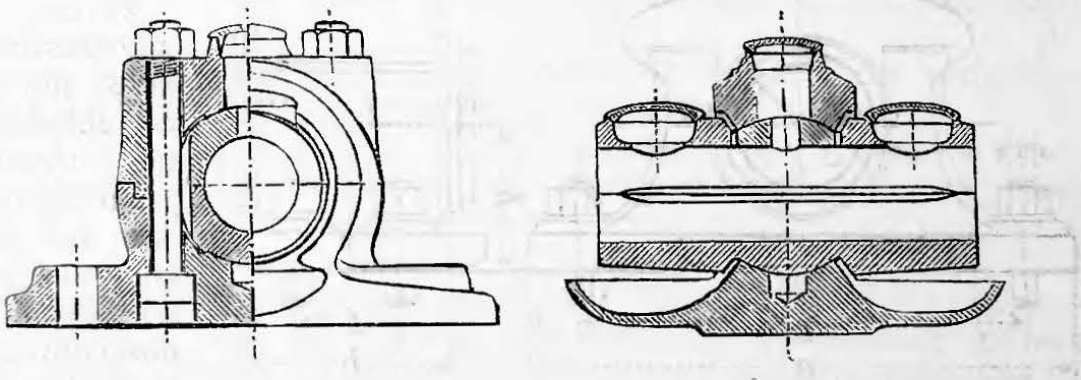
*) J. Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschrindigkeit. Wiedeń 1892, str. 359. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, Nr. 38; d-to 1892 Nr. 2.

d) łapy łożyska mają wydrążenia, w które mogą się chować łby śrub łożyskowych; daje to możność wysunięcia w razie potrzeby całego łożyska z pod wała.

Typ przedstawiony w rys. 325 używa się przeważnie jako część składowa rozmaitych maszyn, gdy wały są gęsto podparte, a mało obciążone i gdy nadzór bywa ciągły.

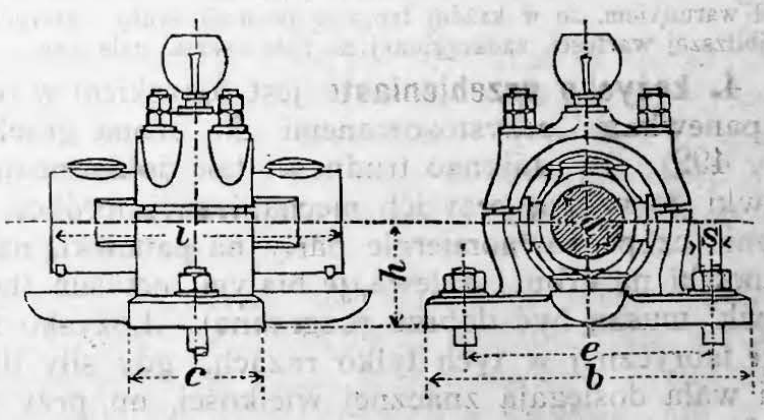
2. W pędni fabrycznej, łożyska te, nawet ze zmianami powyżej wyszczególnionemi, używają się jedynie do małych wałów i krótkich przystawek. Nieuniknione przeginanie się wałów przyczyniło się do tego, że typ ten, o panwiach nieruchomych, już prawie zupełnie wyrugowały z pędni fabrycznych (amerykańskie) łożyska Sellers'a, o panewkach wahliwych (rys. 326). Każda z panewek posiada

Rys. 326.



od zewnątrz po skrawku kuli spółśrodkowej z osią wała, przylegającym do odpowiedniego wydrążenia żłobu, względnie pokrywy. Łożyska takie, zaopatrzone jedynie w dwa skrawki kuli, nie znoszą parć bocznych, gdyż skrawki te, działając jako klin, rozpierają śruby pokrywowe; przy bocznem obciążeniu łożyska Sellers'a otrzymują zatem dodatkowe, boczne skrawki kuli (rys. 327). Najlepszym zaś jest ustrój, w którym całą panew okala środkowy pas kuli. Panewki łożysk Sellers'a robią z lanego żelaza, długości $l = 4\,d$, celem zmniejszenia ciśnienia jednostkowego. Smar używa się do nich stały, albo płynny; przy stosowaniu smaru płynnego (rys. 327) boczne maźnice na panewkach zawierają zapasowy smar stały, który w razie rozgrzania się łożyska topnieje i zapobiega zażarciu się powierzchni.

Rys. 327.



Nowsze ustroje łożysk Sellers'a wykonywują jako samosmary, (por. **e 2.**) stosując do nich zarazem ulepszenia w rodzaju wymienionych przy łożyskach zwyczajnych (por. **d 1.**).

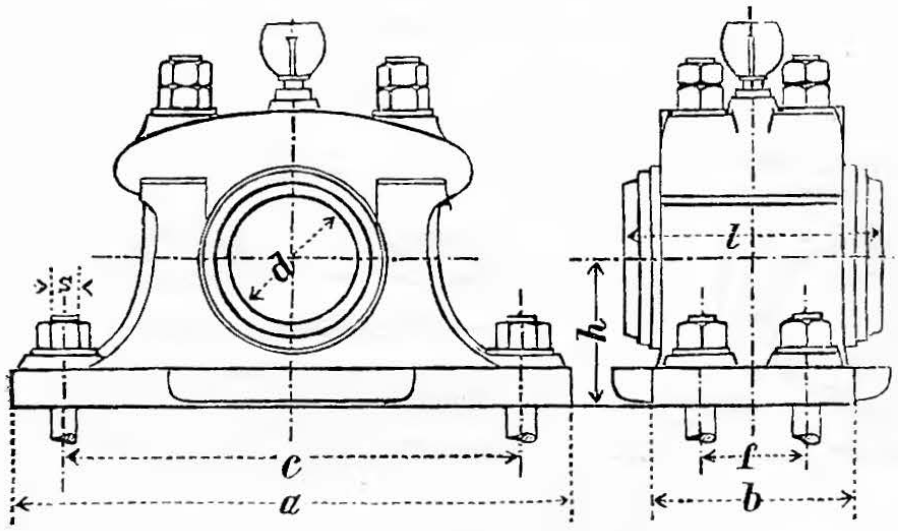
Łożyska Sellers'a stosują się na wały do 15 cm średnicy, a wymiary ich bywają:

$$h = 0.9\,d + 5 \text{ cm}; \quad b = 3{,}5\,d + 9 \text{ cm}; \quad c = 1{,}2\,d + 3 \text{ cm};$$
$$l = 4\,d; \quad s = 0{,}25\,d + 0{,}3 \text{ cm};$$

obliczoną grubość śrub s powiększa się do najbliższej wartości, zaokrąglonej na całe ósemki cala ang. By nie tracić na użytkowej długości wałów, zwłaszcza grubszych, zmniejsza się nieraz długość l panwi do $2^1/_2\,d$, wylewając ją natomiast białym metalem.

3. Łożyska głównych wałów pędnianych, obliczanych szczegółowo na ciśnienia i kręcenia występujące w czopach, wykonywują w zasadzie podług rys. 325, lecz wzmocnione (p. rys. 328), z panwiami spiżowemi lub z białego metalu. Niekiedy dodają wydrążenia w łożysku, dozwalające przepuszczać przez nie wodę chłodzącą, na wypadek zagrzewania się łożyska. Długość panwi, zależnie od ilości obrotów, bywa $l = 2$ do $3d$. Smarowanie samodzielne (por. **e. 2.**) odgrywa tu ważną rolę, mianowicie z powodu trudnego dostępu, gdyż łożyska te mieszczą się często w murach szybów linowych, przyczem po jednej stronie przylegają do nich koła napędowe, po drugiej zaś sprzęgła, wyłączające oddziały fabryki.

Rys. 328.



Wymiary takich łożysk bywają:

$$h = 0{,}9\,d + 6 \text{ cm}; \quad a = 3{,}3\,d + 12 \text{ cm}; \quad b = 1{,}4\,d + 4 \text{ cm}; \quad s = 0{,}22\,d$$

pod warunkiem, że w każdej łapie są po dwie śruby, których średnicę zwiększa się do najbliższej wartości, zaokrąglonej na całe ósemki cala ang.

4. Łożysko grzebieniaste jest łożyskiem w rodzaju rys. 328, lecz z panewkami przystosowanemi do czopa grzebieniastego (rys. 318, str. 492). By uniknąć trudności tak dokładnego przystosowania panewki do czopa, przy ich mechanicznej obróbce, iżby wszystkie grzebienie czopa równomiernie parły na panewki, nakłada się najczęściej panewki na czop i zalewa je białym metalem (tak czop jako też panewki muszą być dobrze rozgrzane). Łożysko to używa się w pędni fabrycznej w tych tylko razach, gdy siły działające w kierunkn osi wała dosięgają znacznej wielkości, np. przy zastosowaniu do napędu wielu lub bardzo wielkich stożków zębatych. Łożysko to stosuje się natomiast bardzo często do napędowych wałów śrubowców (do 50 cm średnicy): między wieloma innymi spotyka się tu ustrój złożony z szeregu oddzielnych panwi dla każdego pierścienia, które przyciskają się doń śrubami nastawnemi, umocowanemi w tułowiu łożyska*).

*) Reuleaux; Der Konstrukteur, Brunświk 1882 — 1889, Vieweg & Syn.

5. Samoistny typ łożysk stanowią **łożyska osi wagonów:** posiadają one wyłącznie tylko wierzchnią panewkę przeważnie wylaną białym metalem, a mieszczą się w wielkiej maźnicy.

Smarowanie odbywa się bądźto za pośrednictwem knota, z małej maźniczki znajdującej się ponad panewką, bądź też za pośrednictwem poduszek dziurkowatych, przyciskanych do czopa od dołu i ssących olej ze spodniej części maźnicy. Szczegóły ustroju tych łożysk udoskonalają się niemal corocznie.

e) 1. Smary używane do łożysk i wogóle do części maszyn ślizgających się po sobie powinny być:

a) lepkie, to zn. przylepiać się do powierzchni smarowanych pomimo ciśnienia na nie działającego;

b) mechanicznie czyste, t. j. nie zawierać żadnych ciał obcych, zwłaszcza zaś żywic, które wytwarzałyby skorupę na powierzchniach smarowanych;

c) chemicznie czyste, t. j. nie zawierać kwasów, które nadgryzają tak części smarowane, jako też i sąsiednie;

d) trwałe, t. zn. zachowywać jak najdłużej swe przymioty smarne, nie rozkładając się pod wpływem tlenu powietrza, nie tracąc swej gęstości i ślizgości wskutek ciśnienia i zmian temperatury (ciepło powstałe z pracy tarcia).

Najbardziej odpowiadają warunkom powyższym tłuszcze mineralne, dla tego też wyrugowały one z użycia tłuszcze roślinne i zwierzęce. Wobec różnorodności gatunków tłuszczów mineralnych, tak płynnych, jako też stałych i różnorodności warunków, w jakich pracują czopy w łożyskach, streszczamy wskazówki dotyczące wyboru smarów **mineralnych:**

a) do łożysk bardzo obciążonych najlepszym jest smar płynny, ślizki, nie zbyt rzadki (gęściejszy od oleju rzepakowego), lub też rzadki smar stały;

b) do zwykłych łożysk pędnianych, mało obciążonych smar płynny (nieco rzadszy od oleju rzepakowego);

c) do bardzo delikatnych części maszyn (np. maszyn do szycia, maszyn przędzalniczych i t. p.) bardzo rzadki, ślizki smar płynny.

Smary mineralne gęste stosują się przeważnie do łożysk czopów o małej ilości obrotów: zalecają one się tem, że tamują dostęp kurzu do czopa; trudniej natomiast wyregulować działanie smarownic do smaru gęstego niż do rzadkiego.

2. Z pośród mnóstwa oliwiarek do smaru płynnego na wyróżnienie zasługują oliwiarki kropelkowe, umożliwiające regulowanie ilości kropel spadających na czop, oraz ułatwiające wstrzymanie działania z chwilą postoju (w oliwiarkach z knotem lub igłą jest to prawie niemożebne). W urządzeniach poważniejszych (np. szybach linowych w przędzalniach) oliwiarki kropelkowe do łożysk głównych stosują się niekiedy w układzie ześrodkowanym, składającym się ze zbiornika, w którym się zbiera smar spływający ze wszystkich łożysk, oraz pompki, która tłoczy go z powrotem do zbiornika górnego, skąd rozprowadza się ponownie rurkami do każdego ło-

żyska; między zbiornikiem dolnym, a pompką znajduje się odsącznik (filtr) do czyszczenia smaru.

Ze względu wszakże na prostotę całości urządzeń pędnianych zaczęto w ostatnich czasach stosować łożyska smarujące się samodzielnie, t. j. **samosmary.** Pierwotnie osadzano na czopie pierścień większej średnicy, który, zanurzając się w lepki smar, czerpał go ku górze. Ponieważ przy użyciu pierścienia osadzonego na czopie niezbędne są jeszcze części dodatkowe, któreby zgarniały smar w najwyższym punkcie, przeto więcej się rozpowszechniły luźno na czop nasunięte obrączki (średnica wewnętrzna $\sim 1{,}5$ średnicy czopa), lub łańcuszki. Smar unoszony, zwłaszcza wewnętrzną powierzchnią obrączki, przylgiwa do czopa, a wskutek ssącego działania, pojawiającego się między czopem i panwią, dostaje się przez odpowiednie rowki w panewkach do powierzchni trących.

Zagłębienie w żłobie łożyska stanowi zbiornik smaru, a w łożyskach Sellers'a (rys. 326) zbiorniki nadlewają się do łożyska i mieszczą się nazewnątrz żłobu, przyczem stosują też dwie obrączki (łańcuszki) smarujące; oba zbiorniki łączą się ze sobą, gdyż olej może spływać nierównomiernie do każdego z nich. Na zbiornikach, zwłaszcza wewnętrznych, pożądane jest szkiełko wskazujące poziom smaru, który zmienia się co kilka tygodni.

f) 1. Obliczenia łożysk zasadzają się na ogólnych prawidłach nauki o wytrzymałości *), przyczem punktem wyjścia bywa nacisk na czop $P = k\,l\,d$, (por. str. 489). Dla żelaza lanego gięcie bezpieczne $k_b = 360$ kg/cm^2; przy zmianie kierunku i wielkości siły P, dobrać należy mniejszą wartość na k_b.

2. Ciśnienie bezpieczne k na panwię zależy od materyału czopa i panwi, oraz od przeznaczenia czopa i dobiera się w myśl danych str. 489.

3. Dla łożysk pędnianych, z panwiami ze spiżu lub białego metalu, a podtrzymujących czopy z żelaza kowalnego, o powierzchni zazwyczaj niezbyt ścisłej i gładkiej, zakładać należy $k = 5$ do 10 kg zaś $w = 16000$. Tak małe wielkości dla k i w uzasadniają się tem, że przy puszczaniu w ruch nowej pędni w czopie powstać może ciśnienie 2 do $2^1/_2$ raza większe od branego w rachubę, a to z powodu przedwstępnego wyprężenia lin lub pasów. Nadto nie bez wpływu są tu i osiadanie murów, drgania wałów i t. d. Łożyska już dotarte możnaby bardziej obciążać, dochodząc z wartością k do 25 kg/cm^2; a z w do 40000.

W łożyskach Sellers'a i wogóle w panewkach z żelaza lanego (podług Radinger'a) k nie powinnoby przekraczać 3 do 4 kg/cm^2 **).

4. Łożyska wałkowe i kulkowe ***) obliczają się na podstawie danych doświadczalnych. Jeżeli P oznacza nacisk na czop w kg, i ilość wałków lub kulek, na które w danej chwili działa siła P,

---

*) C. v. Bach, Maschinenelemente, 6 wyd. 1897, str. 441 i nast.

**) Joh. Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, 3 wyd. 1892 str. 284 — 358.

***) C. v. Bach, Masch. Elem., 6 wyd., 1897, str. 458 i nast.

d ich średnicę (przy stożkach średnią średnicę), a l długość użytkową wałków, to, zakładając materyał odpowiedniej twardości, oraz wykonanie wałków lub kulek dające pewność równomiernego rozdziału siły P na i wałków lub kulek, możemy stosować wzory:

dla **łożysk wałkowych:**	dla **łożysk kulkowych:**
$P = c\, i\, l\, d,$	$P = c\, i\, d^2,$

przy stosunku $l : d < 5$.

Zabezpieczając się jeszcze od znaczniejszych odkształceń, można **spółczynnikowi** c (w kg/cm^2) nadać wartości następujące:

1) do 25 dla wałków, a do 2,5 dla kulek z żelaza lanego między płaskiemi płytami lanożelaznemi;

2) do 60 dla wałków, a do 6 dla kulek ze stali między płaskiemi płytami stalowemi;

3) do 125 dla kulek z żelaza lanego w rowkach lanożelaznych;

4) do 300 dla kulek stalowych, toczących się w rowkach stalowych.

Dwie w końcu podane wartości warunkują się tem, aby rowki wygładzono i stłoczono należycie, tocząc w nich przez czas dłuższy kulki pod ciężarem wzrastającym stopniowo aż do krańcowego, oraz aby obydwa przekroje rowków były równymi łukami koła o promieniu $r \sim {}^{9}/_{16}\, d$.

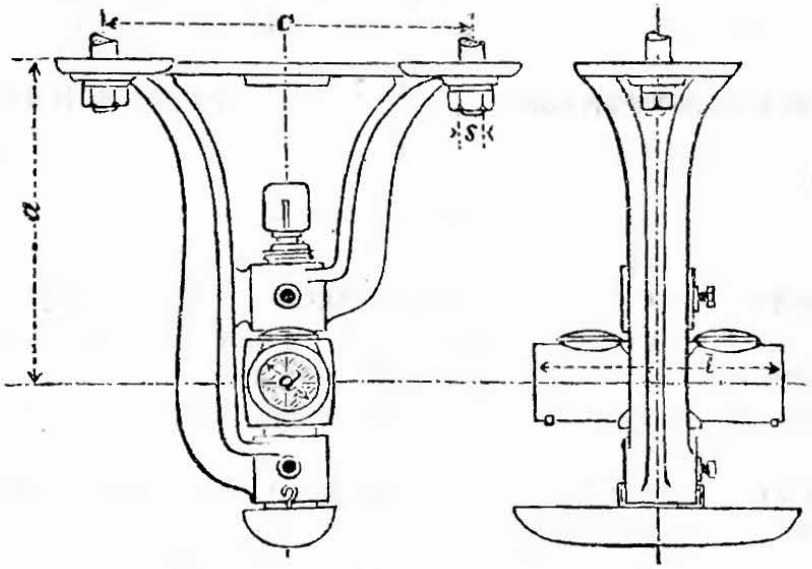
Wartości c należy brać tem mniejsze, im d ł u ż s z e są wałki, jak również im m n i e j prawdopodobnem jest, że ciężar rozłoży się j e d n a k o w o na wszystkie wałki lub kulki.

Rozpowszechnieniu się łożysk kulkowych w żórawiach, młocarniach, obrabiarkach, kołowcach, samojazdach i t. p. sprzyja ich względna taniość; istnieją bowiem specyalne fabryki wyrabiające kulki stalowe, twardzone, polerowane, w średnicach od 3 do 50 m/m, z dokładnością do 0,01 m/m.

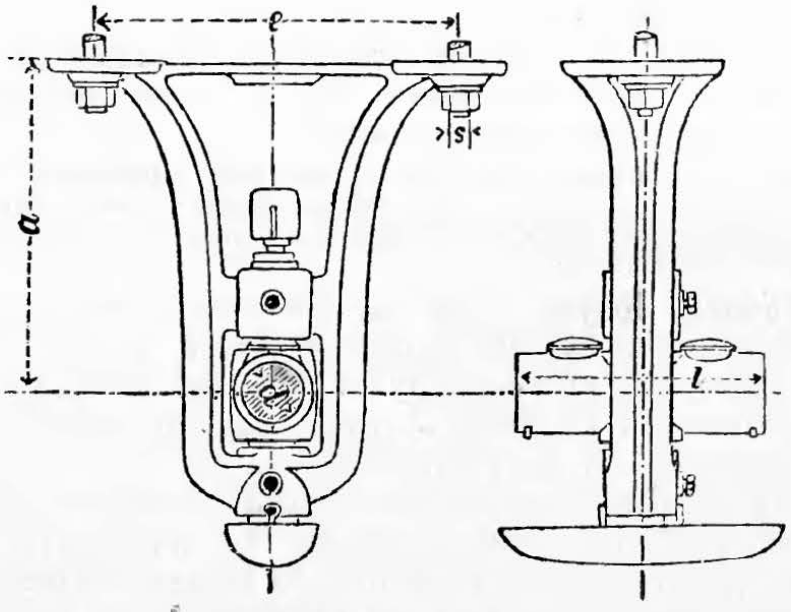
g) 1. Podpory łożysk mają dać tak samo niewzruszoną oporę łożysku, jaką ono stanowi dla czopa. Podpory te, jako oddzielne części, wyrabiają się przeważnie tylko do pędni fabrycznych, gdzie ponajczęściej mieszczą się górą, u stropu sal, na słupach i t. p.; większość głównych sił napędowych działa tu zatem w kierunku przybliżenie poziomym, drobne zaś napędy maszyn wytwórczych w przybliżeniu pionowo w dół. Stosunki te wytworzyły dwa zasadnicze typy podpór, z których jedne, do łożysk ważniejszych, mają zabezpieczać przedewszystkiem od przesunięcia się w bok, drugie zaś, do łożysk podrzędniejszych, mają głównie dawać możność doprowadzania łożyska do właściwego poziomu. Amerykański typ łożysk Sellers'a (rys. 326) nadawał się do uproszczeń polegających na zaniku gniazda łożyskowego, łączącego się w jednym odlewie z właściwą podporą, wykonaną stosownie do miejsca przeznaczenia jako l o ż y s k o w i s z ą c e, w s p o r n i k o w e ś c i e n n e, w s p o r n i k o w e s ł u p o w e i t. p.

2. Łożysko wiszące Sellers'a (rys. 329, 330) posiada wahliwą panwię osadzoną w grubych śrubach z żelaza lanego, dających możność jej podnoszenia lub opuszczania. Gwint śrub powinien być nacinany, bo gwint odlewany na surowo, jako nie dość dokładny,

Rys. 329.



Rys. 330.



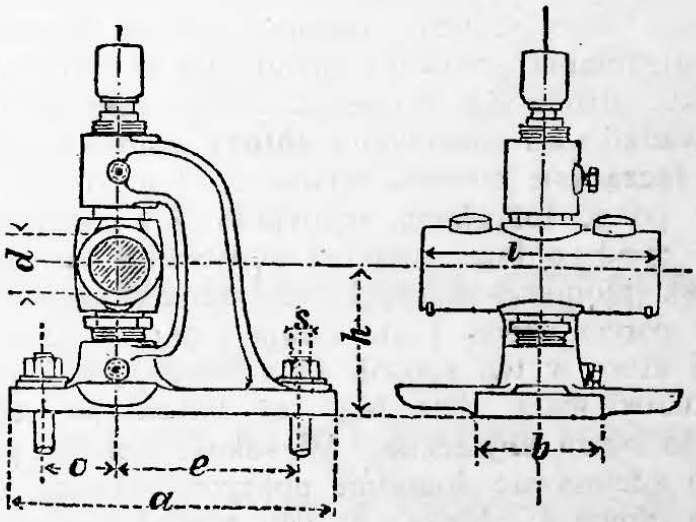
dozwalałby na pewne przesunięcia górnej i dolnej panewki względem siebie w bok, co powodowałoby zaciskanie wała. Ustrój przedstawiony w rys. 330, przeznaczony na grube wały, ma obustronne zamknięcie panewek, co jednakże utrudnia montaż; budują zatem typ pośredni, w którym do łożyska według rys. 329 dodaje się śruba boczna, zamocowana w ramieniu wierzchniem, a dociągana naśrubkiem do ucha nadlanego do łapy spodniej; podczas montażu śruba ta się wyjmuje, co dozwala wprowadzenie wała z panewkami z boku. Dla wałów o równych wymiarach muszą śruby trzymające łożysko być tem mocniejsze, im większy jest wyskok a, wraz z którym zwiększają się momenty gnące w punkcie osadzenia łożyska.

Z tego też względu łożyska o większych wyskokach otrzymują po dwie śruby w każdej łapie.

Łożyska wiszące stosują się na wały aż do 15 cm średnicy. Wymiary częściej stosowane są: $c =$ od $(a + d)$ do $(a - 2d)$, średnio $a = c$, przyczem dla cienkich wałów bierze się $a = 25$ do 60 cm, dla grubszych $a = 50$ do 80 cm; s bywa o $^1/_8$ do $^1/_4$ cala ang. grubsze niż przy łożyskach Sellers'a (str. 511 i 512)

3. W miejscach, gdzie działa poważniejszy napęd w bok, łożyska wiszące zastępują **kozłami wiszącymi,** na których ustawia się kompletne łożysko. Mają one kształt litery U, na której dnie stoi łożysko, oklinowane między nadlewami dna. W razie konieczności podniesienia poziomu łożyska, podkłada się pod nie blaszki odpowiedniej grubości. Przekroje ramion muszą czynić zadość względom wytrzymałości przy najsilniejszem wytężeniu łożyska, przyczem dla lanego żelaza nie należy przekraczać naprężeń $k_z = 280$ kg/cm^2. Co do śrub stosują się i tu również wskazówki z pod **2.**

Rys. 331.



4. Łożysko stojące (rys. 331) jest odwróconem łożyskiem wiszącem. Bardzo dobre pod względem nastawiania środka wału, nie przedstawia ono jednak dostatecznego oporu przeciw parciom bocznym, a ponieważ jako stojące musi mieć (w większości wypadków) dodatkową podstawkę (por. rys. 325) spotyka się więc stosunkowo rzadko do wałów poniżej 10 cm śred.

Wymiary bywają:

$$h = 2{,}5\,d + 3 \text{ cm}; \quad c = 1{,}2\,d + 1 \text{ cm};$$
$$e = 3\,d = 3 \text{ cm}. \quad s = 0{,}25\,d + 0{,}3 \text{ cm},$$

a grubość s powiększa się do najbliższej watości zaokrąglonej na całe ósemki cala ang.

$$b = 1{,}2\,d + 3 \text{ cm}; \quad a = 4{,}2\,d + 4\,s + 4 \text{ cm}.$$

5. Podstawka łożyska przedstawiona w rys. 325 ma dwie wady zasadnicze: w razie konieczności zdjęcia łożyska, może się ona obruszyć na fundamencie, a nadto nie zabezpiecza fundamentu od smarów rozgryzających cement. Dobra podstawka łożyskowa powinna mieć wysokie obrzeże zatrzymujące smar, a wystające poza panewki wzdłuż i wszerz, które nadto przyczynia się do równomierniejszego rozkładu nacisku czopa na wielką powierzchnię muru; ma ona mieć mocne śruby własne, chwytające fundament na dostatecznej głębokości, a budowa jej powinna chronić łby śrub łożyskowych od zalania cementem przy podlewaniu całej podstawki. Ponieważ smary nie oddziaływają szkodliwie na drzewo, więc podstawki stawiane na drzewie robią się przeważnie bez obrzeży na smar, a służą głównie do oklinowania łożyska klinami dębowymi lub żelaznymi; przy łożyskach wystawionych na wstrząśnienia miejsca wolne na kli-

ny zalewa się cynkiem. Gdy siły boczne są znaczniejsze, należy sprawdzać stateczność filara, na którym stoi podstawka i stosować śruby dostatecznej długości, a nadto podstawka otrzymuje wówczas występ poprzeczny od spodu, zabezpieczający ją od przesunięcia się po murze. Jeżeli w sąsiedztwie filara znachodzi się mur idący w kierunku wała, to można podstawkę zaopatrzeć u góry w nadlew, za który chwyta śruba, łącząca ją z owym murem. Tak samo można i filar zmocować ściągami do muru, gdyby sam wydawał się za słabym.

Średnio bywa:

długość podstawki $= \sim 2$ długości łożyska;
szerokość „ $= \sim$ długości panwi $+ 5$ cm;
wysokość „ $= \sim 3$ grubości śrub łożyskowych;
grubość śrub posadowych (fundamentowych) = grubość śrub łożyskowych $+ {}^1/_8$ do $^1/_4$ cala angielskiego.

6. Obłoża (skrzynie murowe). Gdy wał przechodzi przez mur, łożysko ustawia się w murze na podstawce, zasklepiając otwór od góry lub też pokrywając go belkami żelaznemi. Przy wałach poważniejszych (szyby linowe fabryk) takie rozwiązanie zaleca się przed innemi, daje bowiem możność dobrej obsługi łożysk. Konieczność uwzględniania położenia pędni już w czasie wznoszenia murów budynku, utrudniając poniekąd przeprowadzenie powyższej zasady, doprowadziło do stosowania **obłoży** lanożelaznych, w których podstawka, łącząc się dwiema ściankami bocznemi z płytą podtrzymującą mur ponad łożyskiem, wytwarza rodzaj skrzyni z przodu i tyłu otwartej. Spód obłoża stanowi podstawkę łożyska i przenosi na mur naciski pionowe czopa; boczne ścianki obłoża przenoszą na mur boczne parcia czopa i otrzymują pionowe żebra, które się obmurowywa i które w ten sposób zabezpieczają obłoże od przesunięć w kierunku osi wała. Dla tego też dodawanie śrub fundamentowych do obłoża bywa zbyteczne. Wysokość obłoża powinna dozwalać nietylko zdejmować dogodnie pokrywę łożyska, ale i wsadzać bezpiecznie głowę w obłoże, w celu przekonania się, czy smarowanie odbywa się prawidłowo. Wierzch obłoża nie tyle dźwiga mur nad otworem łożyskowym, co raczej zastępuje tylko krążyny dla przesklepienia otworu; z tego też powodu szerokość jego może być względnie bardzo mała, o ile nie stosujemy obłoża z występami wysadzonemi poza obręb muru, na których stawiamy łożyska. Wówczas bowiem wierzch obłoża zabezpiecza je od obrotu około osi poziomej (prostopadłej do osi wała). Do wałów, otrzymujących (lub oddających) napęd na końcu niewspartym, stosują się obłoża dwułożyskowe, w celu ochronienia wała od drgań.

Ze względów przeciwpożarnych dobrze jest zamykać obłoża drzwiczkami lub zasuwami żelaznemi, zwłaszcza w ścianach przedzielających oddziały fabryki.

7. Łożyska wspornikowe, różnią się od wiszących (rys. 329. 330) tem, że ramiona ich są przestawione o 90^0 i wykonane mocniej, t. j. z uwzględnieniem gięcia. Ponieważ zarówno mury fabryczne, jak i słupy, nie zawsze stoją ściśle w kierunku właściwej linii wałów, przeto stosowanie łożysk wspornikowych o stałym wysięgu wymaga nadzwyczajnej staranności przy budowie.

8. Dla tego też najczęściej stosują do pędni fabrycznej **wsporniki z oddzielnemi łożyskami** na nich ustawionemi. Możność przesuwa-

nia łożyska po wsporniku ułatwia projektowanie, wykonanie i ustawianie pędni, a drobne różnice w poziomach usuwają się przez podkładki z blachy żelaznej pod łożyska. Z tych samych względów należy oddać pierwszeństwo wspornikom obejmującym słup żelazny, nad wspornikami mocowanymi na płaszczyznach nadlewanych umyślnie w tym celu na słupach. Płaszczyzny te mogą bowiem być poprzekręcane w rozmaitych kierunkach, jeżeli już nie przy formowaniu słupów, to przy ich ustawianiu.

Zazwyczaj śruby łożyskowe wystarczają do prawidłowego złączenia łożyska ze wspornikiem. Gdy jednakże na łożysko działają znaczniejsze siły boczne, to wsporniki powinny otrzymać nadlane występy dla dodatkowego oklinowania łożysk. Wsporniki słupowe pod ważniejsze łożyska nie przytwierdzają się samemi strzemionami, lecz im się nadlewa całe lane plecy, a szczelinę między niemi i słupem zalewa się cynkiem.

9. Oprócz powyżej opisanych, zasadniczych typów podpór pędnianych, istnieje jeszcze wiele innych, przystosowanych bądźto do warunków miejscowych, bądź też do ustroju danego łożyska. Największa różnorodność panuje w zastosowaniu do lekkich wałów, przy których małość sił działających nie zdoła ujawnić niebezpieczeństwa niektórych ustrojów.

III. CZĘŚCI MASZYN DO WCIĄGANIA CIĘŻARÓW (WCIĄGNIKI).

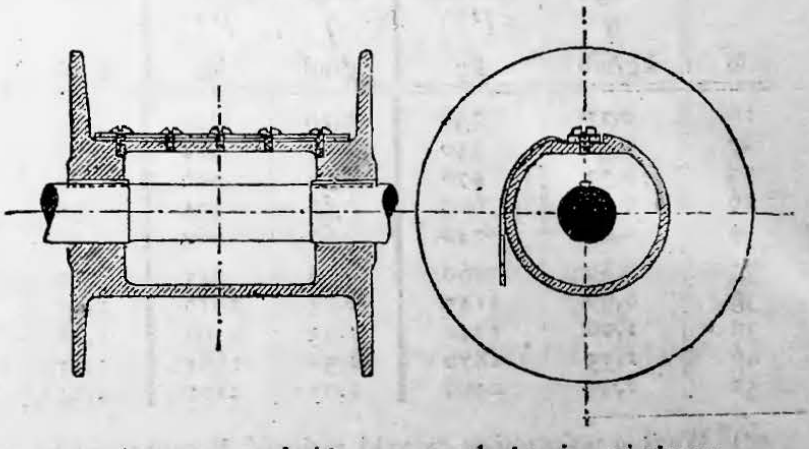
A. Pasy skórzane i parciane, oraz bębny przynależne.

Pasy z dobrej **skóry** rdzennej pracują w dźwigach (liftach) bezpiecznie pod obciążeniem 35 do 40 kg/cm² przekroju.

Pasy parciane, dwuosnownie tkane z konopi rosyjskich, około 4 mm grubości, można obciążać 70 do 80 kg/cm²; pasy 6 do 8 mm grube, czwórosnowne 60 do 70 kg/cm²; wreszcie pasy sześcioosnowne 55 do 60 kg/cm² przekroju. Szerokość pasów parcianych bywa do 60 cm.

Bębny. Średnica bębna ma być nie mniejsza niż 30 do 40-to krotna grubość pasa, którego koniec przytwierdza się do bębna, zaciskając go płaskownikiem przyśrubowanym do bębna łbiakami o łbach bardzo nizkich (p. rys. 332). Celem ochrony tego złącza od zużywania się, powinny je zawsze pokrywać jeszcze jeden lub 2 zwoje pasa nawet przy najniższem położeniu ciężaru.

Rys. 332.



Dziurki na łbiaki przebija się w pasach skórzanych dziurniczką, w parcianych natomiast szydłem, rozszerzając następnie oczko tkaniny do potrzebnego prześwitu.

B. Liny, oraz przynależne koła i bębny.

a. Liny z przynależnościami.

1. Liny. Uwagi ogólne o linach konopnych p. str. 486. Do wciągania ciężarów używają się liny konopne, o przekroju kołowym lub płaskim, a wymiary ich podano w tablicy poniższej. Tablica ta wykazuje, że liny niemazione (niesmolone) znoszą nieco większe ciągnienie aniżeli mazione i że liny z badeńskich konopi czesanych są wytrzymalsze od tańszych lin z czystych konopi rosyjskich. Taśmy linowe zszywają się z 4-ch do 6-ciu lin okrągłych, a znajdują zastosowanie przeważnie do wyciągów kopalnianych.

Oznaczamy przez:

P obciążenie bezpieczne (nośność) liny w kg,
d średnicę liny w cm,
D średnicę koła (wzgl. bębna), mierzoną od środka do środka liny w cm,
q wagę liny w kg/mb.

Liny, owijając się około kół, lub nawijając się na bębny, niszczą się tem więcej im mniejszy jest stosunek $D : d$.

Dla dźwigarek (wind) i wciągów (wielokrążków) należy zakładać:

jeżeli okrągłe liny są nowe, luźno skręcone, gibkie i mazione (smolone):

$$P \leqq 60\, d^2, \text{ przy } D \geqq 7\, d,$$

dla lin zaś nowych, mocno skręconych, niemazionych:

$$P \leqq 80\, d^2, \text{ przy } D \geqq 10\, d.$$

Dla wyciągów kopalnianych zakłada się:

$$P = 60\, d^2 \text{ do } 80\, d^2, \text{ przy } D \geqq 50\, d \text{ do } 80\, d.$$

Liny konopne do dźwigów (liftów)

według danych jednej z większych fabryk niemieckich.

Średnica liny d	Liny okrągłe, niemazione				Liny okrągłe, mazione			
	konopie badeńskie czesane		konopie rosyjskie zwykłe		konopie badeńskie czesane		konopie rosyjskie zwykłe	
	waga q	nośność P*)	waga q	nośność P*)	waga q	nośność P*)	waga q	nośność P*)
mm	kg/mb	kg	kg/mb	kg	kg/mb	kg	kg/mb	kg
16	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
20	0,32	350	0,31	314	0,36	314	0,35	275
23	0,37	470	0,36	416	0,43	416	0,42	363
26	0,53	600	0,51	531	0,58	531	0,56	464
29	0,64	740	0,62	660	0,70	660	0,70	578
33	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
36	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
39	1,06	1340	1,03	1194	1,18	1194	1,15	1044
46	1,55	1870	1,50	1661	1,73	1661	1,68	1453
52	2,03	2390	1,97	2122	2,24	2122	2,18	1857

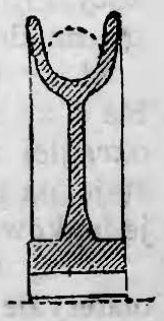
*) Według wskazówek fabryki nośność P oznaczono na $^1/_8$ obciążenia rozrywającego.

Liny z oddzielnych linek skręcane, mazione z badeńskich konopi czesanych			**Taśmy linowe, mazione** z badeńskich konopi czesanych			
średnica liny d	waga q	nośność P*)	szerokość b	grubość s	waga q	obciążenie rozrywające
mm	kg/mb	kg	mm	mm	kg/mb	kg
59	2,67	4550	92	23	2,35	14812
65	3,70	5530	105	26	3,04	19110
72	4,00	6780	118	26	3,36	21476
78	4,80	7960	130	29	4,26	26390
85	5,60	9450	130	33	4,80	30030
92	6,40	11070	144	33	5,28	33264
98	7,46	12575	157	33	5,60	36267
105	8,53	14420	157	36	6,24	39564
			183	36	7,20	46116
*) Według wskazówek fabryki nośność P oznaczono na $^1/_6$ obciążenia rozrywającego.			183	39	7,84	49959
			200	44	9,25	61600
			250	46	12,10	80500
			310	47	15,00	101600

O stosunku naprężeń w linie nawijającej się i odwijającej, zależnych od sztywności liny i od tarcia w czopach, p. Dział VI, rozdział II; na str. 233 do 235 uwzględniono bowiem tylko stratność wynikającą ze sztywności lin.

2. Koła i bębny linowe. Najmniejszy stosunek $D:d$ w myśl str. 520. Rys. 333 przedstawia zwykłe **koło linowe,** osadzane na osi; jeżeli ma ono chodzić luźno na wale, to powinno mieć dłuższą piastę. Wieniec ma rowek gładko wytoczony, w który lina układa się bez zakleszczania. Ciśnienia bezpieczne na jednostkę powierzchni piasty, względnie czopów dochodzą do $\leqq 70$ kg/cm² (żelazo lane na kowalnem).

Rys. 333.



Koła linowe zabierające wyłącznie tarciem linę nałożoną, gdy jeden jej koniec dźwiga klatkę dźwigu (ważącą G_1 kg), wraz z jej największem obciążeniem (ważącem Q kg), drugi koniec zaś przeciwciężar (G_2 kg), powinny mieć, dla wieńca według rys. 333, średnicę conajmniej $D = 32\,d$ do $40\,d$, aby tarcie liny o koło wystarczyło do przeniesienia siły obwodowej. W takich warunkach dla lin z konopi wyborowych nośność P może dosięgać wartości $100\,d^2$.

Aby lina nie ślizgała się po kole, powinno być, w myśl str. 233:

$$G_2 \leqq G_1\, e^{\mu\pi}; \qquad G_1 + Q \leqq G_2 e^{\mu\pi}, \text{ czyli}$$

$$\frac{Q}{G_1} \leqq e^{2\,\mu\pi} - 1, \text{ t. j. przy } \mu = 0{,}2$$

$$Q \leqq 2{,}5\,G_1, \text{ oraz } G_2 \leqq 1{,}87\,G_1.$$

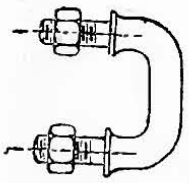
Ponajczęściej Q bywa w granicach $1{,}5\ G_1$ do $2\ G_1$.

Koła linowe, mające zabierać tarciem linę nałożoną, miewają też wieńce z rowkami kliniastymi, podł. rys. 317 str. 486. Zakładając przytem $2\beta = 30^0$, otrzymujemy zamiast powyższych wzór:

$$Q \leqq 15\,G_1; \qquad G_2 \leqq 4\,G_1.$$

Bębny linowe mają walec gładki i obrzeża na końcach. Grubość ścianki walca ze względów na wykonanie bywa $\geqq$ 1,0 do 1,2 cm, o ile przy dłuższych bębnach kręcenie i gięcie nie zniewoli do stosowania ścianek jeszcze grubszych. Długość bębna zależy od grubości i długości liny, jaka się na niego ma nawijać, przyczem kilka zwojów liny powinno zostawać stale nawiniętych na bębnie, aby nie nadwyrężyć jej połączenia z bębnem. Złącze to składa się z pałąka (rys. 334) przyśrubowanego do bębna lub wraz z nim odlanego.

Rys. 334.



Aby nie narażać osi bębna na skręcanie, łączy się koło napędowe za pomocą śrub i występów bezpośrednio ze storcem bębna. Z tej strony storc bębna odlewa się zazwyczaj pełny, drugi zaś miewa otwory, celem wydłubania rdzenia z odlewu. Odchylenie liny od płaszczyzny prostopadłej do osi bębna powinno być jak najmniejsze, aby się zwoje liny prawidłowo układały na bębnie. By uniknąć takich znaczniejszych odchyleń, stosują bądźto krążek naprowadzający linę, przesuwający się swobodnie w kierunku osi bębna, bądź też bęben krótszy, nawijając nań linę w kilka warstw.

Bębny, zabierające wyłącznie tarciem linę owiniętą wielokrotnie naokoło nich, opisano w Dziale VI, rozdz. II.

b. Liny druciane i ich przynależności.

1. Liny. Ogólne uwagi o linach podano na str. 481 i nast. Liny druciane do wciągania ciężarów wyrabiają o przekroju kołowym lub płaskim. Liny **okrągłe** różnią się od siebie ilością skrętek i dusz w nich zawartych, ilością skrętów nadawanych skrętkom na metr bieżący, grubością i ilością drutów, a wreszcie gatunkiem żelaza użytego na drut.

Liny **płaskie** robią się z kilku lin okrągłych, ułożonych obok siebie i ze sobą zeszytych. Zaletę ich stanowi gibkość większa niż liny okrągłej tego samego przekroju. Szerszemu zastosowaniu lin płaskich staje na przeszkodzie stosunkowo mała ich trwałość, wynikająca z niejednakowego wydłużania i zużywania się oddzielnych lin składowych.

Przy **wyborze ustroju liny** pamiętać należy, że, przy jednakowym materyale i jednakowem obciążeniu rozrywającem, lina jest tembardziej gibka, z im większej ilości cienkich drutów się składa, jak również o tem, że przez zastosowanie dusz konopnych, pomimo wzrostu średnicy liny, gibkość jej się powiększa. Dobrze zatem będzie, przed ostatecznym wyborem porozumieć się z fabryką lin i zasięgnąć jej rady.

Jeżeli przewiduje się rozgniatanie liny, skutkiem jej warstwowego nawijania się na bęben, to powiększenie giętkości liny przez obfitość dusz konopnych nie ma celu. Podobnie cienkość drutu w linie nietylko przestaje być zaletą, a staje się wprost wadą, gdy lina podlega silnemu zużywaniu się przez tarcie lub rozgniatanie, zwłaszcza zaś liny kopalniane, wystawione na działanie wód kwaśnych, należałoby wykonywać z drutów możliwie najgrubszych, a w do-

datku cynkowanych lub ołowionych. O smarowaniu lin była mowa na str. 481.

Materyałem na liny druciane, oprócz wyżarzonego drutu żelaznego lub besemerowskiego (o ciągnieniu zrywającem $K_z = 4000$ do 6000 kg/cm²), bywa przeważnie wisny drut ze stali tyglowej, o $K_z = 11500$ do 13000 kg/cm². Jedynie do większych ciężarów i ~~głęboko-~~ ści wyciągowych w kopalniach stosują drut stalowy, o $K_z = 15000$ do 16000 kg/cm², w ostateczności zaś bardzo wisny drut stalowy, o $K_z = 18000$ do 20000 kg/cm². Zmniejszanie się rozciągliwości, towarzyszące wzrostowi wytrzymałości na ciągnienie, skraca trwałość liny i wyklucza bezwarunkowo stosowanie kół o małej średnicy.

Zachowując oznaczenia podane na str. 484, oznaczając nadto przez S w kg siłę ciągnącą, jaka występuje w najbardziej wytężonym przekroju liny, i zakładając dla drutu stalowego (p. str. 335) $E = 2150000$ kg/cm², otrzymamy w przybliżeniu **naprężenie całkowite** k_z (w kg/cm²), składające się z ciągnienia σ_z i gięcia σ_b (por. str. 485), ze wzoru:

$$k_z \geqq \frac{S}{i \cdot {}^1/_4 \pi \delta^2} + 800000 \frac{\delta}{D}.$$

Przy właściwym ustroju liny i wyborowym, wisnym materyale, naprężenia bezpieczne nie powinny przekraczać:
dla lin z drutu żelaznego i besemerowskiego:
k_z do 1500 kg/cm²,
dla lin z drutu ze stali tyglowej w dźwigach osobowych:
k_z do 2000 kg/cm²,
dla lin z drutu ze stali tyglowej w dźwigach wyłącznie towarowych:
k_z do 3000 kg/cm².

Wypadałoby się starać zawsze o to, aby naprężenie całkowite pozostawało znacznie poniżej podanych tu wartości, które przekraczają granice naprężeń uznanych zazwyczaj za bezpieczne (por. str. 335, 336), zwłaszcza jeżeli nie można uniknąć nawijania i wyginania liny na przemiany to w jednym, to w drugim kierunku. Przy wyborze całkowitego naprężenia bezpiecznego, trzeba zważać jeszcze i na tę okoliczność, że za siłę S uważa się zazwyczaj tylko obciążenie statyczne liny, bez uwzględniania dynamicznego przyrostu tej siły, niezbędnego dla nadania przyspieszenia masom w chwili rozpoczynającego się wznoszenia ciężarów.

Jeżeli Q oznacza ciężar (w kg), który należy wznieść, l największą długość (w m) zwisającej części liny, q jej wagę (w kg/mb), to dla liny złożonej z i drutów grubych na δ cm, otrzymamy:

$$S = Q + q\,l, \quad \text{oraz} \quad q = 0{,}75\, i\, \delta^2 \text{ do } 0{,}80\, i\, \delta^2.$$

Na okrągłe liny **wyciągów** kopalnianych używa się zazwyczaj drutów grubości 1,4, najwyżej do 2,8 mm, aby mogło być: $D \geqq 1000\,\delta$. Jeżeli urządzenie wymaga koniecznie grubych drutów w linie, a zarazem kół o możliwie małej średnicy, to wyjątkowo tylko schodzi się poniżej $D = 1000\,\delta$, a w ostateczności do $D = 500\,\delta$.

Nadto średnicę kół D trzeba powiększać i w miarę wzrostu ilości i drutów danej grubości δ w linie, t. j. w miarę wzrostu grubości d samej liny: najlepszy stosunek jest $D \geqq 100\,d$; można go zmniejszyć kosztem trwałości liny do $D \geqq 70\,d$, lecz i w tym przypadku należy zachować jeszcze przynajmniej właściwy stosunek D do δ.

Druciane liny wyciągowe wyrabia jedna z największych fabryk niemieckich: okrągłe z drutów: $\delta = 1{,}4$ do 3,4 mm; $i = 36$ do 180; $d = 13$ do 70 mm; $q = 0{,}55$

do 16,6 kg/mb; płaskie: $\delta = 1$ do 2 mm; $i = 120$ do 320; grubość $s = d = 9$ do 28 mm; szerokość $b = 38$ do 165 mm; $q = 1{,}0$ do 10,6 kg/mb.

Uwaga. Taż sama fabryka w cennikach swych podaje obciążenia rozrywające linę, równe sumie obciążeń rozrywających oddzielne druty. Rozrywanie próbne takich lin wykazało jednak wartości o 10% mniejsze od podanych w owym cenniku.

Ta sama fabryka do swych nader giętkich lin skręcanych z oddzielnych linek drucianych, ($\delta = 1$ do 2 mm; $i = 120$ do 294; $d =$ 20 do 63; $q = 0{,}9$ do 11,5 kg/mb) dozwala stosować koła o średnicy $D = 400\,\delta$, przyczem naprężenie k_z dochodzi do $^1/_4\,K_z$. Krańcowych tych wartości nie należałoby jednakże stosować do lin z drutów $\delta = 1{,}6$ do 2 mm.

Liny do dźwigów nader giętkie, również z oddzielnych linek skręcane, wyrabia fabryka owa z drutu ze stali tyglowej, cynkowanego lub niepowleczonego, o wytrzymałości $K_z = 12000$ kg/cm². Liny te do bębnów małej średnicy, ($D = 250$ do 600 mm) miewają $\delta = 0{,}5$ do 1,2 mm; $i = 96$ do 252, $d = 9$ do 35 mm, $q = 0{,}18$ do 2,62 kg/mb. Dla lin powyższych stosownem będzie: $D \geqq 500\,\delta$, czyli $D \geqq 28\,d$ dla lin o $i = 96$, oraz $D \geqq 18\,d$ dla lin o $i = 252$ drutach *).

Jeżeli zastosowanie większych bębnów ($D = 500$ do 1500 mm) jest możliwe, to używa się lin grubości $d = 9$ do 25 mm, zawierających mniej ($i = 42$ do 144) lecz grubszych drutów ($\delta = 1{,}0$ do 1,6 mm). W miarę wzrostu grubości drutu dobiera się $D = 500\,\delta$ do $940\,\delta$. Liny te ważą: $q = 0{,}32$ do 2,19 kg/mb.

Z pośród rozmaitych rodzajów lin zasługują na uwagę **liny druciane, o skrętkach płaskich,** skręcanych z drutów okrągłych na rdzeniu z drutu płaskiego. Skrętki te skręcają się ze sobą około duszy konopnej, zalecając się większą powierzchnią wzajemnego przylegania; całe liny tak wyrobione ścierają się mniej niż zwykłe. Jeszcze sztuczniejszy ustrój posiadają **liny skręcane spiralnie z drutu kształtowego,** bez duszy konopnej, o przekroju przystosowanym do średnicy liny w ten sposób, aby druty przylegały szczelnie do siebie, a nadto aby ich warstwa zewnętrzna tworzyła zupełnie gładką powierzchnię na linie. Ten układ i kształt drutów zabezpiecza linę od rdzewienia i ścierania się, a wrazie pęknięcia liny od rozczepierzenia się drutów. Liny te, nieposiadając duszy konopnej, mniej się wyciągają, nadają się zatem na prowadniki wyciągów kopalnianych, na liny nośne w kolejkach napowietrznych i t. p.

2. Bębny i koła do lin drucianych. O średnicach p. pod **1. Koła** otrzymują rowek (rys. 335) głębokości 2,5 do 3 d, z dnem wytoczonem podług średnicy liny i niczem nie wykładanem. Gdy lina podlega znaczniejszym odchyleniom w bok, np. przy żórawiach, rowek rozszerza się więcej ku obwodowi, aby się lina nie ścierała o jego krawędzie; w tych też razach stosują pałąki ochronne, zabezpieczające linę od wyskoczenia z rowka.

Rys. 335.



Bębny powinny mieć rowki śrubowo wytoczone o przekroju podług łuku obwodu liny, która ma się w nie układać. Odchylenie liny od jej położenia środkowego nie ma przekraczać 1 : 50, a więc odległość bębna od koła powin-

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1884, str. 710; oraz 1887, str. 371.

naby conajmniej być równą 25 krotnej długość bębna; w przeciwnym razie wypada stosować dodatkowy krążek naprowadzający linę, a przesuwający się w kierunku osi bębna.

Koła i bębny powinny być możliwie lekkie i dobrze wyrównoważone, aby przy nagłych zmianach prędkości, liny się po nich możliwie jak najmniej ślizgały.

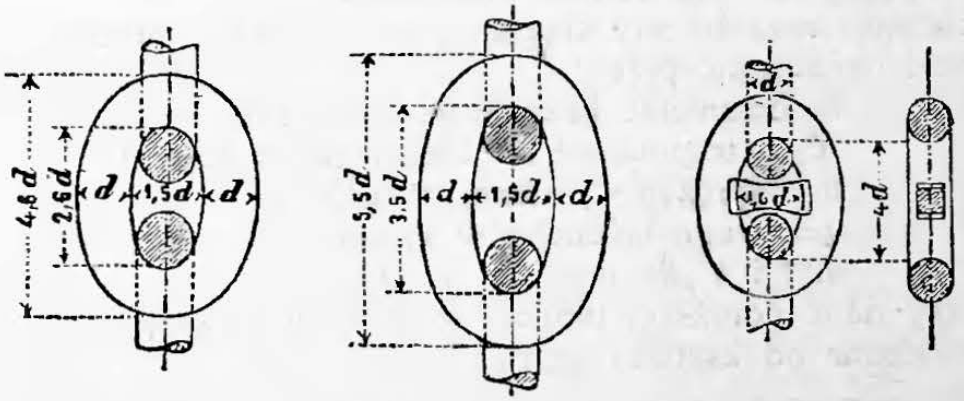
3. Zamocowanie liny na bębnie do pałąka podł. rys. 334, str. 522. Końce lin mocuje się bądź to za pomocą specyalnych klamerek z okiem, bądź też wytwarzając oka z samej liny, przez jej obwinięcie około kliniasto ukształtowanej wstawki i przykleszczenie przygiętego końca do liny klamerkami i śrubkami *).

C. Łańcuchy, oraz przynależne krążki i bębny.

a. Łańcuchy kute z przynależnościami **).

1. Łańcuchy zwykłe wyrabiają się z ogniw trzech zasadniczych kształtów: krótkich (rys. 336), długich (rys. 337) i z rozpórką (rys. 338). Zakładając ciężkość właściwą żelaza 7,8, oraz $d =$ śre-

Rys. 336. Rys. 337. Rys. 338.



dnicy krągownika użytego na ogniwa w cm, otrzymamy: dla łańcucha krótkoogniwkowego wagę $q = 2{,}25\, d_2$ kg/mb, dla łańcucha długoogniwkowego $q = 1{,}92\, d^2$ kg/mb., dla łańcuchów o ogniwach z rozpórką $q = 1{,}98\, d^2$ kg/mb.

Łańcuch krótkoogniwkowy, cięższy i droższy od pozostałych, jest zato od nich więcej gibki, podlega zatem mniejszemu gięciu na krążkach i bębnach małej średnicy. Rozpórka powiększa nośność łańcucha średnio o 12,5%; łańcuchy tego rodzaju stosują się przeważnie do kotwic.

Ogniwa grubych łańcuchów skuwają się z boku, a w łańcuchach cieńszych skuwają je z końcy; trwałość łańcucha ma się zwiększać przez układanie ogniw przy wyrobie łańcucha w ten sposób, aby twardy koniec skuwany jednego ogniwa zaczepiał się z takimże końcem ogniwa sąsiedniego, miękkie zaś końce wyginane aby podobnie zczepiały się tylko wzajemnie ze sobą ***).

*) Reuleaux, der Constructeur, 4-te wydanie 1882 — 1889, str. 736 i nast.

**) O łańcuchach walcowanych p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894, str. 944 i 1895, str. 1146.

***) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, str. 879.

Łańcuchy **dokładne**, t. j. o dokładnie równych ogniwach, używają się do dźwigarek, żórawi i wciągów, do żeglugi po łańcuchu itp. Każde ogniwo takiego łańcucha sprawdza się wzornikiem i doprowadza przez poprawki do ścisłego wymiaru.

Podziałką łańcucha l nazywa się duża oś prześwitu ogniwa, która się też równa wzajemnej odległości środków dwóch sąsiednich ogniw. Szerokość prześwitu b, jak widać z rys. 336 do 338, nie pozostaje w stałym stosunku do l, lecz zmienia się odpowiednio do przeznaczenia łańcucha, jako też bywa ona rozmaitą w różnych krajach; dla tego też, przed określeniem wymiarów gniazdek na obwodzie krążków gniazdkowych, przeznaczonych do takich łańcuchów dokładnych, wypada zasięgnąć od dostawcy łańcucha dokładnych wiadomości o poszczególnych wymiarach ogniw.

Siłę zrywającą łańcuch, t. j. obciążenie krańcowe, zrywające łańcuch, oznaczamy doświadczalnie, rozrywając 3 do 5-ciu ogniw odciętych z końca łańcucha. Z siły tej i przekroju ogniw obliczamy ciągnienie rozrywające K_z (w kg/cm²).

Sprawdzamy zaś nośność łańcucha przez zwiększone stosownie obciążenie próbne P_1 (w kg), za pomocą tłoczni hydraulicznej, bądź to całego łańcucha, bądź też, przy większych jego długościach, kolejno części jego (do 25 m odrazu); łańcuch po takiej próbie nie powinien wykazywać widocznych odkształceń.

Zakładając rozkład siły ciągnącej na obydwa przekroje ogniwa łańcucha i oznaczając przez:

k_z ciągnienie bezpieczne w kg/cm²,
K_z wytrzymałość na ciągnienie w kg/cm²,
p naprężenie próbne w kg/cm²,
q = wagę łańcucha w kg/mb.,
d, l i b jak powyżej w cm,

otrzymamy dane poniższej tablicy, w których uwzględniono również i gięcie zależne od kształtu ogniw.

Rodzaj łańcucha	l	b	k_z	p	K_z	q
Łańcuchy do wyciągów (kopalnianych) . . .	3,5 d	1,5 d	318	1350	2400	1,92 d^2
„ „ żórawi i do ulinienia okrętów .	2,6 d	1,4 d	637	1350	2400	2,22 d^2
„ „ statków sygnałowych	4,0 d	1,4 d	637	1350	2400	1,78 d^2
„ „ pływaków na szlaku	8,0 d	3,5 d	300	400	1800	1,62 d^2
„ z rozpórką do kotwic	4,0 d	1,6 d	955	1800	2700	1,98 d^2

Materyałem na wyrób łańcuchów bywa miękkie, wisne żelazo spawalne, o wytrzymałości na ciągnienie $K_z = 3500$ do 3600 kg/cm² i rozciągnięciu $\varphi = 12$ do 20% (dla próbek okrągłych, 200 mm długich).

Nośność, czyli **obciążenie bezpieczne** P (w kg) łańcucha nowego, krótkoogniwkowego (bez rozpórek), wykonanego starannie z wyborowego żelaza, o średnicy d (w cm), może wynosić, według C. v. Bacha, przy stosowaniu bębnów i krążków o średnicy $D \geqq 20\,d$:

$P = 1000\,d^2$ w łańcuchach rzadko wytężanych ($k_z = 637$ kg/cm²),
$P \leqq 800\,d^2$ w łańcuchach często używanych ($k_z \leqq 509$ kg/cm²),
$P \leqq 500\,d^2$ w łańcuchach dźwigarek parowych ($k_z \leqq 318$ kg/cm²).

Nowe łańcuchy dokładne, w celu możliwie długotrwałego zachowania dokładności ich podziałki, t. j. aby ogniwa wpadały dokładnie w przynależne gniazda krążków łańcuchowych, wypada obciążać znacznie słabiej, biorąc zaledwie $^5/_8$ powyżej podanych wartości.

Łańcuchy używane obciąża się jeszcze mniej, stosownie do stopnia przetarcia i odkształcenia się ich ogniw.

Krótkoogniwkowe łańcuchy bez rozpórek, do żórawi i okrętów, jednej z fabryk niemieckich.

Łańcuchy **nie** dokładne. Długość prześwitu ogniw $l = 2{,}5\ d$; szerokość prześwitu $b = 1{,}25\ d$ do $1{,}5\ d$. Naprężenie bezpieczne $k_z = 637$ kg/cm², przy rozkładzie siły ciągnącej na oba przekroje ogniwa, t. j. $f = 2\,\frac{\pi\, d^2}{4}$. Obciążenie bezpieczne $P = 1000\ d^2$ (jeżeli d w cm); obciążenie próbne $P_1 = 2{,}25\ P$; obciążenie rozrywające $P_2 = 4{,}5\ P$. Waga łańcucha $q \sim 2{,}25\ d^2$.

d mm	P kg	P_1 kg	P_2 kg	f cm²	q kg/mb	d mm	P kg	P_1 kg	P_2 kg	f cm²	q kg/mb
5	250	560	1120	0,39	0,56	20	4000	9000	18000	6,28	9,00
6	360	810	1620	0,57	0,81	21	4410	9920	19840	6,93	9,92
7	490	1100	2200	0,77	1,10	22	4840	10890	21780	7,60	10,89
8	640	1440	2880	1,01	1,44	23	5290	11900	23800	8,31	11,90
9	810	1820	3640	1,27	1,82	24	5760	12960	25920	9,05	12,96
10	1000	2250	4500	1,57	2,25	25	6250	14060	28120	9,82	14,06
11	1210	2720	5440	1,91	2,72	26	6760	15210	30420	10,62	15,21
12	1440	3240	6480	2,26	3,24	28	7840	17640	35280	12,32	17,64
13	1690	3800	7600	2,45	3,80	30	9000	20250	40500	14,14	20,25
14	1960	4410	8820	3,08	4,41	33	10890	24500	49000	17,11	24,50
15	2250	5060	10120	3,53	5,06	36	12960	29160	58320	20,36	29,16
16	2560	5760	11520	4,02	5,76	39	15210	34220	68440	23,89	34,22
17	2890	6500	13000	4,54	6,50	43	18490	41600	83200	29,04	41,60
18	3240	7290	14580	5,09	7,29	46	21160	47610	95220	33,24	47,61
19	3610	8120	16240	5,67	8,12	49	24010	54020	108040	37,71	54,02

Nośność krańcowa łańcuchów dokładnych.

$d =$	4,5	5	6	7	8	9	9,5	11	13	14,5	16	18	20	25	30 mm
$P =$	125	155	225	300	400	500	565	750	1050	1300	1600	2000	2500	3900	5600 kg

Kierunek nawoju łańcucha (jak i każdego wogóle ciągna) powinien być niezmienny, aby łańcuch, wchodząc na bęben lub krążek, nie przeginał się w kierunku odwrotnym, jak na krążku lub bębnie poprzednim. Takie zmiany kierunku, powodując przemienne naprężenia gnące, wymagałyby przynajmniej stosownego zmniejszenia obciążeń łańcucha.

Do natychmiastowego złączenia ogniw łańcucha zerwanego używa się ogniwek składanych, wykonanych w ten sposób, aby przechodziły po krążkach i bębnach równie gładko jak ogniwa zwykłe.

(Ciąg dalszy na str. 529).

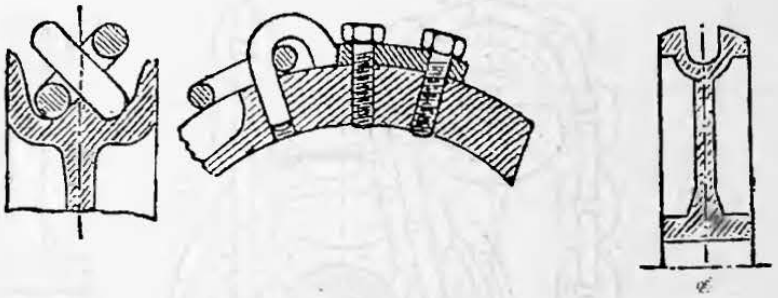
Łańcuchy dokładne i przynależne krążki gniazdkowe.

Średnica żelaza w łańcuchu d mm	Podziałka l mm	Krążki gniazdkowe Górna liczba oznaczna średnicę obwodu podziałowego $2r$ w mm Dolna „ „ ilość zębów z														
4,5	16	102 10														
5	18,5	72 6	83 7	95 8	118 10	(212) (18)	(283) (24)	(365) (31)								
6	18,5	72 6	83 7	95 8	118 10	130 11	142 12	187 16	200 17	(212) (18)	(234) (20)	(283) (24)	(353) (30)	(365) (31)	(376) (32)	(420) (36)
6	20	166 13	179 14	204 16	255 20	281 22	(357) (28)	(484) (38)	(637) (50)							
7	22,5	73 5	85 6	100 7	115 8	143 10	172 12	187 13	286 20	(387) (27)	(458) (32)	(616) (43)	(740) (52)	(859) (60)		
8	22,5	73 5	85 6	100 7	115 8	143 10	158 11	244 17	258 18	286 20	316 22	(387) (27)	(458) (32)	(616) (43)	(740) (52)	(859) (60)
9	25	82 5	97 6	128 8	160 10	176 11	239 15	319 20	430 27	573 36						
9,5	31	100 5	120 6	159 8	198 10	238 12	316 16	336 17	360 18	395 20	436 22	593 30				
11	30	98 5	135 7	192 10	211 11	268 14	287 15	382 20	422 22	574 30	680 36	1471 77				
13	36	117 5	162 7	185 8	207 9	253 11	276 12	321 14	345 15	458 20	551 24	826 36				
14,5	42,5	165 6	218 8	272 10	320 12	380 14	407 15	860 32								
16	48	156 5	186 6	216 7	275 9	337 11	490 16									
18	54	175 5	210 6	243 7	277 8	311 9										
20	62,5	200 5	242 6	281 7	320 8	360 9										
22	62,5	243 6	282 7	321 8	361 9	479 12	796 20									
25	72	236 5	279 6	325 7	370 8	415 9										
30	80	361 7	411 8													

Uwaga. Podziałka l łańcucha, jest długością prześwitu jego ogniw. Liczby objęte nawiasem odnoszą się do kół napędzanych łańcuchem ręcznie.

2. Krążki i bębny. Krążki łańcuchowe, o $D \geqq 20\,d$, z brzegami obustronnie skośnie ściętymi, t. j. dwustożkowymi, przedstawia rys. 341. Zmniejszają one gięcie w ogniwach, dając im korzystne podparcie. Obrzeża boczne stosują się jedynie w razie niespokojnego biegu łańcucha, albo przy znacznem odchyleniu bocznem kierunku łańcucha od płaszczyzny krążka. Rys. 339 przedstawia krążek z obrzeżami dla łańcucha, którego ogniwa układają się na krążku pod 45^0 do jego płaszczyzny.

Rys. 339. Rys. 340. Rys. 341.



Bębny łańcuchowe powinny mieć rowek zwoisto odlany, o przekroju według rys. 341 lub 339. Skok zwoju rowka na bębnie = szerokości zajmowanej przez łańcuch + 0,3 do 0,6 cm; $D \geqq 20\,d$; najmniejsza grubość ścianek bębna 1,2 cm (por. str. 522). Długość bębna, ile możności, taka, aby się łańcuch nie nawijał nań warstwami. Umocowanie końca łańcucha do bębna wedł. rys. 340, przyczem, aby nie wytężać złącza, powinny zawsze pozostawać jeszcze 1 lub 2 zwoje łańcucha na bębnie, nawet gdy łańcuch odwinął się na największą długość potrzebną.

Stosunek między siłą P i ciężarem Q, w zależności od krążków i bębnów łańcuchowych, omówiono w dziale **VI**, rozdz. **II.**

Bębny łańcuchowe w dźwigarkach można zastąpić **kołami gniazdkowemi** do łańcuchów dokładnych, a korzyść stąd osiągnięta polega i na znacznem zmniejszeniu ramienia ciężaru i na możności stosowania łańcuchów dowolnej długości, niezależnie od długości bębna. Koła gniazdkowe nadają się nadto do ręcznego napędu łańcuchowego ($d = 5$ do 10 mm) z dowolnej odległości, przyczem kierunek siły ciągnącej może pozostać niezmiennym. Siła, z jaką robotnik ciągnie łańcuch, bywa $\leqq 30$ kg.

Oznaczając przez l podziałkę łańcucha, przez z ilość gniazdek w kole, otrzymamy promień obwodu podziałowego ze wzoru:

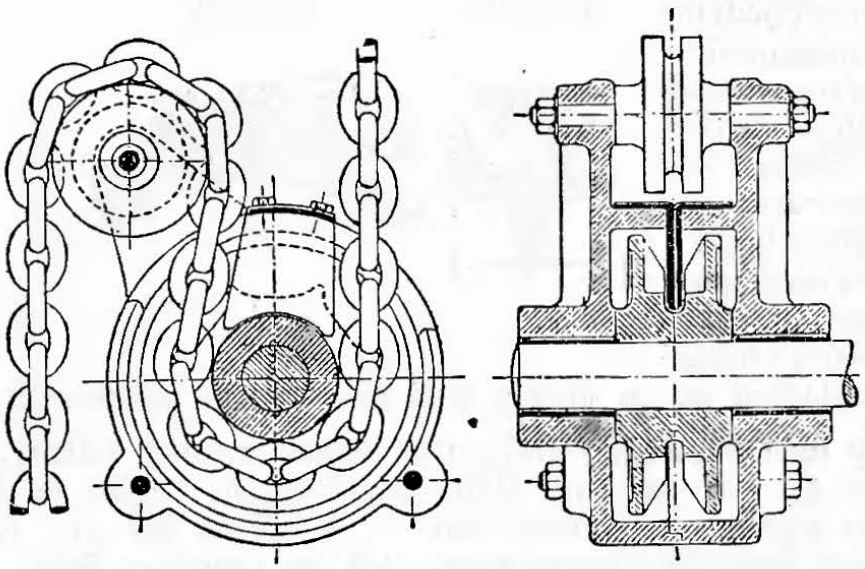
$$r = \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90^0}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90^0}{z}}\right)^2},$$

podług którego obliczono tablicę na str. 528.

Łańcuch powinien obchwytywać przynajmniej połowę obwodu pracującego krążka gniazdkowego, a w celu dopełnienia tego warunku należy stosować krążki (rys. 342) lub pałąki kierownicze dla łańcucha, który schodzi z krążka pracującego. Wskutek sprężystego

wydłużenia zakleszczają się niekiedy ogniwa łańcucha w gniazdkach, a do ich wyrwania z gniazdek stosują oddzielne wygarniacze (rys. 342).

Rys. 342.



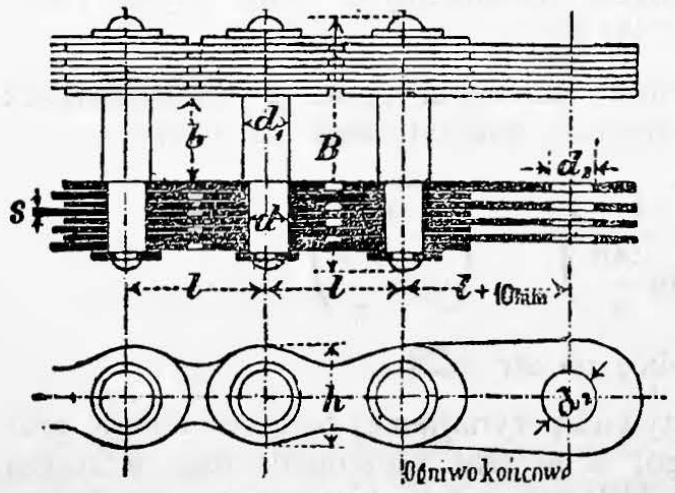
b. Łańcuchy przegubowe z przynależnościami.

Łańcuchy przegubowe należy dobrze smarować, a używa się je zazwyczaj do krążków (lub wałów) uzębionych. Krążki kierownicze bywają tarczami nieuzębionemi, na których układają się sworznie przegubów łańcucha. Oznaczając przez l teoretyczną długość ogniw łańcucha, przez z ilość zębów na krążku, otrzymamy jego promień:

$$r = \frac{l}{2 \sin\left(\frac{180^0}{z}\right)}.$$

1. Łańcuchy Gall'a. Sworznie stalowe z zatoczonymi czopikami, płytki ze stali lub z miękkiego, wisnego żelaza spawalnego. Dźwigne łańcuchy Gall'a, według typu przedstawionego w rys. 343, miewają przy starannem wykonaniu nośność bezpieczną, podaną w tablicy, a dosięgającą $^1/_5$ obciążenia rozrywającego. Zastępują one z powodzeniem dokładne łańcuchy ogniwkowe. Napędne łańcuchy Gall'a stosują się przy prędkościach aż do $v = 3$ m/sek. Celem zabezpieczenia przegubów od zużycia, na sworznie nasadzają szczelnie przylegające tuleje połączone na moc z wewnętrznemi płytkami, podczas gdy sworzeń wewnętrzny łączy się na stałe z płytkami zewnętrznemi (rys. 344).

Rys. 343.



Ciąg dalszy na str. 532.

I. Dźwigne łańcuchy Gall'a

jednej z fabryk niemieckich.

P oznacza nośność bezpieczną w kg; *i* ilość płytek; *q* wagę łańcucha w kg/mb., pozostałe oznaczenia podano w rys. 343.

P kg	*l* mm	*i*	*s* mm	*h* mm	*d* mm	d_1 mm	*b* mm	*B* mm	d_2 mm	*q* kg/mb.	Uwagi
100	15	2	1,5	12	4	5	12	23	6	0,7	Sworznie zanitowane, bez podkładek.
250	20	2	2	15	6	7,5	15	28	9	1,0	
500	25	2	3	18	8	10	18	38	12	2,0	
750	30	4	2	20	9	11	20	45	13	2,7	
1000	35	4	2	27	10	12	22	50	15	3,8	
1500	40	4	2,5	30	12	14	25	60	18	5,0	Sworznie zanitowane, z podkładkami.
2000	45	4	3	35	14	17	30	67	21	7,1	
3000	50	6	3	38	17,5	22	35	90	26	11,1	
4000	55	6	4	40	21	24	40	110	32	16,5	
5000	60	6	4	46	23	26	45	118	34	19,0	
6000	65	6	4	53	24	28	45	125	36	24,0	
7500	70	8	4,5	53	26	32	50	150	40	31,5	
10000	80	8	4,5	65	30	34	60	165	45	34,0	
12500	85	8	5	70	31	35	65	180	47	44,8	
15000	90	8	5,5	75	34	38	70	195	50	51,1	Sworznie przelonione.
17500	100	8	6	80	36	40	75	208	54	58,1	
20000	110	8	6	85	37	43	80	215	56	74,4	
25000	120	8	6,5	100	40	45	90	235	60	83,3	
30000	130	8	7	106	45	50	100	255	.	100,0	

II. Napędne łańcuchy Gall'a

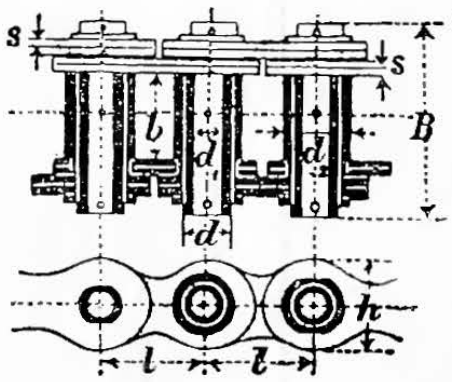
jednej z fabryk niemieckich.

P oznacza siłę przenoszoną bezpiecznie przez łańcuch w kg; *i* ilość płytek; *q* wagę łańcucha w kg/mb., pozostałe oznaczenia podano w rys. 344.

P kg	*l* mm	*i*	*s* mm	*h* mm	*d* mm	d_1 mm	d_2 mm	*b* mm	*B* mm	*q* kg/mb.	Uwagi
100	20	2	2	14	6	.	10	14	30	1,6	Sworznie pełne zanitowane, z podkładkami.
150	20	2	3	16	7,5	.	12	16	38	2,2	
200	25	2	3	21	9	.	14	18	40	2,5	
300	30	2	3,5	25	11	.	17	20	46	3,9	
400	35	2	4	27	12	.	18	22	50	4,1	
500	40	2	4	30	14	.	20	25	54	4,6	
750	45	2	5	35	16	.	22	30	64	6,7	
1000	50	2	6	38	18	.	26	35	72	9,0	
1500	55	4	4	40	20	.	28	45	97	13,0	Sworznie wydrążone, z pierścieniami przelonionymi.
2000	60	4	5	46	24	16	32	50	113	15,7	
2500	65	4	5	53	28	20	36	55	120	18,0	
3000	70	4	5	60	32	24	40	60	125	19,5	
4000	80	6	4,5	65	34	26	44	70	146	27,2	
5000	90	6	4,5	75	36	26	48	80	156	33,0	

W ten sposób tylko wnętrze tulei trze się o zewnętrzną powierzchnię sworznia, stanowiąc razem przegub. Jak widać z tablicy, sworznie mniejszych łańcuchów kończą się nakówkami; w łańcuchach większych natomiast na końce sworzni osadzają się pierścienie przelonione (rys. 344); same sworznie zaś robią wydrążone, by zmniejszyć wagę łańcucha.

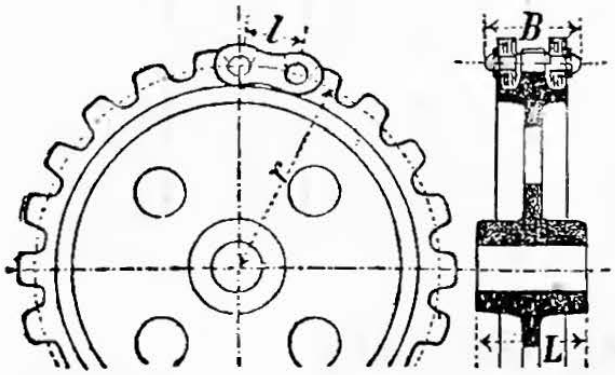
Rys. 344.



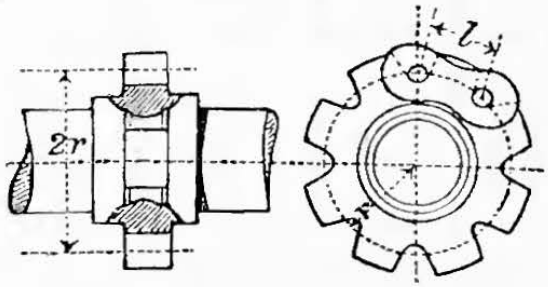
Pamiętać należy, że łańcuchy Gall'a można łączyć w obwód zamknięty, tylko gdy liczba przegubów jest parzysta.

Wały (rys. 346) i **koła uzębione** (rys. 345) do łańcuchów Gall'a mają po bokach występy obwodowe, na które kładą się brzegi płytek. Wały takie odkuwają ze stali, koła zaś odlewają z lanego żelaza lub stali. Ilość zębów bywa $z = 8$ do 80, a zarysem zęba jest łuk koła, zatoczony ze środka wrębu, przeznaczonego na sworzeń

Rys. 345.



Rys. 346.



sąsiedni. Długość piasty koła $L \infty B + 0{,}14\,r$, jeśli B oznacza największą szerokość łańcucha (rys. 343), a r promień obwodu podziałowego, podług wzoru podanego na str. 529.

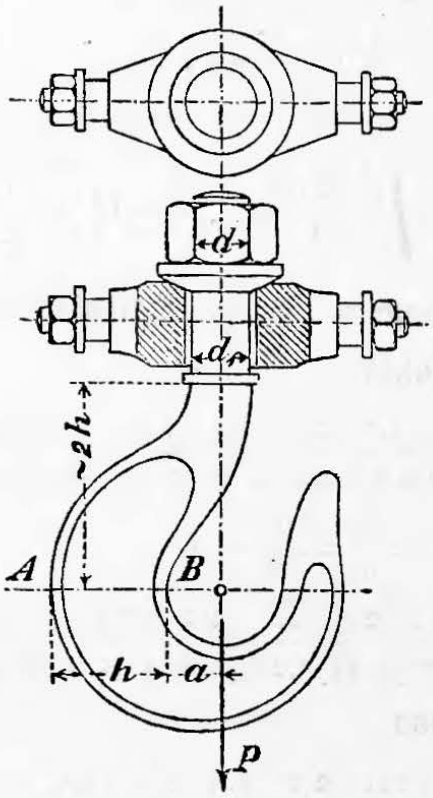
2. Oprócz przegubowych łańcuchów płytkowych (Gall'a) istnieją jeszcze różne typy przegubowych łańcuchów napędnych, przeznaczonych do podnośników i t. p. Przeważnie ogniwa dają się swobodnie ze siebie wyjmować, co ułatwia wymianę ogniw zniszczonych. Nośność łańcuchów takich pozostaje w zależności od ich materyału; ponajczęściej wyrabiają je z wisnego żelaza kutolanego, sworznie zaś niekiedy ze stali, a natenczas przy należytem smarowaniu ciśnienie powierzchniowe w sworzniach może bezpiecznie dosięgać wartości $k = 60$ kg/cm^2.

3. Porównanie lin żelaznych z łańcuchami. Liny żelazne, w porównaniu z łańcuchami o ogniwach spawanych, tejże nośności, są znacznie tańsze, odznaczają się biegiem spokojniejszym i przedstawiają większe bezpieczeństwo przeciw zerwaniu się. Wymagają one natomiast wielkiej średnicy kół i bębnów, oraz niszczą się szybko. Łańcuchy są droższe, lecz trwalsze; najdroższymi są dokładne łańcuchy ogniwkowe, oraz łańcuchy przegubowe, które stosują zamiast lin do dźwigania ciężarów, gdy chodzi o zmniejszenie średnicy bębna lub koła.

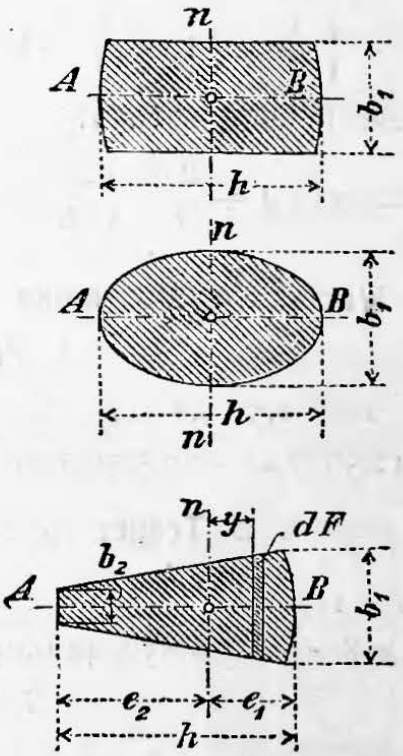
D. Haki i ucha.

1. Przeważnie stosują **haki** pojedyncze (rys. 347), podwójne zaś tylko do bardzo znacznych ciężarów (rys. 350).

Rys. 347.



Rys. 348.



Jeżeli P oznacza największe obciążenie haka w kg,
k_z ciągnienie (naprężenie) bezpieczne materyału w kg/cm^2,
r promień krzywości osi ciężkości haka (w płaszczyźnie AB) w cm,
y odległość pasków dF od poziomej osi ciężkości nn, niebezpiecznego przekroju AB, w cm,
a promień gardzieli haka oraz inne wymiary) w cm,
to dla przekroju niebezpiecznego AB (rys. 347 i 348) otrzymamy:

$$P = k_z \frac{a}{e_1} \int_{y=e_1}^{y=-e_2} \frac{y \cdot dF}{r+y}.$$

Dla przekrojów zazwyczaj używanych: prostokąta, trapezu i elipsy i przy założeniu, że kształt haka będzie w przybliżeniu czynił zadość warunkowi $r = a + e_1$, równanie powyższe można uprościć do:

$$b_1 = \frac{P}{k_z a} C;$$

spółczynnik C ma wartości następujące:

dla przekroju **prostokątnego:**

$$\frac{1}{C} = -2 + \left[1 + \frac{2a}{h}\right]\left[\ln\left(\frac{h}{a} + 1\right)\right];$$

dla przekroju **trapezowego:**

$$\frac{1}{C} = -\frac{(1+\beta)^2}{(2+\beta)\,\beta}\,\frac{3}{2} + \left[1 + \frac{3(1+\beta)}{2+\beta}\,\frac{a}{h}\right]$$
$$\cdot\left[\left\{\frac{1}{\beta} + \left(1 - \frac{1}{\beta}\right)\left(1 + \frac{a}{h}\right)\right\}\ln\left(\frac{h}{a} + 1\right) - \left(1 - \frac{1}{\beta}\right)\right];$$

dla przekroju **eliptycznego:**

$$\frac{1}{C} = \pi\left[\left(1 + \frac{2a}{h}\right)\left\{\frac{2a}{h} + 1 - \sqrt{\left(\frac{2a}{h} + 1\right)^2 - 1}\right\} - \frac{1}{2}\right].$$

Wartości spółczynnika C podaje tablica poniższa:

1. **Prostokąt.**

$h:a =$	1	1,5	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	3,5	4
$C =$	12,59	7,25	5,76	5,39	5,07	4,79	4,53	4,31	4,10	3,92	3,22	2,75	2,41

2. **Trapez** (jeżeli $\beta = \frac{b_1}{b_2} = \frac{h}{a} + 1$).

$h:a =$	1	1,5	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,75	3	3,5	4
$C =$	15,0	8,96	7,25	6,85	6,42	6,05	5,77	5,48	5,25	5,06	4,55	4,18	3,59	3,28

3. **Elipsa.**

$h:a =$	1	1,5	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,75	3
$C =$	21,51	12,58	10,07	9,41	8,89	8,47	7,96	7,58	7,23	6,92	6,24	5,73

Obliczając wymiary haka, należy przedewszystkiem wybrać prześwit a gardzieli haka, a mianowicie:

dla haków do lin $a = 0{,}75\,d$ do d, jeżeli $d =$ średnicy liny,

dla haków do łańcuchów $a = d$ do $1{,}5\,d$, jeżeli $d =$ grubości żelaża w ogniwie;

dalej zakłada się stosunek $h:a =$ około 2 do 3,

a nadto dla przekroju trapezowego $\frac{b_1}{b_2} = \beta$, przyczem pożądanem jest $\beta = \frac{h}{a} + 1$;

obliczywszy spółczynnik C lub dobrawszy go z tablic powyższych, otrzymamy największą szerokość haka:

$$b_1 = \frac{P}{k_z\,a}\,C, \text{ przyczem}$$

dla żelaza spawalnego, w wyborowym, wisnym gatunku można liczyć $k_z \leqq 1000$ kg/cm^2.

Zewnętrzną średnicę gwintu d (rys. 347) w cm, oblicza się (w myśl str. 435) ze wzoru:

$$P = 300\,d^2 \text{ do } 240\,d^2.$$

Przy zastosowaniu podkładki (rys. 347) średnica szypuły haka bywa: $d_1 = d + 0{,}4$ cm.

Szypuła powinna mieć dostatni luz w obsadzie. Należy ją wogóle zebezpieczyć od gięcia, które w niej powstaćby mogło wskutek często nieuniknionego, ukośnego działania siły. Jeżeli więc hak wisi, np. w silnie obciążonym, luźnym krążku wciągu wielokrążkowego, to należałoby zawieszać poprzeczniak obsady na przegubach działających w dwóch kierunkach, albo też wytoczyć kulisto górną część otworu obsady i takiż kształt nadać dolnej powierzchni podkładki pod naśrubkiem szypuły.

Poprzeczniak (rys. 347) i jego czopy oblicza się na gięcie, a nadto w czopach należy uwzględniać ciśnienie powierzchniowe, które nie powinno przekraczać $k \leqq 100$ kg/cm^2.

Haki podwójne (rys. 350) obliczamy, posiłkując się wzorami powyżej podanymi, zakładając przekrój niebezpieczny w przybliżeniu w AB i wprowadzając zamiast P siłę składową siły P_1, działającą prostopadle do AB, t. j. $P_1 \sin \varphi$, poczem otrzymamy:

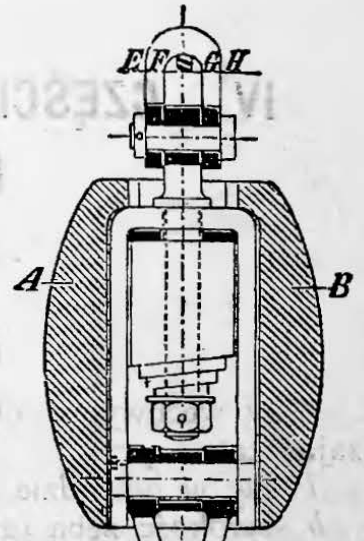
$$b_1 = \frac{P_1 \sin \varphi}{k_z a} C.$$

Siła P_1 ma najczęściej kierunek ukośny do linii środkowej haka; oznaczamy ją, rozkładając siłę P na dwie składowe, działające w przewidywanym kierunku.

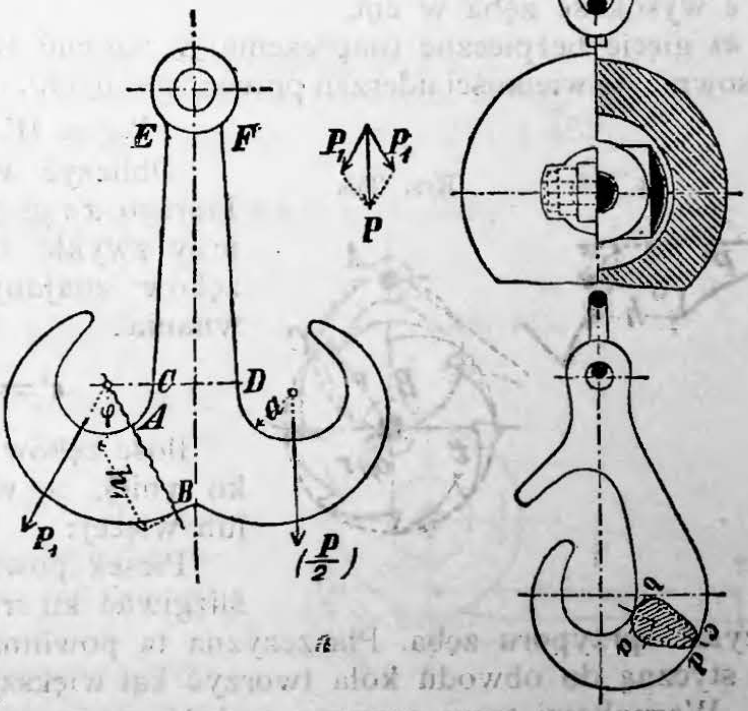
Jeżeli nie jest wykluczonem, że hak podwójny będzie obciążony jednostronnie połową ciężaru $^1/_2 P$, to wypada nadto sprawdzić przekrój CD podług wzoru:

$$b_1 = \frac{^1/_2 P}{k_z a} C.$$

Rys. 349.



Rys. 350.

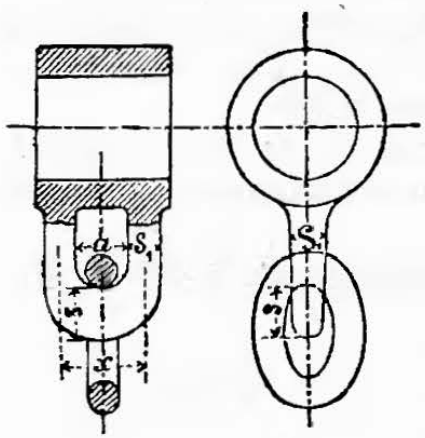


Jeżeli ciężar podnosimy na znaczną wysokość, a dźwignica stoi nizko, to haki otrzymują nadwagę, aby zdołały ściągnąć na dół łańcuch lub linę.

Udoskonalone urządzenie z taką nadwagą przedstawiono w rys. 349: oprawę haka zaopatrzono w sprężynę wewnętrzną, łagodzącą wstrząśnienia; przez górne ucho oprawy przetyka się lina, a kawałek łańcucha ~ 1 m długości, wstawiony między hak i dolne ucho przyczepione do pałąka sprężyny, ułatwia branie ciężaru na hak.

2. W **ucha**, rodzaju przedstawionego w rys. 351, wczepiają się końce liny lub łańcucha, np. przy wciągach. Szerokość prześwitu gardzieli a dobiera się podług grubości liny lub żelaza łańcuchowego d. Oznaczając przez P ciężar największy w kg, przez s wysokość, a przez s_1 szerokość przekroju eliptycznego w cm, wreszcie przez x (p. rys. 351) odległość podpór — otrzymamy w myśl sposobu obciążenia 5 (p. str. 374) równanie:

Rys. 351.



$$^1/_8\ P\,x = W\,k_b \backsim 0{,}1\,s_1\,s^2\,k_b,$$

z którego obliczamy s, zakładając naprężenie $k_b = 900$ dla zwykłego żelaza spawalnego, a wymiar s_1 dowolnie, np. $s_1 = d$.

IV. CZĘŚCI MASZYN WSTRZYMUJĄCE (WSTRZYMNIKI).

A. Wechwyty.

a. Wechwyty zębate.

Zęby wechwytów obliczają się na gięcie (a nie na cięcie). Oznaczając zatem przez:

P siłę w obwodzie w kg,

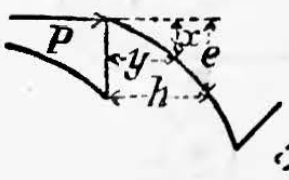
b szerokość zęba (grubość koła) w cm,

e wysokość zęba w cm,

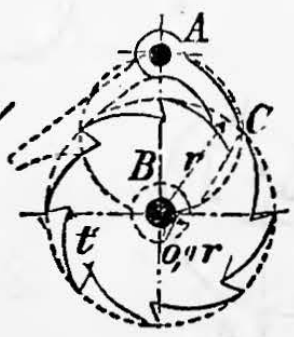
k_b gięcie bezpieczne (naprężenie) w kg/cm² (zazwyczaj $k_b \leqq 300$, stosownie do wielkości uderzeń przewidywanych), otrzymamy (rys. 352):

$$P\,x = W\,k_b = {}^1/_6\ b\,y^2\,k_b\,.$$

Rys. 352.



Rys. 353.



Obliczyć wypada przekrój, dla którego $x : y^2$ jest największością; przy zwykle używanych zarysach zębów znajduje się e lub b z równania:

$$P = b\,e\,\frac{k_b}{4}\,.$$

Ilość zębów bywa 8 do 12, rzadko mniej, a wyjątkowo tylko 20 lub więcej:

Piesek powinien się łatwo ześlizgiwać ku środkowi koła po płaszczyźnie przyporu zęba. Płaszczyzna ta powinna zatem z płaszczyzną styczną do obwodu koła tworzyć kąt większy niż 90^0 + kąt tarcia. Warunkowi temu czynimy zadość, obierając za skrajny punkt

przyporu (rys. 353) punkt C, leżący na przecięciu się obwodu koła wechwytowego z kołem o średnicy AB, przechodzącem przez środki osi A i B. Styczna, przeprowadzona z punktu C do koła, opisanego promieniem 0,3 r do 0,4 r około środka B, wyznaczy pożądany kierunek płaszczyzny przyporu.

b. Wechwyty zakleszczające.

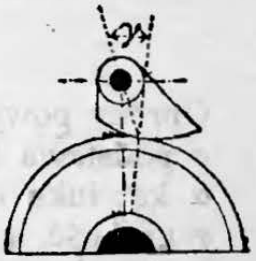
W przeciwstawieniu do zębatych działają one bez hałasu, a stosują się głównie u niektórych mechanizmów podsuwających.

Jeżeli μ jest spółczynnikiem tarcia (p. str. 217 i 469), to zakleszczenie warunkuje się (kąt γ podług rys. 354) wzorem:

$$\operatorname{tg}\gamma < \mu.$$

Zakładając $\mu = 0{,}10$ do 0,15 otrzymujemy z wzoru tego γ najwyżej 5^0 do 8^0. Celem powiększenia tak małego kąta stosuje się najczęściej wechwyt w rowek kliniasty (p. str. 469), a natenczas dla kąta pochylenia ścianek rowka 2α (por. rys. 311) będzie:

Rys. 354.



$$\operatorname{tg}\gamma < \frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha},$$

czyli, np. dla $\mu = 0{,}10$ do 0,15, oraz $\alpha = 15^0$, będzie: $\gamma \sim 15^0$ do 20^0.

B. Hamulce.

Koła hamulcowe osadzają się wedle możności na wale napędowym, a jeżeli wał ten jest przesuwny, to na wale następnej przystawki. Ponajczęściej wystarczają wówczas do zwyczajnych dźwignic tarcze hamulcowe, o średnicy 30 do 40 cm. Poniżej oznaczać będziemy przez:

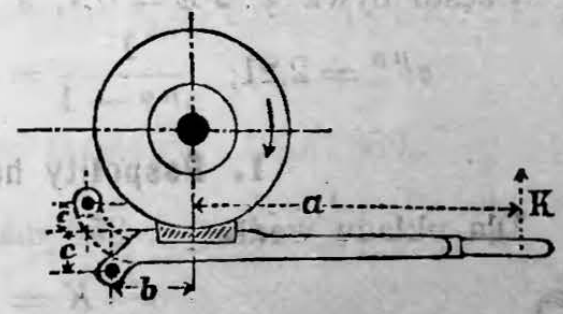
K nacisk na rękojeść dźwigni hamulca w kg,
P siłę hamowaną na obwodzie koła hamulca w kg,
μ spółczynnik tarcia przy ślizganiu (p. str. 217 i 469).

a. Hamulce klockowe (rys. 355).

Mamy:

$$K = P\frac{b}{a+b}\left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{c}{b}\right).$$

Rys. 355.



Znak — dotyczy kierunku obrotu wskazanego w rysunku, znak + zaś odwrotnego.

Jeżeli $b : c = \mu$, to $K = 0$, czyli że hamulec staje się samohamownym, wszakże $b : c$ dobiera się zawsze nieco większe niż μ.

Układ dźwigni, wrysowany kropkowano, dałby wartość $c = -c$, czyli:

$$K = P\frac{b}{a+b}\left(\frac{1}{\mu} \mp \frac{c}{b}\right).$$

Jeżeli klocek kliniasty wciska się w takiż rowek na obwodzie koła, to we wzorach powyższych μ zastępuje się wartością:

$$\frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha},$$ (p. str. 469).

b. Hamulce stożkowate.

Stosują się rzadko oddzielnie, najczęściej przy wciągach ślimacznych. W myśl wzorów ze str. 469, będzie:

$$K = P\frac{b}{a}\,\frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu},$$

przyczem a oznacza ramię siły K, b odległość osi stożka od punktu obrotu dźwigni hamulcowej, α zaś połowę wierzchołkowego kąta stożka.

c. Hamulce taśmowe.

Oprócz powyżej podanych, wprowadzamy tu oznaczenia:
e podstawa logarytmów naturalnych (p. str. 40 i 233)
α kąt łuku opiętego taśmą hamulca, wyrażony w mierze łukowej,
s grubość, a b szerokość taśmy hamulcowej, w cm,
k_z bezpieczne ciągnienie w taśmie w kg/cm^2.
Na zasadzie wzorów wyprowadzonych na str. 233, będzie:
1) dla obrotu w lewo (strzałka 1 w rys. 356):

siła wyprężająca taśmę lewą $S_1 = P\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}$, prawą $S_2 = P\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}$;

2) dla obrotu w prawo (strzałka 2 w rys. 356):

siła wyprężająca taśmę lewą $S_1 = P\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}$, prawą $S_2 = P\frac{1}{e^{\mu\alpha}-1}$.

Przekrój taśmy hamulcowej określa się z największej siły, jaka wypręża ją:

$$b\,s = \frac{P}{k_z}\,\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1}.$$

Grubość s należy brać z zapasem, uwzględniając ścieranie się taśmy, jednak s nie większe niż 0,3 cm, a $b \leqq 8$ cm.

Wartość $e^{\mu\alpha}$ dla $\mu = 0{,}18$ i dla rozmaitych stosunków $\alpha : 2\pi$ podano w ostatniej rubryce tablicy na str. 232.

Często bywa $\alpha : 2\pi = 0{,}7$, a natenczas dla $\mu = 0{,}18$ otrzymamy:

$$e^{\mu\alpha} = 2{,}21;\quad \frac{1}{e^{\mu\alpha}-1} = 0{,}83;\ \text{oraz}\ \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}-1} = 1{,}83.$$

1. Pospolity hamulec taśmowy.

Dla układu wedł. rys. 356 mamy:

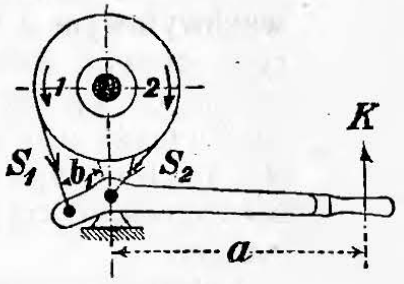
$$K = \frac{S_1 b_1}{a};$$

a dla układu wedł. rys. 357 będzie:

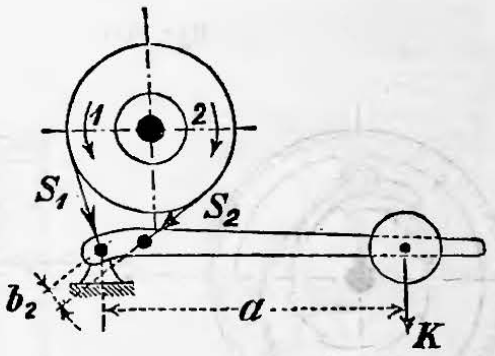
$$K = \frac{S_2 b_2}{a}.$$

Siła K na rękojeść dźwigni będzie najmniejsza, gdy przyczepimy do dźwigni mniej wyprężony koniec taśmy; przy odwrotnem przyczepieniu hamowanie będzie natomiast spokojniejsze.

Rys. 356.



Rys. 357.



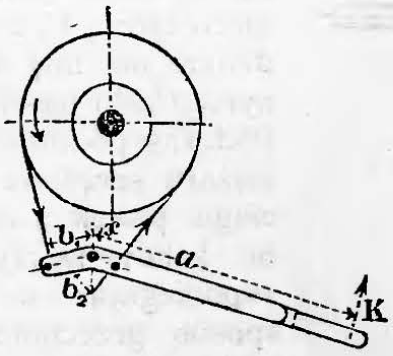
2. Hamulec różnicowy. (Rys. 358).

Mamy tu: $$K = \frac{S_1 b_1 - S_2 b_2}{a} = \frac{P}{a}\,\frac{b_1 - b_2 e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

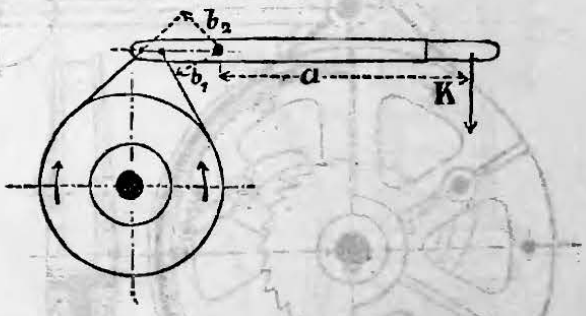
Siła K może być dowolnie mała, równocześnie wszakże hamowanie staje się bardzo niejednostajnem.

Dla $b_1 \gtrless b_2 e^{\mu\alpha}$ wartość K staje się $= 0$ lub odjemną, a hamulec samohamownym, b_1 dobiera się jednak nieco większe od $b_2 e^{\mu\alpha}$.

Rys. 358.



Rys. 359.



Przy $\alpha : 2\pi = 0{,}7$ zaleca się wartość: $b_1 = 2{,}5\, b_2$ do $3\, b_2$. (Tablica dla $e^{\mu\alpha}$ p. str. 232).

3. Dwukierunkowy hamulec taśmowy. (Rys. 359).

Zakłada się tu: $b_1 = b_2$; i otrzymuje:

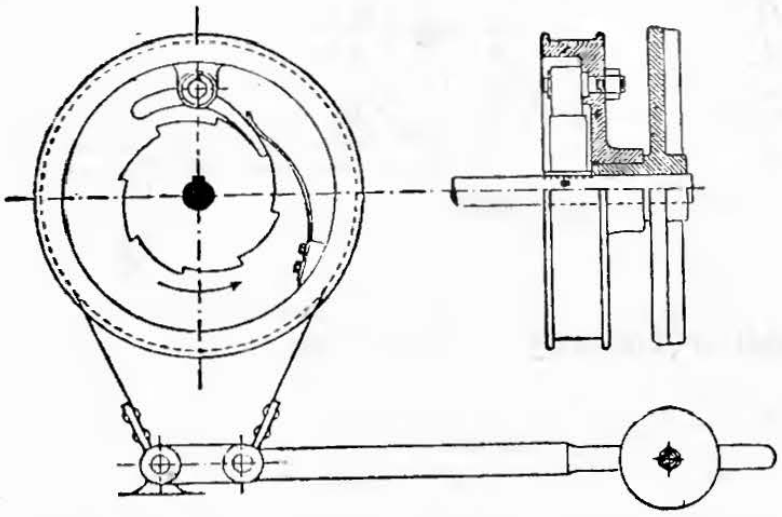
$$K = \frac{P b_1}{a}\,\frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Siła K w stosunku do P bywa tu bardzo znaczna, to też hamulce taśmowe są w tym przypadku nie o wiele korzystniejsze od hamulców klockowych, które zalecają się bardziej prostotą swej budowy.

d. Hamulce wechwytowe i korby zabezpieczone.

1. Wechwyt łączy się z hamulcem ponajczęściej w jedną całość zwaną **hamulcem wechwytowym**, w którym piesek, działając na tarczę hamulca, wypręża jego taśmę i utrzymuje ciężar we właściwem położeniu.

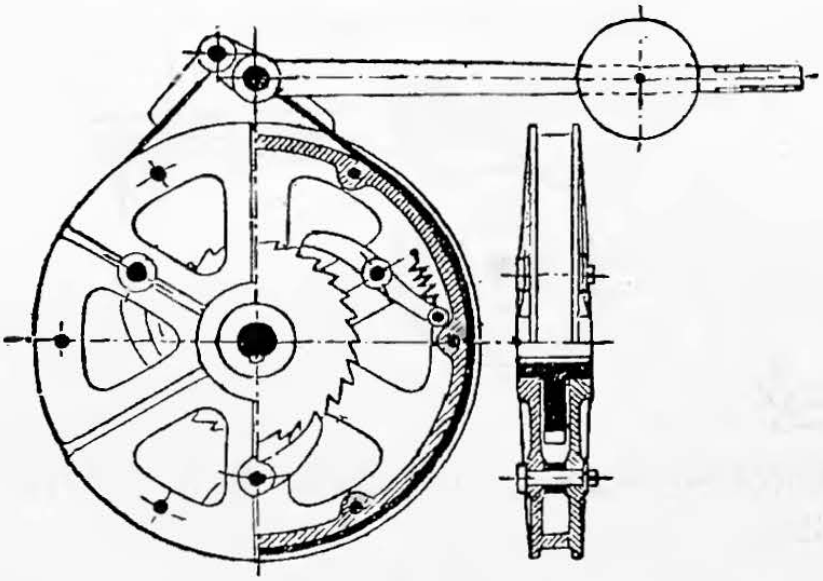
Rys. 360.



Celem opuszczenia ciężaru zluźnia się nieco hamulec, pozostający pozatem zazwyczaj w stanie wyprężonym.

Rysunki 360, 361 i 362 przedstawiają kilka układów takich hamulców wechwytowych. W hamulcu rys. 362, między tarczą E i zabierem A umieszczono sprężynę D, która pokręca nieco tarczę C, z osadzoną na niej sprężyną F, do pieska B. Podczas podnoszenia ciężaru sprężyna wyciąga piesek z obrębu zębów tarczy E, zapobiegając w ten sposób grzechotaniu, jakie pojawia się w innych wstrzymnikach tego rodzaju. *)

Rys. 361.

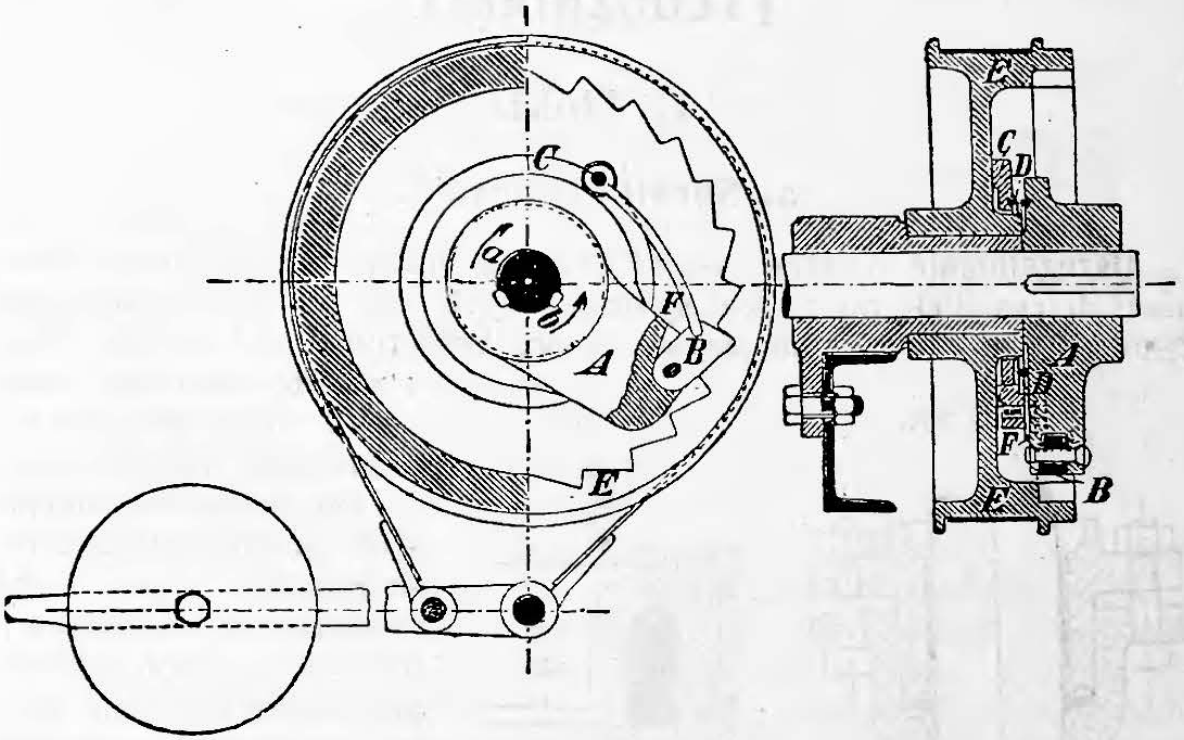


2. Osadzając na wale dźwignicy, między korbą i zębnikiem, sprzęgło cierne, którego jedna połówka ma wstrzymnik pieskowy (wechwytowy), otrzymujemy tak zwaną

*) Ad. Ernst, Die Hebezeuge. 2 wydanie, Berlin 1895, J. Springer.

korbę zabezpieczoną, która się podczas opuszczania ciężaru nie kręci, lecz działa jako hamulec. *)

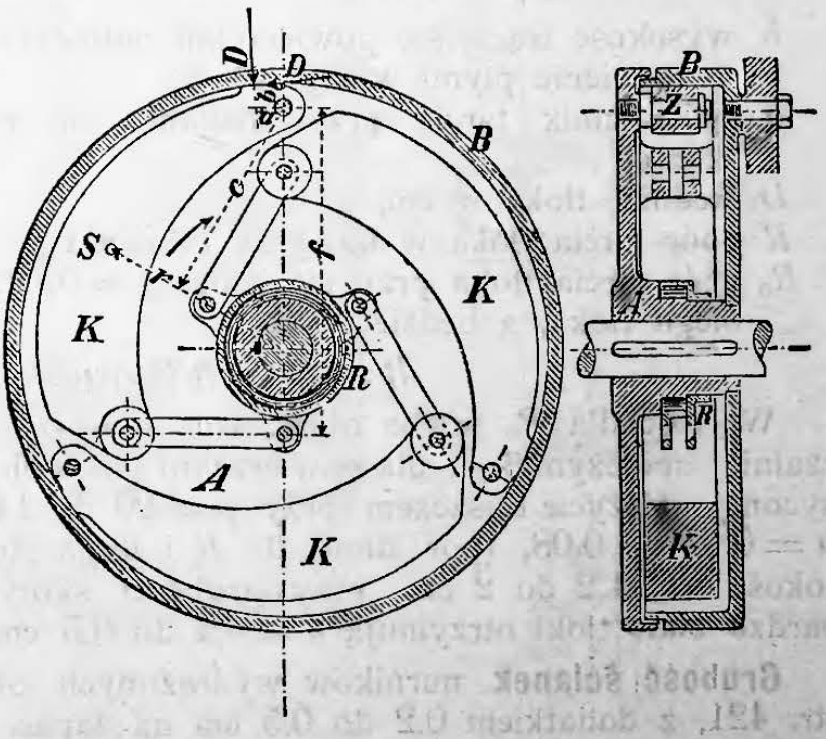
Rys. 362.



e. Hamulce samodziałające, czyli odśrodkowe. *)

Hamulce te hamują samodzielnie po przekroczeniu pewnej, określonej prędkości opadania ciężaru, stosują się zatem jako hamulce bezpieczeństwa w dźwigach i t. p. Budowa ich opiera się zazwyczaj na zastosowaniu ciężarów wahliwych, które wskutek siły odśrodkowej bądźto naprężają taśmę hamulcową, bądź też, jak w rys. 363, cisną swemi występami D na wnętrze walca B i, powodując w ten sposób tarcie, hamują. Prędkość opadania (ilość obrotów hamulca) można nastawiać przez naprężanie lub odprężanie skrętnej sprężyny R.

Rys. 363.



*) Ad. Ernst, Die Hebezeuge. 2 wydanie, Berlin 1895, J. Springer.

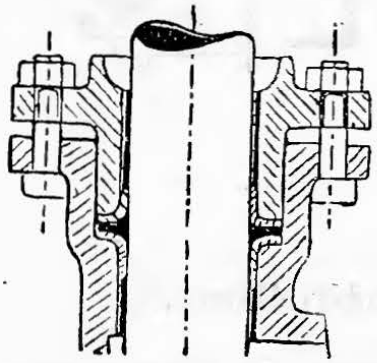
V. TŁOKI, TŁOCZYSKA I DŁAWNICE (TŁOCZNIAKI).

A. Tłoki.

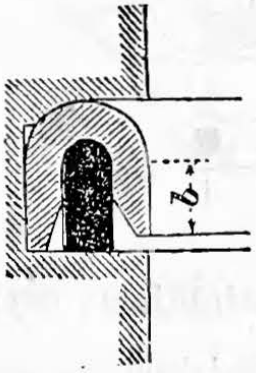
a. Nurniki (plunżery).

Uszczelnienie natłoczką skórzaną nadaje się do pomp tłoczniannych (rys. 364), do tłoczni hydraulicznych (rys. 365), zwłaszcza gdy ciśnienie jest duże, woda czysta, a prędkość tłoka < 1 m/sek. Ścieranie się natłoczek wzrasta z ciśnieniem, oraz z prędkością tłoka.

Rys. 364.



Rys. 365.



Do grubszych nurników przed natłoczkami skórzanemi zaleca się szczeliwo z warkoczy bawełnianych, dobrze przesyconych łojem, które, poczynając już od 4 atm. ciśnienia, wykazują znacznie mniejszy opór tarcia niż szczeliwa samodziałające.

Opór tarcia natłoczki. Niech oznacza:

b wysokość trącej się powierzchni natłoczki w cm,
p nadciśnienie płynu w kg/cm^2,
μ spółczynnik tarcia przy ślizganiu się powierzchni tłoka po skórze,
D średnicę tłoka w cm,
R opór tarcia tłoka w kg, przy ciśnieniu p,
R_0 opór tarcia tłoka przy ciśnieniu $p = 0$, t. j. podczas jałowego biegu tłoka, a będzie: *)

$$R = R_0 + \pi D b p \mu.$$

Wartość dla R_0 trzeba obrać szacunkowo lub oznaczyć doświadczalnie; spółczynnik μ dla powierzchni gładkich, oraz dla skóry przesyconej należycie tłuszczem (przy $p = 20$ do 140 atm.) bywa około: $\mu = 0{,}07$ do $0{,}08$, (por. dane dla R i μ na str. 219). Starczy wysokość $b = 1{,}2$ do 2 cm, przy grubości skóry $s = 0{,}4$ do $0{,}6$ cm; bardzo małe tłoki otrzymują $b = 0{,}4$ do $0{,}5$ cm, a $s \sim 0{,}15$ cm.

Grubość ścianek nurników wydrążonych oblicza się według **2.**, str. 421, z dodatkiem 0,2 do 0,5 cm na zapas.

---

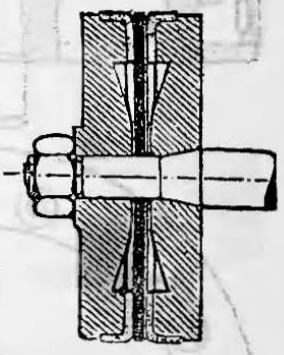
*) C. v. Bach, Zeitschr. d. V. d. Ing., 1886, str. 155.

b. Tłoki tarczowe.

1. Tłoki tarczowe, z natłoczkami skórzanemi (rys. 366) stosują się do czystej wody o temperaturze $< 30^0$ i do 5 atm. ciśnienia.

2. Tłoki ze szczeliwem metalowem stosują się przy wysokich temperaturach. Jeżeli tłok jest bardzo długi, to uszczelnienie tworzy cała jego powierzchnia **dotarta do prześwitu cylindra.** Tłoki tego rodzaju, z żelaza lanego, spotyka się przy silnikach gazowych i t. p. Do pomp, zwłaszcza zaś sikawek (rys. 367), i do pomp skraplaczy i t. p. stosują tłoki ze spiżu, pracujące w cylindrach bądź to spiżowych, bądź też przynajmniej wyłożonych tulejami spiżowemi.

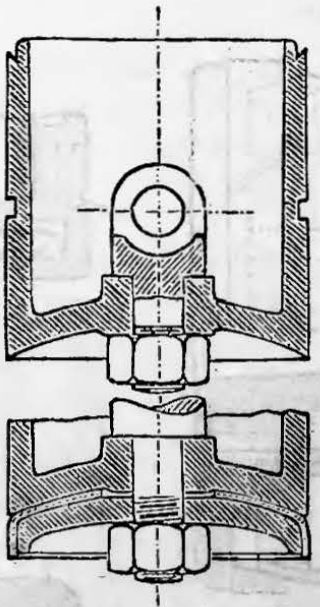
Rys. 366.



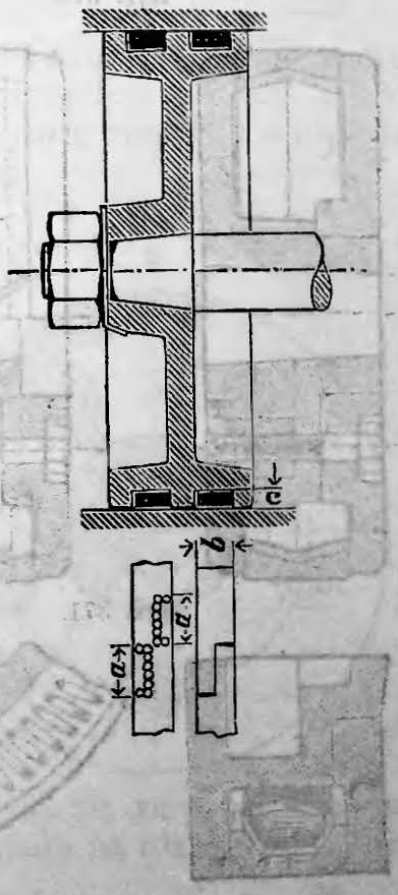
Tłoki krótkie uszczelniają się metalowymi, **szczeliwnymi pierścieniami tłokowymi,** wpasowanymi w rowki na obwodzie tarczy tłoka.

Pierścienie te bywają najczęściej lanożelazne (żeliwne). Jeżeli pierścień ma być samoprężny, to toczy się go na średnicę większą, wycina z niego kawałek $a = \backsim 0{,}1\,D$, (rys. 368), ściąga okleszczką do właściwej średnicy i przetacza zlekka na średnicę cylindra D. Przedział zakrywają zachodzące na siebie niedocinki lub oddzielna wkładka. Przedziały kilku pierścieni na jednym tłoku powinny się mijać nawzajem.

Rys. 367.



Rys. 368.



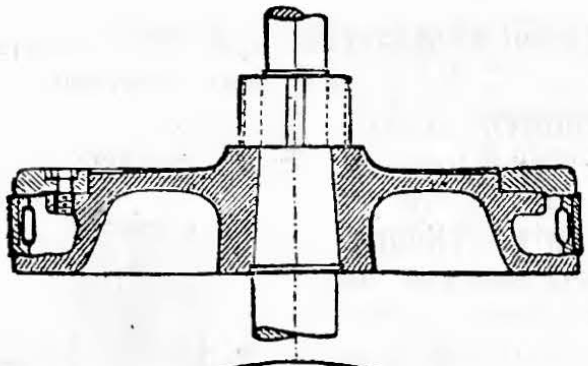
Wymiary pierścieni zależą od budowy tłoka. Pierścienie nasadzane na tłok całkowity (rys. 368) otrzymują albo grubość jednolitą: $s \gtrapprox {}^1/_{30}\,D$, albo też grubość największą: $s \gtrapprox {}^1/_{25}\,D$, która się stopniowo zmniejsza ku przedziałowi, aż do wartości $0{,}7\,s$.

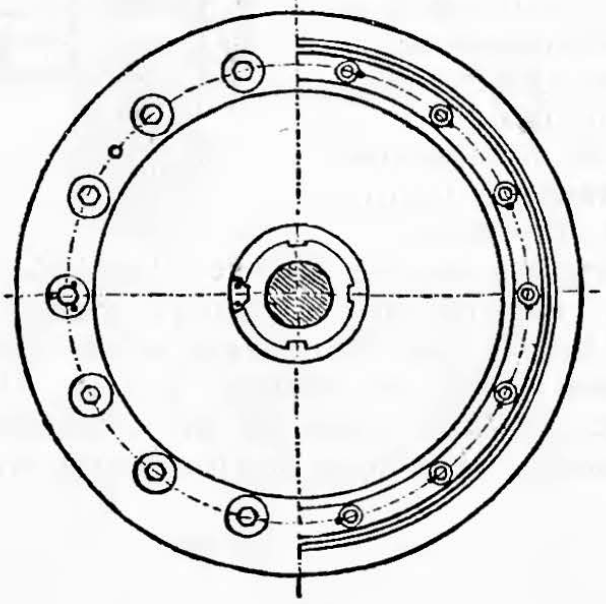
Wysokość $b = 2s$.

Pierścienie nasadzane na tłok rozdzielny, po zdjęciu oddzielnej pokrywy (rys. 377), miewają grubość $s = {}^1/_{20}\,D$, zmniejszającą się na przedziale do $0{,}7\,s$, $b = s$ do $1{,}5\,s$, $a = 0{,}075\,D$.

Jeżeli pierścienie szczeliwne nie są samoprężne, to zakłada się pod nie pier-

Rys. 369.

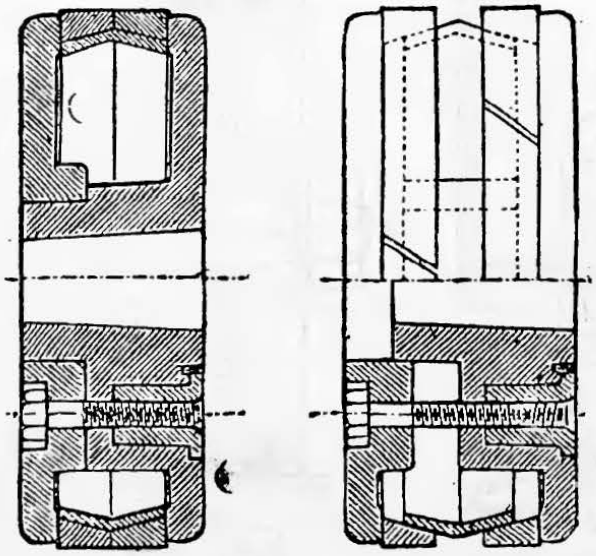




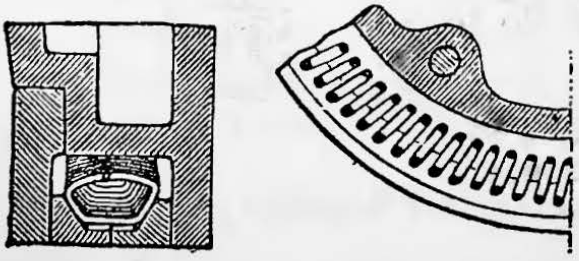
Rys. 370.

ścień rozprężny, który przyciska je zazwyczaj równocześnie i do cylindra i do boków zatoczeń tłoka (w kierunku osi). Rys. 370 przedstawia układ, w którym wyprężenie powstaje wskutek ściągnięcia śrubami pokrywy tłoka. W układzie rys. 372 kliniki wyprężają sprężynę falistą. Sprężyna zwijana śrubowo w pierścień, elipsowata (rys. 373) lub trapezowata (rys. 371).

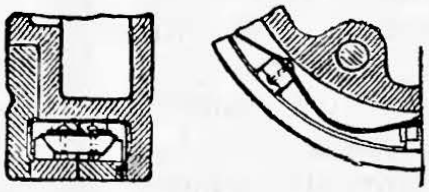
Kadłub tłoka bywa bądźto wklęsły, a natenczas odkuwany, lub dwuwklęsły, (p. rys 368), bądź też wydrążony. Tłoki wklęsłe stosują przeważnie z odlewu stalowego (tłok szwedzki, do młotów parowych, do stojących silników parowych, zwłaszcza na parowcach p. rys. 368, 369, 373, 375, 376). Tłoki wydrążone odlewa-



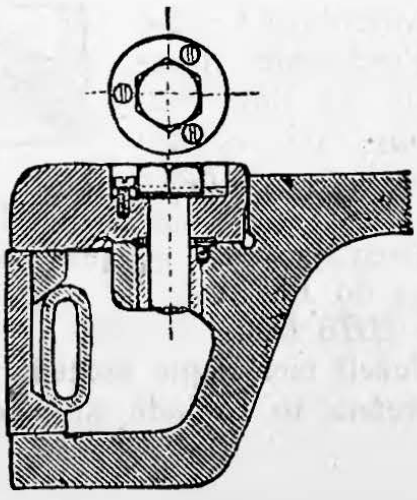
Rys. 371.



Rys. 372.

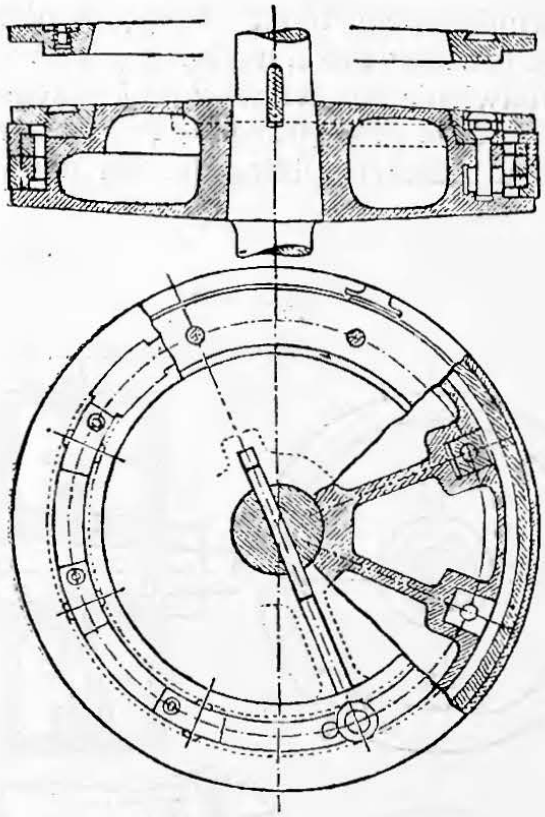


Rys. 373.

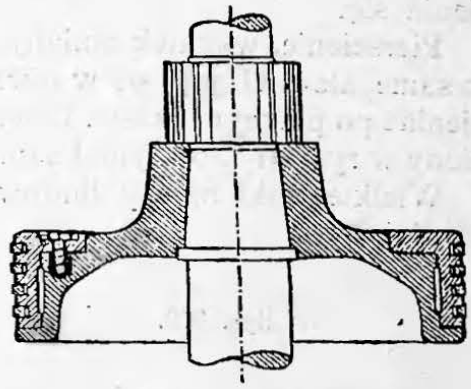


ją się albo w całości z żelaza lanego (rys. 374), a natenczas ziemię formierską wydłubuje się przez otwory rdzeniowe, zostawione w pia-

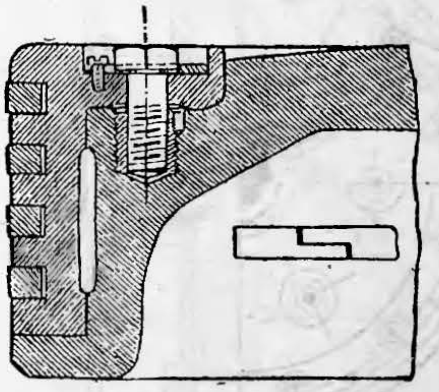
Rys. 374.



Rys. 375.

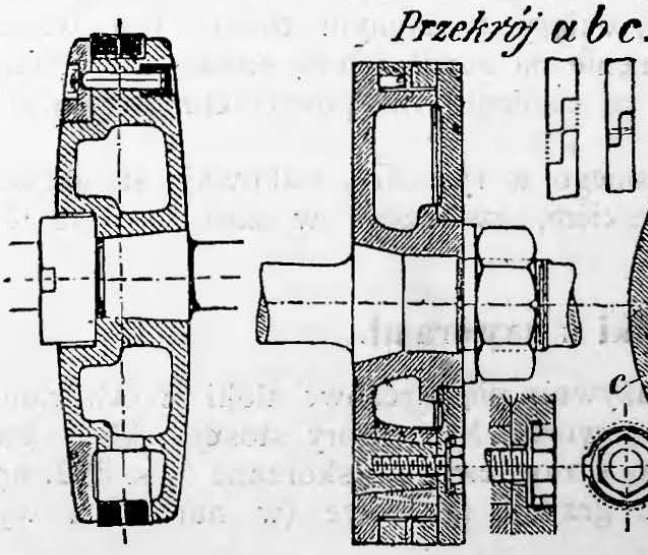


Rys. 376.

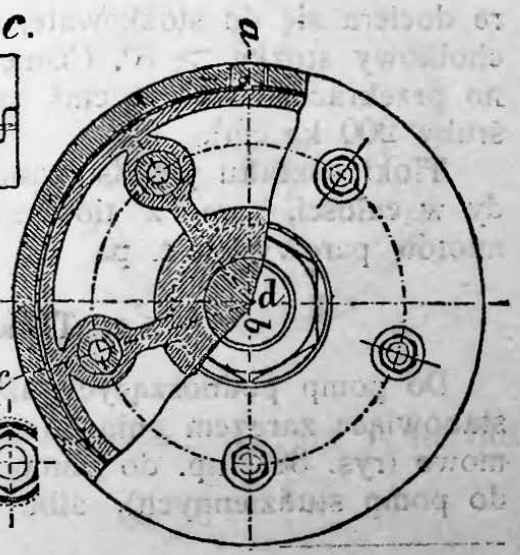


ście, denku tłoka (rys. 379), lub na jego obwodzie (rys. 377); albo też tłoki wydrążone bywają rozdzielne, składające się z dwóch denek, (rys. 370, 378, 380), których obrzeża zazwyczaj wspólnie służą za

Rys. 377.



Rys. 378.



opory pierścieniom tłokowym. Denka te łączą się ze sobą łbiakami o naśrubkach wykonanych ze spiżu, ze względu na rdzewienie, a po-

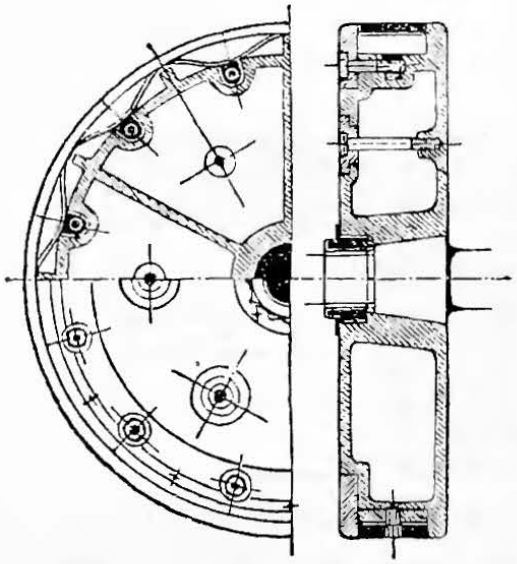
siadają one nadto dziury gwintowane na śruby odporowe. Często naśrubek tłoczyska służy zarazem za złączniak obu połówek tłoka (p. rys. 380).

Wszystkie śruby należy jak najstaranniej zabezpieczać od rozluźnienia się.

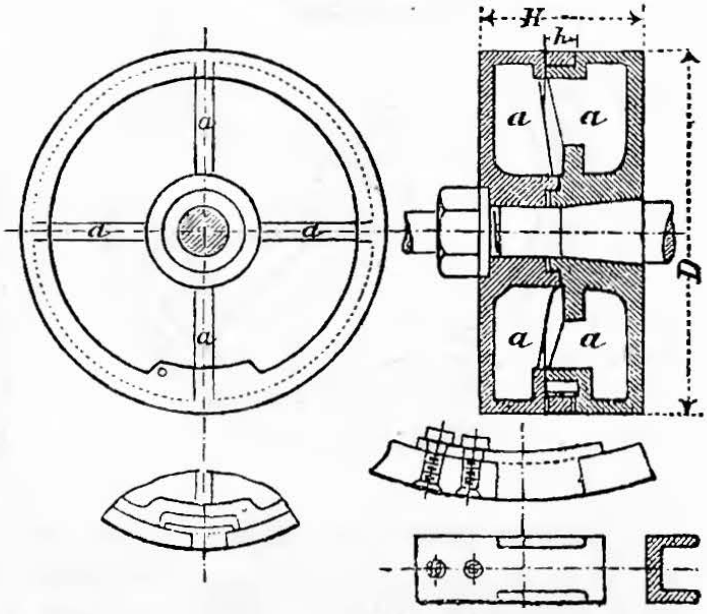
Pierścienie, wskutek zmiany kierunku ruchu tłoka, zbijają się nietylko same, ale i wbijają się w obrzeża rowków tłoka, trzeba je przeto wymieniać po pewnym czasie. Celem ułatwienia tej czynności, tłok przedstawiony w rys. 375, otrzymał sam całą część zewnętrzną łatwo zamienną.

Wielkie tłoki należy budować na zasadzie obliczenia ich wytrzymałości. *)

Rys. 379.



Rys. 380.



Osadzenie tłoków na tłoczysku dokonywa się przez dociśnięcie ich naśrubkiem lub klinem na stożkowate zgrubienie tłoczyska, które dociera się do stożkowatej dziury w samym tłoku. Kąt wierzchołkowy stożka $> 8^0$. Ciśnienie na powierzchnię stożka nie powinno przekraczać 400 kg/cm², a ciśnienie na powierzchnię gwintów śruby 200 kg/cm².

Tłoki kształtu przedstawionego w rys. 375, odkuwają się niekiedy w całości, wraz z tłoczyskiem, zwłaszcza w zastosowaniu do młotów parowych i t. p.

c. Tłoki z zaworami.

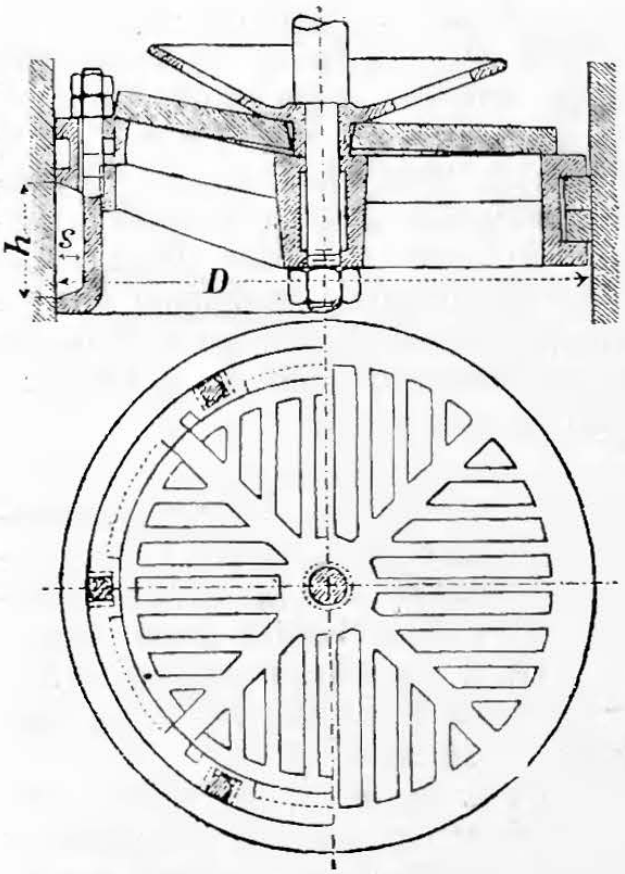
Do pomp podnoszących używają się tarczowe tłoki z otworami, stanowiące zarazem gniazdo zaworu. Na zawory stosują: klapy gumowe (rys. 381, np. do pomp skraplaczy) lub skórzane (rys. 382, np. do pomp studziennych), albo grzybki metalowe (w nurnikach wy-

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. Wytrzymałość i tarcie tłoków parowych. 1893 r str. 1084 i 1896 r. str. 85.

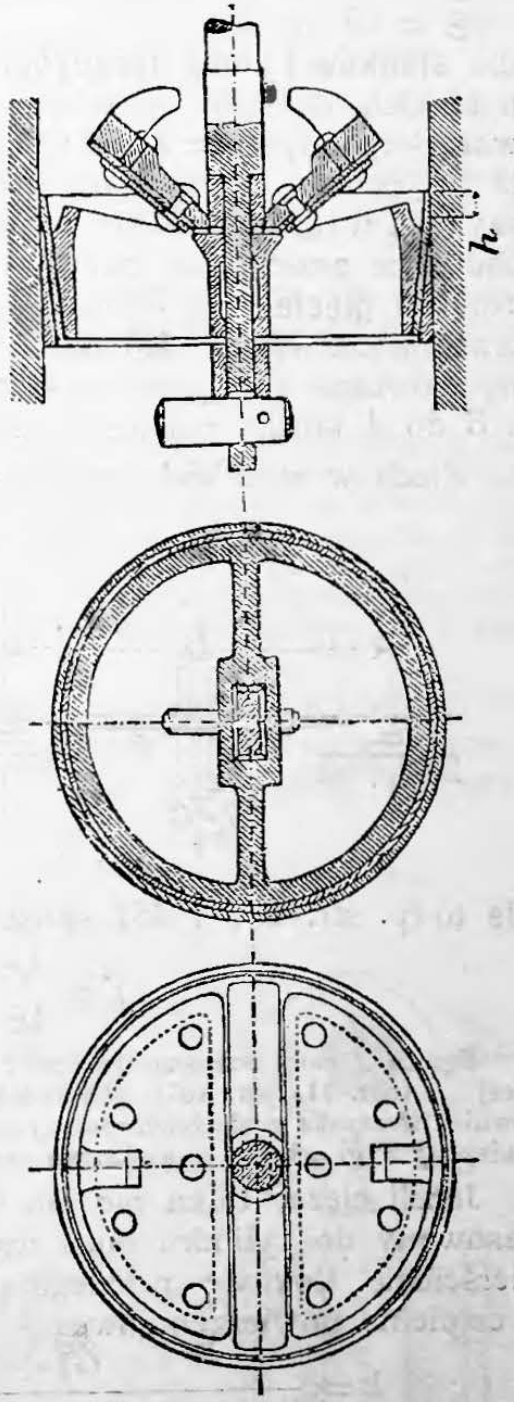
drążonych, np. pomp Rittinger'a). Przekrój otworów powinien być dostateczny dla przepływu wody.

Wysokość uszczelnienia (rys. 381) $h = 4\sqrt{D}$, a grubość jego $s = \sqrt{D}$, jeżeli h, s i D w **mm**. Wysokość uszczelniająca natłoczki (rys. 382) $h = 8$ do 15 mm, grubość skóry $= 3$ do 5 mm.

Rys. 381.



Rys. 382.



B. Tłoczyska.

Tłoczyska pracują ponajczęściej na wyboczenie (według 2-go sposobu obciążenia, str. 346).

Oznaczamy przez:

P w kg największą wartość siły działającej w tłoczysku,

l w cm długość tłoczyska, mierzoną od środka tłoka do osi czopa krzyżulcowego,

J w cm^4 najmniejszy, równikowy moment bezwładności przekroju tłoczyska,

E w kg/cm^2 spółczynnik sprężystości danego materyału (p. str. 331, 333 i nast.),

$\mathfrak{S}$ stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu,

a otrzymamy:

dla tłoczyska pełnego, o średnicy d w cm,

$$P = \frac{\pi^2 E J}{l^2 \mathfrak{S}} \sim \frac{E}{2\mathfrak{S}} \cdot \frac{d^4}{l^2};$$

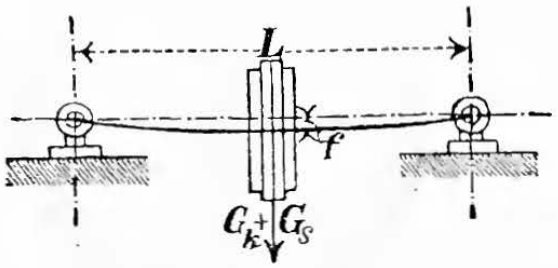
dla tłoczyska wydrążonego, o średnicy zewnętrznej d_2 i wewnętrznej d_1 w cm,

$$P \sim \frac{E}{2\,\mathfrak{S}} \cdot \frac{d_2^4 - d_1^4}{l^2}.$$

Stosowne wartości spółczynnika $\mathfrak{S}$ będą:
dla **silników i pomp stojących:**
$\mathfrak{S} =$ 8 do 11, jeżeli obciążenie waha się od P do zera,
$\mathfrak{S} =$ 15 do 22 „ „ „ „ „ $+P$ do $-P$;
dla **silników i pomp leżących,** małych lub średniej wielkości, lecz o lekkich tłokach, stosownemi będą większe z podanych powyżej wartości, t. j. $\mathfrak{S} = 11$, wzgl. $\mathfrak{S} = 22$, albowiem oprócz siły P działa tu jeszcze gięcie spowodowane wagą tłoczyska i tłoka. W maszynach większych lub mających ciężkie tłoki stosują tłoczyska przechodzące przez obie pokrywy cylindra; takie tłoczyska należy obliczać na **gięcie** (rys. 383), wychodząc z założenia, że **ugięcie** nie ma przekraczać 1,0 do 1,5 **mm.** Średnicę kadłubu tłokowego wykonywa się wówczas mniejszą od średnicy prześwitu cylindra, a mianowicie o 3 do 4 krotną wartość możliwego ugięcia.

Niech w rys. 383 oznacza:

Rys. 383.



L w cm długość tłoczyska między osią czopa krzyżulcowego i osią łyżwy wspierającej koniec swobodny,
G_k w kg wagę tłoka, obciążającą tłoczysko w środku jego długości,
G_s w kg wagę tłoczyska,
f w cm ugięcie tłoczyska w środku jego długości, a **ugięcie** to (p. str. 380 i 381 sposób obciążenia 20) będzie:

$$f = \frac{L^3}{48} \cdot \frac{G_k + {}^5/_8\, G_s}{E\,J}.$$

Ugięcie f może wzrosnąć jeszcze bardzo poważnie pod wpływem siły wybaczającej P (por. **11.**, str. 407). Tłoki lekkie, kute lub z wisnego odlewu stalowego, jak również tłoczyska wydrążone, przyczyniają się bardzo do zmniejszenia ugięcia z powodu mniejszej wagi własnej i większego momentu bezwładności J.

Jeżeli ciężar tłoka nie ma uginać tłoczyska, to tłok szczelnie dopasowany do cylindra musi wspierać się na dolnej jego powierzchni. Pierścienie tłokowe przylegają natenczas i do tłoka i do cylindra, a ciśnienie powierzchniowe

$$k = \frac{G_k + {}^5/_8 G_s}{\text{Powierzchnia oparcia w cylindrze}} < 3 \text{ kg/cm}^2.$$

Lecz występuje tu, nawet przy obfitem smarowaniu, opór tarcia, działający mimośrodkowo na tłok, dążący zatem do zakleszczenia tłoka, oraz do odkształcenia tłoczyska, które więc i w tym razie otrzymać musi **suty** przekrój.

Tłoczysko o **odkształconej** będącej linią **prostą,** chodzące zatem prosto w czasie biegu, można otrzymać sposobem wskazanym przez

Kollmann'a: Tłoczysko odkute krzywo, ze strzałką równą przewidywanemu ugięciu, ustawiamy na tokarce krzywością ku górze, podpierając je na właściwej odległości L, i obciążając we właściwem miejscu ciężarem G_k, poczem toczymy je nożem krążącym dokoła niego.

Rozumie się, że przy składaniu silnika tłoczysko trzeba założyć w takiem samem położeniu, w jakiem leżało na tokarce, t. j. krzywością ku górze.

C. Dławnice.

Tarcie w dławnicach, podług H. Lang'a (p. str. 219), niezależne od wysokości uszczelnienia, pozostaje w zależności od spółczynnika tarcia μ (odnoszącego się do jednostki obwodu, t. j. wyrażonego w kg/cm), oraz od ciśnienia p płynu i wyraża się wzorem: $R = \mu p D \pi$, jeżeli D jest średnicą tłoczyska. Podług Gallner'a natomiast, (p. str. 542) tarcie R pozostaje w żależności i od tarcia R_0 przy biegu jałowym i od wysokości uszczelnienia, a wyraża się wzorem: $R = R_0 + \pi D b p \mu$, w którym, rozumie się, spółczynnik μ odnosi się do jednostki pola i wyraża się w kg/cm². Wzór Gallner'a jest właściwym dla uszczelnień natłoczkami skórzanemi, które ciśnieniem płynu p przyciskają się do tłoczyska,—wzór Lang'a zaś dla dławnic z nabojem szczeliwnym, z warkoczy bawełnianych lub konopnych, przyciskanych do tłoczyska wyłącznie naciskiem dławika, a nie ciśnieniem płynu.

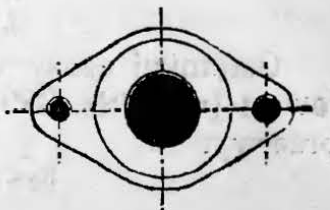
Okoliczności poboczne, jako to: stwardniały nabój szczeliwa, niewłaściwe jego założenie, nadmierne dociśnięcie dławika i t. p. powodują tarcie, odpowiadające pewnemu ciśnieniu p_0 atm. we wzorze na tarcie R, które natenczas staje się też wielkością stałą, niezależną od ciśnienia płynu, dla wszystkich ciśnień $p < p_0$, a więc nawet dla biegu jałowego i ma wówczas wartość: $R = \mu p_0 D \pi$. Natomiast, gdy $p > p_0$, otrzymamy wzór: $R = \mu p D \pi$. Powyżej wspomniane, niekorzystne warunki przejściowe uwzględnia się, zakładając p_0 równem największemu ciśnieniu roboczemu p, a więc: $p_0 = p$.

Jako szczeliwo używa się przeważnie warkocz konopny lub bawełniany, nasycony łojem lub łojkiem (talkum), nadto azbest, wreszcie pierścienie z drzewa lub metalu. Jeżeli w rys. 384 wszystkie wymiary wyrazimy w **cm**, to bywa zwykle:

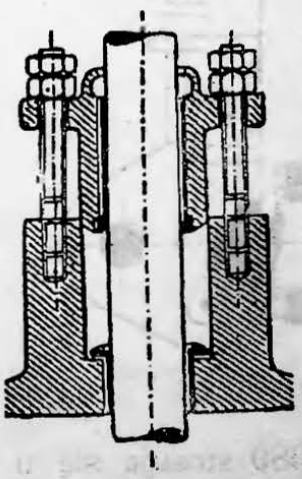
$$s = 0{,}8\sqrt{d}; \qquad d_1 = d + 2s; \qquad h \sim d_1.$$

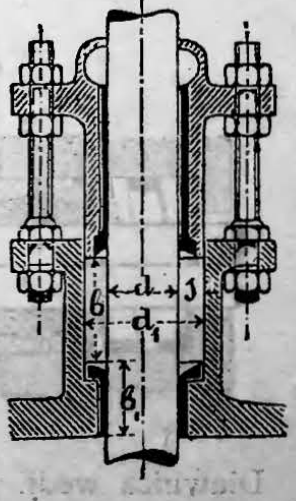
Rys. 384.

Gdy chodzi o uszczelnienie na wodę, można brać h nieco mniejsze, na powietrze natomiast nieco większe. Im wyższe jest szczeliwo, tem dłużej trwa ono, a tem mniejszem jest też tarcie. Nabój szczeliwa uszczelnia tylko, dopóki nie straci swej sprężystości.



Rys. 385.



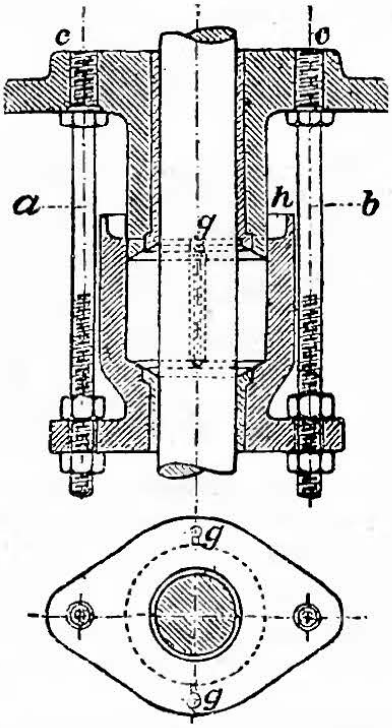


W rys. 385 dławnica składa się z dławni, przylanej do cylindra, a zaopatrzonej w spiżową tuleję dławnianą. Dławik ma podobną tuleję dławikową i dociąga się śrubami dławikowemi, przechodzącemi przez kołnierz dławika. Rys. 386 przedstawia budowę odwrotną, w której dławik stanowi całość z cylindrem, dławnia zaś, wykonana oddzielnie, ma kołnierz dławniany (jak i na rys. 384) i dociąga się śrubami dławnianemi.

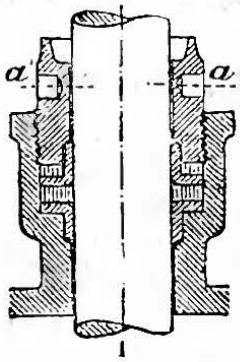
Rys. 387 przedstawia dławnicę do nurników, z natłoczkami skórzanemi i dławikiem dokręcanym na gwint.

Przy zastosowaniu naboju z konopi, nie należy stosować dławika dokręcanego na gwint, włókna bowiem, wchodząc między zwoje gwintu, zacinają się w nich. Lepiej będzie naciąć gwint zewnętrzny na dławni, wstawić dławik bez kołnierza, (najczęściej samą tylko tuleję) dociskając go dokrętką dławikową.

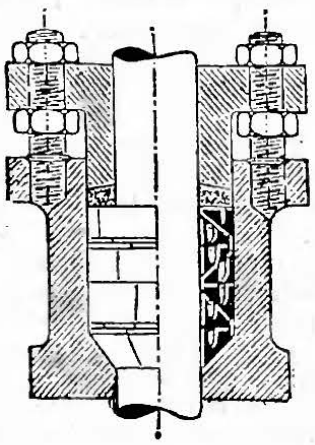
Rys. 386.



Rys. 387.



Rys. 388.



Oznaczając przez i **ilość śrub dławikowych,** δ (w cm) ich średnicę, p nadciśnienie płynu w kg/cm², otrzymujemy i z równania (p. str. 436):

$$^1/_4\,\pi\,(d_1{}^2 - d^2)\cdot p + 3 = 170\,\delta^2 i \text{ do } 135\,\delta^2 i,$$

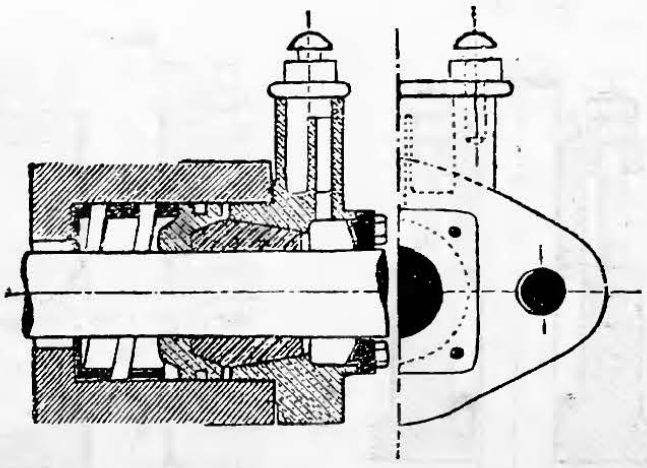
w którem d_1 i d oznaczono podług rys. 384. Wartość p wypada podstawić nie mniejszą niż 3, a nadto wyjątkowo tylko stosować śruby o $\delta \gtrless 1{,}3$ cm.

Długość tulei dławnianej (rys. 384) ma być:

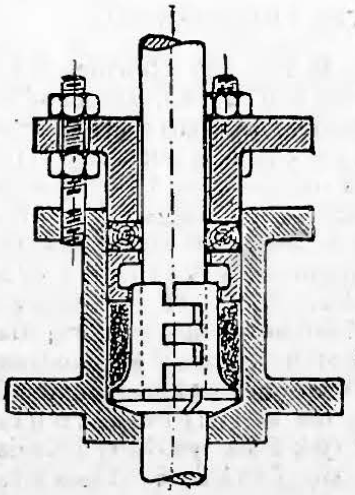
$h_1 \sim d$ dla tłoczysk leżących,
$h_1 \sim 0{,}5\,d$ dla tłoczysk stojących.

Ostatnimi czasy weszły w użycie dławnice ze szczeliwem **metalowem** (rys. 388, 389), które wymagają smarowania starannego i bez przerwy.

Rys. 389.



Rys. 390.



Dławnica wedł. rys. 389 stosuje się u parowozów pruskich kolei państwowych, i posiada stożek wykonany z białego metalu o skła-

dzie: 15% antymonu, 20% cyny i 65% ołowiu. Dławnica wedł. rys. 389 stosuje się często do silników parowcowych, o dużem ciśnieniu pary; pierścienie metalowe mają gwintowane otworki ułatwiające ich wyjmowanie z dławni. W dławnicy wedł. rys. 390 za szczeliwo służy trójdzielna tuleja z miękkiej miedzi, okolona warkoczem konopnym, który zwiększa jej przesuwalność w bok. Marynarka niemiecka stosuje ją w coraz to szerszym zakresie.

VI. NAPĘD KORBOWY.

A. Wzajemna zależność ruchów.

Oznaczamy przez:
r promień korby w m, $s = 2r$ skok tłoka w m,
l długość korbowodu w m,
$\lambda = r : l$ stosunek długości, najczęściej $\lambda = 1/5$, *)
x droga tłoka (krzyżulca), mierzona od położenia martwego w m,
α kąt przynależnego położenia korby,
β kąt przynależnego odchylenia korbowodu,
v stała prędkość czopa korby w m/sek.,
c chwilowa prędkość tłoka (krzyżulca) w m/sek.,
n ilość obrotów korby na min.,
P nacisk tłoka w kg,
T składowa nacisku korby po stycznej (prostopadle do korby) w kg.

We wzorach poniższych znak + odnosi się do ruchu tłoka naprzód, t. j. w kierunku ku osi obrotu korby, znak — zaś do ruchu wstecznego.

a. Droga x tłoka (krzyżulca).

Przy **korbowodowym napędzie pospolitym**, t. j., gdy kierunek drogi tłoka (krzyżulca) przechodzi przez oś obrotu korby, mamy:

$$x = r(1 - \cos\alpha) \pm l(1 - \cos\beta),$$
$$= r(1 - \cos\alpha) \pm l\left[1 - \sqrt{1 - (\lambda \sin\alpha)^2}\right].$$

Albo w przybliżeniu: $x = r(1 - \cos\alpha) \pm \frac{1}{2}\frac{r^2}{l}\sin^2\alpha,$

$$= r\left(1 - \cos\alpha \pm \frac{1}{2}\lambda\sin^2\alpha\right).$$

Kresa $\overline{aa_1}$ (p. rys. 391 str. 552), czyli t. zw. uchybienie drogi, jest zatem w przybliżeniu: $\overline{aa_1} = \frac{1}{2}\frac{(r\sin\alpha)^2}{l} = \frac{\overline{aK}^2}{2l}$. **)

Dla $\alpha = 90^0$ (ćwierć obrotu): $x = r + \frac{1}{2}\frac{r^2}{l}$.

Dla $\alpha = 180^0$ (pół obrotu): $x = 2r$.

---

*) W parowozach λ bywa zazwyczaj mniejsze, p. Tom II, Dział XI, rozdz. II B. c.
**) Zastosowanie tego wzoru p. Fränzel, Nowsze stawidła silników parowcowych Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 985.

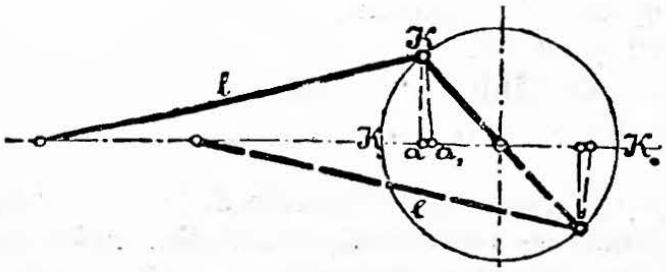
Gdy $l = \infty$ ($\lambda = 0$), będzie $x = r\ (1 - \cos\alpha)$, a uchybienie drogi znika; p. pod **d.** str. 560).

Wykreślenie drogi tłoka przedstawia rys. 391. Gdy $l = \infty$, będzie $x = K_0 a$, czyli rzutem pionowym drogi czopa korby $K_0 K$ na kierunek drogi tłoka. Jeżeli jednak $l = l$, to, zataczając łuk $K a_1$ promieniem l, około środka krzyżulca, otrzymujemy drogę:

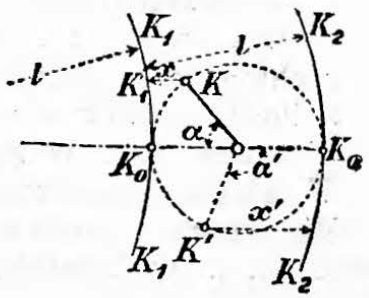
$$x = K_0 a_1.$$

Wykreślanie rzutów promieniem l dla licznych punktów K jest i kłopotliwe i powoduje niedokładności. Unika się tego, zataczając promieniem l (sposób Müller'a) jedynie dwa łuki K_1 i K_2, styczne do kołowej drogi czopa korby w punktach ~~martwych~~ zwrotnych K_0, i odmierzając, w kierunku ruchu krzyżulca, długości $K K_1 = x$, oraz $K^1 K_2 = x'$ (p. rys. 392). Albo też, sposobem Brix'a *), można za wierzchołek kąta α obrać nie istotny środek M obrotu korby (p. rys. 393), lecz punkt O, przesunięty o długość $Z = \frac{r^2}{2l}$ od M, w kierunku ruchu naprzód, a natenczas dla danego α rzut prostopadły do kierunku ruchu krzyżulca daje szukaną wartość: $x = K_0 a$.

Rys. 391.

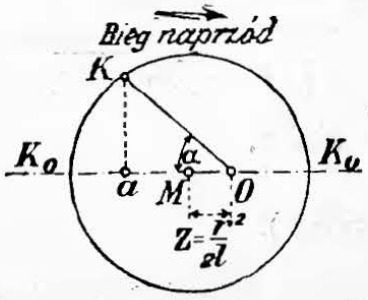


Rys. 392.

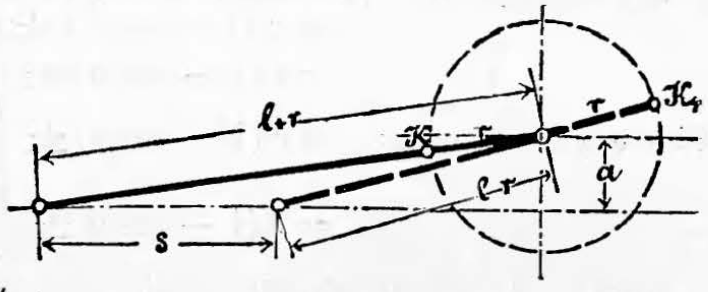


W **korbowodowym napędzie mimoosiowym,** t. j. gdy kierunek drogi krzyżulca mija prostopadle oś obrotu korby w oddaleniu a,

Rys. 393.



Rys. 394.



(rys. 394), punkty ~~martwe~~ zwrotne czopa K, K_1 nie leżą na tej samej średnicy, a skok $s > 2r$ określa się wzorem:

$$s = \sqrt{(l+r)^2 - a^2} - \sqrt{(l-r)^2 - a^2}.$$

Np. dla $a = 0{,}5\ r$, $\lambda = 1/5$, będzie: $s = 2{,}01\ r$;
a „ $a = r$, $\lambda = 1/5$, „ $s = 2{,}04\ r$.

*) Zeitschr. d. V. D. Ing. 1897, str. 431 i nast., A. Brix, Wykres biegunowy, dwuśrodkowy dla suwaka poruszanego mimośrodem.

b. Prędkość c tłoka (krzyżulca).

$$c = v\frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos\beta} = v\frac{CD}{r} = v\frac{\xi}{r}$$ (rys. 395, wzgl. 396).

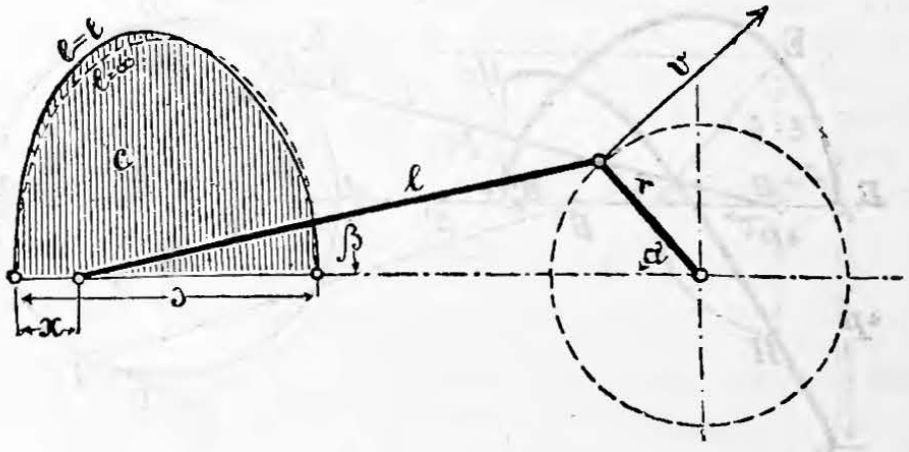
W przybliżeniu dla $l = l$ będzie: $c = v \sin\alpha\,(1 \pm \lambda\cos\alpha)$.

Dla $\alpha = 0$ i $\alpha = 180^0$ będzie: $\beta = 0$, $c = 0$;

dla $\alpha + \beta = 90^0$ będzie: $c_{max} = \frac{v}{\cos\beta}$, a $\operatorname{tg}\beta = \lambda$;

dla $\alpha = 90^0$ będzie: $c = v$.

Rys. 395.



Dla $l = \infty$ mamy $c = v\sin\alpha$, a $c_{max} = v$, gdy $\alpha = 90^0$.

Średnia prędkość krzyżulca (tłoka): $c_m = \frac{2sn}{60} = \frac{2rn}{30}$.

Prędkość czopa korbowego: $v = \frac{2\pi rn}{60} = \frac{\pi rn}{30}$, a więc:

$$v = \frac{\pi}{2}c_m = 1{,}571\,c_m; \qquad c_m = \frac{2}{\pi}v = 0{,}637\,v.$$

Dla $\lambda = {}^1/_5$ będzie: $c_{max} = 1{,}02\,v = 1{,}6\,c_m$.

Pole zakreskowane w rys. 395 jest wykresem prędkości dla całej drogi krzyżulca.

c. Przyspieszenie p tłoka (krzyżulca).

Dokładne wykreślenie przyspieszenia p otrzymamy, wychodząc z danego wykresu krzywej prędkości B_1EB_2 (rys. 396), w którym podnormalna $BJ = p = \frac{dc}{dt}$ (por. str. 145 rys. 47) *). Odcinając $BH = BJ$ jako rzędną, otrzymamy krzywą przyspieszeń H_1HH_2.

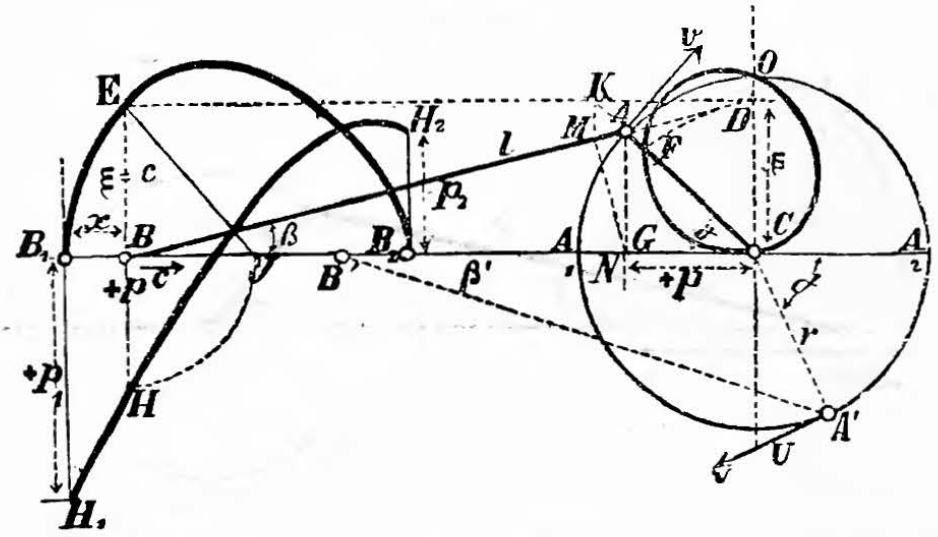
Można również wykreślić p, nie znając krzywej prędkości, w sposób następujący: **)

*) Pröll, Graphische Dynamik, 1874.

**) Civil-Ingenieur, 1879, str. 612, gdzie Mohr podaje ogólny sposób wykreślania przyspieszeń w napędach korbowodowych, mimoosiowych (p. str. 524). Inne wykreślenie podaje Rittershaus w tymże roczniku, na str. 461. Nadto patrz: Zeitschr. d. V. d. Ing. r. 1883, str. 283 i n.; r. 1895, str. 716 i n.; r. 1896, str. 983 i n.

BA przedłużamy poza A, aż do punktu D na CO, prostopadłej do BC; z D prowadzimy równoległą do CB aż do jej przecięcia w K z przedłużoną linią CA; z K kreślimy prostopadłą do KD, a w punkcie M, w którym ona przecina prostą BD, kreślimy $MN \perp BD$. Wielkość CN jest szukanem przyspieszeniem $p = CN = BH$. Wartości dodatne dla p (przyspieszenia krzyżulca) dają wielkości CN, leżące na lewo od C; wartości odjemne (zwolnienia) dają natomiast wielkości CN, leżące na prawo do C.

Rys. 396.



W rys. 396 podziałką przyspieszeń jest: $(v^2 : r) = r$, a podziałką prędkości $v = r$.

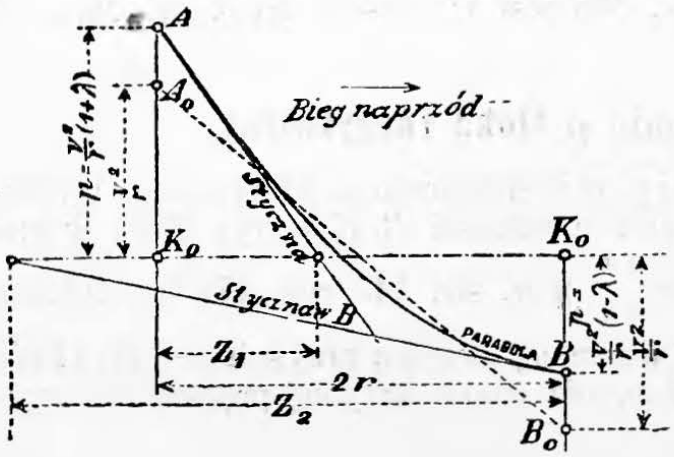
W **punktach martwych** B_1 i B_2 przyspieszenia krzyżulca (tłoka) są:

$$p_1 = \frac{v^2}{r}(1+\lambda) \quad \text{i} \quad p_2 = \frac{v^2}{r}(1-\lambda).$$

Przybliżenie określa nam przyspieszenia wzór: *)

$$p = \frac{v^2}{r}(\cos\alpha \pm \lambda \cos 2\alpha).$$

Rys. 397.



Jeżeli (rys. 397) położenia tłoka uważać będziemy za odcięte, a przyspieszenia jego p za rzędne, to otrzymamy krzywą zbliżoną do paraboli AB, którą najdogodniej wykreślić metodą stycznych obwijających, podaną na str. 111 (p. rys. 20 na str. 110). Położenie obu skrajnych stycznych w A i B oznaczamy najsnadniej za pomocą kres Z_1 i Z_2, podanych w tablicy poniższej dla kilku wartości λ; dla innych zaś łatwo je obliczyć podług wzorów tąże tablicą objętych.

*) S. Radinger, Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, 3 wydanie: Wiedeń 1892.

Kresa:	dla $\lambda = \frac{1}{3}$	$\lambda = \frac{1}{3{,}5}$	$\lambda = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{1}{4{,}5}$	$\lambda = \frac{1}{5}$	$\lambda = \frac{1}{6}$
$Z_1 = \frac{(1+\lambda)^2}{1+4\lambda} r$	$\frac{16}{21} r$	$\frac{27}{35} r$	$\frac{25}{32} r$	$\frac{121}{153} r$	$\frac{4}{5} r$	$\frac{49}{60} r$
$Z_2 = \frac{(1-\lambda)^2}{1-4\lambda} r$	$-\frac{4}{3} r$	$-\frac{25}{7} r$	∞	$\frac{49}{9} r$	$\frac{16}{5} r$	$\frac{25}{12} r$

Krzywa w rys. 397 przedstawia przyspieszenia przy biegu krzyżulca naprzód; dla biegu wstecznego wartości przyspieszeń pozostają te same, lecz zmieniają znak, a zatem wykres ich będzie odwróceniem (o 180° około osi $K_0 K_0$) krzywej dla biegu naprzód.

Zarówno dokładna krzywa przyspieszeń ($H_1 H H_2$, rys. 396), jak i przybliżona, przechodzi w linię prostą ($A_0 B_0$, rys. 397), skoro tylko założymy $l = \infty$, t. j. $\lambda = 0$. Największe przyspieszenie równa się wówczas największemu zwolnieniu, t. j. $p_1 = p_2 = \frac{v^2}{r}$.

d. Ciśnienie przyspieszeń *b*.

Ciśnienie b, wynikające z przyspieszenia tłoka, a sprowadzone do 1 cm² pola tłoka, określa się wzorem:

$$b = \frac{q}{g} p \text{ kg/cm}^2,$$

w którym g oznacza przyspieszenie ciężkości = 9,81 m/sek², q zaś wagę (w kg) części poruszających się naprzód i wstecz, sprowadzoną do jednego skoku tłoka $2r$, oraz do 1 cm² pola tłoka.

Według Radingera bywa średnio dla leżących silników parowych:

bez skraplacza: $q = 0{,}28$ kg/cm²,

ze skraplaczem: $q = 0{.}33$ kg/cm².

Gdy przyspieszenie p ma wartość odjemną, wówczas do ciśnienia pary wypada dodać wartość b, a na odwrót odjąć ją, gdy p ma wartość dodatną.

Ciśnienie b wyrazi się (rys. 396 i 397) przez tę samą krzywą przyspieszeń, skoro tylko zastosujemy właściwą podziałkę do mierzenia wielkości, a mianowicie:

$$\frac{q}{g}\frac{v^2}{r} \text{ (kg)} = r \text{ (m)}.$$

Będzie więc (w rys. 397) krzywa $A B$ krzywą ciśnień przyspieszenia, jeżeli:

$$K_0 A = \frac{q}{g}\frac{v^2}{r}(1+\lambda); \qquad K_0 B = \frac{q}{g}\frac{v^2}{r}(1-\lambda).$$

B. Wzajemna zależność sił i pracy.

a. Stosunek sił.

Nacisk normalny na tor krzyżulca w kg: $N = P \operatorname{tg} \beta = S \sin \beta$;

dla $\alpha + \beta = 90^0$: . . . . . $N = P \frac{r}{l}$;

dla $\alpha = 90^0$ ($\beta = \beta^{max}$):

$$N_{max} = P \operatorname{tg} \beta_{max} \backsim P \sin \beta_{max} \backsim P \frac{r}{l}.$$

Siła w korbowodzie w kg: . . . . . $S = \frac{P}{\cos\beta}$;

dla $\alpha = 90^0$ $(\beta = \beta_{max})$: . . . . . $S_{max} = \frac{P}{\sqrt{1-\lambda^2}}$;

dla $l = \infty$: . . . . . $S = P$.

Nacisk korby po stycznej w kg: . . . $T = P\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}$;

dla $\alpha = 0$, $\alpha = 180^0$: . . . . . $T_0 = 0$;

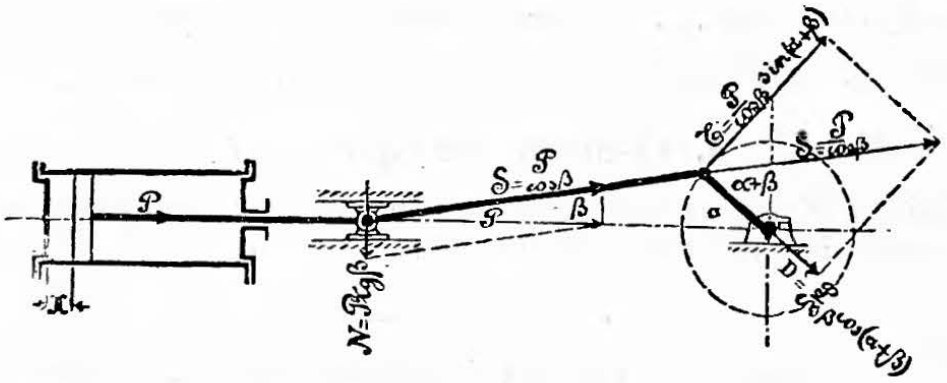
dla $\alpha = 90^0$ $(\beta = \beta_{max})$: . . . . . $T = P$;

dla $\alpha + \beta = 90^0$: . . . . . $T_{max} = S = P\sqrt{1+\lambda^2}$;

dla $l = \infty$: . . . . . $T = P\sin\alpha$.

Nacisk na łożyska korby w kg . . . $= S$.

Rys. 398.



(Wykresy powyższych sił podano w Dziale **V**, rozdz. **VIII. A. a.**).

b. Stosunki prac.

Praca nacisku tłoka: $Pc \cdot dt = Pv\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}dt$;

Praca nacisku korby po stycznej: $Tv \cdot dt = P\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}v \cdot dt$;

obie te prace są sobie równe.

Oznaczając przez P_m w kg średni nacisk na tłok, przez T_m w kg średni nacisk korby po stycznej, otrzymamy z

$$P_m 2r = T_m r\pi,$$

$$P_m = \frac{\pi}{2}T_m, \quad T_m = \frac{2}{\pi}P_m \quad \text{lub} \quad P_m c_m = T_m v.$$

c. Stosunki oporów tarcia.

Uzupełniając oznaczenia podane pod **A**, następującemi:

d w m średnica czopa korby,

d_1 w m „ „ krzyżulca,

D w m „ „ wała korbowego,

μ spółczynnik tarcia, oraz zakładając, że P jest wielkością stałą, a mianowicie $= P_m$ (odnośnie do jednego skoku tłoka), otrzymamy **całkowitą pracę na tłok:** $A = P2r$.

Pracę tarcia, rozmaitą dla różnych części napędu korbowego, podaje tablica poniższa:

Miejsce tarcia	Przybliżona praca tarcia kgm	Stosunek pracy tarcia do pracy całkowitej	Przy założeniu $\mu = 0{,}06$, oraz	Stosunek pracy tarcia do pracy całkowitej
Tor krzyżulca	$A_1 = \mu P \frac{r^2}{l} \frac{\pi}{2}$	$\frac{A_1}{A} = \frac{\mu \pi}{4} \frac{r}{l}$	$r : l = 1/5$	$\frac{A_1}{A} = 0{,}009$
Czop krzyżulca	$A_2 = \mu P d_1 \beta_{max}$	$\frac{A_2}{A} = \frac{\mu \beta_{max}}{2} \frac{d_1}{r}$	$\frac{d_1}{r} = 0{,}20$	$\frac{A_2}{A} = 0{,}001$
Czop korby	$A_3 = \mu P \frac{\pi d}{2}$	$\frac{A_3}{A} = \frac{\mu \pi}{4} \frac{d}{r}$	$\frac{d}{r} = 0{,}25$	$\frac{A_3}{A} = 0{,}012$
Czop wała korbowego	$A_4 = \mu P \frac{\pi D}{2}$	$\frac{A_4}{A} = \frac{\mu \pi}{4} \frac{D}{r}$	$\frac{D}{r} = 0{,}45$	$\frac{A_4}{A} = 0{,}021$

Całkowita praca tarcia $(= A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$ daje przeto przy powyższych założeniach **stratność** $\frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{A} = 0{,}043$, t. zn., że 4 do 5% pracy całkowitej zużywa się w napędzie korbowodowym na przezwyciężenie oporów tarcia, w przypuszczeniu, że P podczas całego skoku będzie niezmienne.

C. Korby i mimośrody.

Czop korby oblicza się podług str. 489 i 490.

a. Korby. (Rys. 399 i 400).

Aby wedle możności zmniejszyć moment przeginający wał korbowy, a skręcający samą korbę, t. j. moment nacisku czopa korby, ramię a (rys. 400) powinno być jak najmniejsze.

Spotyka się też:

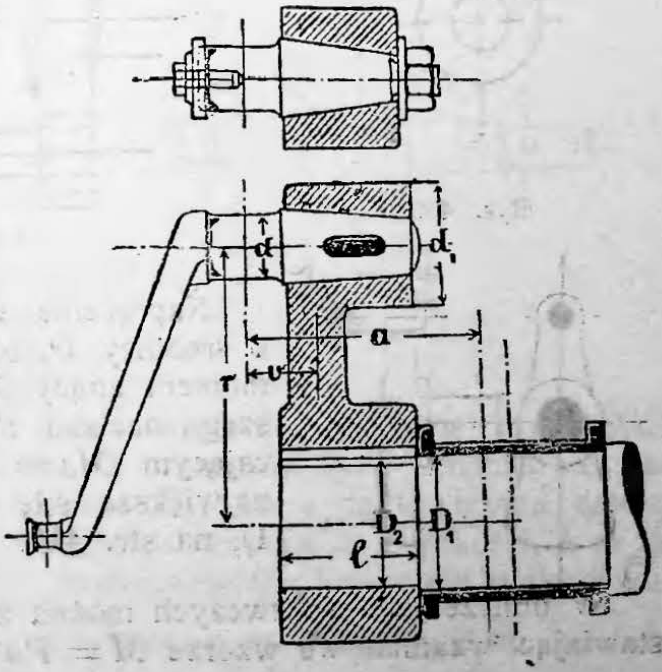
$l \sim D_2$, jeżeli korba osadza się na wał na gorąco lub ciśnieniem hydraulicznem,

$l \geqq 1{,}25\, D_2$, jeżeli osadza się ją w sposób zwykły.

D_2 bywa o kilka mm $< D_1$,

Średnica zewnętrzna piasty korby przy czopie wała $= 1{,}8\, D_2 + 2$ cm.

Rys. 399 i 400.



Średnica zewnętrzna piasty korby przy czopie korby: $d_1 = 2\,d$ dla korb kutych, a $d_1 = 2{,}5\,d$ dla korb z żelaza lanego.

Zbieżność stożka w rys. 399 $^1/_{25}$ do $^1/_{15}$.

Ramię korby:

Siła P, z jaką na czop korby działa korbowód, daje składowe D i T (rys. 400 i 401), które w przekroju, oddalonym o z od środka czopa korbowego, powodują następujące wytężenia:

a) siła normalna D: siłę normalną D, oraz moment gnący $M_2 = Dv$;

b) siła tnąca T: siłę tnącą T, moment gnący $M_1 = Tz$, oraz moment skręcający $Md = Tv$.

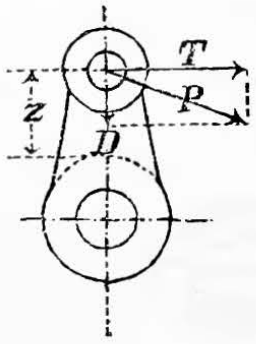
Siłę normalną D i tnącą T można zaniedbać, momenty zaś M_1, M_2 i Md trzeba złożyć według wzorów podanych pod 3), na str. 412, i obliczyć naprężenia największe w przekroju.

Ponajczęściej, w warunkach zwykłych, miarodajnem jest obciążenie korby w punkcie martwym, zwłaszcza że nagła zmiana kierunku działania siły w tem położeniu korby skłania do wyboru nieznacznego naprężenia bezpiecznego. W tem położeniu korby mamy: $M_1 = 0$; $Md = 0$; $M_2 = Pv$ (p. rys. 400); siłę cisnącą lub ciągnącą $= P$. Oznaczając przeto przez h szerokość korby w kierunku płaszczyzny obrotu czopa, przez b jej grubość w kierunku doń prostopadłym, otrzymamy:

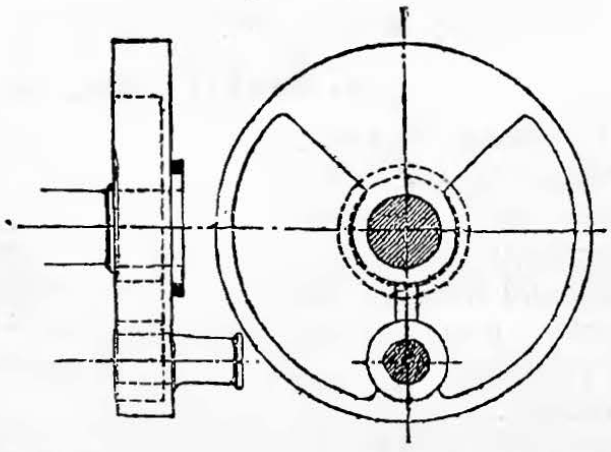
$$\frac{M_b}{^1/_6 b^2 h} + \frac{P}{bh} \lessgtr k_b, \quad \text{t. j.} \quad P\left(v + \frac{b}{6}\right) \lessgtr k_b \frac{b^2 h}{6},$$

z którego to wzoru, założywszy b, znajdujemy h.

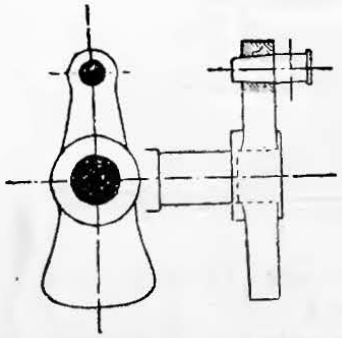
Rys. 401.



Rys. 403.



Rys. 402.



Naprężenie w **czopie wała** korbowego, o średnicy D, oblicza się, składając ze sobą moment gnący $M = Pa$, (skutkiem największego nacisku P na tłok) z momentem skręcającym $Md = Tr$, (spowodowanym przez największą siłę styczną T) według zasady 1), na str. 411.

W obliczeniach dorywczych można zaniedbać moment Md, podstawiając wzamian we wzorze $M = Pa$ zamiast ramienia a długość

kresy ukośnej między środkiem czopa korby, a środkiem czopa wała korbowego.

Naprężenia w czopach i korbach można też oznaczać sposobem wykreślnym *).

Przykłady **kształtu** korb osadzanych na końcu wała:
rys. 401, korba kuta, niewyrównoważona;
rys. 402, korba kuta, z przeciwwagą;
rys. 403, korba lana, wyrównoważona.

b. Wał wykorbiony; (rys. 404).

Na **czop korby** działa moment gnący $P_1 a_1 = P_2 a_2$, przyczem:

$$P_1 = P\frac{a_2}{a_1 + a_2}; \qquad P_2 = P\frac{a_1}{a_1 + a_2}.$$

A gdy $a_1 = a_2$, to $P_1 = P_2 = \frac{P}{2}$.

Średnicę czopa d określa wzór:

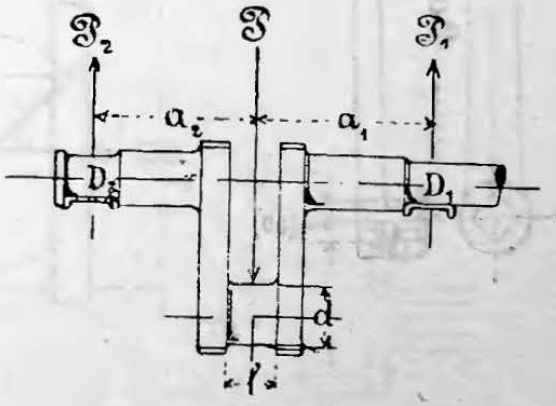
$$P_1 a_1 = P_2 a_2 = k_b \frac{\pi}{32} d^3 \sim 0{,}1\, k_b d^3;$$

baczyć wszakże trzeba, aby ciśnienie na jednostkę powierzchni było $k \leqq 60$ kg/cm² (p. str. 489 i 490).

Ramię o grubości b podlega momentom gnącym $M_1 = Tz$ (p. rys. 401) i $D\left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right) - D_2\left(a_2 + \frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right)$, oraz momentowi skręcającemu: $T\left(\frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right) - T_2\left(a_2 + \frac{l}{2} + \frac{b}{2}\right)$. Momenty te składa się, podobnie jak powyżej pod a., por. str. 412, p. 3), przyczem znów działanie bezpośrednie sił normalnych D i tnących T można zaniedbać.

Jeżeli ramiona mają przekrój prostokątny, o szerokości h (w kierunku obrotu), to wymiar h brać należy znacznie większy niż średnica wała, aby moment, który skręca wał, powodował jednakowe naprężenia tnące na całym obwodzie złącza ramion z wałem.

Rys. 404.



Rys. 404 przedstawia **wał**, którego kawałek między siłami P_2 i P podlega tylko sile gnącej P_2; natomiast w drugiej części występuje nietylko gięcie spowodowane przez siłę P_1, lecz i skręcenie wywołane przez składową siły P, t. j. przez siłę T. Z momentów tych oznacza się średnice wała i jego **czopów** D_1, oraz D_2, które nadto trzeba zabezpieczyć od zagrzewania się, obierając, stosownie do prędkości, $k = 12$ do 15 kg/cm² (por. str. 491). Ponajczęściej oba czopy wykonywu-

*) Reuleaux, Der Konstrukteur, 4 wydanie str. 415 i nast., 1882/89. Brunświk. F. Vieweg & Sohn.

ją się jednakowej średnicy, a mianowicie podług większej z wartości obliczonej dla D_1 i D_2.

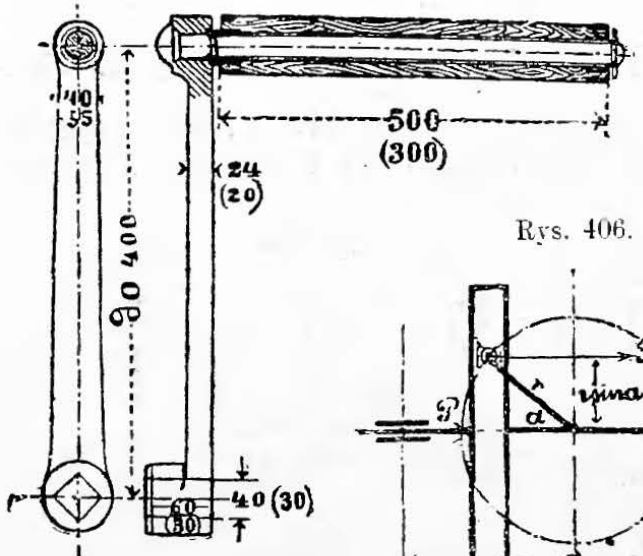
Gdy chodzi o ścisłość wyliczenia takich wałów, zwłaszcza gdy ramiona nie są prostopadłe do osi, lub gdy ma się do czynienia z kilkoma wykorbieniami (osie napędowe parowozów), dogodniej będzie, stosować **wykreślną metodę obliczenia.** *)

c. Korby ręczne.

Promień korby na dwóch robotników miewa zwykle do 40 cm, a na jednego do 35 cm. Wymiary większe, podane w rys. 405, dotyczą pierwszego przypadku, mniejsze zaś (zawarte w nawiasach) drugiego. Żelazny rdzeń dzierżaka miewa 20 (17) mm średnicy, sam zaś dzierżak drewniany, albo z rury gazowej przyrządzony, a luźno na rdzeniu osadzony, 40 do 50 mm. Wałek napędzany korbą miewa 40 (30) mm średnicy i zakańcza się kwadratowo na długości 60 (45 mm).

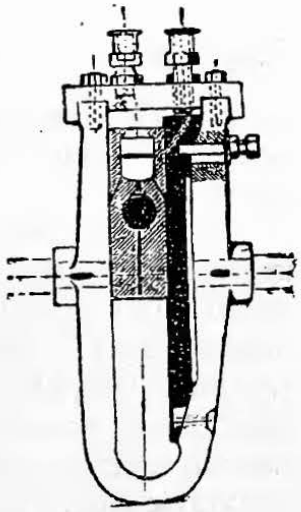
Wielkość parcia wywieranego przez robotnika na korbę bywa 10 do 15 kg, przy krótkotrwałem wytężeniu zaś do 20 kg. Prędkość obwodowa dzierżaka zakłada się 0,5 do 1,0 m/sek. O korbach zabezpieczonych p. str. 541.

Rys. 405



Rys. 406.

Rys. 407.



d. Krzyżulec na korbie. (Rys. 406).

Droga tłoka w m: $x = r(1 - \cos\alpha)$.

Nacisk w prowadnikach w kg: $N = \frac{Pr\sin\alpha}{a}$ (bardzo znaczny).

*) Reuleaux, Der Konstrukteur, 4 wydanie, str. 423 i nast., 1882/89, Brunświk. F. Vieweg & Sohn.

Strata pracy na jeden obrót w kgm:

$$A_r = 2 P \mu \frac{r^2}{a} \pi + 4 P \mu r;$$

stratność bywa bardzo wielka, bo 0,2 do 0,3 pracy całkowitej A.

Krzyżulec na korbie stosuje się do małych maszyn i silników (zwłaszcza do pomp parowych, o wspólnem tłoczysku i o bezpośredniem działaniu), zastosowanie jego zmniejsza bowiem długość całego ustroju. W rys. 407 przedstawiono nastawiany prowadnik dla takiego krzyżulca.

e. Mimośrody.

Rozmiary mimośrodu zależą od średnicy wału, na którym siedzi mimośród, od jego mimośrodkowości i od pracy, jaką ma przenosić.

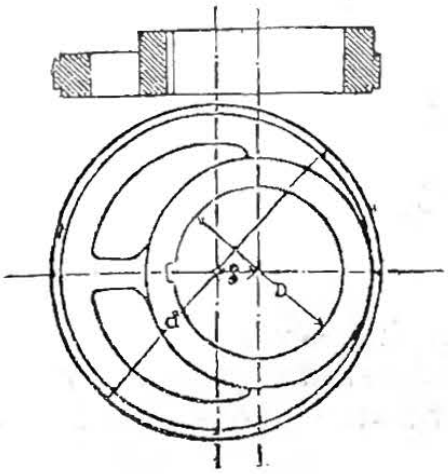
Jeżeli oznaczymy przez:

P w kg nacisk w środkowej płaszczyznie mimośrodu,
ϱ w cm ramię mimośrodu, t. j. jego mimośrodkowość,
D_0 w cm średnicę teoretyczną wału, odpowiadającą danemu momentowi skręcenia: $M_d = Pr = 0{,}2\, k_d D_0^3$ (p. str. 397),
D w cm istotną średnicę wału,
s w cm najmniejszą grubość piasty mimośrodu,
x w cm wysokość odsady na obwodzie, którą mimośród wgłębia się w przynależną obręcz, (x = grubości odsady czopa o średnicy D_0, p. str. 489),
b w cm szerokość mimośrodu,
d w cm największą średnicę zewnętrzną mimośrodu (p. rys. 408),

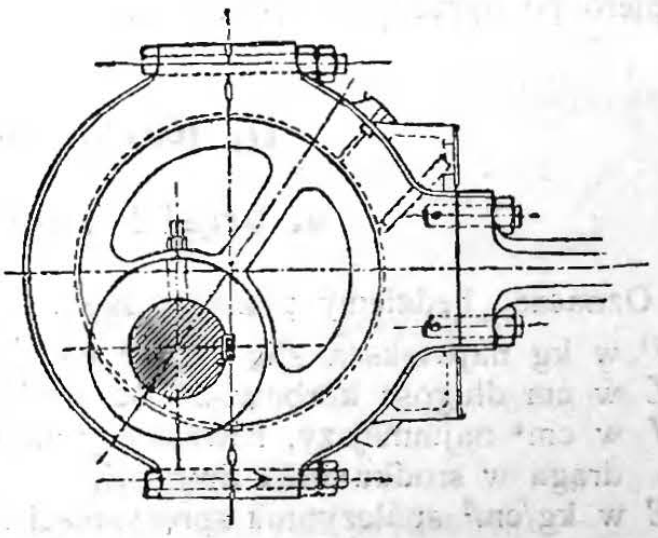
to będzie:

$$d = D + 2s + 2x + 2\varrho.$$

Rys. 408.



Rys. 409.



Grubość piasty w mimośrodach lanożelaznych bywa:
$s = 0{,}2\,(D_0 + {}^1/_2\, D) + 0{,}5$ cm do $0{,}25\,(D_0 + {}^1/_2\, D) + 0{,}5$ cm.

Mimośrody z żelaza zlewnego lub ze stali bywają o 20 do 30% cieńsze.

Ponieważ szerokość b mimośrodu jest równoznaczna z długością czopa, jaki zastępujemy mimośrodem, przeto powinna ona czynić zadosyć warunkom, mającym zapobiegać **grzaniu się** czopa (p. wzór IV, str. 491), określa się więc wzorem:

$$b \geqq \frac{Pn}{w}.$$

Spółczynnikowi w można nadawać wartości:

$w = 10000$ dla żelaza zlewnego lub stali (obręcz mimośrodu) po żelazie lanem (tarcza mimośrodu);

$w = 20000$ dla metalu białego (wyłożenie obręczy) po żelazie lanem;

dla mimośrodów w parowozach, gdzie przewiew powietrza silnie ochładza mimośrody, w może być większe.

Praca nacisku mimośrodu (w kgcm) na 1 obrót jest: $A = P\,4\,\varrho$,
strata pracy przez tarcie w mimośrodzie na 1 obrót jest: $A_1 = P\mu_1\,\pi\,d$,
„ „ „ „ wała „ „ „ $A_2 = P\mu_1'\,\pi\,D$,

sprawność zatem $\eta = \dfrac{A}{A + A_1 + A_2} = \dfrac{1}{1 + \mu_1 \dfrac{\pi}{4}\dfrac{d}{\varrho} + \mu_1' \dfrac{\pi}{4}\dfrac{D}{\varrho}}$;

np. $\varrho = 60$ mm, $D = 200$ mm, $d = 400$ mm, $\mu_1 = \mu_1' = 0{,}06$, wykazuje: $\eta = 0{,}68$.

Przykłady ustroju mimośrodów przedstawiają rys. 408 i 409.

Piasty powinny być długie, aby tarcz mimośrodu przy osadzaniu nie odchyliła się od płaszczyzny prostopadłej do osi wału; dlatego też piasta wystaje często poza tarcz (p. rys. 408). Zaklinianie na wale podł. str. 465 i 466.

Tarcze mimośrodów mogą też być dzielone, a to w celu osadzenia ich w miejscach ścienionych wału, albo też na wałach korbowych, dopiero po uprzedniem osadzeniu korb na wale.

D. Korbowody.

a. Drągi korbowodów.

Oznaczać będziemy poniżej przez:

P w kg największą siłę działającą w osi korbowodu,
L w cm długość korbowodu od środka do środka jego czopów,
J w cm^4 najmniejszy, równikowy moment bezwładności przekroju drąga w środku jego długości,
E w kg/cm^2 spółczynnik sprężystości materyału (p. str. 331 i nast),
$\mathfrak{S}$ stopień bezpieczeństwa przeciw wyboczeniu (p. str. 346),
r w cm ramię (promień) korby,
n ilość obrotów korby na minutę.

1. Drągi korbowodów do małych i średnich prędkości.

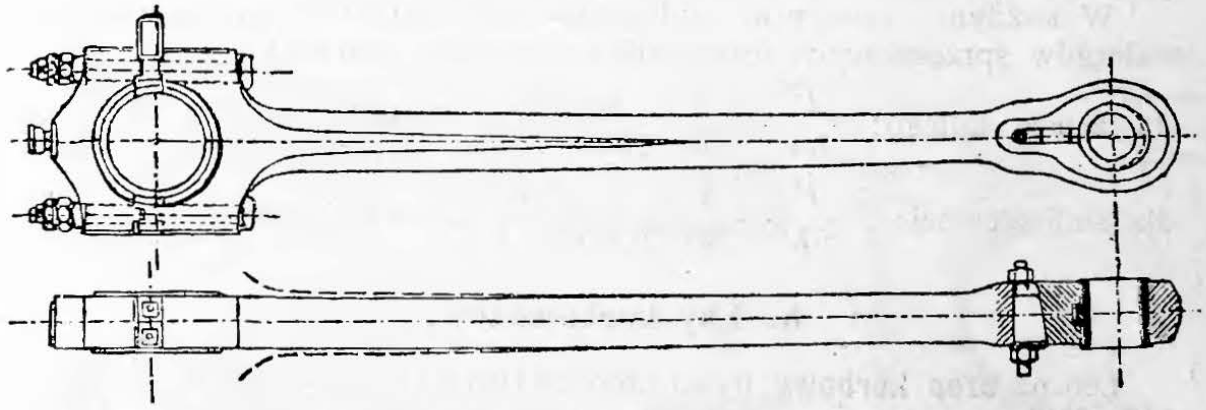
1. Drąg o przekroju kołowym (w środku średnica d_m).

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} E \frac{J}{L^2} \sim 40000 \frac{{d_m}^4}{L^2}, \quad \text{(por. rys. 201, str. 346),}$$

przy założeniu: $\mathfrak{S} = 25$, oraz $E = 2000000$ kg/cm².

Średnica drąga zmniejsza się zazwyczaj ku czopowi korby do 0,8 d_m, ku czopowi krzyżulca do 0,7 d_m, jednakże wielka średnica czopa korby (np. na wałach wykorbionych) zniewala do powiększenia średnicy drąga w tę stronę (z rozbieżnością 1 : 1,3), krótkość zaś czopa do ścięcia boków drąga (rys. 410).

Rys. 410.



Dla korbowodów maszyn bardzo wolno chodzących zakłada się $\mathfrak{S}$ do 33; w razach zaś, gdy zmiana kierunku siły P łączy się z uderzeniem (np. w pompach) $\mathfrak{S} = 40$ do 60 i wyżej.

2. Drąg o przekroju prostokątnym (szerokość b cm, a wysokość w środku $h = 1{,}75\,b$ do $2\,b$ w cm).

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} E \frac{1}{12} \frac{b^3 h}{L^2}.$$

Zakładając: $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1{,}8\,b$, $E = 2000000$ kg/cm² otrzymamy:

$$P = 200000 \frac{b^4}{L^2} \text{ dla } \textbf{żelaza kutego,}$$

a $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1{,}5\,b$, $E = 120000$ kg/cm² (p. str. 348)

prowadzi do: $P = 10000 \frac{b^4}{L^2}$ dla **sośniny.**

Wysokości przy łbach: $1{,}2\,h$, względnie $0{,}8\,h$, szerokość b bywa natomiast jednakowa.

2. Drągi korbowodów do znacznych prędkości.

Przedstawicielami tego rodzaju są, np. **korbowody parowozów** (p. Tom II, dział **XI**, rozdz. **II. B. c. 4.**). Zakładając przekrój pro-

stokątny, szerokości b i wysokości $h = 2b$; $\mathfrak{S} = {}^{20}/_{3}$ do ${}^{10}/_{3}$, $E = 2000000$ kg/cm², otrzymamy:

$$P = 500000\,\frac{b^4}{L^2} \text{ do } 1000000\,\frac{b^4}{L^2}.$$

Założenie małego $\mathfrak{S}$ ma na celu otrzymanie jak najlżejszych korbowodów, w celu zmniejszenia szkodliwych kołysań parowozu, (p. Tom II, dział **XI**, rozdz. **II. B. c. 6.**); a jest to tembardziej uzasadnione, że, przy szybkich przemianach ciśnienia na ciągnienie i naodwrót, nie starczy czasu na zupełne wytworzenie się przynależnych odkształceń. W celu jeszcze dalszego zmniejszenia ich wagi, korbowodom u parowozu nadają przekrój **I**.

Drągi sprzęgające osie parowozów obliczają się na podstawie $\mathfrak{S} = {}^{20}/_{3}$, którato większa wartość daje dostateczne bezpieczeństwo przeciw oddzielnemu ślizganiu się jednej z osi.

W każdym razie, przy obliczaniu korbowodów parowozowych i drągów sprzęgających osie, należy zachować warunek:

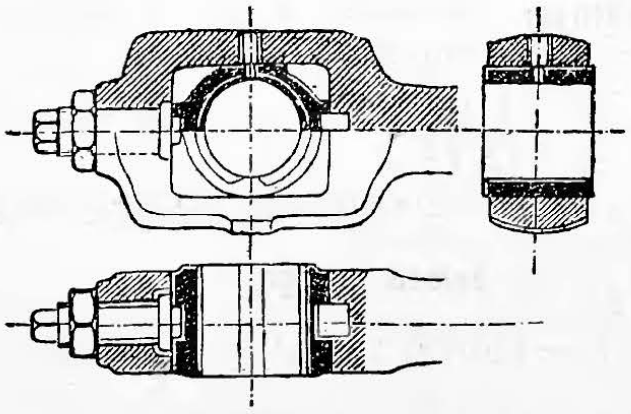
dla żelaza kutego: $$\frac{P}{bh} + \frac{1}{30}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{L^2 r}{h} \leqq 400 \text{ kg/cm}^2,$$

dla stali zlewnej: $$\frac{P}{bh} + \frac{1}{30}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{L^2 r}{h} \leqq 500 \text{ kg/cm}^2.$$

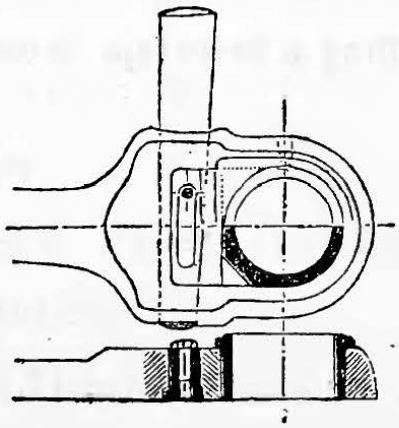
b. Łby korbowodów.

Łeb na **czop korbowy** bywa albo całkowity (rys. 411, 412, 413, 418, 419), w którym panewka nastawia się śrubą (rys. 411 i 419) lub klinem (rys. 412, 413 i 418), albo też dzielony, z pokrywą, na

Rys. 411.



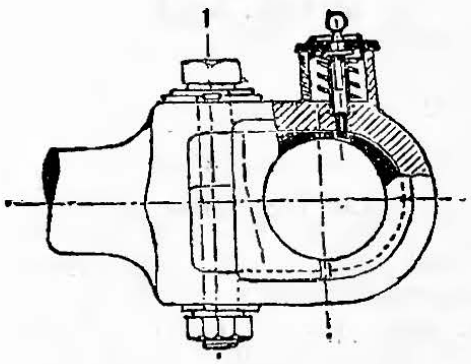
Rys. 412.



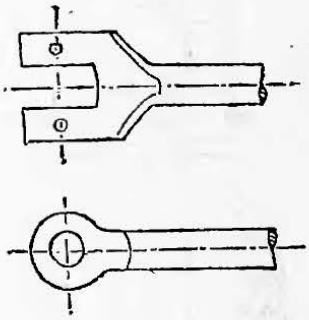
kształt łożyska (rys. 417 i 420), lub też z pałąkiem (rys. 421). Ustrój łba na **czop krzyżulca** pozostaje w zależności od ustroju samego krzyżulca; łby bywają bądźto zwykłe, całkowite (rys. 416) lub dzielone, w postaci łożysk, bądź też widlaste, również całkowite (rys. 418, 421) lub dzielone (rys. 420). W widlastych łbach całkowitych czop krzyżulca osadza się zazwyczaj niepokrętnie. Nastawki panewek w obu łbach należy tak rozłożyć, aby przesunięcia panewek nie zmieniały długości L korbowodu. Warunek ten przeoczają czę-

sto poważne nawet fabryki, (por. korbowód silnika parowcowego rys. 420 i łby przynależne silnika Sulzer'owskiego rys. 417 i 425).

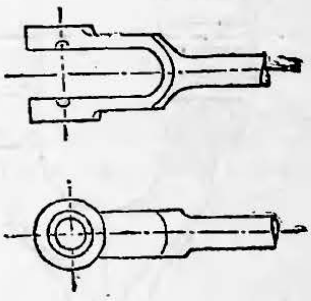
Rys. 413.



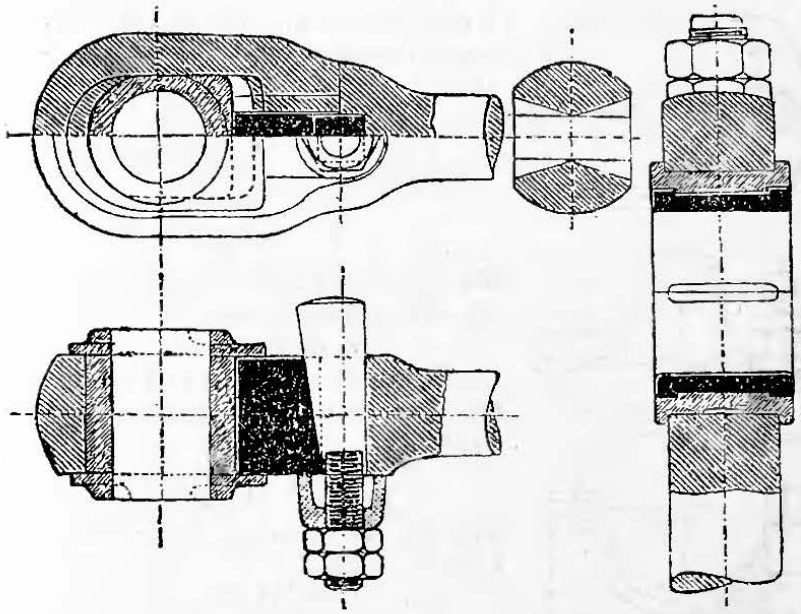
Rys. 414.



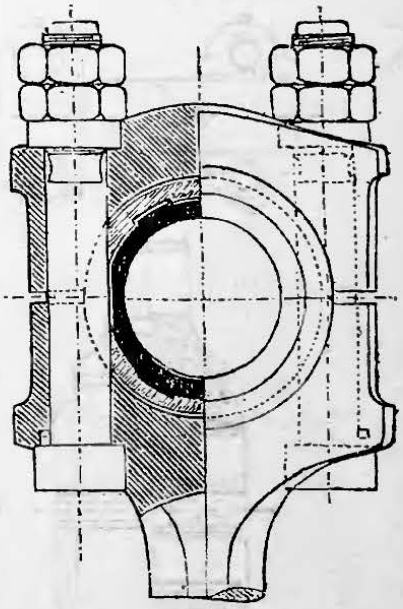
Rys. 415.



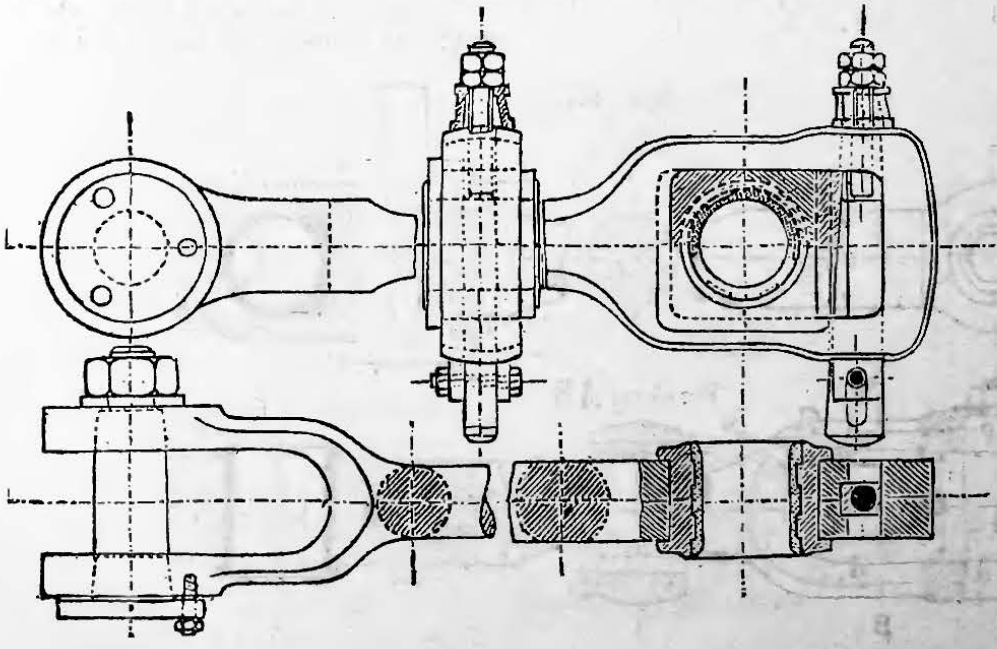
Rys. 416.



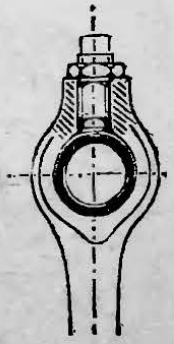
Rys. 417.



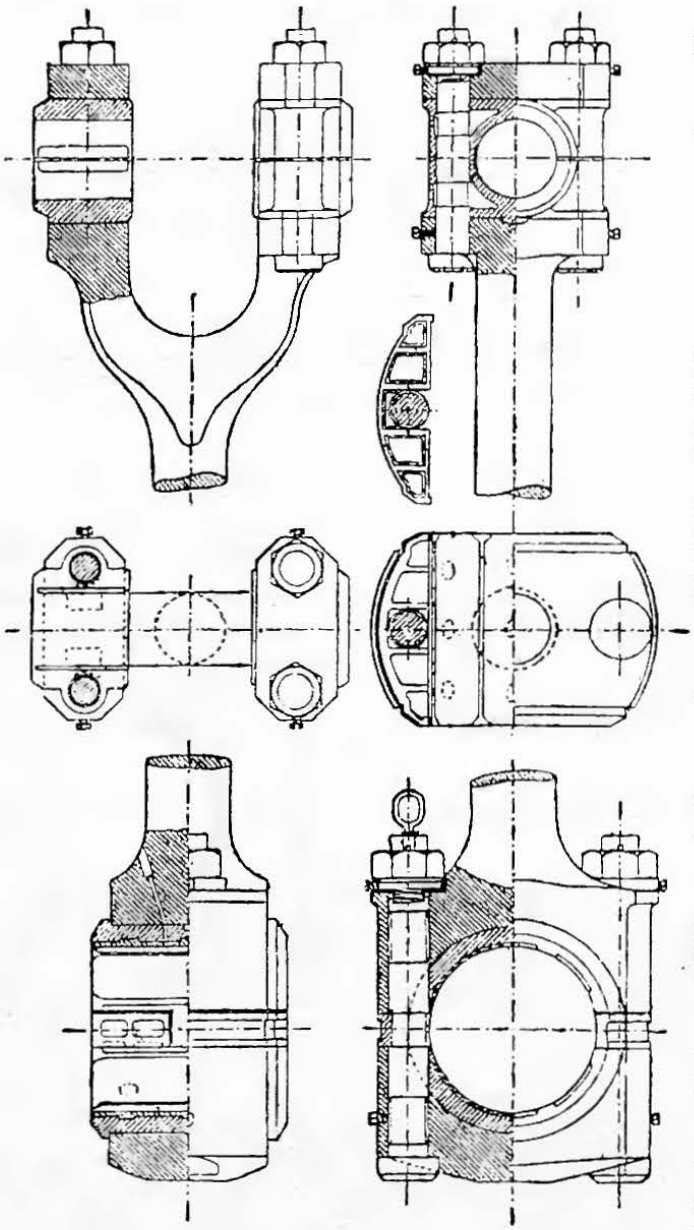
Rys. 418.



Rys. 419.



Rys. 420.



Przykład obliczenia korbowodu, rys. 421.

Dane: $P = 7800$ kg; $n = 40$; $L = 250$ cm.

1. Średnica drąga (z żelaza spawalnego). Wzór:

$$P = 40000 \frac{d_m^4}{L^2},$$ prowadzi do

$$d_m = 10{,}5 \text{ cm}.$$

2. Łeb przy korbie.

Czop korbowy ze stali zlewnej; wedł. str. 489 i nast. będzie: $k_b = 500$ kg/cm², $k = 60$ kg/cm²; a więc: $d = 10$ cm, $l = 13$ cm. Grubość przeto łba $b = 11{,}6$ cm.

Grubość klina: $s_3 = \sim {}^1/_2 b \sim 3$ cm; ze wzoru: $s_3 s_4 k = 0{,}5 P$, i dla wartości ciśnienia między klinem i pałąkiem $k = 450$ kg/cm², wynika:

$$s_4 = 3 \text{ cm}.$$

Pałąk z żelaza spawalnego liczy się na gięcie, a więc:

$$\frac{P}{2} x = k_b \frac{b s_5^2}{6};$$

dla $k_b = 600$ kg/cm², oraz $x = 4{,}4$ cm, otrzymamy zatem:

$$s_5 = 3{,}8 \text{ cm}.$$

Średnia wysokość klinów (wszystkich trzech) określa się ze wzoru:

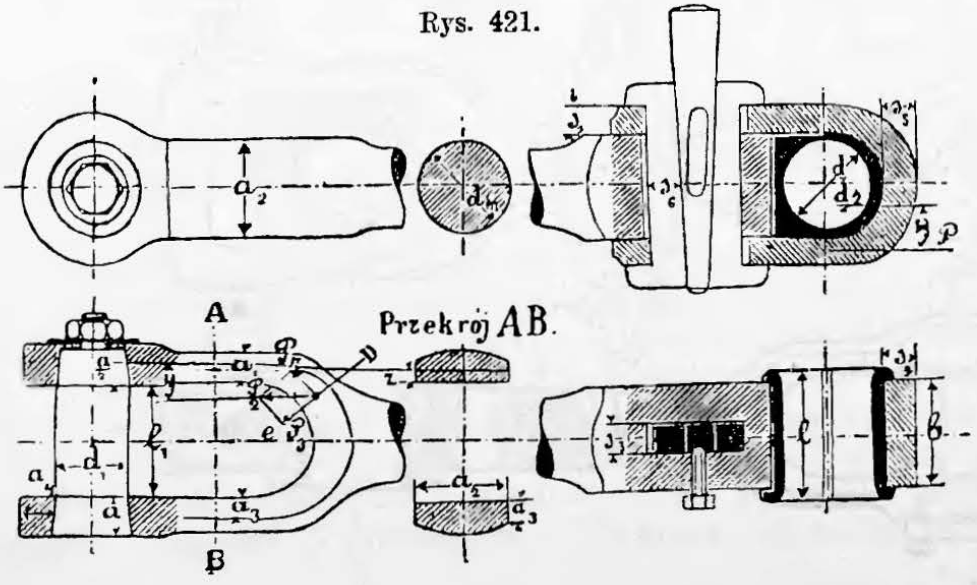
$$\frac{1}{3} \frac{P}{2} x = k_b \frac{s_3 s_6^2}{6},$$

więc dla stali zlewnej, o $k_b = 1000$ kg/cm², będzie:

$$s_6 = 3{,}4 \text{ cm}.$$

Zbieżność każdego boku klina zabezpieczonego śrubą bywa 1 : 20, tak że dociągnięcie panewki o 0,8 cm, wymagałoby przesunięcia klina o 8 cm.

Rys. 421.



3. Łeb przy krzyżulcu.

Czop krzyżulca, ze stali zlewnej, jeżeli $k = 80$ kg/cm², a $l_1 = 1{,}5\,d_1$, otrzyma wymiary:

$$d_1 \backsim 8 \text{ cm}; \quad l_1 = 12 \text{ cm}.$$

Łeb ten szkicuje się na oko, na podstawie znanego d_m i d_1, a następnie sprawdza się właściwość nadanych wymiarów.

Na każdą połówkę przekroju AB działa siła cisnąca lub ciągnąca $^1/_2 P$, oraz moment gnący $^1/_2 P(^1/_2 a - \varepsilon)$, jeżeli przez ε oznaczymy odległość środka przekroju od brzegu prześwitu wideł.

Przypuśćmy, że naszkicowano $a_1 = 4$ cm, $a = 4{,}6$ cm; $a_2 = 10$ cm. Z założenia, że łeb będzie toczony na zewnątrz, współosiowo z drągiem, t. zn., że obwód zewnętrzny przekroju będzie kołem, otrzymamy: $a_3 = 2{,}7$ cm; a więc średnia grubość przekroju będzie $= 3{,}3$ cm. Wówczas:

$$\frac{a}{2} - \varepsilon = \frac{4{,}6}{2} - \frac{3{,}3}{2} = 0{,}65 \text{ cm}, \quad \text{czyli:}$$

$$\frac{1}{2} \cdot 7800 \cdot 0{,}65 = \frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 3{,}3^2\,\sigma_2, \quad \text{a więc gięcie:}$$

$$\sigma_2 = 140 \text{ kg/cm}^2.$$

Siła cisnąca lub ciągnąca da nam zaś naprężenie:

$$\sigma_1 = \frac{3900}{10 \cdot 3{,}3} = 118 \text{ kg/cm}^2.$$

Całkowite zatem naprężenie będzie: $118 + 140 = 258$ kg/cm², wobec naprężenia bezpiecznego dla żelaza spawalnego $k_b = k_z = 300$ kg/cm² (por. III str. 337).

Możemy tedy wymiary naszkicowane nieco zmniejszyć, np. do:

$a_1 = 3{,}6$ cm, $a = 4{,}2$ cm, $a_2 = 10$, a otrzymamy wówczas:

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 135 + 180 = 315 \text{ kg/cm}^2,$$

którą to wartość uważać można jeszcze za bezpieczną.

W przekroju CD działa siła tnąca Ps, którą można zaniedbać, oraz cisnąca lub ciągnąca P_n, wreszcie moment gnący $^1/_2 Py$. W danym razie będzie:

$$P_n = 2250 \text{ kg}, \quad y = 3{,}6 \text{ cm}; \quad ^1/_2 Py = 3900 \cdot 3{,}6,$$

a więc: $\sigma_1 + \sigma_2 = 331$ kg cm², co również można uznać za jeszcze bezpieczne.

W oku wideł, okalającem czop, występuje gięcie; grubość więc tego oka a_4 określa się równaniem:

$$\frac{P}{2} \cdot \frac{d_1 + a_4}{8} = k_b \frac{a\,a^2_4}{6},$$

zakładając $k_b = 600$ kg/cm² (por. II, str. 237), otrzymamy:

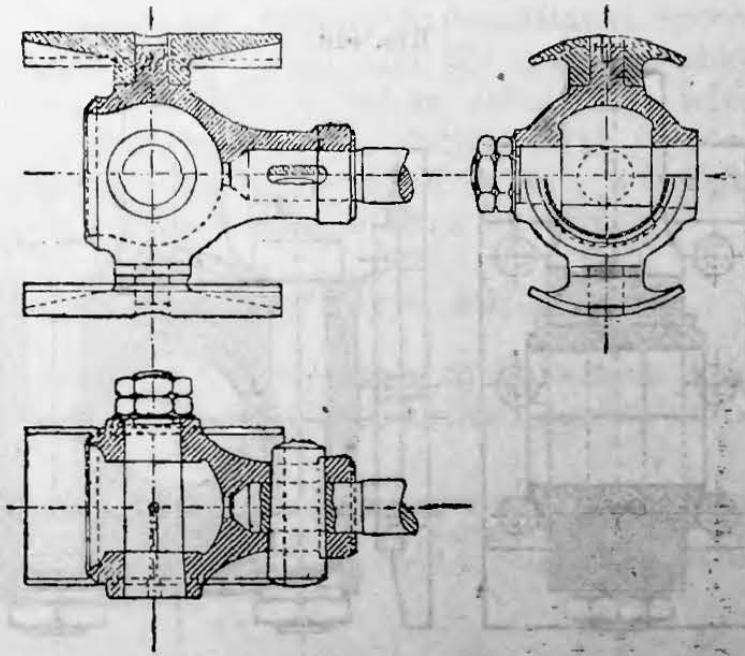
$$a_4 = 3{,}7 \text{ cm}.$$

E. Krzyżulce.

Stosowany dawniej prawie wyłącznie ustrój krzyżulca w kształcie pudła, w którem osadzano czop (rys. 422, 423, 424), ustępuje coraz bardziej ustrojowi odwrotnemu, w którym panewka osadza się w krzyżulcu, (rys. 425, 426) a czop w widlastym łbie korbowodu.

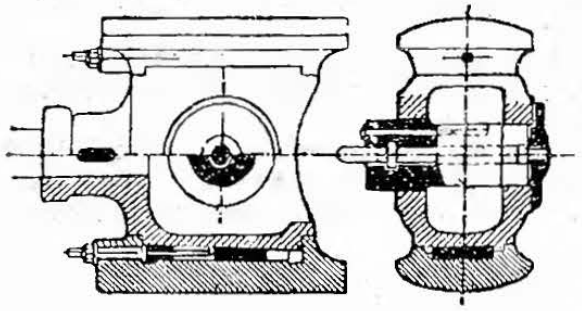
W silnikach parowców spotyka się czop wykonany łącznie z krzyżulcem, (rys. 427), a przynależny korbowód widlasty ma wówczas panewki (rys. 420). Szyb-

Rys. 422.

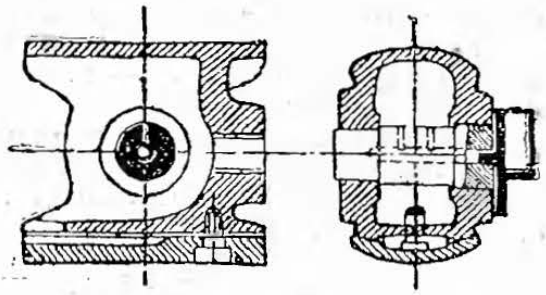


kobiegi mają niekiedy krzyżulce wykonane z jednego kawałka z tłoczyskiem, (rys. 426) zwłaszcza przy silnikach stojących.

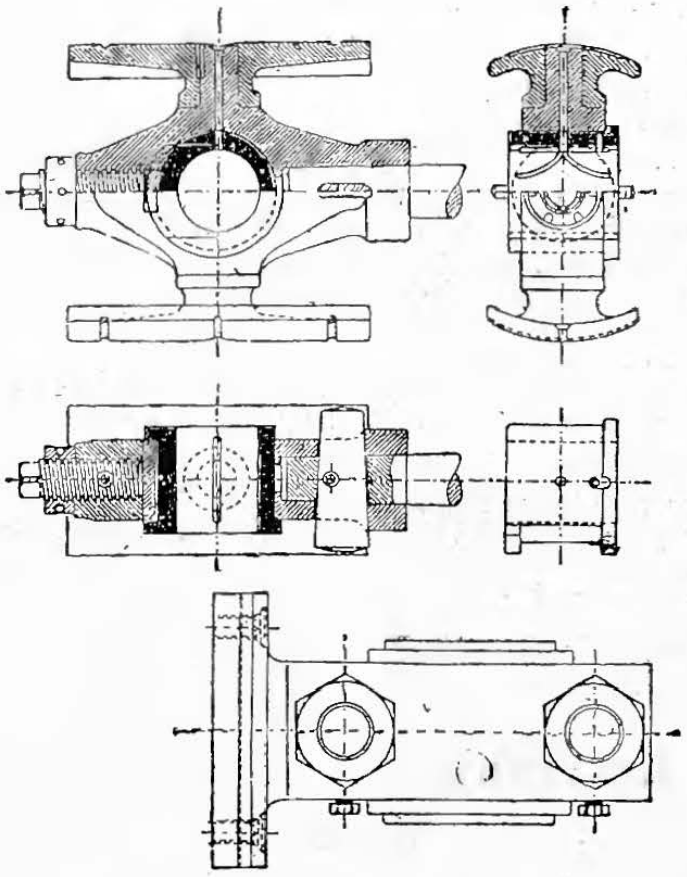
Rys. 423.



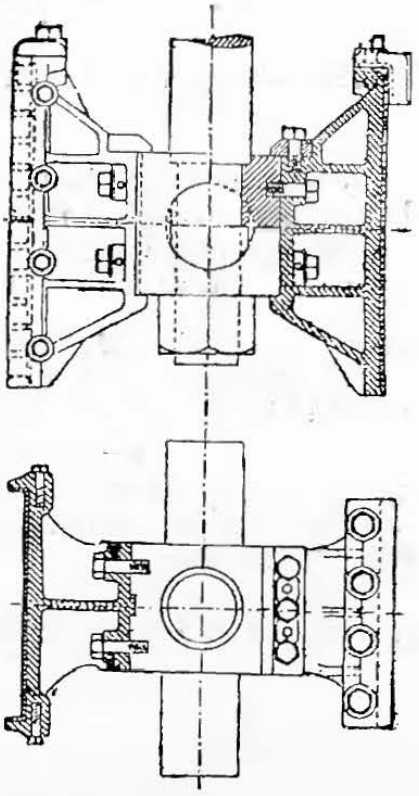
Rys. 424.



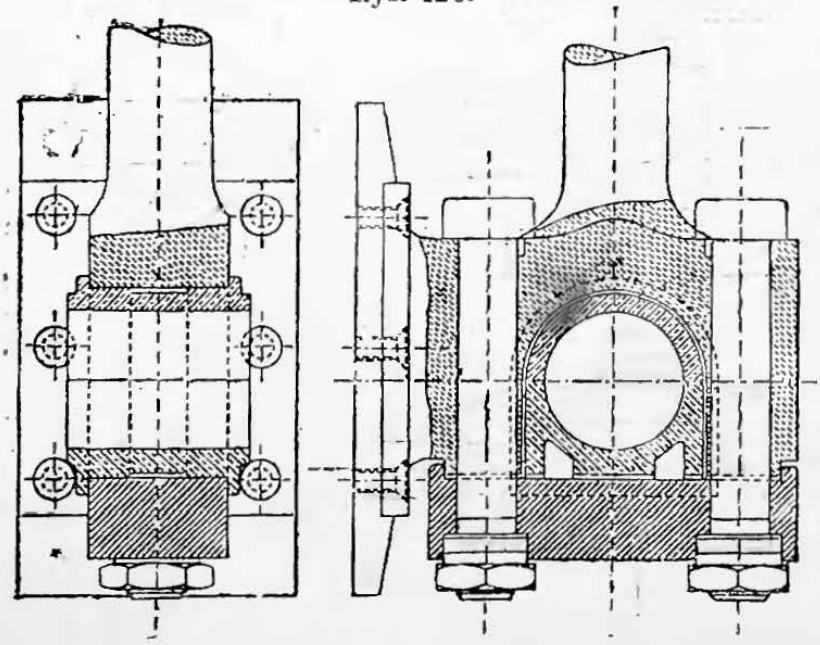
Rys. 425.



Rys. 427.



Rys. 426.



Ciśnienie na powierzchnie ślizgające się w silnikach stałych nie powinno przekraczać 2 do 3-ch kg/cm^2, nawet przy średnich prędkościach. Tor ślizgania należy wykonywać tak mocno i tak dobrze go podpierać, aby jego uginanie się było wykluczone (p. Dział VII, rozdz. III Silniki parowe).

F. Wodzidła.*)

a. Uwagi ogólne.

Wodzidła **pospolite** składają się z jednego stadła elementów kinematycznych: jednym z elementów jest **tor**, t. j. graniastosłup (najczęściej pusty), o osi wygiętej według krzywej żądanej (ponajczęściej podług krzywej płaskiej), zwany **obwodnicą**, drugi element **sanie**, czyli **obwodzik**. wypełniają graniastosłup pierwszy i suwają się po nim. Gdy promień krzywości $= \infty$, t. j. gdy tor staje się prostym, obwodnica prostolinijna zwie się pospolicie **prowadnicą**, obwodzik zaś **prowadnikiem**, który w przypadkach szczegółowych może też być np. łyżwą lub krzyżulcem (por. **E**).

W wodzidłach **złożonych**, działa równocześnie kilka stadeł elementów kinematycznych, połączonych wzajemnie ze sobą. Bywają więc: wodzidła torowe, złożone z samych obwodnic i sań; wodzidła przegubowe, złożone z wodzików z czopami i panwiami, wreszcie wodzidła mieszane, zawierające stadła obu rodzajów.

Jeżeli z 3 jakichkolwiek punktów A, B, C, zachowujących względem siebie położenie stałe, jeden, np. B, poruszać będziemy po linii prostej, A i C zaś równocześnie po dowolnych krzywych, to, umieszczając w torach punktów A i C obwodnice odpowiednie krzywym tych torów i przyczepiając do A i C stosowne sanie, otrzymamy, przy dowolnem ślizganiu się obydwóch sani po obwodnicach, ruch prostolinijny punktu B, czyli wodzidło po prostej, albo krócej **prostowód.**

Prostowody są najbardziej rozpowszechnionemi wodzidłami, a opierają się ponajczęściej na zasadzie powyższej, uproszczonej jeszcze przez umieszczenie wszystkich 3 punktów A, B, C na jednej prostej, przez sprowadzenie obu torów A i C do jednej płaszczyzny i wreszcie przez wybór dla toru punktu C krzywej takiego rodzaju, aby jej odpowiadał tor prosty dla punktu A (por. elipsa, str. 107, 15, β; konchoida, str. 120; hyperbola, str. 105 i t. p.). Otrzymujemy w ten sposób prostowód eliptyczny, konchoidowy, i t. p. Prawidłowe wykonanie obwodnic według przeróżnych krzywych przedstawia sporo trudności, to też praktyka zastępuje je przez łuki kół, możliwie zbliżone do krzywości toru, a prostowody o takim układzie są właściwie: wodzidłami po niemalprostej. Zachowanie poniżej miana prostowodów uzasadnia się przez określenie granic, w jakich dla celów praktycznych niemalprostą uważać można za prostą.

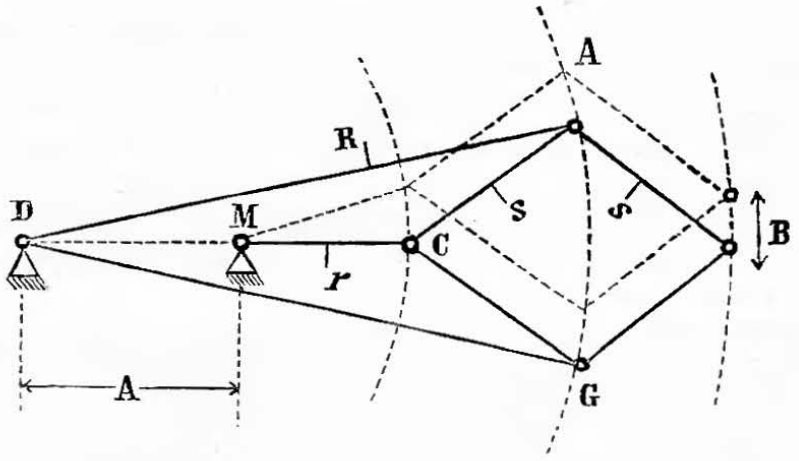
b. Prostowód ścisły Silvester'a (rys. 428-a).

Jest to ukośnik przegubowy $ABCG$, o równych bokach s, którego dwa wierzchołki A i G są wodzone (około stałego punktu obro-

*) Por. Kinematisches Skizzenbuch, nach Vorträgen v. F. Reuleaux, W. Ernst & Sohn, Berlin 1880/1892. Dalej o prostowodach pięcioprzegubowych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1877, str. 217; Prostowody nieścisłe, wytwarzane przez czworobok przegubowy płaski. Zeitschr. f. Mathem. & Physik, tom 43, str. 36.

tu D) dwoma nawodzikami jednakowej długości: $DA = DG = R$. Odwodzik $MC = r$, wahając się około stałego punktu obrotu M, wodzi wierzchołek C po łuku koła.

Rys. 428-a.



Czwarty wierzchołek B ukośnika opisuje drogę, dla której iloczyn $DC \cdot DB$ jest wielkością stałą $= R^2 - s^2$.

Promień krzywości tej drogi (jeżeli DM oznaczymy przez A) będzie:

$$\varrho = \frac{r(R^2 - s^2)}{r^2 - A^2}.$$

Z wzoru powyższego wnioskujemy, że:

a) dla $r > A$, droga jest łukiem koła o dodatnym promieniu ϱ, t. j. o wklęsłości zwróconej ku M,

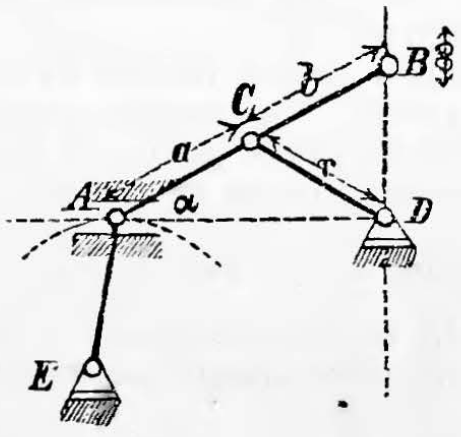
b) dla $r < A$, punkt B opisuje koło o wypukłości zwróconej ku M, t. zn. o środku leżącym na linii DMB, lecz po drugiej stronie punktu B,

c) dla $r = A$, droga punktu B będzie ściśle dokładną prostą, prostopadłą do DMB.

Wodzidło Silwestera, będące dla wartości $r = A$ jedynym, dotychczas używanym, zupełnie ścisłym prostowodem, nie znalazło jednak szerszego zastosowania z powodu trudności wykonania, wynikających z tego, że aż w trzech przegubach (A, C, G) trzeba łączyć po 3 drążki naraz. Układ, w którym punkty obrotu M i D leżą wewnątrz ukośnika $ABGC$, wady tej nie usuwa. Zresztą prostowód ten jest nowszego pochodzenia.

c. Nieścisły prostowód eliptyczny (na elipsie) (rys. 428 do 432).

Rys. 428.



Punkt A waha się po prostej AD, punkt C po elipsie; punkt B po prostej prostopadłej do AD. Zastępując obwodnicę eliptyczną punktu C przez nawodzik CD o promieniu zbliżonym do promienia krzywości elipsy, otrzymujemy ruch punktu B po niemal-prostej.

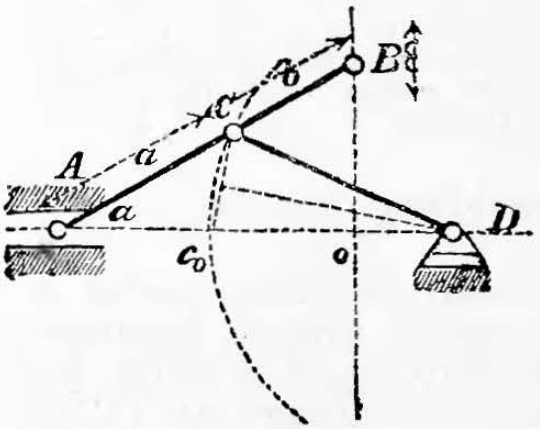
1. Zależnie od położenia C, t. j. punktu przyczepienia nawodzika, względem punktów A i B, rozróżniamy 3 rodzaje:

Rodzaj pierwszy: C leży między A i B (rys. 429).
„ drugi: C leży poza B (rys. 430).
„ trzeci: C leży poza A (rys. 431).

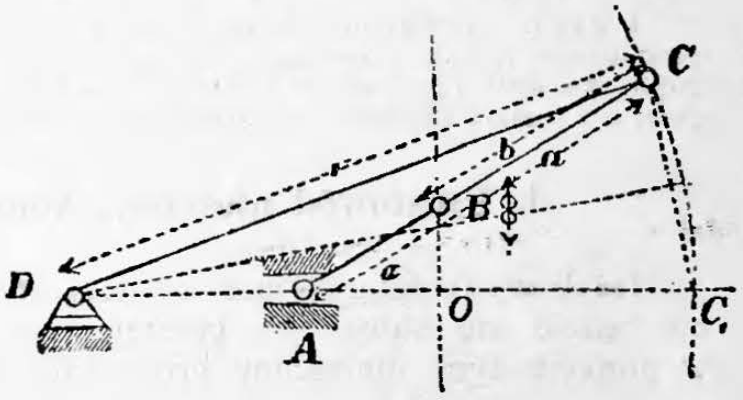
Prostowód trzeciego rodzaju daje drogę punktu B najbardziej różniącą się od prostej.

We wszystkich trzech rodzajach prostowodów prowadnicę punktu A możemy zastąpić (np. EA w rys. 428) odwodzikiem, który wodzi punkt A po łuku koła. Zmiana taka powoduje dalszą nieścisłość w ruchu prostolinijnym punktu B. Rys. 428 przedstawia **prostowód Evans'a,** t. j. rodzaj pierwszy wodzidła eliptycznego po niemalprostej, z odwodzikiem AE, a nadto z układem symetrycznym, w którym kąt $ADB = 90$, oraz $a = b = r$. Praktycznie zastosowalnym jest prostowód Evans'a, gdy $EA \geqq BD$, a kąt wahania wodzika AB ma wartość: $2\alpha < 40^0$.

Rys. 429.



Rys. 430.



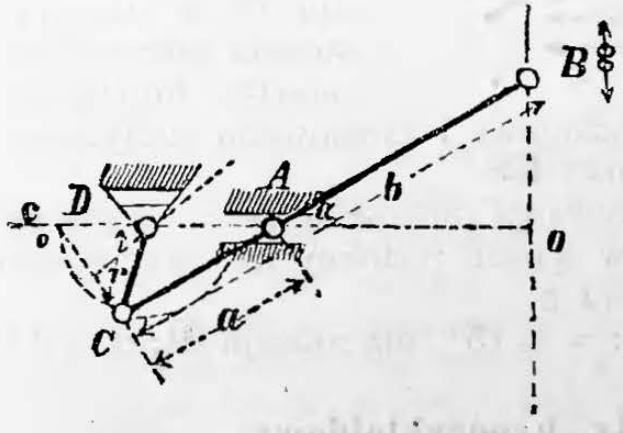
2. Przy budowie prostowodu eliptycznego, nieścisłego najczęściej są dane punkty A i B, poruszające się po prostych prostopadłych do siebie; należy oznaczyć długość r, punkt przyczepienia C nawodzika, oraz punkt jego obrotu D.

α) Dane: A, B, długość $AB = a + b$, oraz kąt wahań α, odpowiadający połowie skoku punktu B.

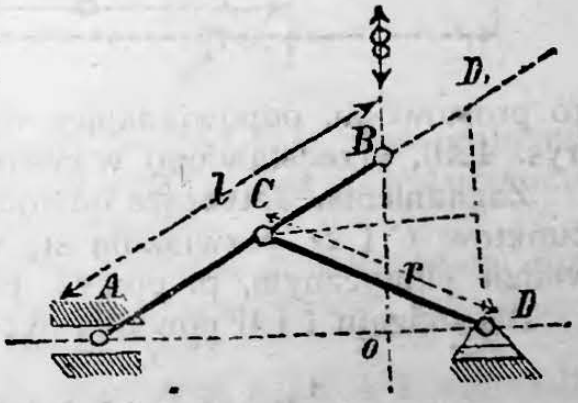
Zakładamy położenie punktu C, t. j. $AC = a$ i $BC = b$.

Szukamy D.

Rys. 431.



Rys. 432.



Nakreśliwszy wodzik (rys. 429) w skrajnem położeniu ACB, odpowiadającem kątowi α, wykreślamy na prostej, stanowiącej drogę punktu A, środkowe położenie nawodzika, t. j. $OC_0 = BC = b$. Pro-

stopadła, wystawiona na środku linii $C_0 C$, przetnie prostą $A C_0 O$ w szukanym punkcie D, określającym nawodzik $DC = r$.

Przy bardzo małym kącie odchylenia α, zachodzi w przybliżeniu stosunek:

$$r : a = a : b.$$

β) Dane: A, B; $AB = a + b$; kąt α.

Zakładamy: położenie punktu D na AD, wyprowadzonej z A, prostopadle do drogi punktu B.

Szukamy: położenia punktu C.

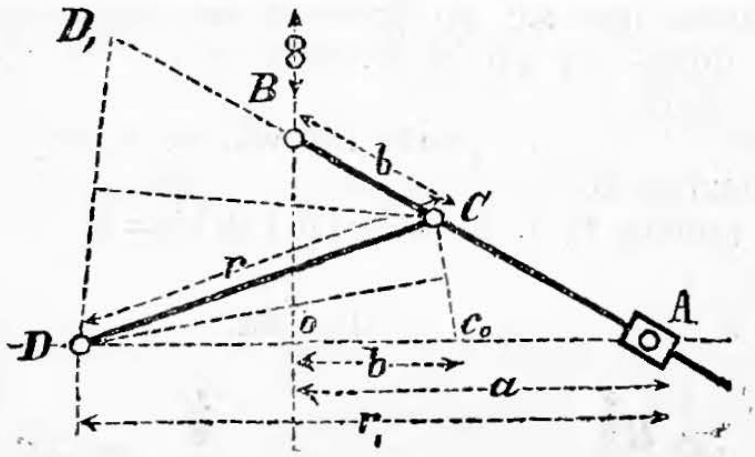
Narysowawszy (rys. 432) wodzik AB w skrajnem położeniu, mamy punkt O, jako środkowe położenie punktu B. Przedłużamy wówczas linię AB o kawałek $BD_1 = OD$, a połączywszy D_1 z D, i wystawiwszy na połowie DD_1 prostopadłą, otrzymujemy, jako jego przecięcie z linią AB, szukany punkt C, a więc i długość $CD = r$.

Uwaga. Rozwiązanie zadań z pod α i β przedstawiono w rys. 429 i 432 dla prostowodów rodzaju pierwszego; zostaje ono zasadniczo tem samem i dla rodzaju drugiego (rys. 430), oraz rodzaju trzeciego (rys. 431), należy jedynie uwzględniać, że długości a i b mają natenczas względem siebie znaki odwrotne.

d. Prostowód nieścisły, konchoidowy (rys. 433).

Jeżeli wyobrazimy sobie, że w prostowodzie eliptycznym punkt A nie będzie się suwał po prostej, lecz stał na miejscu, natomiast w punkcie tym umieścimy prowadnik przegubowy, w którymby się suwała prosta AB, to we wszystkich trzech rodzajach (rys. 429, 430, 431) krzywa opisywana przez punkt C będzie konchoidą (por. str. 120). Nawodzik CD, odpowiadający średniemu promieniowi krzywości konchoidy dla punktu C, da nam prostowód konchoidowy, nieścisły. Rodzaj I tego prostowodu, odpowiadający rodzajowi I prostowodu eliptycznego (rys. 429), przedstawiono w rysunku 433.

Rys. 433.



Zagadnienia, dotyczące odnajdywania długości $CD = r$ i położeń punktów C i D, rozwiązują się w sposób podobny jak przy prostowodzie eliptycznym, p. powyż. pod **c.**

Dla rodzaju I i II powinno być: $\alpha \leqq 15^0$; dla rodzaju III: $\alpha \leqq 30^0$.

e. Prostowód ścisły, hypocykloidowy.

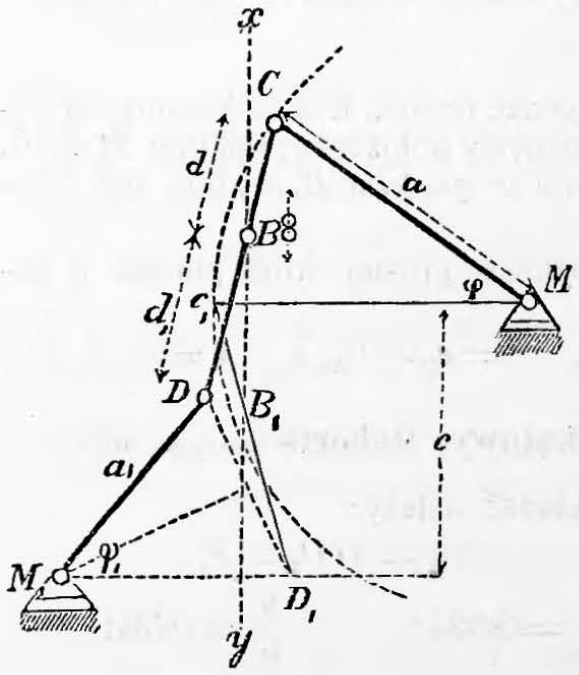
Polega na tej właściwości hypocykloidy (p. str. 114 pod 9.), że gdy promień R koła podstawowego (stałego) jest dwa razy większy

niż promień r koła tworzącego (ruchomego), to hypocykloida przechodzi w linię prostą, o długości $2R$. Prostowód ten, mało używany, pochodzi z 16 wieku.

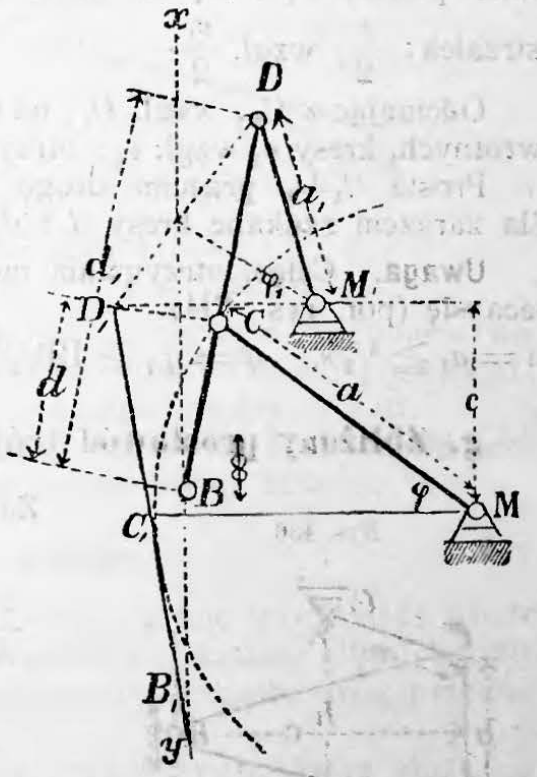
f. Prostowód nieścisły, lemniskatowy (Watt'a).

Gdy (rys. 434) nawodzik MC, wzgl. odwodzik M_1D, wodzi punkty D, wzgl. C, złączki (wodzika) DC po łukach kół o środkach M i M_1, to dowolny punkt złączki DC, np. B, opisuje krzywą, zwaną lemniskatą (p. str. 120). Jeżeli odległość c (punktów obrotu M i M_1) tak dobierzemy, aby w środkowem położeniu C_1M wahania (o kąt φ i φ_1) nawodzik był równoległy do odwodzika, to prosta xy, stojąca prostopadle na C_1M i połowiąca strzałkę łuku wahnięć nawodzika $e = a(1 \cos \varphi)$, przetnie linię CD w punkcie B, który opisuje lemniskatę najbardziej zbliżoną do linii prostej, a prostą tą jest właśnie linia xy. Prostowód taki przeto nigdy ścisłym być nie może, chyba dla wartości $a = a_1 = \infty$.

Rys. 434.



Rys. 435.



Punkt B może leżeć na przedłużeniu złączki CD, poza punktem D lub C (rys. 435), co odpowiada trzem rodzajom prostowodu, wspomnianym przy prostowodzie eliptycznym.

Z pośród wielu zadań, jakie mogą powstać z kombinacyi rozmaitych wiadomych i niewiadomych układu prostowodu lemniskatowego, rozpatrzymy dwa główne, a mianowicie:

1. Dane: a, M, d i d_1, punkt B, jego skok s lub kąt wahnięcia nawodzika $s = 2a \sin \varphi = 2a_1 \sin \varphi_1$, albo wreszcie strzałka łuku wahnięć $e = a(1 - \cos \varphi)$.

Szukane: a_1 i położenie punktu M_1.

Nakreślamy nawodzik a w skrajnym położeniu MC i przykładamy złączkę (wodzik) CD tak, aby punkt B leżał na prostej xy, połowiącej strzałkę łuku, zakreślanego przez punkt C (przy wahaniu o kąt 2φ).

Tak samo postępujemy dla średniego położenia nawodzika MC_1, a otrzymamy punkt D_1. Ze środka kresy DD_1 wyprowadzamy do niej prostopadłą, która przetnie w punkcie szukanym M_1 linię D_1M_1, prowadzoną przez D_1 równolegle do MC_1. Znając punkt M_1, znamy i długość odwodzika $M_1D = a_1$.

Strzałka łuku wahnięć odwodzika $e_1 = a_1(1 - \cos\varphi_1)$.

2. Dane: długości nawodzika i odwodzika: a i a_1, ich odległość c w środkowem położeniu, (t. j. gdy są sobie równoległe), oraz skok s punktu B.

Szukane: położenie panktów M i M_1, oraz punktu B.

Z danych s, a i a_1 oznaczamy kąty φ i φ_1, dalej strzałki e i e_1.

Założywszy dowolną linię xy jako drogę punktu B, prowadzimy do niej dwie prostopadłe w odległości wzajemnej c i odcinamy na nich punkty C_1 i D_1 w odległościach, równających się połówkom strzałek: $\frac{e}{2}$, wzgl. $\frac{e_1}{2}$.

Odcinając z C_1, wzgl. D_1, na tychże liniach, lecz w kierunkach odwrotnych, kresy a, wzgl. a_1, otrzymujemy położenia punktów M i M_1.

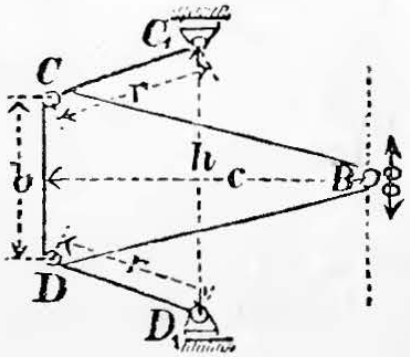
Prosta C_1D_1 przecina drogę xy w punkcie B_1, który też określa zarazem szukane kresy d i d_1.

Uwaga. Celem otrzymania możliwie prostej drogi punktu B zaleca się (por. rys. 434):

$$a = a_1 \geqq {}^3/_2\, s, \quad \varphi = \varphi_1 \leqq 19{}^1/_2{}^0, \quad e = e_1 \leqq {}^1/_{26}\, s, \quad d = d_1 \geqq {}^2/_7\, s.$$

g. Zbliżony prostowód trójkątowy, Roberts'a (rys. 436).

Rys. 436.



Zakładać należy:

$$CC_1 = DD_1 = r;$$

$$\frac{r}{h} = 0{,}584; \qquad \frac{b}{h} = 0{,}593;$$

$$\frac{c}{h} = 1{,}112.$$

h. Prostowody bliźniacze.

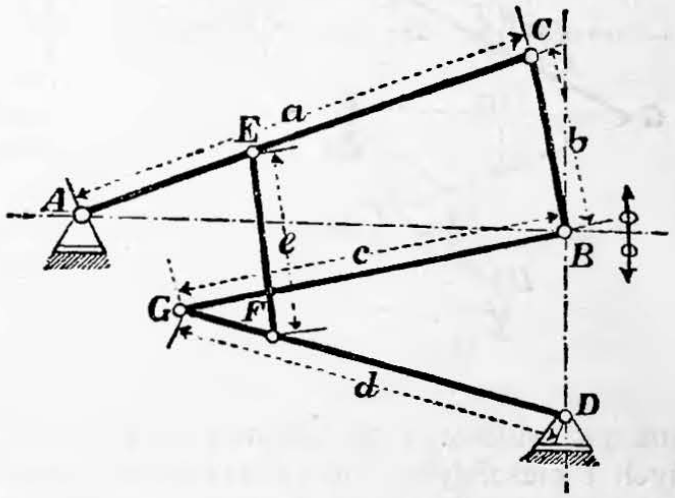
We wszystkich, opisanych powyżej prostowodach punktem wyjścia do wodzenia jednego punktu po prostej były 2 inne punkty, wodzone po odpowiednich krzywych. W wodzidłach natomiast bliźniaczych ścisłe wodzenie po prostej osiąga się przez symetryę układu.

1. Prostowód ścisły Carthwright'a składa się z dwóch korb o jednakowem ramieniu, osadzonych na dwóch wałach, obracających się z jednakową prędkością kątową, lecz w kierunku odwrotnym, (np.

wały sprzężone parą równych kół zębatych). Jeżeli korby ustawimy symetrycznie względem linii prostopadłej do linii środków obu wałów, a przechodzącej przez środek ich odległości, to, osadzając na korbach dwa jednakowej długości korbowody, działające na wspólny przegub B, otrzymamy ruch przegubu B po prostej, a mianowicie po osi symetryi całego układu.

2. Odmianę prostowodu Carthwright'a, polegającą na niesymetryi układu, przedstawia prostowód nieścisły, rys. 437. Korby jednakowe zastąpiono tu nawodzikiem AC i odwodzikiem GD, rozmaitej długości; koła zębate zastąpiono złączką EF; korbody CB i GB są też nierównej długości. Aby się punkt B poruszał po niemalprostej, trzeba założyć: położenie punktu D na torze punktu B; długość $AB = AC = a$,

Rys. 437.



a nadto:

$$b = e = \text{połowie skoku punktu } B,$$
$$CE = FD = 0{,}618\,a, \qquad d = c = 0{,}809\,a.$$

3. Prostowód nieścisły Harvey'a jest wodzidłem podobnem do poprzedniego (rys. 437), lecz ustosunkowanym do ruchu po niemalprostej jednego z punktów linii CB, leżącego między C i B.

4. Prostowód nieścisły rosyjskiego kienematyka **Czebyszewa** jest jeszcze bardziej złożony, a opiera się na podobnej zasadzie *).

i. Wodzidła wtórne.

Wodzidła opisane pod b do h tworzą grupę wodzideł pierwotnych, wodzą one bowiem dany punkt po drodze, której kształt może być zupełnie odmiennego charakteru od kształtu dróg przebieganych przez składowe części układu.

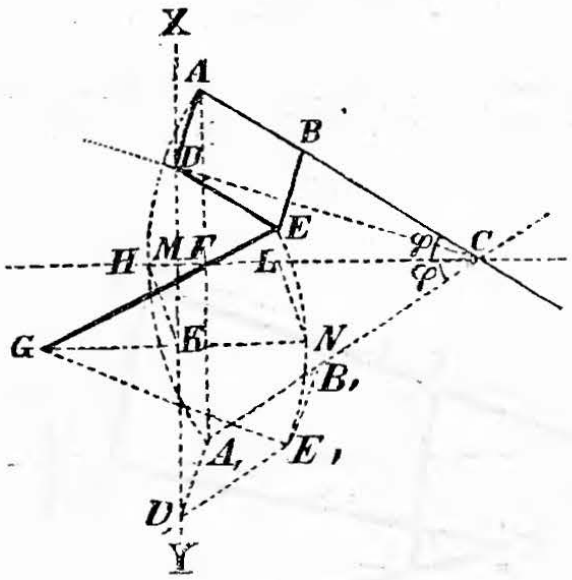
Istnieją wszakże układy wodzideł wtórnych, które służą do przeniesienia ruchu pewnego punktu, wodzonego już po drodze pożądanej wodzidłem pierwotnem, na punkt inny, kierując go po drodze, która pozostaje w określonym stosunku wzajemności z drogą punktu pierwszego (por. str. 157). Najważniejszy i najprostszy taki układ wtórny jest t. zw. **równoległobok Watt'a.**

Oznaczamy w rys. 438 literą Z punkt przecięcia się linii CD z BE. Zasada równoległoboku Watt'a polega na tem, że jeżeli w przegibnym układzie dwóch prostych CB i BZ, mającym przegub w B, a punkt stały w C, zbudujemy na liniach CB i BZ (lub ich przedłużeniach) równoległobok przegubowy $BEDA$ z wierzchołkiem D, le-

*) Dingler, Polyt. Journal 1862.

żącym na prostej CZ (lub jej przedłużeniu), to droga zakreślona przez punkt D będzie podobną do drogi punktu Z.

Rys. 438.



Watt stosował swój równoległobok do swego prostowodu (f) przedstawionego w całokształcie w rys. 438. Zasadniczym układem prostowodu lemniskatowego jest $GEBC$, równoległobokiem zaś $BADE$. Punkt D jest punktem wtórnie wodzonym po niemalprostej XY, zasadniczy zaś punkt prostowodu, wodzony po niemalprostej, równoległej do XY, jest wspomniany powyżej już punkt Z, leżący na przecięciu się prostej DC z prostą BE.

Równoległobok Watta można przystosować do wszystkich powyżej opisanych prostowodów ścisłych i nieścisłych. Rozwiązywanie odnośnych zadań sprowadza się do sposobów podanych przy odpowiednich prostowodach.

VII. CZĘŚCI MASZYN NA PRZEWODY PŁYNÓW (PRZEWODNIAKI).

A. Cylindry.

Najczęściej lanożelazne (żeliwne), lecz odlewają też cylindry ze stali, bronzu, spiżu, bronzu nafosforzonego, z metalu „Delta“ i innych stopów; żelazo kute używa się rzadko. Odlew żelazny na cylindry ma być ścisły, mocny i nie za miękki; odlewając pionowo i z dużym nadlewem, otrzymuje się odlew ścisły, a grubość ścianek równomierną.

a. Cylindry do pomp i tłoczni.

1. Nieuwzględniając ciśnienia płynu, lecz tylko dogodność wykonania, przewozu i ustawienia, nadajemy lanożelaznym, niewytaczanym **cylindrom pomp** grubość ścianek:

$s = {}^1/_{50}\, D + 1{,}0$ cm, przy odlewaniu pionowem,
$s = {}^1/_{40}\, D + 1{,}2$ cm, przy odlewaniu poziomem.

Dla znaczniejszych nadciśnień płynów p_i (kg/cm²) obliczamy grubość ścianek podług **1.** str. 421, (p. też str. 579); by uwzględnić możliwą mimoosiowość rdzenia przy odlewie, zwiększamy jeszcze o 0,3 — 0,6 cm obliczoną grubość ścianek. Nadto, z uwagi na możliwe uderzenia, zmiany temperatury i t. p., ciągnienie bezpieczne k_z dla zwykłego odlewu żeliwnego nie powinnoby przekraczać 200 kg/cm². Z wyników obliczeń podług powyższych dwóch sposobów wybieramy wartość większą.

Niezależnie od powyższego pogrubiamy jeszcze ścianki o 0,5 do 1,0 cm dla cylindrów, które mamy wytaczać, a zwłaszcza, gdy po ich wytarciu się, chcemy mieć możność ponownego ich przetaczania. Dla lanej stali (na wysokie ciśnienia) bierze się $k_z \leqq 500$ kg/cm², a $s \geqq 1{,}5$ cm.

2. Cylindry tłoczni obliczamy podług **1.** str. 421 (p. tabl. wartości ξ str. 579), dobierając na k_z wartości poniższe:

dla lanego żelaza *) i spiżu	$k_z =$ 300 — 600	kg/cm²,
dla bronzu nafosforzonego	$k_z =$ 500 — 1000	„ ,
dla lanej stali conajmniej	$k_z =$ 1000 — 1200	„ ,
dla kutego żelaza **)	$k_z =$ 900 — 1800	„ .

Tylko w razach koniecznych biorą dla k_z wartość większą, krańcową.

Dla lanej stali poleca się brać wartość k_z, podaną przez dostawcę. ***)

Jeżeli za pomocą tłoka cylindra trzeba wytworzyć pewien nacisk P (w kg), to zewnętrzny promień r_a (por. str. 421, **1.**) będzie najmniejszością, gdy $p_i = 0{,}36\ k_z$, a mianowicie:

$$r_{a\,\min} = 1{,}5\ r_i \text{ lub } s_{\min} = 0{,}5\ r_i .$$

b. Cylindry parowe.

Dla cylindra o średnicy wewnętrznej D cm wystarcza zazwyczaj grubość ścianek s, określona wzorami:

$s = {}^1/_{50}\ D + 1{,}3$ cm przy odlewaniu pionowem,
$s = {}^1/_{40}\ D + 1{,}5$ cm przy odlewaniu poziomem.

Bliższe szczegóły p. Dział **VII**, rozdz. **III, C. a.**

---

*) Trudności wykonania ścisłego odlewu na cylindry tłoczni wzrastają w miarę zgrubiania ścianek. Przez parokrotne przetapianie surowca, przyczem odlewa się z niego płyty, albo też przez dodawanie żelaza spawalnego w kopulaku (t. zw. metal Stirling'a) otrzymuje się materyał, dla którego można bezpiecznie liczyć $k_z = 500 - 750$ kg/cm². Przy kształtowaniu wypada baczyć szczególnie na łagodne przejścia między odmiennymi przekrojami.

**) Cylindry takie wykonywa się z kratownika nawiniętego śrubowo, zwój przy zwoju, na walec; oddzielne zwoje skuwają się ze sobą uderzeniami młota w kierunku osi cylindra.

***) Niemiecko-Austryackie rurownie Mannesmann'owskie podają $k_z = 1250 - 3000$ kg/cm² dla stali martynowskiej, a $k_z = 2000 - 4500$ kg/cm² dla stali tyglowej.

B. Rury.

a. Uwagi ogólne.

Średnicę wewnętrzną **(prześwit)** przewodu rurowego określamy zazwyczaj z warunku, aby opór tarcia, albo też prędkość przeprowadzanej cieczy lub gazu, nie przekraczały granic oznaczonych. Dla kosztowniejszych przewodów wypadałoby określać ich prześwit dokładniej, w ten sposób, aby suma wydatków bieżących na użytkowanie (eksploatacyę) przewodu (zmniejszających się przy większym prześwicie), łącznie z kosztami umorzenia, utrzymania i procentów (zwiększającymi się wraz z prześwitem) były razem ilością możliwie najmniejszą. *)

W długich przewodach ułożonych na małej głębokości pod ziemią, jak również w przewodach cieczy gorących, albo pary, trzeba nadto uwzględniać wydłużenia przewodu pod wpływem zmian temperatury; dla zrównoważenia takich wydłużeń stosują się grube uszczelki sprężyste, z gumy lub azbestu, lepiej jednak włączać w przewód rury faliste, albo t. zw. wydłużki, t. j. uginające się, wygięte rury miedziane, (p. rozdz. niniejszy **B.** pod **g.**); mniej zalecenia godne są wydłużki dławnicowe, gdyż po krótkim czasie przestają być szczelnemi. Siły działające w kierunku osi rur należy uwzględniać przy zmianie jej kierunku (umocowanie zagięć i kolan ściągami).

b. Rury żelazne, lane (żeliwne).

Podług sposobu połączenia rozróżniamy rury: mufowe (kielichowe) i kołnierzowe. Ze względu na wykonanie, przewóz, zakładanie i t. p., jako też na działanie sił i wytężeń dodatkowych, jakie, np. w rurach zakopanych powstają przez nierównomierne podparcie, przez osiadanie gruntu i t. p., rury wykonywamy o ściankach grubszych, niżby wymagało obliczenie podług **1.** str. 421 lub podług tablicy poniższej, a mianowicie dla żeliwnych rur na zwykłe przewody, o prześwicie D cm, określamy s wzorami:

$$s = {}^1/_{60}\, D + 0{,}7 \text{ cm dla rur stojąco lanych,}$$
$$s = {}^1/_{50}\, D + 0{,}9 \text{ cm dla rur leżąco lanych,}$$

o ile ciśnienie robocze nie przewyższa 10 kg/cm², a próbne 20 kg/cm² i o ile przewód nie podlega znaczniejszym zmianom temperatury. W przewodach parowych, o prześwicie ponad 10 cm, wartości powyższe na grubość ścianek zwiększamy o 12,5 do 25%; natomiast przewody o małych ciśnieniach wewnętrznych (np. wiatrowe, gazowe i t. d.) mogą mieć ścianki nieco cieńsze, (por. uwagi na str. 580 i 581).

Rury o **wysokiem ciśnieniu** (np. tłoczniane) otrzymują grubości ścianek, obliczone podług wzoru I str. 421, z dodaniem 0,7 cm dla rur stojąco lanych, a z dodatkiem nieco większym dla leżąco lanych.

(Ciąg dalszy na str. 582).

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1890, str. 103, 150, 1008.

Wartości ξ do obliczania grubości ścianek rur o wewnętrznem ciśnieniu.

$$s = 0{,}5\left(\sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} - 1\right) D = \xi D,$$

podług wzoru I na str. 421, w którym s oznacza grubość ścianki rurowej w cm, D średnicę prześwitu w cm, k_z ciągnienie bezpieczne materyału w kg/cm², p_i największe nadciśnienie wewnętrzne w rurze.

p_i kg/cm²	k_z w kg/cm²									
	100	140	180	200	300	400	500	600	800	1000
10	0,0467	0,0324	0,0248	0,0223	0,0146	0,0109	0,0087	0,0072	0,0054	0,0039
12	0,0572	0,0394	0,0301	0,0269	0,0176	0,0131	0,0104	0,0087	0,0065	0,0052
14	0,0681	0,0467	0,0355	0,0317	0,0207	0,0154	0,0122	0,0102	0,0076	0,0060
16	0,0795	0,0541	0,0410	0,0366	0,0238	0,0176	0,0140	0,0116	0,0087	0,0069
18	0,0915	0,0618	0,0467	0,0416	0,0269	0,0199	0,0158	0,0130	0,0097	0,0077
20	0,1040	0,0697	0,0525	0,0467	0,0301	0,0223	0,0176	0,0146	0,0109	0,0087
25	0,1383	0,0906	0,0675	0,0599	0,0383	0,0281	0,0223	0,0184	0,0137	0,0109
30	0,1775	0,1134	0,0835	0,0738	0,0467	0,0342	0,0269	0,0223	0,0165	0,0131
35	0,2231	0,1383	0,1003	0,0885	0,0554	0,0403	0,0317	0,0261	0,0193	0,0154
40	0,2773	0,1657	0,1187	0,1040	0,0644	0,0467	0,0366	0,0301	0,0223	0,0176
45	0,3431	0,1962	0,1383	0,1206	0,0738	0,0532	0,0416	0,0342	0,0252	0,0199
50	0,4258	0,2303	0,1594	0,1383	0,0835	0,0599	0,0467	0,0383	0,0281	0,0223
55	0,5345	0,2686	0,1822	0,1572	0,0936	0,0667	0,0519	0,0425	0,0311	0,0246
60	0,6871	0,3132	0,2071	0,1775	0,1040	0,0738	0,0572	0,0467	0,0342	0,0269
65	0,9256	0,3647	0,2344	0,1994	0,1150	0,0810	0,0626	0,0510	0,0373	0,0293
70	1,3856	0,4258	0,2644	0,2231	0,1264	0,0885	0,0681	0,0554	0,0403	0,0317
80		0,5929	0,3351	0,2773	0,1508	0,1040	0,0795	0,0644	0,0467	0,0366
90		0,8881	0,4258	0,3431	0,1775	0,1206	0,0915	0,0738	0,0532	0,0416
100		1,6213	0,5488	0,4258	0,2071	0,1383	0,1040	0,0835	0,0599	0,0467
110			0,7303	0,5345	0,2401	0,1572	0,1172	0,0936	0,0667	0,0519
120			1,0411	0,6871	0,2773	0,1775	0,1311	0,1040	0,0738	0,0572
130			1,7962	0,9256	0,3196	0,1994	0,1457	0,1150	0,0810	0,0626
140				1,3856	0,3685	0,2231	0,1612	0,1264	0,0885	0,0681
150				3,1056	0,4258	0,2490	0,1775	0,1383	0,0961	0,0738
160					0,4946	0,2773	0,1949	0,1508	0,1040	0,0795
180					0,6871	0,3431	0,2332	0,1775	0,1206	0,0915
200					1,0411	0,4258	0,2773	0,2071	0,1383	0,1040
220					2,1322	0,5345	0,3288	0,2401	0,1572	0,1172
240						0,6871	0,3903	0,2773	0,1775	0,1311
260						0,9256	0,4656	0,3196	0,1994	0,1457
280						1,3856	0,5607	0,3685	0,2231	0,1612
300						3,1056	0,6871	0,4258	0,2490	0,1775
320							0,8672	0,4946	0,2773	0,1949
340							1,1557	0,5792	0,3085	0,2134
360							1,7430	0,6871	0,3431	0,2332

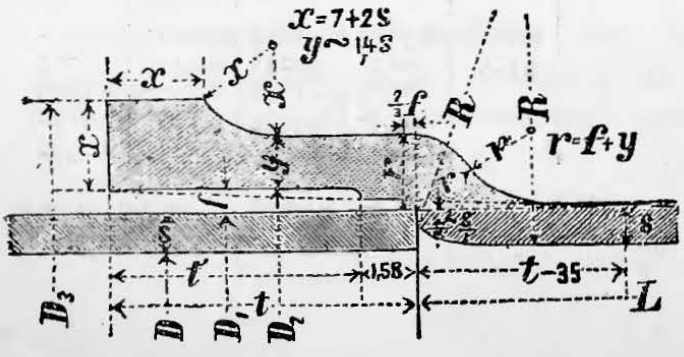
Przykład. Dane $p_i = 60$ kg/cm², $k_z = 180$ kg/cm², $D = 140$ mm, a będzie: $s = 0{,}2071 \cdot 140 = 29$ mm.

Normy niemieckie na żeliwne (lanożelazne) rury

Opracowane wspólnie przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich i Towarzystwo

Średnica prześwitu l	Normalna grubość ścianki s	Średnica zewnętrzna rury l_1 =	Waga 1-go mb. gładkiej rury, t. j. bez kielicha lub kołnierza	Rury kielichowe (mufowe) rys. 439								
				Szerokość szczeliwni f	Średnica wewnętrzna kielicha l_2	Średnica zewnętrzna kielicha D_3	Wewnętrzna głębokość kielicha t	Głębokość szczeliwni $t' = t - 1{,}5\,s$	Zwykła długość użytkowa L	Waga kielicha	Waga całej rury o poprzednio podanej długości użytkowej	Waga rury o poprzednio podanej długości użytkowej na mb
mm	mm	mm	kg/mb *)	mm	mm	mm	mm	mm	m	kg	kg	kg/mb. *)
40	8	56	8,75	7	70	116	74	62	2	2.68	20.18	10,09
50	8	66	10,57	7,5	81	127	77	65	2	3,14	24,28	12,14
60	8,5	77	13,26	7,5	92	140	80	67	2	3,89	30,41	15,21
70	8,5	87	15,20	7,5	102	150	82	69	3	4,35	49.95	16,65
80	9	98	18,24	7,5	113	163	84	70	3	5.09	59,81	19,94
90	9	108	20.29	7,5	123	173	86	72	3	5,70	66,57	22,19
100	9	118	22,34	7.5	133	183	88	74	3	6,20	73,22	24,41
125	9,5	144	29,10	7,5	159	211	91	77	3	7,64	94,94	31,65
150	10	170	36,44	7,5	185	239	94	79	3	9,89	119,21	39,74
175	10,5	196	44,36	7,5	211	267	97	81	3	12,00	145,08	48,36
200	11	222	52,86	8	238	296	100	83	3	14,41	172,99	57,66
225	11,5	248	61,95	8	264	324	100	83	3	16,89	202,71	67,57
250	12	274	71,61	8,5	291	353	103	84	4	19 61	306.05	76,51
275	12,5	300	81,85	8,5	317	381	103	84	4	22,51	349,91	87,48
300	13	326	92,68	8.5	343	409	105	85	4	25,78	396,50	99,13
325	13,5	352	104,08	8,5	369	437	105	85	4	28,83	445,15	111,29
350	14	378	116.07	8,5	395	465	107	86	4	32,23	496,51	124,13
375	14	403	124.04	9	421	491	107	86	4	34,27	530,43	132,61
400	14,5	429	136,89	9.5	448	520	110	88	4	39,15	586,71	146.68
425	14,5	454	145,15	9,5	473	545	110	88	4	41,26	621,82	155,46
450	15	480	158,87	9,5	499	573	112	89	4	44,90	680,38	170,10
475	15,5	506	173,17	9,5	525	601	112	89	4	48,97	741,65	185,41
500	16	532	188,04	10	552	630	115	91	4	54,48	806,64	201,66
550	16,5	583	212,90	10	603	683	117	92	4	62,34	913,94	228,49
600	17	634	238.90	10,5	655	737	120	94	4	71,15	1026,75	256,69
650	18	686	273,86	10,5	707	793	122	95	4	83,10	1178,54	294.64
700	19	738	311,15	11	760	850	125	96	4	98,04	1342,64	335,66
750	20	790	350,76	11	812	906	127	97	4	111,29	1514,33	378,58
800	21	842	392,69	12	866	964	130	98	4	129,27	1700,03	425,01
900	22,5	945	472,76	12,5	970	1074	135	101	4	160,17	2051,21	512,80
1000	24	1048	559,76	13	1074	1184	140	104	4	195,99	2435,03	608,76
1100	26	1152	666.81	13	1178	1296	145	106	4	243,76	2911,00	727,75
1200	28	1256	783,15	13	1282	1408	150	108	4	294,50	3427,10	856,78

Rys. 439.



Normalne grubości ścianek s obowiązują przedewszystkiem dla rur wodociągowych, pracujących pod ciśnieniem około 10 atm., a próbowanych na 20 atm. Grubości te można nieco zmniejszać dla wodociągów o ciśnieniu zwykłem (4 do 7 atm.), oraz dla przewodów o nieznacznem ciśnieniu (np. gazowych, wiatrowych, kanalizacyjnych, zlewowych i t. p.). Natomiast wypada je zwiększać dla przewodów paro-

*) Mnożąc wagi w kg na mb, podane w tablicy, przez 0,774, otrzymamy wagi jednej razone w funtach ros.

kielichowe (mufowe) i kołnierzowe (flanszowe).

niemieckich Zawodowców gazowych i wodociągowych; przejrzane w roku 1882.

Rury kołnierzowe (flanszowe) rys 440

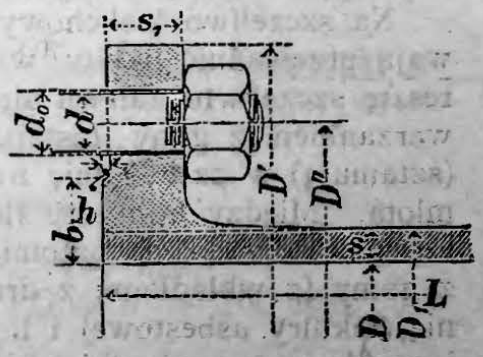
Kołnierz		Przylga		Średnica ~~otwo~~ śruby D''	Śruby				Średnica dziury na śruby d_0	Zwykła długość użytkowa L	Waga jednego kołnierza wraz z pogrubieniem szyjki	Waga całej rury o poprzednio podanej długości użytkowej	Waga rury o poprzednio podanej długości użytkowej na mb *)	Średnica prześwitu D
Średnica D'	Grubość s_1	Szerokość b	Wysokość h		Ilość	Grubość d		Długość l						
						mm	cali ang.							
mm	mm	mm	mm	mm		mm		mm	mm	m	kg	kg	kg/mb.	mm
140	18	25	3	110	4	12,7	1/2	70	15	2	1,89	21,28	10,64	40
160	18	25	3	125	4	15,9	5/8	75	18	2	2,41	25,96	12,98	50
175	19	25	3	135	4	15,9	5/8	75	18	2	2,96	32,44	16,22	60
185	19	25	3	145	4	15,9	5/8	75	18	3	3,21	52,02	17,34	70
200	20	25	3	160	4	15,9	5/8	75	18	3	3,84	62,40	20,80	80
215	20	25	3	170	4	15,9	5/8	75	18	3	4,37	69,61	23,20	90
230	20	28	3	180	4	19,0	3/4	85	21	3	4,96	76,94	25,65	**100**
260	21	28	3	210	4	19,0	3/4	85	21	3	6,26	99,82	33,27	125
290	22	28	3	240	6	19,0	3/4	85	21	3	7,69	124,70	41,57	150
320	22	30	3	270	6	19,0	3/4	85	21	3	8,96	151,00	50,33	175
350	23	30	3	300	6	19,0	3/4	85	21	3	10,71	180,00	60,00	**200**
370	23	30	3	320	6	19,0	3/4	85	21	3	11,02	207,89	69,30	225
400	24	30	3	350	8	19,0	3/4	100	21	3	12,98	240,79	80,26	250
425	25	30	3	375	8	19,0	3/4	100	21	3	14,41	274,37	91,46	275
450	25	30	3	400	8	19,0	3/4	100	21	3	15,32	308,68	102,89	**300**
490	26	35	4	435	10	22,2	7/8	105	25	3	19,48	351,20	117,07	325
520	26	35	4	465	10	22,2	7/8	105	25	3	21,29	390,79	130,26	350
550	27	35	4	495	10	22,2	7/8	105	25	3	24,29	420,70	140,23	375
575	27	35	4	520	10	22,2	7/8	105	25	3	25,44	461,55	153,85	**400**
600	28	35	4	545	12	22,2	7/8	105	25	3	27,64	490,73	163,58	425
630	28	35	4	570	12	22,2	7/8	105	25	3	29,89	536,39	178,80	450
655	29	40	4	600	12	22,2	7/8	105	25	3	32,41	584,33	194,78	475
680	30	40	4	625	12	22,2	7/8	105	25	3	34,69	633,50	211,17	**500**
740	33	40	5	675	14	25,4	1	120	28,5	3	44,28	727,26	242,42	550
790	33	40	5	725	16	25,4	1	120	28,5	3	47,41	811,52	270,51	600
840	33	40	5	775	18	25,4	1	120	28,5	3	50,13	921,84	307,28	650
900	33	40	5	830	18	25,4	1	120	28,5	3	56,50	1046,45	348,82	**700**
950	33	40	5	880	20	25,4	1	120	28,5	3	59,81	1171,90	390,63	750

wych, w których znaczne różnice temperatur powodują naprężenia dodatkowe, oraz dla przewodów narażonych na szczególnie szkodliwe wpływy zewnętrzne (p. str. 578).

Zewnętrzna średnica rury (D_1) pozostaje niezmienną; każda przeto zmiana grubości ścianki zmienia średnicę prześwitu (D). Niezmiennym ma też być kształt wnętrza kielicha, sposób jego przechodzenia w rurę i szerokość f szczeliwni, a więc i naboju ołowianego.

Dozwala się chybiać w wadze rur normalnych do $\pm$ 3% wagi teoretycznej, którą w tablicy powyższej obliczono na zasadzie ciężkości właściwej żeliwa 7,25.

Rys. 440.



Dziury na śruby w kołnierzach rur rozkładają się symetrycznie do płaszczyzny pionowej, przechodzącej przez oś rury, tak jednak, aby żadna śruba w płaszczyźnie tej nie leżała.

Aby ułatwić otrzymanie pożądanej długości przewodu, niektóre rurownie w partyi dostarczanej rur kielichowych lub kołnierzowych dają pewną ilość rur o 0,5 do 1 m dłuższych niż normalne. Dobrze będzie określić te szczegóły przy zamówieniu.

stopy ang.; przez 5,210, jednego sażena; a przez 1,730, jednego arszyna; wszystkie wy-

Przy obliczeniu podstawia się we wzór za p_i największe ciśnienie robocze w kg/cm², a $k_z = 200$ kg/cm².

Odlewanie rur „na leżąco“ jest sposobem starym. Daleko lepsze wyniki daje odlew „na stojąco“ bez podpinek i przypinek, z dostatecznie długim nadlewem, przez co osiąga się ścisłość odlewu, jednakową grubość ścianek i gładkość zewnętrznej powierzchni rury. Przy takiem odlewaniu koniec z kielichem powinien znajdować się u góry.

Ciśnienie **próbne** dla rur lanożelaznych (żeliwnych) równa się zazwyczaj podwójnemu ciśnieniu roboczemu, a zwiększa się w przypadkach szczególnych Podczas próby uderza się mocno młotkiem po rurze pozostającej pod ciśnieniem cieczy, co dozwala wykrywać nieprawidłowe naprężenia pierwotne, powstałe podczas stygnięcia odlewu.

Tłoczarki wodne do próbowania bywają różnego rodzaju: zwykłe, ręczne używają się do małych rur; do większych stosują akumulatory z pompami pędzonemi mechanicznie, a do rur bardzo wielkich urządzenia z hydraulicznem zakładaniem rury na próbiarkę.

Próby na gięcie, dokonywane w hucie „Fryderyk-Wilhelm“ w Mülheimie, z normalnemi rurami kielichowemi (p. str. 580) przy sposobie 2-gim obciążenia (str. 372) i przy długości $l = 2{,}62$ m. wykazały poniższe obciążenia łamiące P:

Prześwit rury	$D =$	80	mm	$P =$	1400	do	1770	kg,
„ „		100	„	$P =$	2060	„	2780	„,
„ „		125	„	$P =$	2930	„	4120	„,
„ „		175	„	$P =$	7350	„	9200	„,
„ „		200	„	$P =$	10140	„	13280	„.

W rys. 439 (str. 580) i 440 (str. 581) zakreskowano na krzyż te części przekroju, dla których obliczono w tablicy normalnej wagi kielichów i kołnierzy. W rys. 440 szyjka pod kołnierzem przechodzi zwolna z grubości s ścianki rury w grubość, przybliżenie równą grubości d śruby, przyczem pochyłość zewnętrzna jest 1 : 5, a szyjka łączy się z kołnierzem przez stosowne zaokrąglenie profilu.

Aby nie obrabiać całego storcu kołnierza, dodają występ pierścieniowaty, nazwany przylgą, do której przylega uszczelka.

Wytężanie śrub kołnierzowych, podług danych tablicy str. 581, dla rur o większych prześwitach i przy ciśnieniu roboczem 10 kg/cm², należałoby już uznać za nadmierne; przy zwiększonem ciśnieniu nie można pomijać tej okoliczności.

By rury lane (żeliwne) wodociągowe i gazowe chronić od rdzewienia, powlekają je gorącym asfaltem lub mazią. Rury już oczyszczone i wypróbowane zagrzewa się do 100 lub 150° i zanurzywszy je w kąpiel gorącą, pozostawia się je w niej przez czas dłuższy. Przed zanurzeniem smarują wnętrze kielicha i koniec rury zewnątrz mlekiem wapiennem, aby maź się trwale do nich nie przyczepiła. Smarują też gorące rury lakiem asfaltowym wprost pendzlem.

Na szczeliwo kielichowych rur gazowych i wodociągowych używają przeważnie nabity w szczeliwnię sznur smolony (maziony) — resztę szczeliwni zalewa się ołowiem (osłaniając brzeg kielicha obwarzankiem z gliny tłustej). Tak sznur jak i ołów nabijają się (sztamują) w szczeliwnię nabijakiem i dobijakiem za pomocą młota. Między kołnierze (lub ich przylgi) łączących się rur kołnierzowych wkłada się natomiast uszczelki, t. j. pierścienie płaskie z gumy (z wkładkami z drutu lub tkaniny), z ołowiu, tektury z minią, tektury asbestowej i t. p.—w przewodach parowych stosują też i profilowane uszczelki miedziane.

Na **koszta ułożenia** rur kielichowych pod ziemią liczą około $^1/_3$ wartości rur.

Kształtki normalne, oraz długości użytkowe zasuw do przewodów lanożelaznych (żeliwnych).

Opracowane wspólnie przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich i Towarzystwo niem. Zawodowców gazowych i wodociągowych, w r. 1882.

Rozczepka prosta (prostka z odnogą prostą) **A** i **B** *) (rys. 441 i 442).

$a = 0{,}2\,D + 0{,}5\,d + 100$ mm,
$l = 0{,}1\,d + 120$ mm,
$r = 0{,}05\,d + 40$ mm,
t = głębokości kielicha odnogi podług średnicy prześwitu d.

D Średnica prostki mm	d Średnica odnogi mm	L Długość użytkowa m
40 do 100	40 do 100	0,8
125 „ 325	40 „ 325	1,0
350 „ 500	40 „ 300	1,0
	325 „ 500	1,25
550 „ 750	40 „ 250	1,00
	275 „ 500	1,25
	550 „ 750	1,50

Rozczepka skośna (prostka z odnogą skośną) **C** (rys. 443).

$a = 0{,}1\,D + 0{,}7\,d + 80$ mm,
$c = 0{,}1\,D + 80$ mm,
$l = 0{,}75\,a$ i $r = d$.

D Średnica prostki mm	d Średnica odnogi mm	L Długość użytkowa m
40 do 100	40 do 100	0,8
125 „ 275	40 „ 275	1,0
300 „ 425	40 „ 250	1,0
	275 „ 425	1,25
450 „ 600	40 „ 250	1,00
	275 „ 425	1,25
	450 „ 600	1,50
650 „ 750	40 „ 250	1,00
	275 „ 425	1,25
	450 „ 600	1,50
	650 „ 750	1,75

Kieliszek E (rys. 445).

$L = 300$ mm, zdatny dla $D \geqq 40$ mm.

Półprostka kołnierzowa F (rys. 446).

$L = 600$ mm dla $D =$ 40 do 475 mm,
$L = 800$ mm dla $D =$ 500 do 750 mm,

Kolanko J (rys. 449).

$R = 250$ mm dla $D =$ 40 do 90 mm,
$R = D + 150$ mm dla $D \geqq 100$ mm,
$m = D + 200$ mm dla $D =$ 40 do 375 mm,
$m = 600$ mm dla $D \geqq 400$ mm.

Krzywka K (rys. 450).

$R = 10\,D$; zdatna dla $D \geqq 40$ mm.

Krzywka L (rys. 448).

$R = 5\,D$; zdatna dla $D \geqq 300$ mm.

Zwężka R (rys. 447).

$L = 1{,}0$ m.

Nasówka Ü (rys. 444).

$L = 4\,t$, gdy t = głębokości kielicha, określonej podług średnicy D.

Złączka jest prostką możliwie małej długości, z obustronnymi kielichami.

Korek, t. j. kawałek rury z dnem zalanem, służy do zamknięcia przewodu kończącego się kielichem.

Oprócz rozczepek zwykłych **A, B** i **C** stosują też **rozczepki podwójne, AA, BB** i **CC,** mające po dwie odnogi przeciwległe; wymiary ich takie same jak dla rozczepek pojedynczych.

Kształtki kołnierzowe.

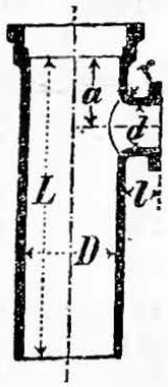
Dla rys. 452 do 455 będzie $L = D + 100$ mm,
a dla rys. 454: $l = {}^1/_2\,(D + d) + 100$ mm.

*) Litery tłustemi czcionkami drukowane oznaczają te litery, jakiemi w Niemczech mianują dane kształtki, zastępując w ten sposób nazwę literą, czego jednak naśladować nie warto.

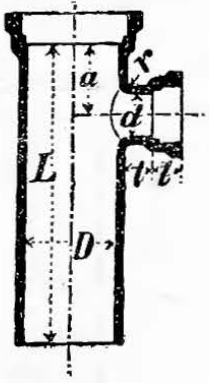
Sposób niemieckiego oznaczania rodzaju i wymiarów kształtek wskazują przykłady, umieszczone nad rys. 441 do 450; podaje się nazwa kształtki literą, oraz prześwit D w mm, pod linią zaś ułamka—przy rozczepkach prześwit odnogi, przy krzywkach liczbę sztuk na ćwierć obwodu (t. j. $90 : \alpha$).

Zastępując oznaczenia niemieckie, t. j. litery, właściwemi nazwami, otrzymamy podobne, dogodne, a łatwiej zrozumiałe oznaczenia, np. rozczepka prosta $\frac{300}{100.100}$ oznaczałoby rozczepkę podwójną, 300 mm średnicy, o dwóch odnogach prostych, po 100 mm średnicy; kolano $\frac{150}{135^\circ}$ oznaczałoby kolano 150 mm śred., o kącie 135° między ramionami, t. j. $180^\circ - \alpha$ (rys. 449).

Rys. 441. A $\frac{300}{150}$



Rys. 442. B $\frac{300}{150}$



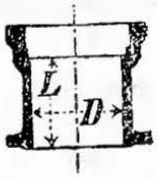
Rys. 443. C $\frac{300}{150}$



Rys. 444. Ü 300



Rys. 445. E 300



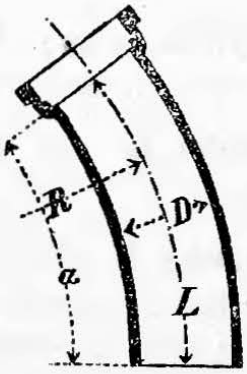
Rys. 446. F 300



Rys. 447. R $\frac{300}{200}$



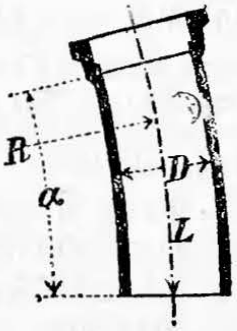
Rys. 448. L $\frac{300}{3}$



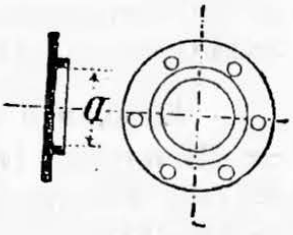
Rys. 449. J 300



Rys. 450. K $\frac{300}{6}$

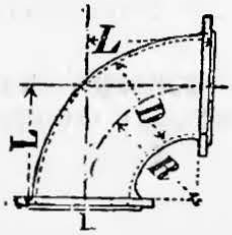


Rys. 451.

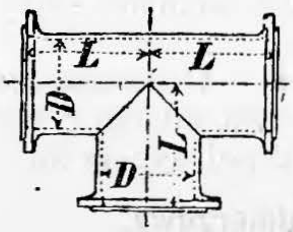


Kształtki kołnierzowe.

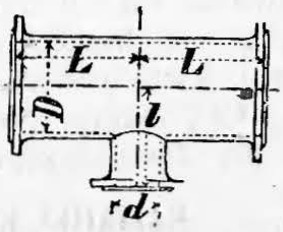
Rys. 452.



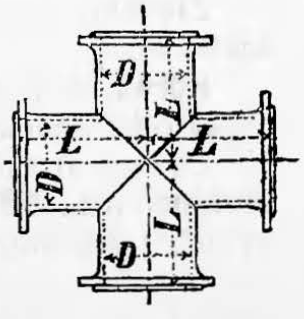
Rys. 453.



Rys. 454.



Rys. 455.



Przy wyliczaniu wag kształtek, zakładając ciężkość właściwą lanego żelaza (żeliwa) = 7,25 dodaje się do wagi teoretycznej 15%, a dla krzywek 20%. W rozczepkach z odnogą posiadającą prześwit 400 mm lub więcej, a przeznaczonych na ciśnienie ponad 2 atm., zgrubia się ścianki, w razie potrzeby zaś wzmacnia nadto dolanemi żebrami. Wszelkie kształtki ponad 750 mm prześwitu nie uważają się za normalne.

Długość użytkowa zasuw:

Zasuwy z kołnierzami . . . . . $L = D + 200$ mm,
„ z kielichami, łoże zasówki natłaczane . . . . . $L = 0{,}7\,D + 100$ mm,
„ z kielichami, łoże osadzone na ołów . . . . . $L = D - 2\,t + 250$ mm.

Wagi kształtek kielichowych, lanożelaznych (żeliwnych) w kg., jednej z fabryk niemieckich.

D	**Rozczepka** kielichowa, z prostą odnogą kołnierzową (**A**, rys. 441)							**Rozczepka** kielichowa, prosta (**B**, rys. 442)						
	d (w mm) =							d (w mm) =						
mm	D	80	100	150	200	300	400	D	80	100	150	200	300	400
40	14	.	.	.	.	.	.	14	.	.	.	.	.	.
50	19	.		.	.	.	.	19	.	.	.	.	.	.
60	22	.	.	.	.	.	.	22	.	.	.	.	.	.
70	27	.	.	.	.	.	.	27		.	.	.	.	.
80	30	30	.	.	.	.	.	31	31	.	.	.	.	.
90	33	32	.	.	.	.	.	34	33	.	.	.	.	.
100	37	35	37	.	.	.	.	38	36	38	.	.	.	.
125	54	49	51	.		.	.	55	50	52	.	.	.	.
150	68	59	63	68	.	.	.	70	60	64	70	.	.	.
175	88	79	81	84	.	.	.	90	80	82	86	.	.	.
200	97	88	90	91	97	.	.	100	89	91	94	100	.	.
225	106	95	97	100	104	.	.	110	96	98	102	107	.	.
250	125	111	113	116	121	.	.	130	112	114	118	124	.	.
275	144	126	128	131	136	.	.	150	127	129	133	139	.	.
300	162	146	148	152	155	162	.	170	147	149	154	158	170	.
350	241	174	178	182	187	199	.	250	175	179	184	190	207	.
400	299	210	212	216	222	234	299	310	211	213	218	225	242	310
450	348	240	243	248	255	268	340	354	246	249	254	260	276	346
500	414	284	288	293	300	312	388	416	287	290	295	301	320	396
550	562	327	330	337	346	426	452	582	328	331	340	350	437	468
600	630	367	370	377	386	473	500	658	368	371	380	390	485	516

D	**Rozczepka** skośna, kielichowa (**C**, rys. 443)						**Nasówka** (**Ü**, rys. 444)	**Kieliszek** (**E**, rys. 445)	**Półprostka** (**F**, rys. 446)	**Krzywki** $L = 1{,}0$ m (**K**, rys. 450)			
	d (w mm) =									Kąt α =			
mm	D	80	100	150	200	300	kg	kg	kg	45°	30°	22,5°	15°
40	16	.	.	.	.	.	7	9	8	7	6	.	.
50	21	.	.	.	.	.	8	11	10	9	7	.	.
60	25	.	.	.	.	.	10	13	12	13	9	.	.
70	31	.	.	.	.	.	12	15	14	16	13	.	.
80	37	37	.	.	.	.	14	17	16	21	16	14	.
90	45	39	.	.	.	.	17	19	18	25	18	16	.
100	48	42	48	.	.	.	19	21	20	30	22	18	.
125	65	57	60	.	.	.	24	26	26	45	33	28	.
150	82	69	72	82	.	.	31	32	32	66	48	39	.
175	106	88	91	101	.	.	38	39	40	94	66	53	.
200	119	95	98	108	119	.	45	47	48	.	87	70	.
225	132	102	105	115	126	.	53	55	54	.	112	90	.
250	152	115	118	128	139	.	62	62	63	.	142	113	83
275	178	113	136	146	157	.	71	70	71	.	176	140	.
300	229	149	152	162	173	229	82	78	80	.	215	170	123
325	255	164	167	177	188	245	91	85	90	.	.	202	.
350	282	179	182	192	203	261	103	95	100	.	.	240	173
375	310	199	202	212	223	281	114	104	110	.	.	272	.
400	354	218	221	231	242	309	125	116	120	.	.	.	230
425	371	229	232	243	256	330	135	126	130	.	.	.	.
450	457	250	253	263	276	355	146	138	140	.	.	407	290
475	500	270	273	284	297	380	157	152	150	.	.	.	.
500	550	294	297	307	320	410	175	167	212	.	.	.	376

Wagi kształtek kielichowych, lanożelaznych (żeliwnych) w g., jednej z fabryk niemieckich.

D	Zwężka (R, rys. 447)																
	Średnica d prześwitu w końcu kielichowym w mm																
mm	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450
60	16	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
70	19	20	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
80	21	22	24	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
90	23	25	27	28	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
100	24	26	30	32	34		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
125	27	29	32	35	37	40	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
150	34	35	38	40	43	45	50	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
175	41	43	45	47	49	51	56	62	.	.	.	.	.	.	.	.	.
200	.	49	52	54	56	58	63	69	71	.	.	.	.	.	.	.	.
225	.	.	58	61	62	64	69	75	80	82	.	.	.	.	.	.	.
250	.	.	66	68	70	72	77	82	88	90	93	.	.	.	.	.	.
275	.	.	.	76	77	79	84	90	96	102	104	105	.	.	.	.	.
300	.	.	.	82	84	86	91	97	103	110	118	124	126	.	.	.	.
325	.	.	.	.	94	96	100	106	112	119	126	134	136	137	.	.	.
350	.	.	.	.	.	103	108	114	120	127	134	141	146	150	.	.	.
375	.	.	.	.	.	.	118	124	130	136	142	148	154	162	167	.	.
400	.	.	.	.	.	.	.	130	136	142	148	157	163	172	176	.	.
425	.	.	.	.	.	.	.	.	145	154	160	166	174	184	190	198	.
450	.	.	.	.	.	.	.	.	.	166	172	178	185	194	204	212	.
475	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	184	190	196	204	218	224	232
500	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.		.	208	215	232	238	245
550		.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	260	270	280

Kształtki kołnierzowe, lanożelazne (żeliwne),

(rys. 451 do 455 na str. 584).

Średnica prześwitu D	Średnica kołnierza	Pokrywka na kołnierz	Krzywka (kolano) kołnierzowa	Rozczepka kołnierzowa	Krzyżka kołnierzowa	Średnica prześwitu D	Średnica kołnierza	Pokrywka na kołnierz	Krzywka (kolano) kołnierzowa	Rozczepka kołnierzowa	Krzyżka kołnierzowa
mm	mm	kg	kg	kg	kg	mm	mm	kg	kg	kg	kg
40	140	2,5	7	10	13	**225**	370	21	65	88	117
50	160	3	8	13	17	**250**	400	25	80	110	147
60	175	3,5	10	15	20	**275**	425	29	95	135	180
70	185	4	13	19	25	**300**	450	33	110	165	205
80	200	4,5	15	21	28	**325**	490	39	130	190	255
90	215	5	18	25	33	**350**	520	45	150	220	295
100	230	6	20	29	39	**375**	550	50	175	255	340
125	260	8	26	40	53	**400**	575	54	200	290	390
150	290	10	35	52	69	**425**	600	60	226	328	436
175	320	13	45	64	85	**450**	630	66	255	370	490
200	350	17	55	76	102	**475**	655	70	.	.	.

c. Rury z żelaza kowalnego.

1. Rury nitowane na wielkie prześwity. Obliczenie grubości s blachy, p. str. 421, 422, wykonanie p. str. 437 i nast. Średnica nitów zależy od grubości s, a ta znów nietylko od ciśnienia roboczego, lecz i od sił zewnętrznych, od przewidywanego przerdzewiania i wogóle zużywania się rury.

Połączenie rur uskutecznia się za pośrednictwem nanitowanych na końce rury kołnierzyków (pierścieni z kątownika), na śruby, których podziałka pozostaje w zależności od podziałki nitów w kołnierzyku. Gdy odstęp śrub nie przekracza 160 mm, to grubość kątownika na kołnierzyk bywa $\leqq {}^4/_5$ średnicy śruby.

2. Rury lutowane (twardo) stosują do ogrzewań parowych (p. dział **XIV**, rozdz. **II, B. b. 2.**) Wymiary kołnierzyków lanożelaznych i śrub najdogodniej przystosować do wymiarów normalnych, podanych w tablicach str. 581.

3. Rury spawane mają szew albo do styku, albo lepiej na zakładkę. W zależności od przeznaczenia, np. na przewody cieczy, gazu, powietrza, pary, do urządzeń ogrzewalnych, przewietrzających lub skraplających i t. p., rury te dostarczają się albo w stanie surowym, albo też asfaltowane, mazione, malowane minią, farbą olejną lub wreszcie elektrolitycznie powleczone warstwą miedzi, 0,5 do 6 mm grubą.

Rury na wysokie ciśnienie wewnętrzne łączą się śrubami przechodzącemi przez kołnierze (flansze) kołnierzyki (flansze nasadzane i t. p.) lub obroże (flansze luźne). Obroże chwytają koniec rury za: 1) wywinięcie końca, 2) obrączki nakuwane, nalutowane lub na gwint nakręcane na rurę, 3) małe kołnierzyki nanitowane lub nalutowane na koniec rury. Kołnierze, kołnierzyki i obroże miewają wpusty, względnie wpustki pierścieniowato zataczane dla lepszego uszczelnienia (p. ustęp **h.**). Ciśnienie próbne bywa $1^1/_2$ do 2 razy większe od roboczego.

Normy na rury parowe, bardzo wysokiego ciśnienia 8 do 20 atm., stosowne na przewody pary przegrzanej, podano w końcu niniejszego rozdziału o rurach, pod **h.**

Rury gazowe (szew do styku), na przewody gazu i wody o niskiem ciśnieniu, łączą się złączkami gwintowanemi na gwint narznięty na końcu rury (p. str. 431), a wyrabiają w następujących nominalnych średnicach prześwitu:

$^1/_8$″—$^1/_4$″—$^3/_8$″—$^1/_2$″—$^5/_8$″—$^3/_4$″—$^7/_8$″—1″—$1^1/_4$″—$1^1/_2$″—$1^3/_4$″—2″—$2^1/_4$″—$2^1/_2$″—$2^3/_4$″—3″—$3^1/_2$″ i 4″ ang. średnicy.

Najwięcej używane są rury $^1/_4$″ do 3″ średnicy. Istotne średnice prześwitu rur gazowych, zwłaszcza mniejszych, są po części znacznie większe od nominalnych, t. zn. ścianki bywają cieńsze, bo gwint zewnętrzny jest ustalony. O łącznikach gazowych (fitingach), jako to: złączkach, kolankach, krzywkach, rozczepkach, krzyżkach itp. itp. p. dział **XVII**, rozdz. **III, C. b. 2.** Rury gazowe, oraz ich łączniki, na przewody wodociągowe bywają cynkowane.

(Ciąg dalszy na str. 589).

Rury spawane na zakładkę, t. zw. kotłowe,

bezpieczne na nadciśnienie robocze 15 atm.

Średnica zewn.		Zwykła grubość ścianki	Kołnierzyk		Średnica wieńca śrub	Śruby			Waga rury	
			Średnica kołnierza	Grubość kołnierza		Średnica dziury	Grubość śruby	Ilość śrub	łącznie z kołnierzykami	bez kołnierzyków
cali ang.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cali ang.		kg/mb.	
1 1/2	38,1	2 1/4	96	8	68	11,5	3/8	4	2,20	1,97
1 5/8	41,3	2 1/4	99	8	71	11,5	3/8	4	2,40	2,17
1 3/4	44,4	2 1/4	103	8	75	11,5	3/8	4	2,57	2,32
1 7/8	47,6	2 1/4	106	8	78	11.5	3/8	4	2,74	2,49
2	50,8	2 1/2	116	10	84	15	1/2	4	3,22	2,97
2 1/8	54.0	2 1/2	121	10	89	15	1/2	4	3,50	3,15
2 1/4	57,1	2 3/4	124	10	92	15	1/2	4	4,00	3,65
2 3/8	60,3	3	129	10	97	15	1/2	4	4,60	4,20
2 1/2	63.5	3	133	12	101	15	1/2	4	4,90	4,45
2 3/4	69,8	3	140	12	108	15	1/2	4	5,40	4,90
3	76,2	3	146	12	114	15	1/2	4	5,90	5,35
3 1/4	82,5	3 1/4	163	12	126	18	5/8	4	7,05	6,35
3 1/2	88,9	3 1/4	169	14	132	18	5/8	4	7,66	6,78
3 3/4	95,2	3 1/4	175	14	138	18	5/8	4	8,17	7,30
4	101,6	3 3/4	185	14	148	18	5/8	4	10,00	9,01
4 1/4	108,0	3 3/4	191	14	154	18	5/8	4	10,60	9,56
4 1/2	114,3	3 3/4	197	14	160	18	5/8	4	11,20	10,10
4 3/4	120,7	4	204	14	167	18	5/8	4	12,63	11,46
5	127,0	4	226	16	179	21	3/4	4	13.68	12,03
5 1/4	133,4	4	231	16	184	21	3/4	4	14,35	12,65
5 1/2	139.7	4 1/2	239	16	192	21	3/4	4	16,70	14,90
5 3/4	146,1	4 1/2	245	16	198	21	3/4	6	17,40	15,55
6	152,4	4 1/2	254	16	207	21	3/4	6	18,10	16,20
6 1/4	158,8	4 1/2	261	16	214	21	3/4	6	19.10	17,00
6 1/2	165,1	4 1/2	269	16	222	21	3/4	6	19,70	17,65
6 3/4	171,5	4 1/2	275	16	228	21	3/4	6	20,60	18,30
7	177,8	4 1/2	286	18	240	21	3/4	6	21,70	19,10
7 1/2	190,5	5 1/2	300	18	253	21	3/4	6	27,70	24,90
8	203,2	5 1/2	313	20	266	21	3/4	6	29,90	26,60
8 1/2	215,9	6 1/2	327	20	280	21	3/4	6	36,70	33,20
9	228,6	6 1/2	341	20	294	21	3/4	6	38,90	35,30
9 1/2	241,3	6 1/2	354	22	306	21	3/4	8	41,40	37,20
10	254,0	6 1/2	372	22	323	21	3/4	8	44,30	39,50
10 1/2	266,7	7	385	22	336	21	3/4	8	49,50	44,50
11	279,4	7 1/2	404	25	353	21	3/4	8	55,90	49,60
11 1/2	292.1	7 1/2	417	25	365	21	3/4	8	58,70	52,10
12	304,8	7 1/2	430	25	379	21	3/4	8	61,50	54,70
12 1/2	317,5	8	442	25	392	21	3/4	8	66,00	60,50

Długość zwykła 4 do 5 lub 6-ciu m, przy większej długości nadwyżka ceny. Przy długościach poniżej 4-ch m dopłata za nadmiar kołnierzyków. Do **ogrzewań** i na **przewody parowe** niższego ciśnienia wyrabiają rury (począwszy od 4 cali ang. śred. zew.) o szwie na zakładkę, lecz mniejszej grubości ścianki. Rury powyższe bez kołnierzyków używają na **rury kotłowe,** np. dla parowozów, parowców i lokomobil, do kotłów stałych, na kotły wodnorurkowe i t. p., a na te cele wyrabiają też rury o ściankach nieco grubszych i z końcami rozszerzonymi lub zwężonymi, albo wreszcie z nadlutowanymi końcami miedzianymi.

Rury na wysokie ciśnienia, np. do manometrów, tłoczarek wodnych i t. d., miewają jednakową grubość ścianki — $^1/_4$" ang. — bez względu na prześwit.

Wewnętrzna średnica w calach ang.	$^1/_4$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^5/_8$	$^3/_4$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$1^3/_4$	2
„ „ w mm	6	10	13	16	19	26	32	38	44	51
Waga rury . . . w kg/m.	2,05	2,5	2,9	3,4	3,9	4,9	6,0	7,0	7,8	9,0

Rury o zewnętrznych żebrach podłużnych wyrabiają się od 13,5 cm do 22,5 cm prześwitu, o ściankach 3 do 10 mm grubych, w długościach 6 do 10 m. Przekrój bywa kołowy, owalny lub kwadratowy. Wyrabiają się one z bardzo wisnego żelaza zlewnego (Siemens-Martin'a), a spawają na żebrach 20 do 25 mm wysokich, które mają zatem grubość równą podwójnej grubości ścianek. Na zamówienie można otrzymywać rury takie na ciśnienie robocze do 50 atm. Połączenia rur tych bywają rozmaite, podobne do podanych powyżej pod **1.** do **3.**

Rury te znajdują zastosowanie do przeróżnych przewodów, lecz również na słupy (zwłaszcza na statkach) podpierające stropy, na słupy telegraficzne, maszty do przewodników i lamp elektrycznych i t. p. Zalety: znaczna wytrzymałość przy względnie małej grubości ścianek, a więc i małej wadze, łatwość połączeń.

Rury o wewnętrznych żebrach podłużnych, systemu „Serve", wyrabiają się z nader wisnego żelaza zlewnego (Siemens-Martin'a) z 4-ma lub więcej żebrami, które mogą dochodzić do samej osi rury, dzieląc ją natenczas na kilka niezależnych przewodów. Zastosowanie: na rury kotłowe, w celu dokładniejszego odchłodzenia gazów spalenia, a głównie w celu zapobiegania przygasaniu płomienia przez zbyt nagłe ochłodzenie.

Rury spawane na szwie śrubowatym wyrabiają z żelaza zlewnego (Siemens-Martin'a), albo też z wisnego żelaza spawalnego, w średnicach 150 do 610 mm prześwitu, przy ustalonych, następujących średnicach zewnętrznych: 157, 182, 208, 233, 259, 311, 362, 416, 467, 517, 571 i 622 mm, przyczem grubości ścianek bywają 2,5 do 6 mm. Długości zwykłe 10 do 5-ciu m, największe zaś 20 do 10-ciu m. Rury te łączą się albo klamrami Ehrhard'a, które się nasadzają bezpośrednio na wywinięty brzeg końca rury, oszczędzając oddzielnych kołnierzyków i śrub, albo też sposobami zwykłymi, wskazanymi powyżej pod **1.** do **3.** Zaletą tych rur jest znaczna wytrzymałość.

Uwaga: O szwie śrubowatym wyrabiają też i rury nitowane

Rury studzienne i wiertnicze, z długim gwintem i beczkowatą złączką, bywają najczęściej cynkowane. Zwykła długość do 5,5 m. Zewnętrzna średnica rur pozostaje zawsze niezmienną przy różnych grubościach ścianek, a zmniejsza się tylko prześwit w miarę zgrubiania ścianek rury.

Zazwyczaj używane średnice zewnętrzne: 33, 42, 48, 51,5, 59, 69, 76, 82 i 89 mm.; grubość ścianek 4—4,5—5, 6 i 7 mm.

d. Rury stalowe bez szwu (rury Mannesmann'a) *).

Niemiecko-Austryackich Zakładów Mannesmann'a w Düsseldorfie (fabryki w Remscheid, Bous nad Saarą i Komotowie w Czechach).

1. Kotłowe i przewodowe rury bez szwu przystosowano do norm tablicy na str. 588. Oprócz tych rur normalnych wyrabiają jednak

*) Zeitschr d. V. d. D. I. 1890 r. str. 621 i nast.

rury podobne, lecz ze ściankami pogrubionemi o $^1/_4$ do 10 mm, przy niezmiennej średnicy zewnętrznej; zwykła długość bywa 4 — 6 m. Ciśnienie próbne 50 atm.

2. **Rury bez szwu na wysokie ciśnienia** z połączeniem na obroże. Połączenie to polega na pierwotnie szerokiem wywinięciu rury na zewnątrz i powrotnem zawinięciu połowy szerokości wywoju ku środkowi. Storc rury tworzy wtedy powierzchnię wgłębioną ku środkowi, a dwa takie storce, dociśnięte obrożami, tworzą rowek pierścieniasty, w który wkłada się uszczelka gumowa lub gutaperkowa, okolona pierścieniem miedzianym, który, mając przekrój krzyża ukośnie postawionego. zapobiega wytłoczeniu gumy na zewnątrz przez ciśnienie płynu.

Prześwit mm	Grubość ścianek mm	Długość zwykła m	Ciśnienie próbne atm.	Prześwit mm	Grubość ścianek mm	Długość zwykła m	Ciśnienie próbne atm.
30	3,5 i 4	5—7	25—525	**125**	4,5, 5 i 5,5	5—8	25—300
40	3,5 i 4	5—6	25—450	**130**	4,5, 5 i 5,5	5—8	25—250
50	3 i 3,5	5—6	25—425	**150**	5,5 i 6,5	5—8	25—250
60	3, 3,5 i 4	5—6	25—400	**175**	6 i 7	5—8	25—250
70	3, 3,5 i 4	5—6	25—350	**191**	6,5, 7 i 8	5—8	25—250
80	3,5, 4 i 4,5	5—7	25—350	**207**	13	4—5	375
90	3,5, 4 i 4,5	5—8	25—300	**213**	10	5—7	300
100	4, 4,5 i 5	5—8	25—300	**216**	8	5—7	25—200

Stosownie do zwiększającego się ciśnienia próbnego 25, 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500 i 525 atm. zwiększają się i wymiary połączeń kołnierzowych, średnice i ilość śrub, jakoteż i grubość ścianek (przy jednakowych prześwitach), w ten sposób, że zestawienie powyższe obejmuje 109 różnych gatunków rur.

3. **Mannesmann'owskie, kielichowe rury stalowe** zastępują mniej wytrzymałe rury lane. Zwykła długość 4 — 6 m. Ciśnienie próbne 70 atm. Zabezpieczają się od rdzy asfaltowaniem na gorąco i owinięciem jutą mazioną. Poniższe oznaczenia D, s, D_2 i t. d. wskazane w rys. 439 na str. 580.

Prześwit D	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	mm
Grubość ścianki s . . .	3	3	3	3,25	3,5	4	4	4,5	5,5	6	„
Średnica wewnętrzna kielicha D_2	60	71	81	91,5	102	113	123	149	176	202	„
Grubość ścianki kielicha y	9	10	10	11	11	12	12	13	14	14	„
Głębokość kielicha t . .	87	91	94	97	99	102	105	109	112	115	„
Głębokość szczeliwni t' .	62	65	67	69	70	72	74	77	79	81	„
Waga na mb.	3,57	4,6	5,1	6,37	7,74	10,5	11,6	16,4	24,2	30,2	kg

4. Nadto wyrabiają rury mannesmannowskie—na przeróżne cele, a więc: do kołowców, na rury gazowe, studzienne, wiertnicze, Perkins'a (p. dział **XIV**, rozdz. **II, B. b. I.** β) tłoczniane, do manometrów (p. str. 587), rury na zespórki do kotłów; rurki kotłowe zamknięte z jednego końca, syst. Fielda; rury do nastawiania zwrotnic, hartowne rury ze stali narzędziowej na tuleje, czopy i sworznie u parowozów, silników parowych i t. p.; rury na słupy do telefonów, telegrafów, na drzewce chorągwi, na maszty do lamp i przewodników elektrycznych, na butelki do płynnego bezwodnika węglowego i t. p. i t. p.

e. Rury giętkie, opancerzone.

Rurę ołowianą, 52 mm średnicy i o ściance 4 mm grubej, osłania jedna warstwa sukna nasycanego, na którą nawija się pancerz z profilowanych drutów 6,5 grubych. Pancerz ten ochrania się od rdzewienia grubszą warstwą sukna nasyconego i owinięciem z drutu cynkowanego. Średnica zewnętrzna 82 mm. Waga 20 kg/mb, ciśnienie próbne 50 atm. Rury te nadają się na przewody wodne i naftowe przez rzeki, jeziora i błota.

f. Rury ołowiane i cynowe.

Uwagi do tablic na str. 593 do 596.

Rury oznaczone w tablicach str. 593 i 595 gwiazdką (*) tną się na kawałki i przesyłają opakowane w słomę lub listwy, płaszczyłyby się bowiem przy zwijaniu w kręgi.

Wszystkie gatunki rur ołowianych wyrabiają się jako: 1) niecynowane, 2) wewnątrz siarkowane (za pomocą siarku sodowego), 3) wewnątrz i zewnątrz cynowane i 4) wewnątrz, albo zewnątrz cynowane, prócz rur o prześwicie 3, 4, 5, 6 i 7 mm, które są albo zupełnie niecynowane, albo też cynowane tylko zewnątrz.

Rury z ołowiu twardego. Wyrabiają je z ołowiu miękkiego, z domieszką 10% względnie 15% antymonu. Odznaczają się one (w porównaniu z rurami z ołowiu miękkiego) większą sprężystością przy zmianach temperatury, należy się im zatem pierwszeństwo na przewody parowe.

Rury cynowe, oprócz wskazanych w tablicy, wyrabiają i większe, do 60 mm prześwitu.

Rury ołowiane, z wnętrzem cynowem, 0,5 mm grubem, sprzedają się tylko w pełnej długości, w jakiej wychodzą z tłoczni.

Tablice podają wewnętrzne ciśnienie bezpieczne przy temperaturach średnich, t. j. do 30°. Ciśnienie to obliczono podług wzoru II str. 421, zakładając przy 5-cio do 6-ciokrotnem bezpieczeństwie (p. str. 331 i 333): $k_z = 50$ kg/cm² dla ołowiu twardego, $k_z = 25$ kg/cm² dla ołowiu miękkiego i $k_z = 60$ kg/cm² dla cyny. Zastrzeżono możność wahań na $\mp$ 5% w wagach podanych w tablicach.

g. Rury miedziane, spiżowe i mosiężne.

Lutują się w szwie na twardo, w długościach do 4 m i przeciągają; albo też rury takie walcują lub wyciągają (ciągną) bez szwu, w długościach do 5 m. Prześwit rur tych bywa $D = 3$ do 250 mm, przy grubości ścianek $s = 0{,}75$ do 6 mm. Istnieją też rury bez szwu, wykonywane sposobem elektrolitycznym.

Promień krzywości osi rur wyginanych, miedzianych bywa: $R = 2\,D$ do $3\,D$, dla rur o małych prześwitach, dla większych zaś $R = 4\,D$ do $5\,D$.

Rurownia **Tow. Akc. Norblin, Bracia Buch i T. Werner w Warszawie** wyrabia rury miedziane i mosiężne bez szwu, normalnej długości około 4 m; za dłuższe (do 6-ciu m, niektóre gatunki i do 12 m) nadwyżka ceny. Średnice zewnętrzne i wewnętrzne zmienia-

ją się w odstępach połówek milimetrów, (20; 20,5; 21; 21,5 i t. d.), a zatem grubości ścianek w odstępach po $^1/_4$ mm.

Gatunki najwięcej używane są:

rury miedziane: prześwit 6 do 125 mm, grubość ścianek 0,5 do 5 mm;
rury mosiężne: „ 5 „ 80 mm, „ „ 0,5 „ 3 mm.

Wagi podane w tablicach na str. 597 i 598 stosują się i do rur warszawskich, a dla średnic i grubości pośrednich, w tablicach nie wskazanych, wypada obliczyć wagi stosunkowo pośrednie (przez interpolacyę).

Rur wyginanych (wydłużek, kolan i t. p. (p. str. 599) fabryka, powyższa nie wyrabia.

Streszczenie warunków technicznych, wymaganych przez **rosyjskie ministeryum komunikacyi** dla rur miedzianych:

§ 7. Rury mają być wyciągane, bez szwu, z czystej, zupełnie jednolitej miedzi; powierzchnia ma być gładka, bez wszelakich niedokładności.

§ 8. Dozwala się chybiać w wymiarach: długości: $\mp$ 10 mm; średnicy zewnętrznej: a) $D < 50$ mm: o $\mp$ 0,25 mm; b) D od 50 do 100 mm: o $\mp$ 0,5 mm; c) $D > 100$ mm: o $\mp$ 0,75 mm; grubości s ścianek ad a) $\mp$ 0,25 mm, ad b) i c) $\mp$ 0,35 mm.

§ 9. Próby: a) $D < 100$ mm, $s \geqq 25$ mm: 35 atm.; $s < 2{,}5$ mm: 25 atm.;
b) D od 100 do 150 mm, $s \geqq 3$ mm: 20 atm; $s < 3$ mm 15 atm.;
c) $D > 150$ mm. $s \geqq 4$ mm: 20 atm; $s < 4$ mm 15 atm.

§ 10. 1) Wywijanie kołnierzy (wywojów):
a) D od 50 do 75 mm, wywój 16 do 20 mm szeroki;
b) D od 75 do 100 mm. gdy $s > 3{,}5$, wywój 20 do 24 mm szeroki.

2) Rozrywanie: Próbki z rur wyżarzonych: rozerwanie $K_z \geqq 21$ kg/mm², a wydłużenie $\varphi \geqq 25\%$ dla próbek wyciętych wzdłuż rury. Dla próbek w poprzek rury: $\varphi \geqq 20\%$. Próbom tym podlegają jednak tylko rury o $D > 100$ mm, przy $s \geqq 3{,}5$ mm.

Streszczenie przepisów dotyczących rur miedzianych na statkach rządowej marynarki niemieckiej. *)

Rur lutowanych nie wolno wcale używać na wyższe ciśnienia pary. Na przewody parowe, o wysokiem ciśnieniu, stosować należy albo rury wyciągane (ciągnione), albo z blachy miedzianej, nitowane na dwustronne łubki. Rury wyciągane lub nitowane, o prześwicie $D \geqq 120$ mm i nadciśnieniu pary $\geqq 7$ kg/cm², powinny otrzymać kołnierzyki nanitowane, nie zaś nalutowane, a rury wyciągane nadto jeszcze owinięcie linką stalową (drucianą), o średnicy d, nawiniętą gęsto, zwój przy zwoju, w taki sposób, aby przy pęknięciu jednego zwoju, sąsiednie się nie zluzowały. Stosunki wzajemne średnicy rury i obwodu linki stalowej normuje zestawienie poniższe:

$D =$	120 do 150	155 do 200	205 do 250	255 do 300	305 do 350	355 do 400 mm
$\pi d =$	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20 mm

Grubość ścianki w rurze owijanej ma być przynajmniej 4 mm, aby można było na niej umocować należycie kołnierzyki; grubość s określamy (nie uwzględniając wytrzymałości owinięcia) z wzoru II na str. 421, podstawiając $k_z = 200$ kg/cm². Dla rur nieowijanych oblicza się s tak samo, dodaje się jednak do wyniku obliczenia jeszcze 0,15 cm.

---

*) Köhn von Jaski, Doświadczenia nad owinięciem rur miedzianych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 780 i nast., oraz Normy hamburskie 1898, VII wyd. str. 2. Hamburg 1898, Boysen i Maasch.

Rury ołowiane i cynowe.

Biura Handlowego Królewsko-Saskich Hut we Freibergu.

1. Rury z ołowiu twardego. *)

Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne	Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne	Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne
mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.
13	1,5	0,8	60,0	11,5	35	3,0	4,1	16,6	8,5	52	2,0	3,9	3,1*	3,5
15	1,5	0,9	53,0	10,0	36	1,5	2,0	3,1*	4,0	52	2,5	4,9	3,1*	4,5
16	1,5	1,0	47,0	9,0	36	2,0	2,7	3,1*	5,5	52	3,0	5,9	3,1*	5,5
16	2,0	1,3	48,0	12,5	36	2,5	3,4	3,1*	6,5	52	3,5	6,9	9,1	6,5
17	1,5	1,0	47,0	8,5	38	1,5	2,1	3,1*	3,5	54	2,0	4,0	3,1*	3,5
17	2,0	1,4	47,0	11,5	38	2,0	2,8	3,1*	5,0	54	3,0	6,0	3,1*	5,5
18	1,5	1,0	47,0	8,0	38	2,5	3,6	3,1*	6,5	54	3,5	7,2	8,4	6,0
18	2,0	1,4	46,0	11,0	38	3,0	4,4	15,4	7,5	56	2,0	4,1	3,1*	3,5
19	1,5	1,1	42,0	7,5	40	1,5	2,2	3,1*	3,5	56	3,0	6,3	3,1*	5,0
19	2,0	1,5	43,0	10,5	40	2,0	3,0	3,1*	5,0	56	3,5	7,4	8,0	6,0
20	1,5	1,2	39,0	7,5	40	2,5	3,8	3,1*	6,0	59	2,0	4,3	3,1*	3,0
20	2,0	1,6	45,0	10,0	40	3,0	4,6	14,5	7,5	59	3,0	6,6	3,1*	5,0
21	1,5	1,2	41,0	7,0	41	1,5	2,3	3,1*	3,5	59	3,5	7,8	3,1*	5,5
21	2,0	1,6	44,0	9,5	41	3,0	4,7	13 8	7,0	60	2,5	5,6	3,1*	3,0
22	1,5	1,3	38,0	6,5	42	1,5	2,3	3,1*	3,5	60	3,0	6,7	3,1*	5,5
22	2,0	1,7	42,0	9,0	42	2,0	3,2	3,1*	4,5	65	2,0	4,8	3,1*	3,0
23	1,5	1,3	38,0	6,5	42	2,5	4,0	3,1*	5,5	65	3,0	7,3	3,1*	4,5
23	2,0	1,8	39,0	8,5	42	3,0	4,8	13,5	7,0	65	4,0	9,8	7,3	6,0
24	1,5	1,4	35,0	6,0	44	1,5	2,4	3,1*	3,0	68	2,5	6,3	3,1*	3,5
24	2,0	1,9	37,0	8,0	44	2,0	3,3	3,1*	4,5	68	4,0	10,3	6,8*	2,5
25	1,5	1,4	3,1*	6,0	44	2,5	4,1	3,1*	5,5	70	3,5	9,2	3,1*	3,5
25	2,0	1,9	37,0	8,0	44	3,0	5,0	13,0	6,5	75	3,5	9,8	3,1*	4,5
26	1,5	1,5	3,1*	5,5	46	1,5	2,6	3,1*	3,0	75	4,0	11,2	5,6*	5,0
26	2,0	2,0	35,0	7,5	46	2,0	3,5	3,1*	4,0	80	2,5	7,3	3,1*	3,5
27	1,5	1,5	3,1*	5,5	46	2,5	4,3	3,1*	5,0	95	3,0	10,9	4,0*	3,0
27	2,0	2,1	33,0	7,0	46	3,0	5,3	12,2	6,5	100	3,5	12,7	3,4*	4,0
28	1,5	1,6	3,1*	5,0	48	1,5	2,7	3,1*	3,0	105	3,0	10,3	3,9*	2,5
28	2,0	2,1	33,0	7,0	48	2,0	3,6	3,1*	4,0	110	4,0	14,0	5,3*	3,5
29	1,5	1,6	3,1*	5,0	48	2,5	4,5	3,1*	5,0	115	2,5	10,5	3,3*	2,0
29	2,0	2,2	31,0	6,5	48	3,0	5,5	11,6	6,0	120	3,5	16,1	4,2*	2,5
30	1,5	1,7	3,1*	5,0	48	3,5	6,4	10,0	7,0	125	2,5	12,3	4,9*	2,0
30	2,0	2,3	30,0	6,5	50	1,5	2,8	3,1*	3,0	130	4,0	19,0	4,5*	3,0
32	1,5	1,8	3,1*	4,5	50	2,0	3,7	3,1*	4,0	135	3,5	15,7	4,2*	2,5
32	2,0	2,5	3,1*	6,0	50	2,5	4,7	3,1*	5,0	140	3,0	14,3	4,2*	2,0
35	1,5	2,0	3,1*	4,0	50	3,0	5,7	11,2	6,0	160	3,0	17,5	3,1*	1,5
35	2,0	2,7	3,1*	5,5	50	3,5	6,7	9,5	7,0	180	3,0	19,9	4,2*	1,5
35	2,5	3,4	20,0	7,0	52	1,5	2,9	3,1*	2,5	200	3,5	24,1	2,2*	1,5

*) P. uwagi na str. 591.

2. Rury z ołowiu miękkiego. *)

Gatunki oznaczone **drukiem tłustym** są zawsze na składzie.

Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne	Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne	Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne
mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.
3	1,0	0,14	77	16	13	3,0	1,7	43,5	11	22	5,5	5,4	13,1	12
3	1,5	0,23	42	25	13	3,5	2,1	34,7	13	22	6,0	6,0	11,8	13
3	2,0	0,35	28	33	13	4,0	2,4	30,4	15	23	2,5	2,3	30,8	5
4	1,5	0,29	34	18	13	4,5	2,8	26,0	17	23	3,5	3,3	21,5	7
4	2,0	0,40	62	25	13	5,0	3,2	22,8	19	23	4,5	4,4	16,0	9
4	2,5	0,57	41	31	15	2,0	1,2	53,8	6	23	6,0	6,2	11,4	13
4	3,0	0,70	33	37	15	2,5	1,6	41,6	8	24	2,5	2,4	29,5	5
5	1,5	0,4	65	15	15	3,0	1,9	38,5	10	**24**	**3,0**	3,0	23,6	6
5	2,0	0,5	58	20	15	3,5	2,3	30,5	12	24	4,0	4,0	17,7	8
5	2,5	0,7	40	25	15	4,0	2,7	27,0	13	24	5,0	5,2	13,6	10
5	3,0	0,9	32	30	15	4,5	3,1	23,5	15	24	6,0	6,4	11,0	12
6	1,5	0,4	67	12	15	5,0	3,6	20,0	16	25	2,0	1,9	37,5	4
6	**2,0**	0,6	48	16	16	3,0	2,1	34,0	9	25	2,5	2,5	28,4	5
6	2,5	0,8	36	20	16	4,0	2,8	25,5	12	25	3,0	3,0	23,6	6
6	3,0	1,0	29	25	16	5,0	3,7	19,5	15	25	3,5	3,6	19,7	7
7	1,5	0,5	51	10	17	2,5	1,7	37,5	7	25	4,0	4,1	17,3	8
7	2,0	0,7	40	14	17	3,5	2,5	28,8	10	25	4,5	4,7	15,0	9
7	2,5	0,9	32	17	17	4,5	3,4	21,1	13	25	5,0	5,4	13,1	10
7	3,0	1,0	29	21	18	2,5	1,8	36,0	7	25	5,5	6,0	11,8	11
8	1,5	0,5	58	9	**18**	**3,0**	2,3	31,5	8	25	6,0	6,6	10,7	12
8	2,0	0,8	56	12	18	3,5	2,7	27,0	9	26	2,5	2,5	28,4	5
8	2,5	0,9	50	15	18	4,0	3,1	23,0	11	26	3,5	3,7	19,1	6
8	3,0	1,2	38	19	18	4,5	3,6	20,0	12	26	4,5	4,9	14,5	8
9	1,5	0,6	48	8	18	5,0	4,1	17,5	14	26	5,5	6,2	11,4	10
9	2,0	0,8	60	11	18	5,5	4,6	15,6	15	27	3,0	3,2	21,8	5
9	2,5	1,0	50,4	14	18	6,0	5,1	14,1	17	27	4,0	4,4	15,9	7
9	3,0	1,3	38,7	16	19	3,0	2,4	30,0	8	27	5,0	5,7	12,2	9
9	3,5	1,6	32,5	19	19	4,0	3,3	22,0	10	27	6,0	7,1	9,8	11
10	1,5	0,6	45	7	19	5,0	4,3	16,7	13	28	2,5	2,7	25,9	4
10	**2,0**	0,9	75	10	19	6,0	5,3	13,5	16	28	3,0	3,3	21,2	5
10	2,5	1,1	60	12	20	2,5	2,0	36,0	6	28	3,5	3,9	17,9	6
10	3,0	1,5	44	15	20	3,0	2,4	30,0	7	28	4,0	4,5	15,5	7
10	3,5	1,7	40	17	20	3,5	2,9	25,0	8	28	4,5	5,2	13,4	8
11	1,5	0,7	38	7	20	4,0	3,4	21,0	10	28	5,0	5,9	11,8	9
11	2,0	0,9	73	9	20	4,5	3,9	18,5	11	28	5,5	6,6	10,6	9,5
11	2,5	1,2	58	11	20	5,0	4,5	16,0	12	28	6,0	7,2	9,7	10
11	3,0	1,5	44	13	20	5,5	5,0	14,4	13	29	3,0	3,4	20,5	5
11	3,5	1,8	38	16	20	6,0	5,6	12,8	15	29	4,0	4,7	14,9	7
12	1,5	0,8	32	6	21	3,0	2,6	27,5	7	29	5,0	6,1	11,4	8
12	2,0	1,0	65	8	21	4,0	3,6	19,7	9	29	6,0	7,5	9,3	10
12	2,5	1,3	58	10	21	5,0	4,6	15,4	12	30	2,5	2,9	24,1	4
12	3,0	1,6	47	12	21	6,0	5,8	12,2	14	30	3,0	3,6	19,4	5
12	3,5	1,9	38	15	22	2,5	2,2	32,2	5	**30**	**3,5**	4,2	16,6	6
12	**4,0**	2,3	32	16	22	3,0	2,7	26,2	7	30	4,0	4,9	14,3	6
12	4,5	2,6	25,2	18	22	3,5	3,2	22,1	8	30	4,5	5,5	12,6	7
12	5,0	3,0	24,6	20	22	4,0	3,7	19,1	9	30	5,0	6,3	11,1	8
13	2,0	1,1	62,0	7	22	4,5	4,2	16,9	10	30	5,5	7,0	10,0	9
13	2,5	1,4	46,5	9	22	5,0	4,8	14,8	11	30	6,0	7,7	11,9	10

*) P. uwagi na str. 591.

Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne	Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne	Średnica prześwitu	Grubość ścianki	Waga na mb.	Rura wytłacza się w długościach do:	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne
mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.	mm	mm	kg	m	atm.
32	2,5	3,1	22,5	4	44	5,0	8,7	10,3	5,5	65	9,0	23,4	4,8	6,5
32	3,0	3,8	18,6	4,5	44	5,5	9,8	9,0	6	68	4,5	11,8	6,5*	3
32	3,5	4,5	15,6	5	44	6,0	10,8	8,1	7	68	5,5	14,0	5,4*	4
32	4,0	5,1	13,6	6	44	7,0	12,7	6,7	8	68	6,0	15,9	4,7*	4,5
32	4,5	5,8	12,0	7	46	3.5	6,2	10,4	3,5	68	7,5	20,2	5,4*	5
32	5,0	6,6	11,0	8	46	4,0	7,1	9,1	4	68	8,5	22,7	4,8*	6
32	5,5	7,4	9,5	8	46	4,5	8,1	11,1	4,5	70	4,5	11,9	6,2*	3
32	6,0	8,1	11,6	9	46	5,0	9,1	9,7	5	70	5,0	13,4	5,2*	3,5
35	3,0	4,1	16,6	4	46	5,5	10,1	8,7	6	**70**	**6,5**	17,7	4,2*	4,5
35	3,5	4,8	14,1	5	46	6,0	11,1	7,8	6,5	70	7,5	20,7	5,2*	5
35	**4,0**	5,6	12,1	5,5	46	7,0	13,2	6,4	7	70	9,0	25,3	4,2*	6
35	4,5	6,3	10,7	6	48	4,0	7,4	8,6	4	75	5,0	14,2	5,0*	3
35	5,0	7,2	9,4	7	48	5,0	9,4	9,3	5	75	6,5	18,8	5,6*	4
35	5,5	8,0	8,5	8	48	6,0	11,5	7,4	6	75	7,5	22,0	4,8*	5
35	6,0	8,8	10,5	8	48	7,0	13,7	6,1	7	79	5,5	15,6	6,9*	3
36	3,5	4,9	13,9	5	50	4,0	7,7	8,4	4	79	7,5	21,8	4,5*	4,5
36	4,0	5,7	11,9	5,5	50	4,5	8,7	10,1	4,5	80	5,0	15,1	5,2*	3
36	4,5	6,5	10,4	6	**50**	**5,0**	9,8	8,8	5	80	7,0	21,6	4,7*	4
36	5,0	7,3	9,3	7	50	5,5	10,9	7,8	5,5	80	9,5	30,3	3,4*	5,5
36	5,5	8,1	8,4	7,5	50	6,0	12,0	7,0	6	90	4,5	16,9	2,9*	3,5
36	6,0	9,0	10,2	8	50	7,0	14,2	5,8	7	90	5,5	20,2	4,9*	3
38	3,0	4,4	15,4	4	50	8,0	16,0	7,5	8	90	6,5	23,5	5,8*	3,5
38	3,5	5,2	13,0	4,5	52	4,0	8,0	7,9	3,5	90	9,0	32,0	4,6*	4,5
38	4,0	6,0	11,3	5	52	4,5	9,0	9,3	4	90	10,5	37,9	3,6*	5,5
38	4,5	6,9	9,8	6	52	5,0	10,2	8,2	4,5	95	4,0	14,6	3,1*	2
38	5,0	7,7	8,7	6,5	52	5,5	11,3	7,4	5,5	95	6,5	23,1	5,7*	3,5
38	5,5	8,5	8,0	7	52	6,0	12,4	6,9	5,5	95	8,0	28,8	4,6*	4
38	6,0	9,2	10,0	8	52	7,0	14,7	5,7	6,5	100	3,5	12,7	3,1*	1,7
40	3,0	4,6	14,5	3,5	52	7,5	15,9	7,3	7	100	5,5	18,8	3,3*	2,7
40	3,5	5,4	12,4	4	54	4,0	8,3	10,0	3,5	100	7,5	29,0	4,3*	3,7
40	4,0	6,3	10,6	5	54	4,5	9,4	8,8	4	105	5,0	20,4	4,1*	2,3
40	**4,5**	7,1	9,5	5,5	54	5,0	10,4	8,0	4,5	105	7,0	26,5	4,6*	3,3
40	5,0	8,0	8,3	6	54	6,0	12,8	6,4	5,5	110	5,0	20,6	3,6*	2
40	5,5	8,9	10,2	7	54	8,5	19,0	6,0	7,5	110	8,0	34,4	3,3*	3,6
40	6,0	9,8	9,4	7,5	56	4,0	8,5	9,9	3,5	115	5,5	26,1	4,3*	2,3
41	3,5	5,6	11,6	4	56	5,0	10,9	7,7	4,5	115	7,5	32,9	3,3*	3,2
41	4,0	6,4	10,1	4,5	56	5,5	12,0	7,0	5	120	5,0	23,2	4,4*	2
41	4,5	7,3	8,9	5	56	7,5	17,0	6,7	6	120	9,0	41,3	2,4*	3,7
41	5,0	8,2	7,9	6	59	4,0	9,0	9,1	3,5	125	6,5	30,8	3,1*	2,6
41	5,5	9,1	10,0	6,5	59	5,0	11,4	7,2	4,2	125	8,5	39,4	2,5*	3,4
41	6,0	10,1	9,0	7	59	6,0	14,1	5,9	5	130	6,0	27,6	3,4*	2,3
42	3,5	5,7	11,4	4	59	7,0	16,7	6,8	6	135	7,5	37,1	2,3*	2,7
42	4,0	6,6	9,8	4,5	59	8,0	19,1	5,9	6,5	140	5,0	22,3	3,1*	1,5
42	4,5	7,5	8,6	5	60	4,5	10,3	7,8	3,5	140	7,0	39,1	3,8*	2,5
42	5,0	8,4	7,7	6	**60**	**5,5**	12,8	6,3	4,5	150	5,0	27,6	2,4*	1,5
42	5,5	9,3	9,8	6,5	60	6,5	15,4	5,2	5	150	8,0	45,1	2,8*	2,5
42	6,0	10,3	8,8	7	60	7,5	18,0	6,2	6	150	10,0	57,1	2,3*	3,2
44	3,5	5,9	11,0	4	65	5,0	12,5	6,2	3,5	160	5,0	30,7	4,2*	1,5
44	4,0	6,9	9,4	4,5	65	6,0	15,2	5,1	4,5	180	5,0	33,8	2,9*	1,4
44	4,5	7,9	8,2	5	65	7,0	17,4	6,4	5	200	5,0	35,9	1,6*	1,2

3. Rury cynowe. *)

Średnica prześwitu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rury wytłacza się w długościach do: m	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne atm.	Średnica prześwitu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytłacza się w długościach do: m	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne atm.	Średnica prześwitu mm	Grubość ścianki mm	Waga na mb. kg	Rura wytłacza się w długościach do: m	Bezpieczne ciśnienie wewnętrzne atm.
4	2,0	0,30	55	60	15	1,5	0,55	29,0	12	27	3,0	2,05	19,5	13,0
5	1,5	0,25	66	36	15	2,0	0,80	20,0	16	28	2,0	1.40	28,5	8,0
5	2,0	0,35	47	48	15	3,0	1,25	12,5	24	28	3,0	2,15	18,5	12,5
6	1,5	0,30	55	30	16	1,5	0,60	26,5	11	29	2,0	1,40	28,5	8,0
6	2,0	0,35	47	40	16	2,0	0,85	18,5	15	29	3,0	2,20	18,0	12,0
7	1,5	0,30	55	25	16	3,0	1,30	12,0	22	30	2,0	1,45	27,5	8,0
7	2,0	0,40	41	34	17	1,5	0,65	24.5	10	30	3,0	2,30	17,0	12,0
8	1,5	0,35	47	22	17	2,0	0,90	17,5	14	32	2,0	1,55	23,0	7,5
8	2,0	0,45	36	30	17	3,0	1,40	11,0	21	32	3,0	2,40	15,0	11,0
8	2,5	0,60	27	37	18	1,5	0,70	22,5	10	35	2,0	1,70	21,0	6,5
9	1,5	0,35	47	20	18	2,0	0,90	17,5	13	35	3,0	2,60	13,8	10,0
9	2,0	0,50	33	26	18	3,0	1,45	27,5	20	36	2,0	1,75	20,5	6,5
9	2,5	0,65	25	33	19	2,0	1,00	16,0	12	36	3,0	2,70	13,3	10,0
10	1,5	0,40	41	18	19	3,0	1,50	26,5	19	38	2,0	1,85	19,0	6,0
10	2,0	0,55	30	24	20	2,0	1,00	40,0	12	38	3,0	2,80	12,8	9,0
10	2,5	0,70	23,5	30	20	3,0	1,60	25,0	18	40	2,0	1,95	18,5	6,0
10	3,0	0,90	18,0	36	21	2,0	1,05	38,0	11	40	3,0	2,95	12,2	9,0
11	1,5	0,45	36,5	16	21	3,0	1,65	24,0	17	41	2,0	2,00	18,0	5,5
11	2,0	0,60	27,5	21	22	2,0	1,10	36,0	10	41	3,0	3,05	11,8	8,5
11	2,5	0,80	20,5	27	22	3,0	1,70	23,5	17	42	2,0	2,00	18,0	5,5
11	3,0	0,95	17,0	32	23	2,0	1,15	34,5	10	42	3,0	3,10	11,6	8,5
12	1,5	0,45	36,5	15	23	3,0	1,80	22,0	15,5	44	2,0	2,10	17,0	5,0
12	2,0	0,65	25,0	20	24	2,0	1,20	33,0	10	44	3,0	3,25	11,0	8,0
12	2,5	0,85	19,0	25	24	3,0	1,85	21,5	15	46	2,0	2,20	16,0	5,0
12	3,0	1,05	15,0	30	25	2,0	1,25	32,0	9	46	3,0	3,40	10,5	7,5
13	1,5	0,50	33,0	13	25	3,0	1,95	20,5	14	48	2,0	2,30	15,5	5,0
13	2,0	0,70	23,5	18	26	2,0	1,30	30,5	9	48	3,0	3,50	10,3	7,5
13	2,5	0,90	18,0	23	26	3,0	2,00	20,0	13,5	50	2,0	2,40	15,0	4,5
13	3,0	1,10	14,5	27	27	2,0	1,35	29,5	8,5	50	3,0	3,65	9,8	7,0

4. Rury ołowiane z wnętrzem cynowem. *)

10	4,0	2,0	12,5	20	21	4,5	4,1	14,6	10,0	29	4,5	5,4	12,0	7,0
11	4,0	2,1	11,9	18	21	5,0	4,6	13,0	12,0	29	5,0	6,1	10,6	8,0
12	4,0	2,3	10,8	16	22	4,5	4,2	14,2	10,0	29	5,5	6,8	9,5	9,0
13	4,0	2,4	20,0	15	22	5,0	4,8	12,5	11,0	30	4,5	5,5	11,8	7,0
13	4,5	2,8	17,0	17	23	4,5	4,4	13,5	9,0	30	5,0	6,3	10,3	8,0
13	5,0	3,2	18,7	19	23	5,0	5,0	12,0	10,0	30	5,5	7,0	9,2	9,0
15	4,5	3,1	19,3	15	24	4,5	4,6	13,0	9,0	30	6,0	7,7	8,4	10,0
15	5,0	3,6	16,6	16	24	5,0	5,2	11,5	10,0	30	6,5	8,4	7,7	10,5
16	4,5	3,3	18,2	14	25	4,5	4,7	12,7	9,0	32	5,0	6,6	9,6	8,0
16	5,0	3,7	16,2	15	25	5,0	5,4	11,1	10,0	32	5,5	7,4	8,6	8,0
17	4,5	3,4	17,6	13	25	5,5	6,0	10,0	11,0	32	6,0	8,1	7,9	9,0
17	5,0	3,9	15,3	14	25	5,75	6,3	9,5	11,5	35	5,0	7,2	8,7	7,0
18	4,5	3,6	16,6	12	26	4,5	4,9	13,4	8,0	35	5,5	8,0	7,8	8,0
18	5,0	4,1	14,6	14	26	5,5	6,2	10,6	10,0	36	5,0	7,3	8,6	7,0
19	4,5	3,8	15,7	12	27	4,5	5,1	12,7	8,0	36	5,5	8,1	7.7	7,5
19	5,0	4,3	13,9	13	27	5,5	6,4	10,1	10,0	38	5,0	7,7	8.1	6,5
20	4,5	3,9	15,3	11	28	4,5	5,2	12,5	8,0	38	5,5	8,5	7,4	7,0
20	5,0	4,5	13,3	12	28	5,0	5,9	11,0	9,0	40	5,0	8,0	7,7	6,0
20	5,25	4,7	12,7	13	28	5,5	6,6	9,8	9,5	40	5,5	8,9	6,9	7,0

*) P. uwagi na str. 591.

Rury miedziane, spiżowe i mosiężne,

wyrabiane sposobem Mannesmann'a.

1. Rury miedziane i spiżowe.

Waga kg/mb.

Średnica prześwitu mm	Grubość ścianki w mm									
	1	1¼	1½	1¾	2	2½	3	3½	4	5
3	0,113	0,150	0,191	0,235	0,283	0,389	0,509	0,643	.	.
5	0,170	0,221	0,276	0,334	0,396	0,530	0,679	0,841	1,018	.
6	0,198	0,256	0,318	0,383	0,452	0,601	0,763	0,940	1,131	1,555
8	0,254	0,327	0,403	0,482	0,565	0,742	0,933	1,138	1,357	1,838
10	0,311	0,398	0,488	0,581	0,679	0,884	1,103	1,336	1,583	2,120
12	0,367	0,468	0,572	0,680	0,791	1,025	1,272	1,534	1,809	2,403
14	0,424	0,539	0,657	0,779	0,905	1,166	1,442	1,732	2,036	2,686
15	0,452	0,574	0,700	0,829	0,961	1,237	1,527	1,831	2,149	2,827
16	0,881	0,609	0,742	0,878	1,018	1,308	1,612	1,930	2,262	2,969
18	0,537	0,680	0,827	0,977	1,131	1,449	1,781	2,128	2,488	3,251
20	0,594	0,751	0,912	1,076	1,244	1,590	1,951	2,326	2,714	3,534
22	0,650	0,822	0,997	1,175	1,357	1,732	2,120	2,523	2,940	3,817
24	0,707	0,892	1,081	1,274	1,470	1,873	2,290	2,721	3,167	4,100
25	0,735	0,928	1,124	1,324	1,527	1,944	2,375	2,820	3,280	4,241
26	0,763	0,963	1,166	1,373	1,583	2,014	2,460	2,919	3,393	4,382
28	0,820	1,034	1,251	1,472	1,696	2,156	2,629	3,117	3,619	4,665
30	0,876	1,104	1,336	1,571	1,809	2,297	2,799	3,315	3,845	4,948
32	0,933	1,175	1,421	1,670	1,923	2,439	2,969	3,513	4,072	5,231
35	1,018	1,281	1,548	1,818	2,092	2,651	3,223	3,810	4,411	5,655
38	1,103	1,387	1,675	1,967	2,262	2,863	3,478	4,107	4,750	6,079
40	1,159	1,458	1,760	2,066	2,375	3,004	3,647	4,305	4,976	6,362
42	1,216	1,528	1,845	2,165	2,488	3,145	3,817	4,503	5,202	6,644
45	1,301	1,634	1,972	2,313	2,658	3,358	4,071	4,800	5,542	7,069
48	1,385	1,741	2,099	2,462	2,827	3,570	4,326	5,096	5,881	7,493
50	1,442	1,811	2,184	2,561	2,940	3,711	4,496	5,294	6,107	7,775
55	1,583	1,988	2,396	2,808	3,223	4,064	4,920	5,789	6,673	8,482
60	1,725	2,165	2,608	3,055	3,506	4,418	5,344	6,284	7,238	9,189
65	.	2,341	2,820	3,303	3,789	4,771	5,768	6,779	7,804	9,896
70	.	2,518	3,032	3,550	4,072	5,125	6,192	7,274	8,369	10,603
75	.	2,695	3,244	3,798	4,354	5,478	6,616	7,768	8,935	11,310
80	.	2,872	3,457	4,045	4,637	5,832	7,040	8,263	9,500	12,017
85	.	.	.	.	4,920	6,185	7,464	8,758	10,066	12,723
90	.	.	.	.	5,202	6,538	7,888	9,253	10,631	13,430
95	.	.	.	.	5,485	6,892	8,313	9,747	11,197	14,137
100	.	.	.	.	.	.	8,738	10,242	11,762	14,844

1 m³ materyału waży 9000 kg.

2. Rury mosiężne.

Waga kg/mb.

Średnica zewnętrzna mm	Grubość ścianki w mm									
	1	1¼	1½	1¾	2	2½	3	3½	4	5
5	0,106	.	.	.	.	.	.	.	.	.
6	0,134	0,159	.	.	.	.	.	.	.	.
8	0,187	0,225	0,260	0,292	0,320	.	.	.	.	.
10	0,240	0,292	0,340	0,386	0,427	0,501	.	.	.	.
12	0,294	0,359	0,421	0,479	0,534	0,634	0,721	.	.	.
14	0,347	0,425	0,500	0,572	0,640	0,767	0,881	0,981	.	.
15	0,374	0,458	0,540	0,619	0,694	0,834	0,961	1,075	1,175	.
16	0,400	0,491	0,580	0,666	0,747	0,901	1,041	1,168	1,282	1,468
18	0,453	0,559	0,660	0,759	0,854	1,034	1,201	1,355	1,496	1,735
20	0,507	0,625	0,740	0,852	0,961	1,168	1,362	1,542	1,709	2,002
22	0,560	0,692	0,820	0,946	1,068	1,302	1,522	1,729	1,923	2,270
24	0,614	0,760	0,901	1,040	1,174	1,435	1,682	1,916	2,137	2,537
25	0,640	0,794	0,941	1,087	1,228	1,502	1,762	2,009	2,242	2,670
26	0,667	0,826	0,981	1,134	1,281	1,568	1,842	2,103	2,350	2,804
28	0,721	0,893	1,061	1,226	1,388	1,702	2,002	2,290	2,564	3,071
30	0,774	0,960	1,141	1,320	1,495	1,836	2,163	2,477	2,777	3,338
32	0,827	1,026	1,221	1,413	1,601	1,970	2,323	2,663	2,990	3,605
34	0,881	1,093	1,301	1,507	1,708	2,103	2,483	2,850	3,205	3,872
35	0,907	1,126	1,341	1,554	1,762	2,170	2,563	2,944	3,312	4,006
38	0,988	1,226	1,462	1,693	1,922	2,370	2,804	3,224	3,632	4,406
40	1,041	1,293	1,542	1,787	2,026	2,504	2,964	3,411	3,846	4,673
42	1,094	1,359	1,622	1,881	2,136	2,637	3,124	3,598	4,059	4,940
45	1,175	1,459	1,742	2,021	2,296	2,837	3,364	3,878	4,379	5,341
48	1,255	1,559	1,862	2,161	2,456	3,037	3,605	4,159	4,701	5,742
50	1,308	1,626	1,942	2,255	2,536	3,171	3,765	4,346	4,914	6,009
55	1,442	1,793	2,142	2,488	2,830	3,505	4,165	4,813	5,445	6,672
60	1,575	1,960	2,343	2,722	3,097	3,838	4,566	5,281	5,978	7,339
65	1,707	2,126	2,543	2,955	3,364	4,172	4,967	5,748	6,512	8,007
70	1,842	2,293	2,743	3,189	3,631	4,506	5,367	6,215	7,045	8,674
75	1,975	2,463	2,943	3,423	3,898	4,840	5,768	6,682	7,579	9,341
80	2,108	2,627	3,143	3,656	4,165	5,174	6,168	7,150	8,113	10,008
85	.	2,792	3,342	3,886	4,432	5,507	6,569	7,617	8,647	10,676
90	.	2,957	3,542	4,120	4,699	5,841	6,970	8,084	9,181	11,343
95	.	.	3,742	4,357	4,964	6,171	7,370	8,552	9,715	12,010
100	.	.	3,942	4,597	5,230	6,505	7,766	9,013	10,249	12,677

1 m³ materyału waży 8500 kg.

Wydłużki miedziane, kolana, rozczepki i krzyżki.

Średnica prześwitu D	Wydłużki miedziane						Kolana miedziane		
	Grubość ścianki	Na wydłużenia do 50 mm			Na wydłużenia do 100 mm			Grubość ścianek mm	
		Przybliżona waga miedzi	Odległość między kołnierzykami	Cała wysokość	Przybliżona waga miedzi	Odległość między kołnierzykami	Cała wysokość	2,5	3,0	3,5
mm	mm	kg	mm	mm	kg	mm	mm	Przybliżona waga miedzi w kg		
40	2,5	6,5	500	590	7,0	500	665	1,2	1,4	1,7
50	„	9,0	500	625	9,5	500	730	1,6	1,8	2,1
60	„	10,0	500	660	12,0	600	800	1,9	2,2	2,6
70	„	13,5	600	700	15,5	600	860	2,3	2,5	3,2
80	„	17,0	600	745	18,5	700	925	2,8	3,2	3,8
90	3,0	25,0	750	775	27,5	700	990	3,2	3,6	4,2
100	„	28,0	750	870	33,0	800	1130	4,0	5,0	5,5
125	„	37,0	750	970	46,0	800	1290	5,9	6,6	7,3
150	3,5	59,0	1000	1090	72,5	1000	1440	8,0	9,0	10,0
175	„	72,0	1000	1160	98,0	1000	1630	10,0	11,3	12,3
200	„	85,0	1000	1240	126,0	1250	1750	12,5	14,0	15,3
225	4,0	120,0	1250	1330	168,5	1250	1925	14,8	16,5	18,3
250	„	133,5	1250	1500	205,0	1500	2100	18,0	20,0	22,0
275	„	155,0	1250	1600	249,5	1500	2250	20,5	23,1	25,5
300	„	180,0	1250	1700	295,0	1600	2400	24,0	26,5	29,5

Wydłużenie się przewodu z żelaza kowalnego przy 100° różnicy temperatur wynosi 1,2 mm/mb.

Wydłużki należy zakładać w przewód, rozciągając je o jedną trzecią wydłużenia obliczonego.

Średnica prześwitu D	Rozczepki miedziane					Średnica prześwitu D	Rozczepki miedziane				
	Grubość ścianki w mm						Grubość ścianki w mm				
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5		2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
mm	Przybliżona waga miedzi w jednej rozczepce kg					mm	Przybliżona waga miedzi w jednej rozczepce kg				
40	2,5	3,0	3,6	4,4	5,0	125	9,5	12,4	14,9	17,9	21,5
50	3,0	3,6	4,4	5,0	6,0	150	11,6	14,6	16,8	20,0	24,0
60	3,6	4,3	5,0	6,0	6,8	175	14,5	17,4	20,9	25,0	30,0
70	4,4	5,0	6,0	6,8	8,2	200	18,5	22,0	26,2	31,0	37,2
80	5,0	6,0	6,8	8,0	9,6	225	22,0	26,4	31,5	37,6	45,0
90	6,0	6,8	8,0	9,6	11,6	250	26,5	31,8	37,2	44,6	53,5
100	6,8	8,2	9,9	11,9	14,3						

Średnica prześwitu D	Krzyżki miedziane					Średnica prześwitu D	Krzyżki miedziane				
	Grubość ścianki w mm						Grubość ścianki w mm				
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5		2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
mm	Przybliżona waga miedzi w jednej krzyżce kg					mm	Przybliżona waga miedzi w jednej krzyżce kg				
40	3,4	4,2	4,8	5,4	6,8	125	12,5	15,0	18,5	24,0	30,0
50	4,0	4,8	5,4	6,8	8,2	150	15,5	19,6	24,0	30,0	35,0
60	4,8	5,4	6,8	8,2	9,4	175	20,8	25,0	30,0	35,0	42,0
70	5,4	6,8	8,2	9,4	11,0	200	25,0	30,0	35,0	42,0	49,0
80	6,8	8,2	9,4	11,0	13,0	225	30,0	36,0	42,0	49,0	56,0
90	8,2	9,4	11,0	13,0	17,5	250	35,0	42,0	49,0	56,0	63,0
100	9,4	11,0	13,0	17,5	24,0						

U **kolanek** (wygiętych o 90°), **rozczepek i krzyżek** miedzianych długość $L = D + 100$ mm, t. j. taka sama, jak u normalnych kształtek lanożelaznych (p. rys. 452, 453 i 455 str. 584), jeżeli przez D oznaczymy średnicę prześwitu. Średnice D' obroży kutych, oraz średnice D'' wieńcy śrub, takie same, jak podano w tabl. str. 581.

h. Normy dla przewodów parowych wysokiego ciśnienia.

Opracowane przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich w r. 1900. *)

1. Normy ułożono dla rur od 30 do 400 mm przy nadciśnieniu 8 do 20 atmosfer, a nadto dla rur o większych prześwitach, t. j. od 300 do 400 mm, przy nadciśnieniu do 15 atm.

Każdy kawałek przewodu należy **próbować** oddzielnie, przy zwykłej temperaturze, na dwukrotne, największe ciśnienie przewidywane, uderzając przytem młotkiem po rurze. Zaleca się nadto próba całego, złożonego już przewodu, według przepisów o próbach kotłów parowych.

2. Materyały na przewody parowe:

A. Żelazo lane (żeliwo) stosować można:

1) przy ciśnieniu do 8 atm. na rury, kształtki i kadłuby zaworów o dowolnym prześwicie,

2) przy ciśnieniach od 8 do 13 atm. na kształtki i kadłuby zaworów bez ograniczenia prześwitu, na rury zaś tylko przy prześwitach nie przekraczających 150 mm średnicy,

3) przy ciśnieniach od 13 do 20 atm., tylko na kadłuby zaworów o prześwitach najwyżej do 50 mm średnicy; na zawory większe, oraz na rury i kształtki jakiegokolwiek prześwitu, żelaza lanego używać nie należy. **)

Żelazo lane powinno wykazywać wytrzymałość na gięcie przynajmniej 2500 kg/cm², a ugięcie 18 mm w prętach o kwadratowym przekroju (30 mm × 30 mm), nie struganych, t. j. z naskórkiem odlewniczym, giętych na podporach rozstawionych w odległości 1 m.

B. Spiżu można używać na kształtki i kadłuby zaworów, o ile wykaże on wytrzymałość na ciągnienie K_z nie mniejszą niż 2000 kg/cm², przy wydłużeniu φ nie mniejszem niż 15%.

Wartości te odpowiadają spiżowi o składzie: 87 do 91 miedzi, 8,5 do 5 cyny i 4,5 do 4 cynku.

Badania dotyczące granic zastosowalności spiżu przy parze przegrzanej są jeszcze w biegu i nie zostały zakończone:

Na zasadzie doświadczeń C. v. Bach'a ***) nie wypadałoby jednak używać spiżu do zaworów, przewodów, kształtek i t. p., jeżeli temperatura pary przegrzanej dosięgnąćby mogła 300° C.

C. Miedź ma mieć $K_z \geqq 2100$ kg/cm², $\varphi \geqq 35\%$.

---

*) Por. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1900, str. 1482 i nast.

**) Pewien wyjątek stanowić tu mogą jedynie fabryki mające zasób doświadczenia i pewność co do doskonałości swego żelaza lanego; por. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1900, str. 409 i nast.

***) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1900, str. 1745.

D. Żelazo spawalne, powinno wykazywać w kierunku podłużnym $K_z \geqq 3400$ kg/cm², $\varphi \geqq 12\%$; w kierunku poprzecznym zaś $K_z \geqq 3200$ kg/cm², oraz $\varphi \geqq 8\%$.

E. Żelazo zlewne: ciągnienie zrywające K_z niema przekraczać 4500 kg/cm², przy wydłużeniu $\varphi \geqq 22\%$.

F. Odlew stalowy $K_z \geqq 3800$ kg/cm², przy $\varphi \geqq 20\%$.

Z materyałów pod **D. E. F.** wyrabiają się:

Śruby tylko z żelaza spawalnego lub zlewnego, kołnierze, kołnierzyki i obroże natomiast z wszystkich trzech.

Ścianki rur z żelaza spawalnego lub zlewnego, (także i miedziane).

Zawory z odlewu stalowego (o ile nie użyto spiżu).

Kształtki z odlewu stalowego lub żelaza spawalnego, o ile żelazo lane jest wykluczone (por. **A. 2. 3.**) lub nie użyto spiżu.

3. Śruby kołnierzowe. Naprężenie w rdzeniu śruby, przy 20 atm. nadciśnienia w przewodzie, nie powinno przekraczać:

dla śrub średnicy	$^5/_8''$	ang.	240	kg/cm²
» »	$^3/_4''$	»	310	»
» »	$^7/_8''$	»	335	»
» »	$1''$	»	415	»
» »	$1^1/_8''$	»	445	» .

Naprężenia te wyliczono w założeniu, że ciśnienie wewnętrzne działa na pole kołowe, sięgające aż do zewnętrznego brzegu uszczelki. Liczba śrub ma być parzysta, a nadto żadna śruba nie ma leżeć w płaszczyznie symetryi zaworów i t. p.

4. Ścianki rur bywają z żelaza lanego, spawalnego i zlewnego skuwanego lub wyciąganego, a wreszcie z miedzi.

1) **Żelazo lane** stosować należy jedynie w zakresie określonym powyżej pod **2 A.**

2) **Żelazo spawalne i zlewne,** nawet przy największym prześwicie rur, t. j. przy $D = 400$ mm, i przy danem nadciśnieniu, nie powinno podlegać naprężeniom ponad 400 kg/cm².

Grubości ścianek, podane w tablicy, wyliczono dla rur do 200 mm średnicy prześwitu według wzoru $s = \frac{p \cdot D}{700} + 1$, w którym s oznacza grubość ścianki w mm, p najwyższe, przewidywane nadciśnienie w atm., D średnicę prześwitu w mm.

Dla rur większych zakładano coraz to większe naprężenie, dochodząc dla rur 400 mm do wzoru: $s = \frac{p\,D}{800}$.

Rur spawanych bez zakładki, t. zw. gazowych, używać nie należy, lecz posiłkować się rurami bez szwu lub spawanemi na zakładkę.

3) **Miedź** (według wzorów marynarki niemieckiej) stosuje się w grubościach:

$s = \frac{p\,D}{400} + 1{,}5$ dla prześwitów do 100 mm, $s = \frac{p\,D}{400}$ dla prześwitów większych, poczynając od 125 mm.

(Oznaczenia s, p i D jak pod **b)**.

Uwaga: Owinięcie przewodów miedzianych linkami stalowemi podług przepisów streszczonych na str. 591.

O ile możności stosować należy miedziane rury wyciągane (ciągnione).

5. Kołnierze i ich przynależności.

1) **Kołnierzyki z szyjką, oraz obrączki (z szyjką) na obrożę.** Nalutowanie kołnierzyka na rurę dozwala się przy prześwitach poniżej 50 mm; w rurach większych szyjkę kołnierzyka od zesunięcia się z rury należy zabezpieczyć przez skuwanie lub znitowanie z rurą, przez roztłoczenie rury w szyjce, przez osadzenie na gwint, wreszcie przez wywinięcie brzegu rury.

Kołnierzyki i obrączki do rur miedzianych mają być spiżowe.

Na parę przegrzaną zabrania się połączeń tylko lutowanych.

2) **Średnice kołnierzy i wieńcy dziur na śruby** aż do prześwitu 80 mm są takie same jak u zwykłych rur lanożelaznych (p. str. 581); dla rur większych są one większe niż w rurach zwyczajnych.

3) **Uszczelnienie** kołnierzy gładkich za pomocą uszczelek dostatecznie opornych, aby ciśnienie pary ich nie wytłoczyło. Przy użyciu kołnierzy uśrodkowujących się wzajemnie, jeden z nich powinien mieć wpust pierścieniowaty (wystający), drugi zaś należycie przystosowaną wpustkę (rowek). Kadłuby zaworów mają mieć wpustkę na kołnierzu od strony dopływu, a wpust od strony wypływu pary. Jeżeli między kołnierze mamy wstawić pokrywkę, to wpust na kołnierzu należy usunąć. Uszczelki bywają metalowe i miękkie. Z pośród metalowych najlepszemi są: uszczelka z falistej blachy miedzianej do kołnierzy płaskich, oraz metalowa uszczelka soczewkowata, szlifowana podług kuli, co dozwala ustawiać osie rur łączonych pod pewnym kątem do siebie. Uszczelki miękkie, płaskie nadają się do kołnierzy wpustowych; wysokość wpustu ma być równą głębokości wpustki, aby po szczelinie między kołnierzami można było wnioskować o grubości uszczelki. Do uszczelek z okrągłego sznura wypada stosować kołnierze uśrodkowujące się, z wpustką o przekroju trójkątnym. Ten rodzaj uszczelnienia należy do najlepszych, gdyż wzajemny docisk rur uskutecznia się na ich częściach metalowych, co chroni od zboczeń ich osi, a ciśnienie wewnętrzne, wypychając szczeliwo ku powierzchni zetknięcia, tem lepiej ją uszczelnia. O ileby użyto na uszczelnienie sznura zbyt grubego, nadmiar jego zapełniałby luz między występami uśrodkowującymi.

Bardzo dobrego połączenia rur miedzianych do 200 mm prześwitu na wysokie ciśnienie, a do 350 mm. na średnie ciśnienie, używają B-cia Sulzer w Winterthur (Szwajcarya): końce rur roztłaczają na zimno nieco kulisto i wsadzają je na soczewkowaty pierścień wspólny dla obydwóch końcy łączonych, do którego każda obroża (stosownie kulisto wytoczona) przyciska swój koniec rury.

Ciąg dalszy na str. 606.

Średnica prześwitu rury	Grubość ścianki *) rury z żelaza zlewnego lub spawalnego		rury miedzianej **)		Średnica kołnierza	Średnica wieńca śrub	Uszczelnienie na wpust i wpustkę				Uszczelnienie na uszczelkę soczewkowatą				Śruby †)			
	w rurze właściwej	przy obrączce		w zwężeniu kadłuba zawora ze spiżu			wewnętrzna średnica wpustki	szerokość wpustki ***)	głębokość wpustki	średnica sznura szczeliwnego przy wpustce trójkątnej	zewnętrzna średnica soczewki	promień krzywości	szerok. powierzchni uszczelniającej	grubość soczewki	całkowite ciśnienie na śruby, wyliczone dla średnicy $C+2a$	średnica	ilość	średnica dziur na śruby
D	s	s_1	s_2	s_3	A	B	C	a	b		E	R	c	d				
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	cale ang.		mm
I. Przewody na 8 do 20-tu atm. nadciśnienia.																		
30	2,25	2,25	3	8	125	95	48	8	4	5	55	50	4	10	643	$^1/_2$	6	14
40	2,25	2,25	3,5	9	140	110	60	8	4	5	68	60	4	12	907	$^1/_2$	6	14
50	2,5	2,5	4	10	160	125	72	8	4	5	80	70	5	12	1216	$^5/_8$	6	17
60	3	3	4,5	11	175	135	84	8	4	5	93	85	5	14	1571	$^5/_8$	6	17
70	3	3	5	12	185	145	94	8	4	5	106	100	5	14	1900	$^5/_8$	6	17
80	3,5	3,5	5,5	13	200	160	105	8	4	5	120	115	6	16	2300	$^3/_4$	6	21
90	4	4	6	14	220	180	116	8	4	5	134	135	6	16	2737	$^3/_4$	6	21
100	4	4	6,5	15	240	190	128	11	5	7	148	155	7	18	3534	$^3/_4$	6	21
125	5	5	6,5	16	270	220	154	11	5	7	176	180	7	20	4866	$^3/_4$	8	21
150	5,5	5,5	7,5	18	300	250	182	11	5	7	207	210	8	20	6537	$^7/_8$	8	24
175	6	12	9	20	330	280	212	11	5	7	238	240	8	22	8600	$^7/_8$	10	24
200	7	14	10	22	360	310	242	11	5	7	269	270	8	22	10948	$^7/_8$	12	24
225	7	14	11,5	24	390	340	272	14	5	8	300	305	10	24	14137	1	12	28
250	8	16	12,5	26	420	370	300	14	5	8	330	340	10	24	16900	1	12	28
275	8	16	14	28	450	400	330	14	5	8	360	385	10	26	20130	1	14	28
300	9	18	15	30	480	430	360	14	5	8	390	430	10	26	23648	1	16	28
325	9	18	16,5	32	520	465	390	14	5	8	420	475	12	28	27445	$1^1/_8$	16	32
350	10	20	17,5	34	550	495	420	14	5	8	450	520	12	28	31526	$1^1/_8$	16	32
375	10	20	19	36	580	525	450	14	5	8	480	565	12	30	35890	$1^1/_8$	18	32
400	10	20	20	38	605	550	476	14	5	8	510	610	12	30	39900	$1^1/_8$	20	32
II. Przewody na 8 do 15-tu atm. nadciśnienia.																		
325	8	16	12,5	26	495	445	376	14	5	8	405	415	10	24	19230	1	14	28
350	8	16	14	28	525	475	406	14	5	8	435	460	10	26	22190	1	16	28
375	9	18	15	30	555	505	436	14	5	8	465	505	10	26	25369	1	18	28
400	9	18	16	32	585	535	465	14	5	8	505	550	12	28	28633	1	20	28

*) Miary podano dla rur z żelaza spawalnego, żlewnego lub miedzi. Dla ciśnień 8 do 13 atm., oraz do 150 mm prześwitu dozwala się rury z żelaza lanego, lecz ze ściankami i kołnierzami pogrubionymi, względnie do podanych w tablicy na str. 581.

**) Ścianki rur miedzianych, wystawionych na ciśnienie mniejsze niż 20 (I), wzgl. 15 (II), atm., można ścieniać, kierując się wzorami podanemi powyżej pod 4. 3.).

***) Wpust na kołnierzu jest zawsze o 1 mm węższy od wpustki.

†) Wymiary naśrubków przy układaniu tablicy dobierano dla gwintu angielskiego zgodnie z przepisami marynarki niemieckiej, a dla gwintu metrycznego podług postanowień Towarzystwa Inżynierów niemieckich.

Średnica prześwitu rury	Kołnierze												Szyjka do rur z żelaza spawalnego lub zlewnego							
	średnica zewnętrzna	obroża: średnica wewnętrzna	obroża: grubość	obrączka: średnica zewnętrzna	obrączka: szerokość obrączki nakutej	kołnierzyk lub obrączka: grubość kołnierzyka, wzgl. szerokość obrączki: dla odlewu stalowego	kołnierzyk lub obrączka: grubość kołnierzyka, wzgl. szerokość obrączki: dla odlewu stalowego	kołnierzyk lub obrączka: grubość kołnierzyka, wzgl. szerokość obrączki: dla spiżu	kołnierzyk lub obrączka: grubość kołnierzyka, wzgl. szerokość obrączki: dla spiżu	grubość kołnierza u zawora spiżowego	uszczelka soczewkowata: wysokość występu na kołnierzyku	uszczelka soczewkowata: głębokość zatoczenia wewnętrznego	nakręcana na gwint lub do roztłaczania: długość szyjki właściwej	nakręcana na gwint lub do roztłaczania: grubość szyjki właściwej	nakręcana na gwint lub do roztłaczania:	nakręcana na gwint lub do roztłaczania: głębokość do roztłaczania	nanitowana i nalutowana: długość szyjki właściwej	nanitowana i nalutowana: długość wydrążyny	nanitowana i nalutowana: długość i szerok. ścięcia ukośn.	nanitowanej i doszczelnionej: Wysokość szyjki właściwej
							$g_1 =$		$h_1 =$	$h_v =$										
D	A	F	e	G	f	g	$g-b$	h	$h-b$	$h-b$	h_2	i	k	m	m_1	t	n	o	l	p
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm

I. Przewody na 8 do 20-tu atm. nadciśnienia.

30	125	60	16	75	16	16	12	16	12	20	8	7	18	8	—	1	—	—	—	—
40	140	75	17	90	18	18	14	18	14	22	9	9	20	8	—	1	—	—	—	—
50	160	85	18	100	20	20	16	20	16	24	10	9	22	9	—	1	—	—	—	—
60	175	90	19	110	21	21	17	21	17	25	12	11	24	9	—	1	—	—	—	—
70	185	100	20	120	22	22	18	22	18	26	12	11	25	10	—	1	—	—	—	—
80	200	115	22	135	23	23	19	23	19	27	13	12	26	10	—	1	—	—	—	—
90	220	125	23	150	24	24	20	24	20	28	13	13	27	11	—	1,5	—	—	—	—
100	240	140	24	160	26	26	21	26	21	31	14	14	28	11	—	1,5	—	—	—	—
125	270	170	28	190	28	28	23	28	23	33	14	15	32	12	13	1,5	—	—	—	—
150	300	195	32	220	30	29	24	30	25	35	14	16	42	12	14	2	42	37	6	67
175	330	225	37	250	31	30	25	32	27	37	15	17	45	13	15	2	45	40	7	75
200	360	255	40	280	32	31	26	34	29	39	15	18	47	14	16	2	47	42	8	82
225	390	285	42	310	34	32	27	36	31	41	16	19	50	15	17	—	50	45	9	84
250	420	315	45	340	36	33	28	38	33	43	17	21	52	16	18	—	52	47	10	86
275	450	340	48	370	37	34	29	40	35	45	18	22	52	16	18	—	52	47	11	86
300	480	370	50	400	38	35	30	42	37	47	18	23	55	16	18	—	55	50	12	88
325	520	405	52	430	39	36	31	44	39	49	18	25	55	17	19	—	55	50	13	88
350	550	435	55	460	40	37	32	46	41	51	19	27	58	17	19	—	58	53	13	95
375	580	465	58	490	41	38	33	48	43	53	19	28	58	18	20	—	58	53	14	95
400	605	490	60	515	42	40	35	48	43	53	20	29	60	18	20	—	60	55	14	103

II. Przewody na 8 do 15-tu atm. nadciśnienia.

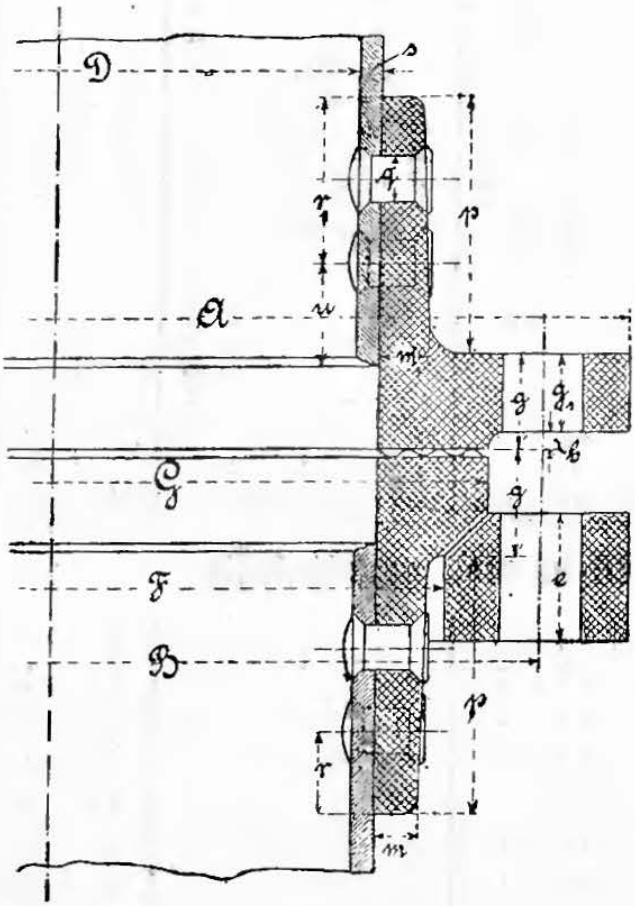
325	495	390	45	415	36	33	28	38	33	43	17	21	52	16	18	—	52	47	10	86
350	525	415	48	445	38	34	29	40	35	45	17	22	52	16	18	—	52	47	11	86
375	555	445	50	475	38	35	30	40	35	45	17	23	55	16	18	—	55	50	12	88
400	585	480	52	505	40	36	31	42	37	47	18	25	55	17	19	—	55	50	13	88

Średnica prześwitu rury	Nity do rur z żelaza spawalnego lub zlewnego						Szyjki do rur miedzianych					Nity do rur miedzianych				Wywój rury miedzianej		Długość użytkowa zawora
	średnica	odległość od zewnętrznej krawędzi szyjki	odległość od wewnętrznej krawędzi rury	ilość nitów w jednym rzędzie przy niceniu			długość	grubość szyjki właściwej		długość wydrążyny	szerokość i długość ścięcia ukośnego	średnica	odległość od zewnętrznej krawędzi szyjki		ilość nitów w jednym szeregu	szerokość	głębokość	$L^*) = 2D + 150$
				jednorzędnem	dwurzędnem													
D	q	r	r_1	u			k_1	v	v_1	o_1	l	q_1	w	w_1		x	y	
mm	mm	mm	mm	mm			mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm
I. Przewody na 8 do 20-tu atm. nadciśnienia.																		
30	—	—	—	—	—	—	14	7	—	14	5	—	—	—	—	3	3	210
40	—	—	—	—	—	—	14	8	—	15	5,5	—	—	—	—	3	3,5	230
50	—	—	—	—	—	—	14	8	—	15	5,5	—	—	—	—	3,5	3,5	250
60	—	—	—	—	—	—	14	8	—	15	6	—	—	—	—	3,5	4	270
70	—	—	—	—	—	—	15	8	—	16	6	—	—	—	—	4	4	290
80	—	—	—	—	—	—	15	9	—	16	6	—	—	—	—	4	4,5	310
90	—	—	—	—	—	—	16	9	—	16	6	—	—	—	—	4	4,5	330
100	—	—	—	—	—	—	17	9	—	16	6	—	—	—	—	4,5	5	350
125	—	—	—	—	—	—	42	9	10	—	6	11	17	—	8	4,5	5,5	400
150	13	23	45	28	10	7	42	9	10	—	6	11	17	—	10	5	6	450
175	14	24	48	30	11	8	71	10	12	—	7	12	19	40	8	5,5	7	500
200	15	25	53	32	12	9	75	11	13	—	8	13	21	43	9	6	8	550
225	16	26	55	35	14	10	79	12	14	—	9	14	23	47	10	7	9	600
250	17	27	58	36	15	12	81	13	15	—	10	15	25	51	12	8	10	650
275	17	27	58	36	16	13	83	14	16	—	11	16	27	55	13	9	11	700
300	18	28	60	38	17	14	88	15	17	—	12	17	29	58	14	10	12	750
325	18	28	60	38	18	15	94	16	18	—	13	18	31	63	15	11	13	800
350	19	30	64	40	19	16	100	17	19	—	13	18	31	63	16	11	14	850
375	19	30	64	40	20	17	105	18	20	—	14	20	33	68	17	12	15	900
400	20	32	67	44	21	18	109	18	20	—	14	20	33	68	18	12	15	950
II. Przewody na 8 do 15-tu atm. nadciśnienia.																		
325	17	27	58	36	18	15	81	13	15	—	10	15	25	51	15	8	10	800
350	17	27	58	36	19	16	83	14	16	—	11	16	27	55	16	9	11	850
375	18	28	60	38	20	17	88	15	17	—	12	17	29	58	17	10	12	900
400	18	28	60	38	21	18	94	16	18	—	13	18	31	63	18	11	13	950

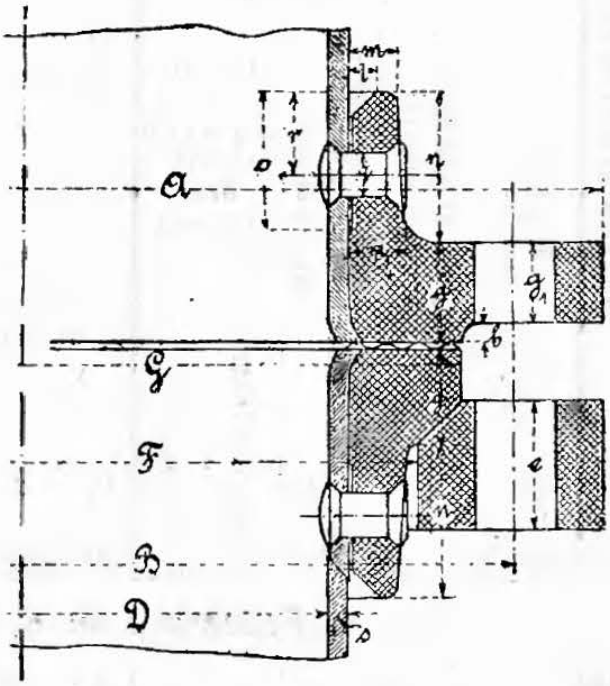
*) Przez długość użytkową zawora rozumieć należy wzajemną odległość środków wrzecion, gdy dwa takie zawory zestawimy dotykiem do siebie (bez uszczelki).

W rysunkach 456-a do 456-l oznaczono: zakreskowaniem pełnem — żelazo zlewne lub spawalne; kreskowaniem na krzyż — żelazo zlewne lub odlew stalowy; kreskowaniem przerywanem — miedź; kreskowaniem na przemiany przerywanem i pełnem — spiż.

Rys. 456-a.



Rys. 456-b.

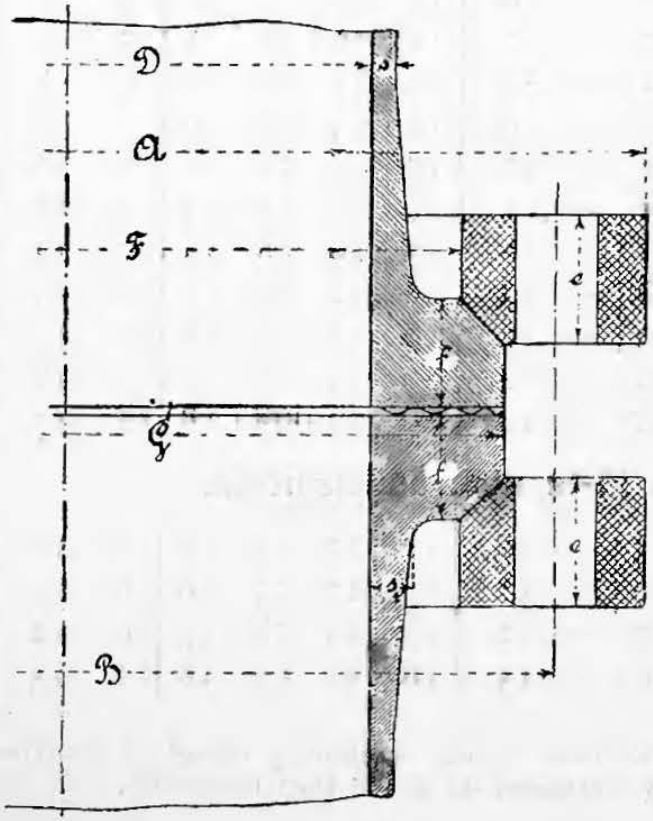


Rysunki Nr. 456-h, -i, -k przedstawiają połączenia rur 70 mm prześwitu, pozostałe zaś Nr. 456-a, -d, -g i 456-l rur 175 mm prześwitu.

Rys. 456-a przedstawia połączenie rury z jednej strony na kołnierzyk nanitowany, z drugiej na obrożę wspartą o obrączkę z szyjką nanitowaną na rurę; koniec rury doszczelniony.

Rys. 456-b takie same połączenie, lecz oprócz nitów zastosowano i lutowanie, a końce rur roztłoczono od ręki.

Rys. 456-c.



Rys. 456-d.



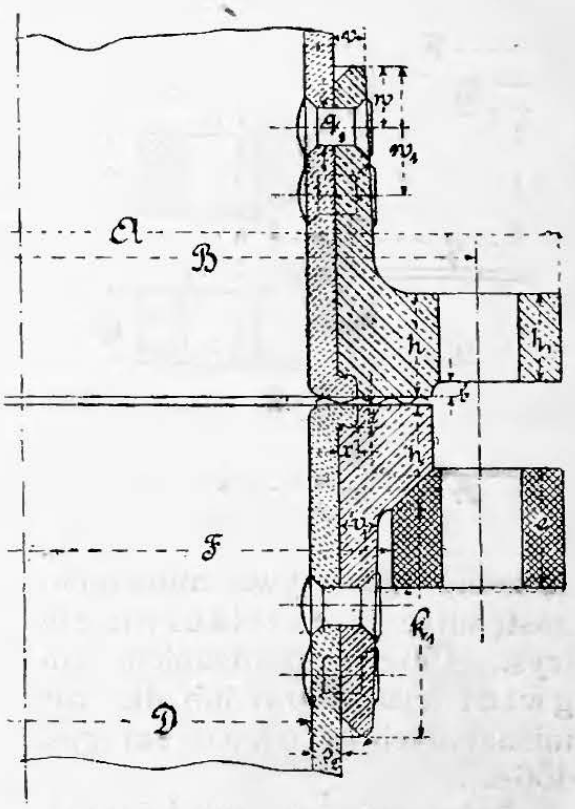
Rys. 456-c połączenie dwiema obrożami na obrączkach dokutych do rur. Sposób dokuwania obrączek wskazuje rys. 456-d.

Rys. 456-e przedstawia połączenie rur miedzianych, takie same jak w rys. 456-a.

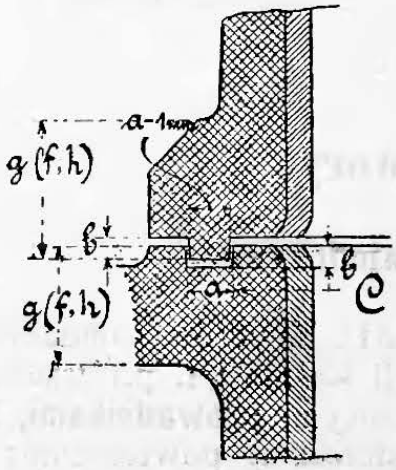
Wszystkie powyższe połączenia, zamiast uszczelki z falistej blachy miedzianej, mieć mogą połączenia na wpust i wpustkę, wedł. rys. 456-f lub 456-g; przyczem wymiar *g* dotyczy części z odlewu stalowego lub żelaza zlewnego, wymiar *f* — części z żelaza zlewnego lub spawalnego, a *h* — części ze spiżu.

Te same trzy rodzaje uszczelnienia stosują się do rur mniejszych, do których się w po-

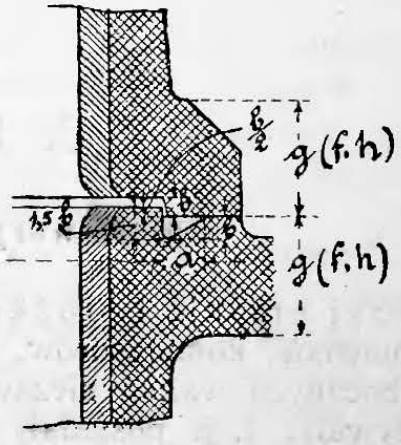
Rys. 456-e.



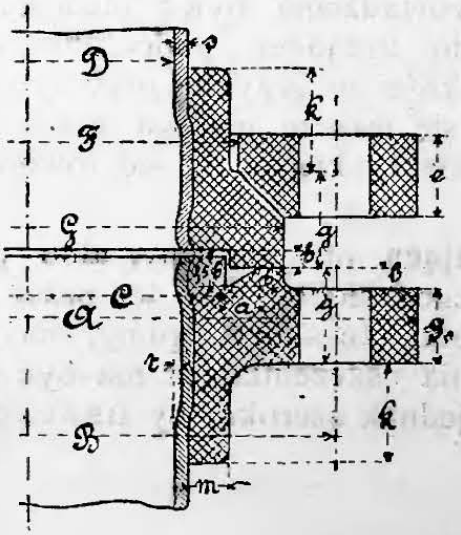
Rys. 456-f.



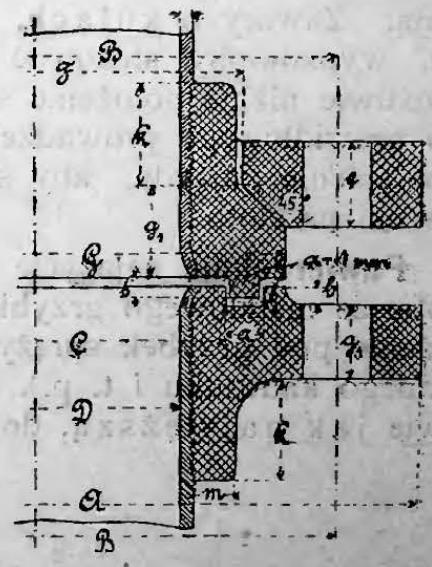
Rys. 456-g.



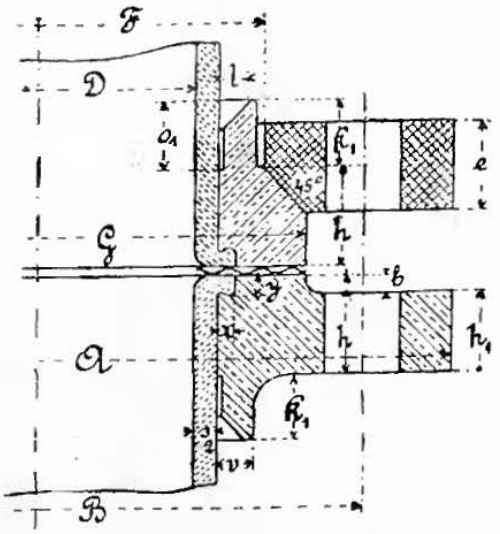
Rys. 456-h.



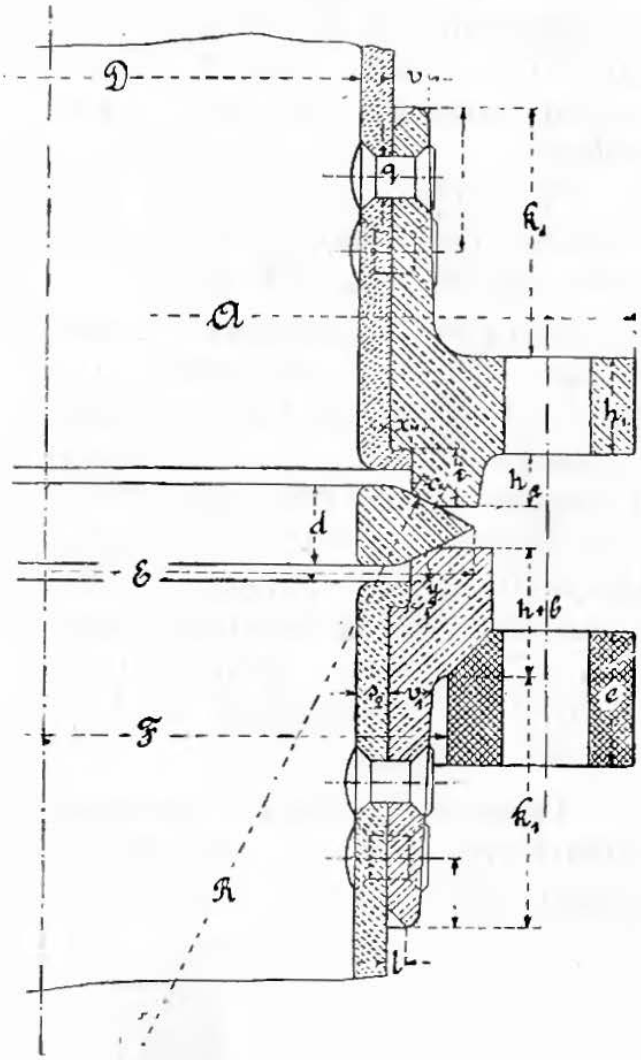
Rys. 456-j.



Rys. 456-k.



Rys. 456-l.



łączeniu nie używa nitowania, zastępując je roztłaczaniem (rys. 456-h), osadzaniem na gwint (rys. 456-i) lub dla rur miedzianych lutowaniem (rys. 456-k).

Połączenie rur miedzianych na soczewkę przedstawia rys. 456-l.

C. Zawory.

a. Zawory samoczynne.

Grzybki płaskie i stożkowate zaworów samoczynnych (do pomp, dmuchaw, kompresorów, czyli ~~ściśnie~~ sprężarek i t. p.) trzeba zabezpieczać od bocznych wahań niezawodzącymi **prowadnikami,** któreby się mało zużywały, t. j. posiadały dostateczną powierzchnię ślizgania. Pastki, w zawieradłach na małe ciśnienia, prowadników nie potrzebują. Zawory o kulach, których prowadzenie bywa niedostateczne, wypadałoby stosować jedynie do urządzeń podrzędniejszych. Możliwie nizkie położenie środka ciężkości w grzybku przyczynia się do prawidłowego prowadzenia, które się jeszcze ulepsza przez takie pogłębienie gniazda, aby strumienie cieczy kierowały się równolegle do osi przelotu.

Powierzchnię należycie **uszczelniającą** otrzymujemy, albo przez dotarcie metalowego grzybka do takiegoż siodła, albo też przez podłożenie pod grzybek sprężystej uszczelki (ze skóry, gumy, naśladowanego kauczuku i t. p.). Powierzchnia uszczelniająca ma być możliwie jak najwęższą, dostatecznie jednak szeroką, by uszczczel-

niać niezawodnie i by znosić bezpiecznie ciśnienie k (kg/cm²) na jednostkę powierzchni uszczelniającej, określone wzorem:

$$V p = S k,$$

w którym V oznacza wierzchnie pole ciśnione grzybka w cm²,
S pole powierzchni uszczelniającej siodła w cm²,
p ciśnienie płynu na cm² grzybka w kg.

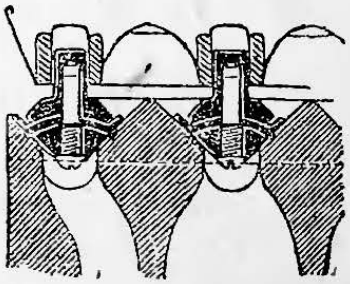
Ciśnienie k na powierzchnię uszczelniającą nie ma przekraczać:

150 kg/cm² dla spiżu,
200 „ „ „ bronzu nafosforzonego,
80 „ „ „ żelaza lanego,
50 „ „ „ skóry lub twardej gumy.

Jeżeli grzybek może podlegać znacznym uderzeniom, to powyższe wartości na k wypada zmniejszać odpowiednio.

Materyały sprężyste można stosować na uszczelki nawet przy znacznym nacisku na grzybek, jeżeli (jak w rys. 456) powierzchnię uszczelniającą podzielimy na dwie części: jedną, (metaliczną), która przejmuje na siebie nacisk grzybka, drugą, położoną wyżej, na której opiera się uszczelka. W tym razie we wzorze powyżej podanym występuje zamiast k ciśnienie cieczy p.

Rys. 456.



Jeżeli oznaczymy przez f w cm² swobodny przekrój przepływu w przelocie, a przez u w cm najmniejszy swobodny obwód przepływu w siodle zaworowem, to **skok** h grzybka jednosadnego, dla jednakowej prędkości cieczy w przelocie i siodle, określa się ze wzoru: $f = u\,h$.

Dla grzybka okrągłego, o średnicy d, prowadzonego górą, otrzymamy zatem $h = 0{,}25\,d$; uwzględniając atoli opory hydrauliczne, powiększamy nieco powyższą teoretyczną wartość na h.

Zasada ta nie stosuje się jednak do **pomp tłokowych,** w których skok grzybka h powinien być tem mniejszy, im większą będzie szybkość tłoka i im raptowniej dokonywa się zmiana jego kierunku. Jeżeliby bowiem w chwili zmiany kierunku tłoka grzybek jeszcze nie zdążył **usieść** na siodle, to nagłe zmiany przyspieszenia cieczy będącej w ruchu spowodowałyby gwałtowne uderzenie grzybka o siodło.

Swobodny skok h grzybka pozostaje w zależności od jego **czynnego obciążenia** P, które się składa z ciężaru grzybka i nacisku nań sprężyny (o ile ją zastosowano), zmniejszonych o wypór grzybka w danej cieczy (p. str. 237). Według C. v. Bach'a, w danej pompie **grzybek siadający w porę** i nadal siadać będzie w porę przy zmienionych warunkach ruchu pompy, jeżeli obciążenie czynne P zmieniać się będzie w prostym stosunku tak do ilości cieczy pompowanej, jak i do ilości skoków pompy na minutę.

Oznaczając przez:

P w kg obciążenie czynne, utrzymujące grzybek uniesiony w równowadze przeciw naporowi płynącej wody,

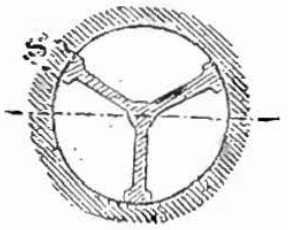
d w m średnicę przelotu w siodle,

$f = {}^1/_4 \pi d^2$ w m^2 przekrój przelotu w siodle,

v w m/sek prędkość przepływu wody przez przekrój f,

ζ spółczynnik oporu grzybka, odpowiadający całkowitemu, oporowi hydraulicznemu, przezeń wywołanemu (por. str. 240 — 254),

Rys. 457.



α, β, γ, λ i μ spółczynniki określane z doświadczeń,

$g = 9{,}81$ m/sek^2, przyspieszenie ciężkości,

i ilość skrzydełek prowadniczych w przelocie (p. rys. 459),

s w m szerokość tych skrzydełek prowadniczych (por. rys. 457), mierzoną na obwodzie przelotu πd,

$b = {}^1/_2 (d_1 - d)$ szerokość powierzchni uszczelniającej, mierzoną po promieniu (p. rys. 458 do 462),

h w m skok grzybka,

otrzymamy według C. v. Bacha *) zależnie od kształtu grzybka:

$$1)\quad P = 1000\, f \frac{v^2}{2g}\left[\lambda + \left(\frac{d}{4\,\mu\, h}\right)^2\right],$$

$$2)\quad P = 1000\, f \frac{v^2}{2g}\left[\lambda + \left(\frac{f}{\mu\,(\pi\, d - i\, s)\, h}\right)^2\right],$$

$$3)\quad \zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d}{h}\right)^2, \qquad 4)\quad \zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d^2}{(\pi\, d - i\, s)\, h}\right)^2,$$

$$5)\quad \zeta = \alpha + \beta\left(\frac{d}{h}\right) + \gamma\left(\frac{d}{h}\right)^2.$$

Dla pięciu kształtów grzybka, przedstawionych w rys. 458 do 462, przy założeniu, że ${}^1/_4 \pi (d_2^2 - d_1^2) = 1{,}8 \cdot {}^1/_4 \pi d^2 = 1{,}8\, f$, t. zn., że przekrój pierścieniowaty między grzybkiem i ściankami gniazda jest o 80% większy niż przekrój przelotu, zachodzą następujące stosunki:

I. **Grzybek płaski, dołem nie prowadzony** (rys. 458). Gdy $b = 0{,}10\, d$ do $0{,}25\, d$ oraz $h = 0{,}10\, d$ do $0{,}25\, d$, podstawiać wypada:

we wzór 1) $\lambda = 2{,}5 + 19\,\dfrac{b - 0{,}1\, d}{d}$, oraz $\mu = 0{,}60$ do $0{,}62$;

we wzór 3) $\alpha = 0{,}55 + 4\,\dfrac{b - 0{,}1\, d}{d}$, oraz $\beta = 0{,}16$ do $0{,}15$.

Szerokiej płaszczyźnie uszczelniającej odpowiada mniejsza wartość na μ, a większa na β, wązkiej zaś naodwrót.

II. **Grzybek płaski z prowadnikiem skrzydełkowym w przelocie** (rys. 459). Gdy $b = 0{,}10\, d$ do $0{,}25\, d$, oraz $h = 0{,}125\, d$ do $0{,}25\, d$, podstawiać wypada:

we wzór 2) λ, oraz μ o 10% mniejsze niż przy grzybkach I;

we wzór 4) α o 0,8 do 1,6 zwiększone w porównaniu z grzybkami I, a $\beta = 1{,}75$ do $1{,}70$

III. **Grzybek stożkowaty, dołem nie prowadzony, o spodzie płaskim** (rys. 460). Gdy $b = 0{,}1\, d$, oraz $h = 0{,}10\, d$ do $0{,}15\, d$, podstawiać wypada:

we wzór 1) $\lambda = -1{,}05$, oraz $\mu = 0{,}89$;

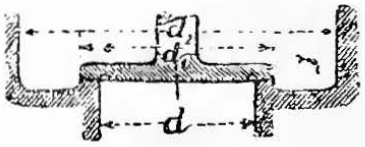
we wzór 5) $\alpha = 2{,}60$, $\beta = -0{,}80$, oraz $\lambda = 0{,}14$.

---

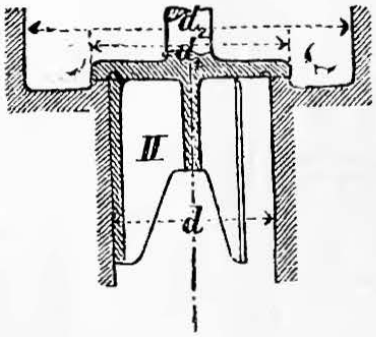
*) 1) C. v. Bach. Versuche über Ventilbelastung u. Ventilwiderstand, Berlin 1884 J. Springer. 2) C. v. Bach, Versuche zur Klarstellung der Bewegung selbstthätiger Pumpenventile, Stuttgart 1887. 3) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1886, str. 421, 475, 801, 1036, 1058. 4) 1887, str. 41 i 61. 5) 1889, str. 25, 1150. O Zaworach pomp i dmuchaw; dto—1890, str 325. 6) 1893, str. 381. Określanie wymiarów zaworów u pomp.

IV. **Grzybek stożkowaty, dołem nie prowadzony, o spodzie stożkowym** (rys. 461).
Gdy $h = 0{,}125\ d$ do $0{,}25\ d$, podstawiać wypada:
we wzór 1) $\lambda = 0{,}38$, oraz $\mu = 0{,}68$;
we wzór 3) $\alpha = 0{,}60$, oraz $\beta = 0{,}15$.

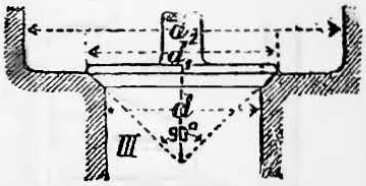
Rys. 458.



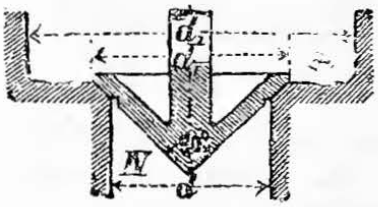
Rys. 459.



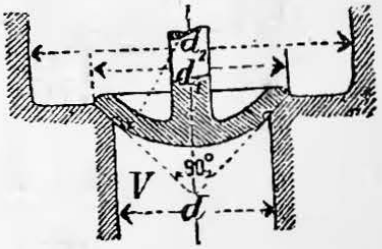
Rys. 460.



Rys. 461.



Rys. 462.



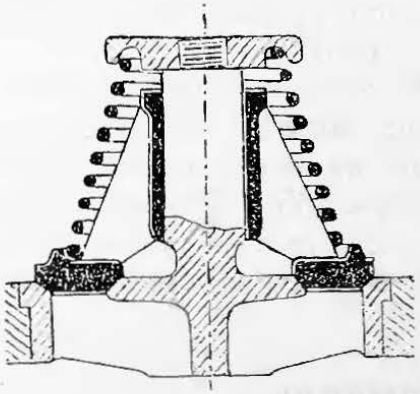
V. **Grzybek stożkowaty, dołem nie prowadzony, o spodzie kulistym** (rys. 462).
Gdy $h = 0{,}10\ d$ do $0{,}25\ d$, podstawiać wypada:
we wzór 1) $\lambda = 0{,}96$, oraz $\mu = 1{,}15$;
we wzór 5) $\alpha = 2{,}70$; $\beta = -0{,}80$; $\gamma = 0{,}14$.

Obwód grzybka u (w **m**), przy założeniu pewnej, średniej prędkości wody v (w m/sek) między grzybkiem i siodłem (dla pomp tłokowych bywa $v = 1{,}0$ do $2{,}5$ m/sek), określa się z wysokości skoku h (w **m**) grzybka, średniej prędkości tłoka c_m (w m/sek), oraz pola przekroju tłoka F (w $\mathbf{m}^2$) wzorem:

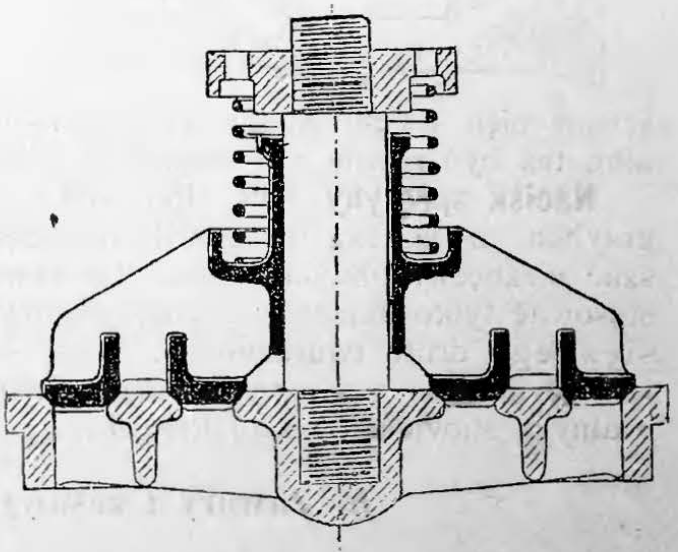
$$u\,h\,v = F\,c_m\,.$$

Wielki obwód u, wynikający z pożądanej małej wartości na h, możemy urzeczywistnić:

Rys. 463.



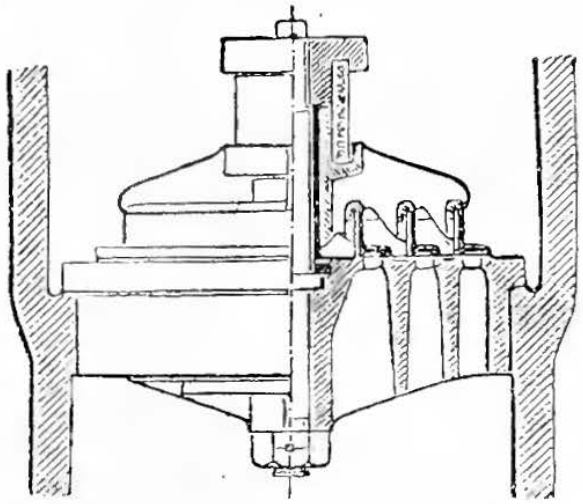
Rys. 464.



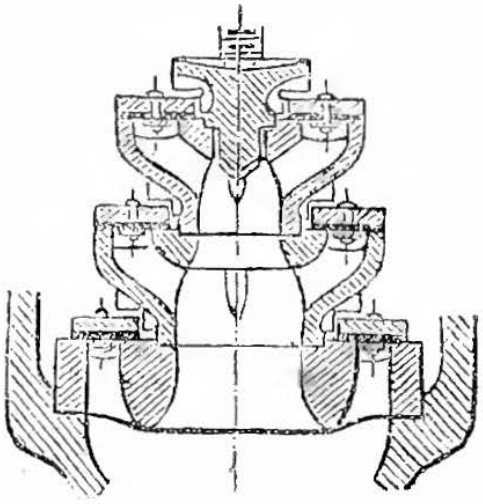
a) przez ustawienie wielu małych grzybków jednosadnych na wspólnej przegrodzie płaskiej lub piętrowej, przyczem $u = \Sigma(\pi\,d)$;

b) przez zastosowanie grzybków wielosadnych, składających się z jednego (rys. 463) lub kilku pierścieni, wykonanych bądź to

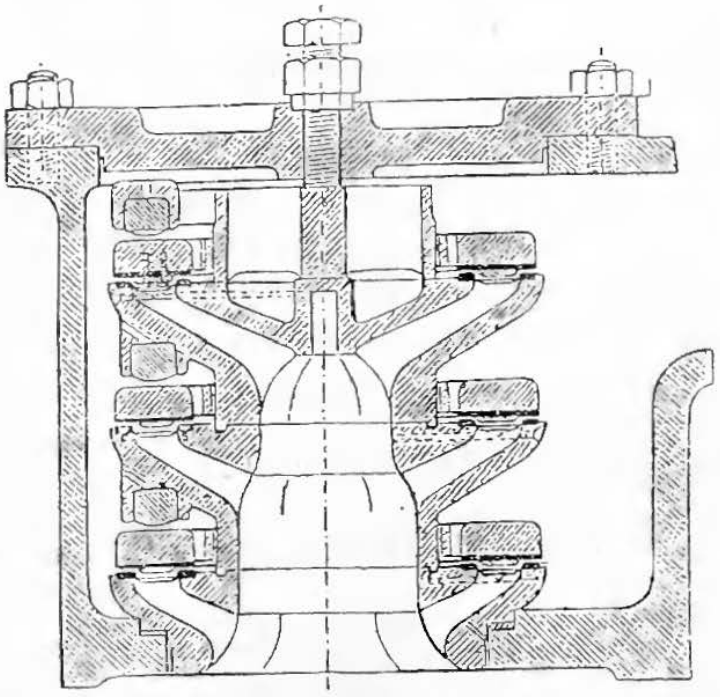
Rys. 465.



Rys. 466.



Rys. 467.



z jednej sztuki (rys. 464), bądź też, celem lepszego uszczelniania, mających pewien ruch samoistny (rys. 465). Zawory tego rodzaju zowią się **zaworami pierścieniowymi** i mogą być albo **płaskie** (rys. 464, 465), gdy wszystkie siodła pierścieniowate leżą w jednej płaszczyźnie, czyli gdy wszystkie mieszczą się w przegrodzie płaskiej, albo też **piętrowe,** gdy grzybki pierścieniowate spoczywają na siodłach piętrzących się ponad sobą we wspólnej **przegrodzie piętrowej.** Pierścienie piętr wyższych mogą się albo stopniowo zmniejszać (rys. 466), albo też być równe na wszystkich piętrach (467).

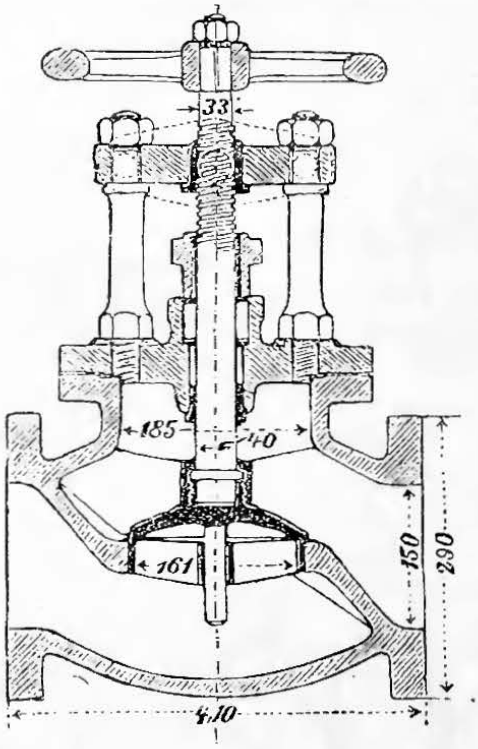
Nacisk sprężyny (rys. 463, 464 i 465) zwiększa przyspieszenie grzybka, zwłaszcza tuż przed zamknięciem, dozwala zatem zmniejszać niezbędny obwód siodeł. Do zaworów na wodę można jednak stosować tylko sprężyny z rury gumowej (rys. 465), albo też z mosiężnego drutu twardzonego. Ten sam cel, lecz w doskonalszy jeszcze sposób, osiągamy, kierując ruchem grzybka za pomocą specyalnych stawideł (system Riedler'a).

b. Zawory i zasuwy nastawne.

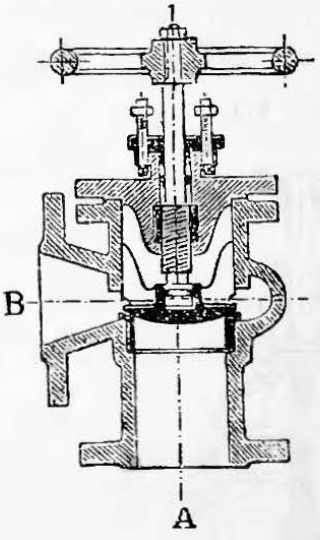
Rys. 468 przedstawia zawór do przewodu prostolinijnego, t. zw. przelotowy: naśrubek nastawny umieszczono na zewnątrz kadłuba. Zawór, t. zw. kątowy, zmieniający kierunek przewodu o 90°,

przedstawiony w rys. 469, ma naśrubek wewnątrz. Oba powyższe zawory nadają się do przewodów parowych i wodnych; przepływ powinien się zawsze kierować od *A* ku *B*, czyli napór ma zawsze

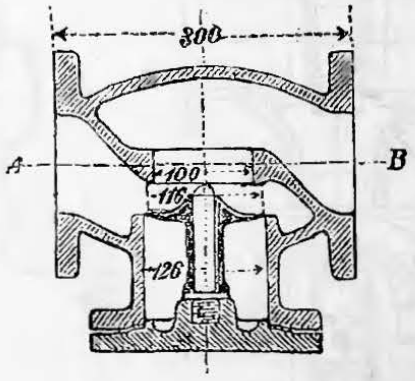
Rys. 468.



Rys. 469.



Rys. 470.



działać pod grzybek, aby nie nadwerężać połączenia grzybka z wrzecionem i aby przy zamkniętym zaworze ochraniać szczeliwo w dławnicy. W układzie według rys. 469 gwint wrzeciona nie powinien nigdy wchodzić w dławnicę.

Grzybek trzeba osadzać na wrzecionie w ten sposób, aby miał pewną swobodę ruchu. Skrzydełka prowadnicze u grzybka zmniejszają przelot, a przy znacznej prędkości przepływu stać się mogą przyczyną wstrząśnień, które w sposób niepożądany nadwerężają powierzchnie uszczelniające i prowadnicze.

W celu zapobiegania wypadkom z ludźmi zaleca się, w przewodach parowych między zaworem właściwym, a dalszym przewodem, zakładać zawór samodziałający (rys. 470), który w razie pęknięcia przewodu, t. j. nagłego zmniejszenia się ciśnienia ze strony *B* w stosunku do ciśnienia od strony *A*, samodzielnie się zamyka.

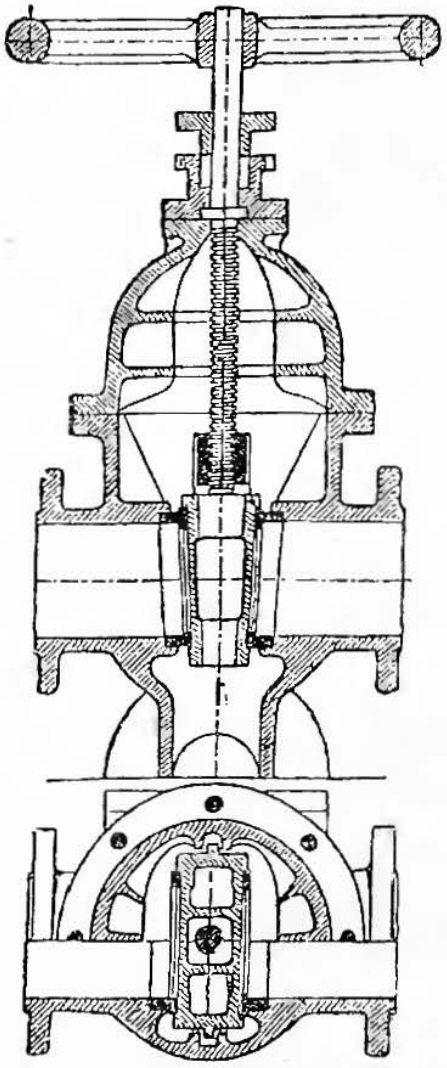
Typową zasuwę z wrzecionem przedstawia rys. 471.

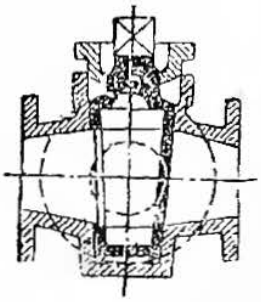
Kurki, oprócz zwykłego sposobu uszczelniania, przez dociąganie naśrubka, który mieści się na wązkim końcu stożka, a opiera się na kadłubie, można też uszczelniać dławnicami (rys. 472), posługując się nawet niekiedy ciśnieniem samego płynu do uszczelniania dławnicy. Zbieżność stożka w kurku 1:8 do 1:15. Najczęściej

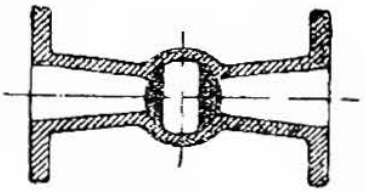
spotykane rodzaje kurków są: zwykłe (rys. 473) i rozczepkowe, też trójdrogowymi zwane.

Zawory dzwonowe (rys. 474) mają dwie powierzchnie uszczelniające, na kraju dwóch współśrodkowych walcy, a używają się, gdy chodzi o duży przelot i o zmniejszenie siły potrzebnej do przezwyciężenia nacisku wywieranego na grzybek. Nacisk ten jest najmniejszy, gdy się przepływ cieczy kieruje od *A* ku *B*. Jeżeli zawór dzwo-

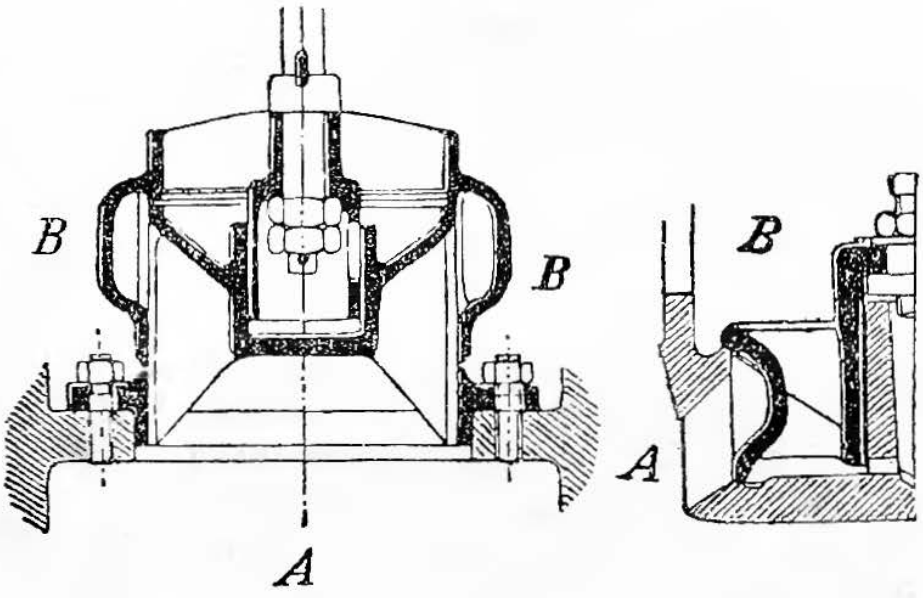
Rys. 471. Rys. 472. Rys. 473.







Rys. 474. Rys. 475.



nowy ma działać przy bardzo zmiennej temperaturze cieczy, to uwzględniając rozszerzalność wskutek ciepła, należy siodło i grzybek wykonywać z tego samego metalu, albo też przynajmniej obu powierzchniom uszczelniającym nadać kształt odcinków stożków o wspólnym wierzchołku na osi geometrycznej dzwona (rys. 475).

VIII. CZĘŚCI MASZYN WYRÓWNAWCZE (RÓWNIAKI).

A. Koła rozpędowe silników. *)

a Określenie nadmiaru pracy.

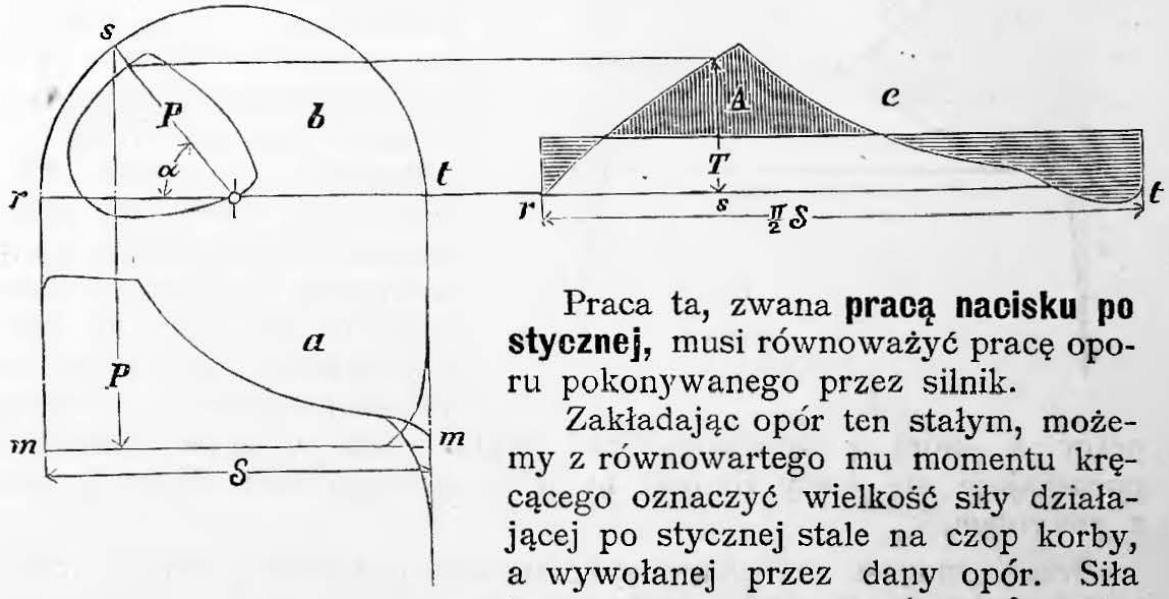
Przy wyznaczaniu **nadmiaru pracy,** wchłanianej przez koło rozpędowe podczas każdego półobrotu korby, rozróżniamy przypadki następujące:

1. Silniki jednocylindrowe.

1. **Opór działa na wał korbowy** i ma wielkość stałą, wyrażoną przez pewien moment kręcący. (Napęd za pomocą pasów, lin, kół zębatych i t. p.).

Rysujemy (rys. 476-*a*) wykres przewyżki (P) nacisku na tłok, t. j. dla każdego punktu drogi S odcinamy różnicę nacisków, działających po obu stronach tłoka, jako rzędną. Jeżeli w punktach wyprostowanej połowy drogi czopa korby (rys. 476-*c*) jako rzędne odkładać będziemy naciski korby po stycznej, oznaczone podług rys. 398 (str. 556) dla danego nacisku P na tłok i przynależnego mu położenia korby, to otrzymamy pole niesymetryczne, którego zawartość wyraża summę pracy wykonanej podczas półobrotu korby przez zmienny co chwila nacisk po stycznej: $T = P\frac{\sin\alpha + \beta}{\cos\beta}$ (p. str. 556).

Rys. 476-*a*, *b*, *c*.



Praca ta, zwana **pracą nacisku po stycznej,** musi równoważyć pracę oporu pokonywanego przez silnik.

Zakładając opór ten stałym, możemy z równowartego mu momentu kręcącego oznaczyć wielkość siły działającej po stycznej stale na czop korby, a wywołanej przez dany opór. Siła ta, zwana **oporem po stycznej,** wniesiona do wykresu 476-*c*, da nam prostokąt, którego zawartość wyraża **pracę oporu po stycznej.**

*) Co do całego tego działu por. J. Radinger. Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Wiedeń 1892. Carl Gerolds Söhne. — Nadto: Wykreślne oznaczanie wymiarów kół rozpędowych u silników parowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 113.

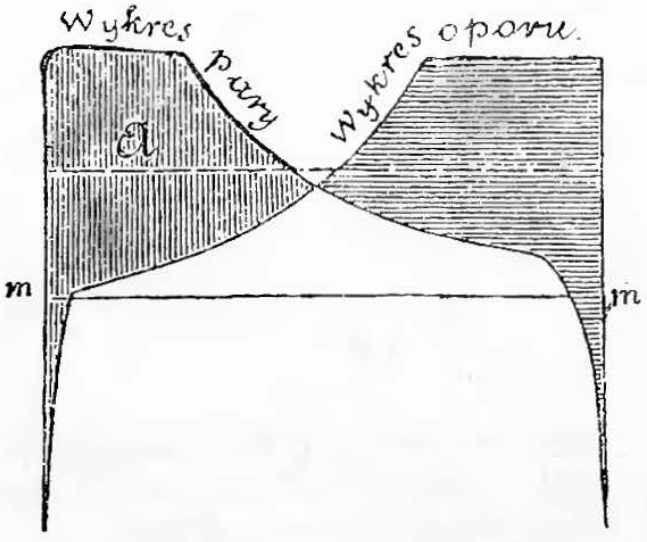
Ponieważ silnik wytwarza zawsze pracę równą pracy oporu, przeto, znając prawo działania sił w cylindrze silnika, oznaczamy wielkość oporu po stycznej (a więc i jego pracy), obliczając powierzchnię pracy nacisku i dzieląc ją (rys. 476-*c*) przez drogę czopa, t. j. w danym wykresie $\frac{\pi}{2} S = r\,s\,t$. Oczywiście wówczas zawartość pola zakreskowanego (pionowo ponad prostokątem) będzie równą zawartości pola zakreskowanego poziomo. Pierwsza z nich wyraża właśnie **nadmiar pracy** wchłanianej, druga zaś oddawanej przez koło rozpędowe podczas połowy obrotu korby. Praca ta wyznacza się podług podziałki wykresu w kgm na pół obrotu silnika.

Jeżeli założymy korbowód o długości nieskończonej, $l = \infty$, to zamiast posiłkować się wykresem rys. 398 (str. 556) do oznaczania każdorazowych nacisków po stycznej, określamy je wprost z wzoru $T = P \sin \alpha$ (str. 556).

Wykres 476-*b* najdogodniej kreślić bezpośrednio ponad wykresem przewyżek nacisków (476-*a*), odcinając kresę P (z 476-*a*) od środka koła (476-*b*) na promieniu ku punktowi *s* (leżącemu na obwodzie koła, pionowo ponad P z rys. 476-*a*). Koniec tej kresy określa nam żądany punkt wykresu, a jego rzędną jest: $T = P \sin \alpha$. t. j. nacisk po stycznej. Nacisk ten T z łatwością przenosimy na wykres 476-*c*, którego oś odciętych obieramy w osi $r\,t$, wykresu 476-*b*. Taki układ wzajemny tych trzech wykresów upraszcza znacznie robotę rysowniczą.

2. **Opór działa na tłoczysko,** jak np. w pompach i dmuchawach o napędzie bezpośrednim. Na wykresie przewyżek nacisku pary rysujemy wykres nacisku oporu, (w rys. 477 narysowano go dla dmuchawy) zmieniając istotne ciśnienia oporu w stosunku powierzchni tłoków silnika i pompy, a także w stosunku sprawności całego układu $N_i : N_e$ (ciśnienia bowiem w cylindrze oporu są ciśnieniami istotnemi, ciśnienia zaś w silniku ciśnieniami wskazanemi). Powierzchnie obu wykresów nacisku pary i nacisku oporu muszą być sobie równe; — powierzchnie ich niepokrywające się wzajemnie określają wielkość nadmiaru pracy A, którą w pierwszej części skoku mają w siebie wchłonąć poruszające się masy silnika, by ją w drugiej części skoku wydać z powrotem.

Rys. 477.

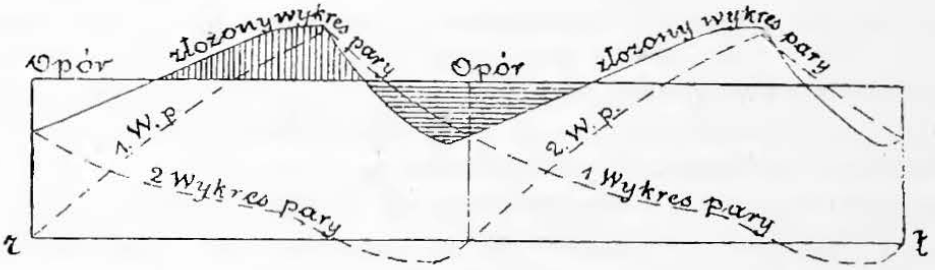


Jeżeli zamiast dmuchawy rozpatrywać będziemy pompę wodną, to jej nacisk oporu, będąc stałym w ciągu całego skoku, przedstawi się w wykresie linią poziomą, (kropkowaną w rys. 477).

3. **Opór działa na układ korbowodowy,** np. w pompach napędzanych korbą. Wykres przewyżki nacisku silnika wypada przekształcić na wykres nacisku po stycznej (por. **1.**) i uczynić to samo z wykresem nacisku oporu, (wykreślonego według 2.), uwzględniając przy-

tem kąt zawarty między korbą silnika i pompy (p. powyżej pod 2.). Z otrzymanego w ten sposób wykresu pracy oporu po stycznej — znajduje się szukany nadmiar pracy.

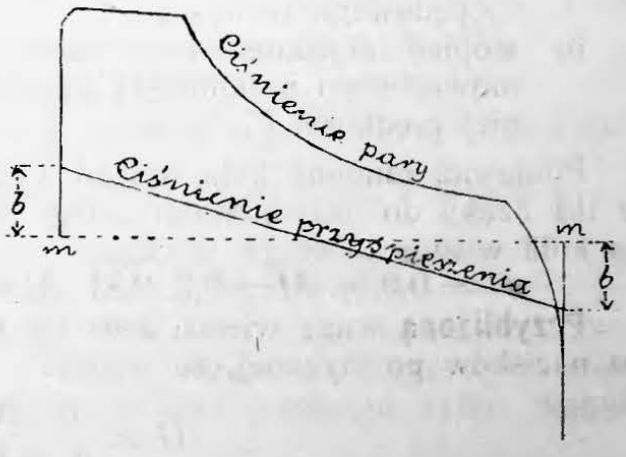
Rys. 478.



2. Silniki wielocylindrowe. Wykresy pracy nacisku i oporu po stycznej, albo wprost nacisku na tłoczysko, określamy dla każdego cylindra w sposób opisany pod **1**, 1, 2, 3. Wykresy te dodajemy do siebie, z uwzględnieniem kąta zawartego między korbami oddzielnych cylindrów, a nadto z uwzględnieniem ich skoków i wielkości. A zatem z ciśnień jednostkowych w każdym cylindrze wyznaczyć należy naciski na tłoczyska, (por. **1**, 2) z nich zaś naciski korb po stycznej, a wreszcie wielkości tych nacisków sprowadzić do jednakowego ramienia korby. Uwzględnianie kąta między korbami polega poprostu na dodawaniu do siebie tych nacisków po stycznej, które występują we wszystkich korbach w danej chwili. Tak np. w wykresie (rys. 478) dla silnika parowego bliźniaczego, o korbach względem siebie przestawionych o 90°, naciski dla obu korb 1-go cylindra odkładamy jako rzędne na wyp ostowanej drodze *rt* korby, wskutek czego nacisk, odpowiadający początkowi skoku cylindra drugiego, leży w środku drogi *r t*.

3. Silniki szybkobiegi. W myśl teoryi napędu korbowego (por. str. 553—555) do nacisku na czop krzyżulca dołącza się zawsze jeszcze dodatny lub odjemny nacisk powodowany przyspieszeniem mas, który należy uwzględniać zarówno przy silnikach o szybkim biegu, jak i przy silnikach o wielkich masach części poruszanych naprzód i wstecz. Wielkość ciśnienia mas na jednostkę pola tłoka (p. str. 554), przedstawia się w wykresie jako parabola (rys. 397) a uwzględniamy tę wielkość, dodając ją do wykresu ciśnienia czynnego na tłok (rys. 476-*a* str. 615). W rys. 479 zestawiono obydwa wykresy, przy założeniu korbowodu o długości $l = \infty$, wskutek którego to założenia parabola ciśnienia przyspieszenia mas przeistoczyła się w linię prostą.

Rys. 479.



Jednostajność istotnego ciśnienia na tłok, t. j. przewyżki ciśnienia, zwiększonej lub zmniejszonej o ciśnienie przyspieszenia mas, daje miarę **spokojności biegu silnika** o napędzie korbowym. Spokojny bieg silnika wymaga dopełnienia następujących warunków: Ciśnienie istotne na krzyżulec powinno przemieniać swój kierunek tuż przed zmianą kierunku ruchu postępowego na wsteczny (a więc tuż przed martwym punktem korby). Ściśnięcie powinno dosięgnąć ciśnienia większego, aniżeli ciśnienie zwolnienia mas w martwym punkcie. Wreszcie oddziaływanie poruszanych mas na oprawę silnika należy znieść wedle możności przez odpowiednią przeciwwagę.

Teoretyczna wielkość przeciwwagi na korbie określa się z warunku, aby jej siła odśrodkowa była równa naciskowi przyspieszenia mas. Praktyka wykazuje zazwyczaj przeciwwagi mniejsze, z powodu trudności ich rozmieszczenia, a przy silnikach stojących i dlatego, że masy te oddziaływają szkodliwie na silnik w kierunku poziomym.

Najprostszym sposobem wyrównania w samym mechanizmie działania mas na napęd korbowy dwucylindrowych silników leżących i stojących jest układ obu korb pod kątem 180^0 do siebie, oraz możliwie największe, wzajemne zbliżenie osi obu cylindrów, aby do możliwej najmniejszości sprowadzić moment skręcający, wywołany przez nacisk przyspieszenia mas *).

b. Wymiary koła rozpędowego.

I. Jeżeli koło rozpędowe ma tylko **rozkładać równomiernie** na każdą cząstkę obrotu silnika **pracę, wytwarzaną** przezeń podczas jednego obrotu, t. j. ma wchłaniać i oddawać nadmiar pracy A, omówiony pod **a**, to **masa koła rozpędowego** M określa się wzorem:

$$A = J\,\omega^2\,\delta_s = M\,V^2\,\delta_s,$$

w którym oznacza:

J moment bezwładności koła rozpędowego,

ω prędkość kątową tegoż koła,

V średnią prędkość obwodową środka ciężkości wieńca koła rozpędowego w m/sek,

δ_s stopień niejednostajności ruchu, t. j. stosunek różnicy między największą i najmniejszą prędkością ($V_{max} - V_{min}$) do średniej prędkości V.

Ponieważ ramiona koła rozpędowego przyczyniają się zazwyczaj w 0,1 części do bezwładności całego koła, przeto dla samego wieńca koła wystarcza waga G (kg).

$$G = 0{,}9.\ g.\ M = 0{,}9.\ 9{,}81.\ M = 8{,}83\ M \text{ (p. str. 145).}$$

Przybliżoną wagę wieńca koła (w kg) otrzymuje się, bez wykresu nacisków po stycznej, ze wzoru:

$$G = \frac{c}{\delta_s}\,\frac{N}{n\,V^2},$$

*) J. Radniger. Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Wiedeń, 1892, a nadto Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894, str. 1091; 1897, str. 998 i 1371; 1898, str. 907.

w którym oznacza:

N rzeczywistą pracę silnika w MK,

n ilość obrotów koła rozpędowego,

V i δ_s jak powyżej,

c spółczynnik, którego wartość bywa:

dla silników jednotłoczyskowych (jednocylindrowych lub sprzężonych jednotłoczyskowych) $c = 7000$,

dla silników sprzężonych wielotłoczyskowych, o korbach przestawionych, $c = 2500$ do 4000. *)

2. Jeżeli kołem rozpędowem mamy **wyrównywać opór zewnętrzny,** zmieniający się w okresach czasu większych niż jeden skok silnika, czyli jeżeli to koło ma chwilowo powiększać moc silnika ponad moc mu właściwą, to trzeba kołu nadać wymiary obfitsze, a mianowicie przystosowane do czasu trwania owego przeciążenia silnika i do zmian jego prędkości, uznanych za właściwe dla danego celu i t. p. Stosują np.

a) przy silnikach dla sieci tramwajów elektrycznych, ponad 100 MK, oraz przy silnikach napędzających warsztaty mechaniczne:

$$G \geqq 6000 \frac{N + 100}{V^2}.$$

Uwaga. Przy zastosowaniu **odbojowej** (buforowej) bateryi akumulatorów G może być mniejsze, bez niej zaś i w okolicy górzystej do 50% większe.

b) Dla obrabiarek do drzewa, pił do gorącego żelaza i t. p. starczy:

$$G \geqq 3000 \frac{N + 20}{V^2}.$$

3. Średnie wartości stopnia niejednostajności δ_s.

Napęd pomp i tartaków	$\delta_s = 1:20$ do $1:30$,
„ pędni do obrabiarek	$\delta_s = 1:35$,
„ tkarek (warsztatów tkackich) i maszyn papierniczych	$\delta_s = 1:40$,
„ młynów	$\delta_s = 1:50$,
„ przędzarek na grubą przędzę . . .	$\delta_s = 1:50$ do $1:60$,
„ „ na cienką przędzę . . .	$\delta_s = 1:100$,
„ prądnic do światła (bez akumulatorów)	$\delta_s = 1:150$.

4. Znając wagę G, oznaczamy **przekrój** o polu F w cm² ze wzoru: $F = \frac{1{,}6}{\gamma} \cdot \frac{G}{R}$, a dla żealaza lanego ($\gamma = 7{,}25$): $F = 0{,}22 \frac{G}{R}$.

We wzorach tych oznacza: γ ciężkość właściwą materyału wieńca, a R promień środka ciężkości jego przekroju w m.

Przy określaniu całkowitej wagi koła liczą wagę ramion w przybliżeniu równą $^1/_3$ wagi wieńca. Gdyby wieńca nie trzymały ramiona, to siła odśrodkowa powodowałaby w jego przekroju tylko **ciągnienie** w kg/cm²:

$$\sigma_z = \frac{\gamma V^2}{g},$$

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889, str. 113.

jeżeli wyrazimy wszystkie wielkości w cm. Wyrażając natomiast V w m/sek i zakładając średnią wartość dla żelaza $\gamma = 0{,}00725$ kg/cm³, otrzymamy wzór prostszy:

$$\sigma_z = 0{,}074\ V^2 \ldots\ \text{kg/cm}^2.$$

Dla danego materyału ciągnienie zależy zatem wyłącznie od prędkości obwodowej V i np. dla żelaza lanego i $V = 30$ m będzie:

$$\sigma_z = 67\ \text{kg/cm}^2.$$

Ramiona jednak, dzieląc wieniec na kilka części i utrzymując jego punkty przyczepienia na niemal stałej odległości od osi, hamują swobodne jego wydłużanie się pod wpływem siły odśrodkowej. Wskutek tego w wieńcu powstają naprężenia gnące znacznie większe od ciągnienia σ_z, obliczonego podług wzoru powyższego.

Największy moment gnący w wieńcu całkowitym, t. j. nie dzielonym, przy symetrycznym układzie ramion, pojawia się zawsze w punkcie przyczepienia wieńca do ramienia, a przy liczbie z ramion i zaniedbaniu ich wydłużania się wyraża się on wzorem ogólnym:

$$M_1 = Wk_b = \xi \cdot \frac{F\gamma r}{g} \cdot V^2,^*)$$

jeżeli przez ξ oznaczymy spółczynnik zależny od ilości ramion, a mianowicie:

$$\xi = \frac{\sin \frac{180^0}{z}}{\frac{\pi}{z}} - \cos \frac{180^0}{z}.$$

Dla	$z =$	2	3	4	5	6	8	10
wartość	$\xi =$	0,6366	0,3270	0,1934	0,1268	0,0889	0,0506	0,0326

Wzór powyższy możemy przedstawić w postaci uproszczonej:

$$M_1 = Wk_b = 1{,}6225\ \xi\ G\ V^2,$$

w którym moment M_1 wyrażono w kgcm, wagę wieńca G w kg, a prędkość obwodową V w m/sek.

Do obliczonego tak gięcia k_b wypada dodać ciągnienie σ_z, obliczone podług wzoru $\sigma_z = 0{,}074\ V^2$, a suma $k_b + \sigma_z$ nie powinna przekraczać 100 kg/cm² dla żelaza lanego (400 kg/cm² dla żelaza kowalnego, dla którego $\sigma_z = 0{,}08\ V^2$).

Często stosowany wzór: $Wk_b = 5{,}4\ G \left(\frac{V}{z}\right)^2$ (wyprowadzony z założenia, że dzwono wieńca między dwoma ramionami uważamy za belkę **prostą**, końcami osadzoną, którą obciążamy równomiernie rozłożoną wypadkową siłą odśrodkową, t. j. siłą działającą na całą masę dzwona) daje na ogół moment za wielki. Przy dokładniejszem obliczeniu (t. zn. jeżeli, jak to powyżej uczyniliśmy, dzwono uważać będziemy za łuk końcami osadzony, a cząstki jego za podlegające siłom odśrodkowym, istotnie na nie działającym) spółczynnik wzoru tego zmieniałby się z ilością ramion i byłby np. 4,78 dla $z = 3$; 5,18 dla $z = 6$; 5,25 dla $z = 8$, a 5,4, ściśle biorąc, dopiero dla $z = \infty$.

---

*) Inne wzory dokładne p.: O rozłamywaniu się kół rozpędowych. Zeitschr. d. V d. Ing. 1898, str. 353.

Moment gnący M_0 w środku dzwona, między dwoma ramionami, staje się najmniejszością, a bezwzględna wartość jego waha się między $^4/_7 M_1$ (dla $z = 2$) a $^1/_2 M_1$ (la $z = \infty$). Uwzględniać momentu tego przy wieńcach niedzielonych zazwyczaj niepotrzeba, chyba przy takich przekrojach niesymetrycznych dla żelaza lanego, w których środek ciężkości zbliża się na $^4/_{11}$ wysokości do wewnętrznego obwodu wieńca.

Wymiary **śrub, klinów i pierścieni** i t. p., **łączących wieniec** dzielony, obliczamy podług summy naprężeń działających w przekroju przedziału. Wymiary przeto i rozmieszczenie tych złączniaków na wieńcu zależą od położenia przedziału względnie do ramion. Ponajczęściej dzielą wieniec w środku odległości między dwoma ramionami; zastępcze naprężenie ciągnące (równowarte występującemu tu w istocie gięciu) liczą zazwyczaj na cm²:

$$\sigma_z = 0{,}11\, V^2,$$

a więc przekrój złączniaków umieszczonych w warstwie obojętnej wieńca i nazewnątrz niej musi znosić siłę:

$$0{,}11\, V^2 F.$$

Bezpieczniej jednak będzie, w każdym przypadku obliczyć dokładniej siłę rozciągającą $F \cdot \sigma_z$ i moment gnący M_0 i podług nich nadać właściwe rozmiary złączniakom.

Na złączniakach umieszczanych od wewnętrznej strony wieńca polegać nie można, gdyż łatwo je przeciążyć, i wypadałoby uważać je raczej za złączniaki pomocnicze lub dodatkowe (por. rys. 482, 484, 486).

W myśl powyższego, układów połączeń przedstawionych w rys. 480 i 483, a zastosowanych do podziału wieńca w środku pola między dwoma ramionami, nie można uważać za wzorowe: i tu można bowiem było złączniaki umieścić bliżej warstwy obojętnej wieńca (rys. 483), bądź też przenieść pierścień skurczny (rys. 480) na zewnętrzną, rozciąganą stronę wieńca.

5. Ramion bywa ponajczęściej $z = 6$ lub 8 (przy wielkich kołach 10), a obliczają się one na rozciąganie siłą odśrodkową $C = \frac{1}{z} \frac{G}{g} \frac{V^2}{R}$, oraz na największy moment gnący, przenoszony pracą koła rozpędowego. *)

Zakłada się przytem naprężenie:
$k_b = 90 - 100$ kg/cm² dla żelaza lanego (żeliwa),
$k_b = 350 - 400$ kg/cm² dla żelaza kowalnego.

6. Waga całego koła rozpędowego równa się wadze wieńca G, zwiększonej o wagę ramion i piasty; w przybliżeniu ogółem $1{,}33\, G$.

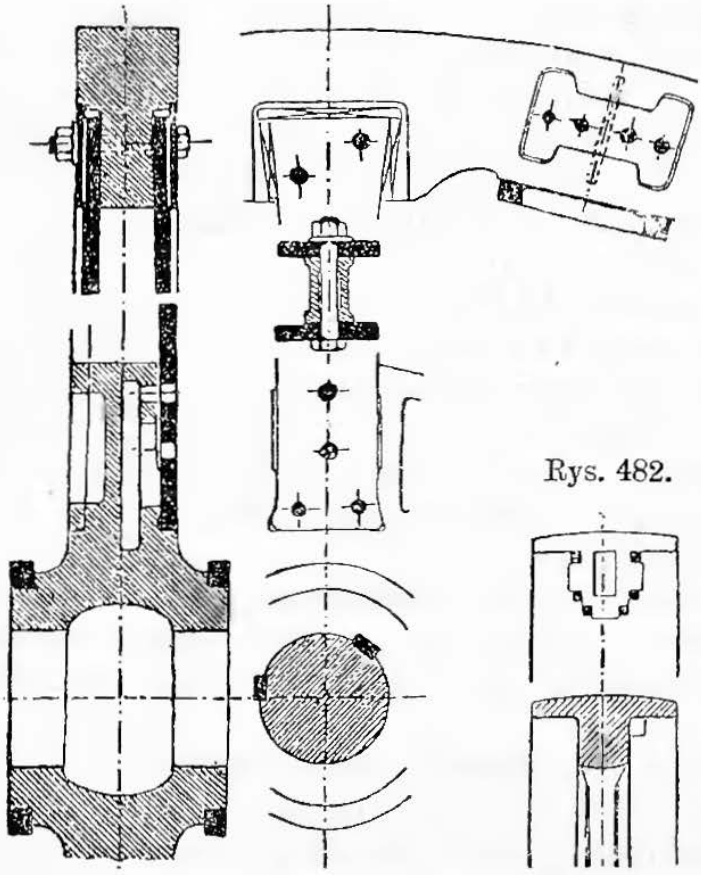
7. Promień koła rozpędowego bywa ponajczęściej 5 razy większy niż promień korby r, jednak należy sprawdzić, czy prędkość obwodowa nie przekracza natenczas wartości bezpiecznej: $V \leqq \sqrt{\frac{g k_z}{\gamma}}$, która dla żelaza lanego jest $V \leqq 30$ m/sek.

*) Dokładne obliczenie p. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 353.

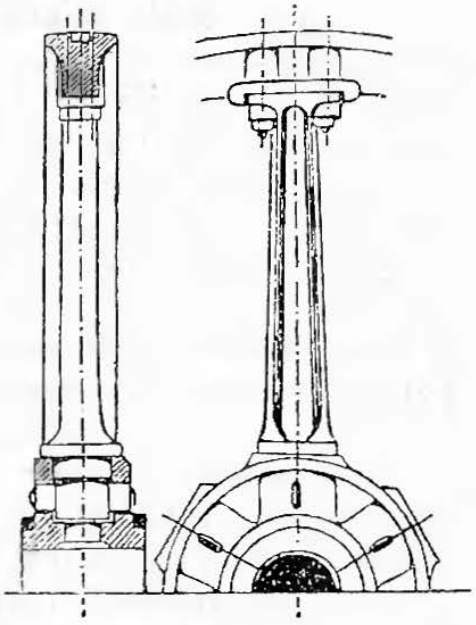
Wartość tę przekraczają niekiedy jedynie przy kołach rozpędowych silników walcarskich.

8. Wykonanie kół rozpędowych powinno być bardzo staranne: wieniec koła ma mieć przekrój o dużym momencie wytrzymałości,

Rys. 480.

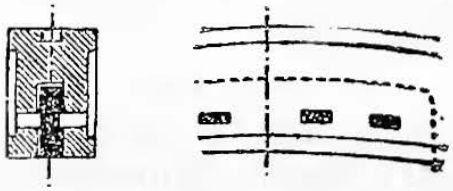


Rys. 481.

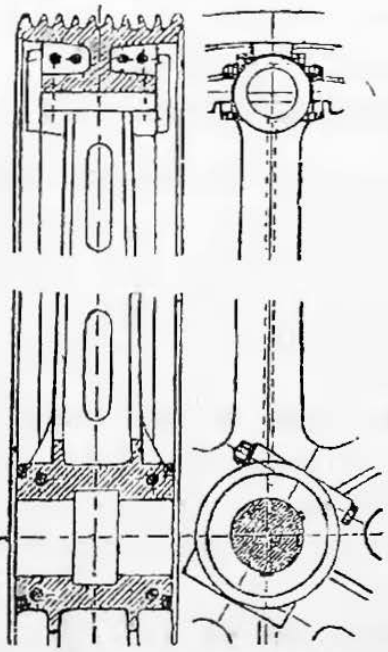


Rys. 482.

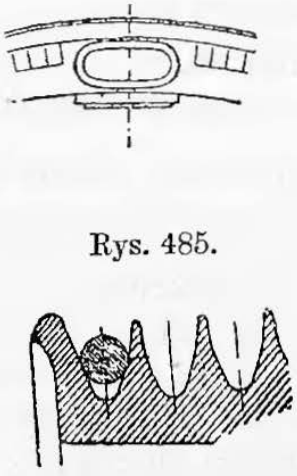
Rys. 483.



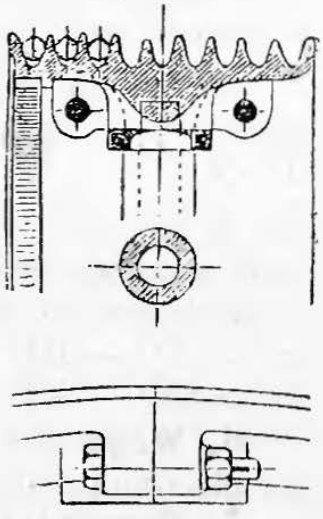
Rys. 484.



Rys. 485.



Rys. 486.



a możliwie niepodlegający naprężeniom pierwotnym w odlewie. A więc pasowe koła rozpędowe otrzymują wysokie żebra ku wnętrzu koła (rys. 482); stosuje się też bardzo często przekrój zbliżony do dwuteownika (rys. 484) i t. d. Celem usunięcia z odlewu naprężeń powstających w ramionach przy stygnięciu, w małych kołach o wieńcu całkowitym odlewają piastę

dzieloną na dwie lub 3 części, i po otoczeniu na niej odpowiednich powierzchni walcowych, nasadzają na nie kute obrączki skurczne (t. j. nasadzone na gorąco). Koła większe odlewają z dwóch części; a jeżeli obie połówki odlewa się razem i rozłupuje potem, to baczyć trzeba na to, aby uszy śrub przy wieńcu (rys. 486) miały silne oparcie od wewnętrznej strony wieńca i były należytej długości. Wieniec bowiem podczas obrotu koła posiada dążność do otworzenia się na złączu. W bardzo wielkich kołach wykonują nietylko wieniec oddzielnie od ramion (rys. 480 i 481), lecz dzielą nawet sam wieniec na oddzielne wycinki (rys. 484), których złącza należy wykonywać z drobiazgową ścisłością, docierając ich śruby i kliny do otworów. Ramiona wykonują oddzielnie od piasty, tak dla kół wielkich (rys. 481), jako też gdy ramiona są kute, np. przy silnikach walcarskich (rys. 480). Wielkie koła osłaniają z boków deskami lub blachą, w celu zmniejszenia oporu tarcia ramion o powietrze.

B. Odśrodkowe regulatory (miarkowniki) wahakowe.

a. Zadanie regulatorów (miarkowników).

Polega ono na umiarkowaniu mocy silnika odpowiednio do chwilowej potrzeby. Ponajczęściej moc silnika musi się przystosowywać do pracy zużywanej przez maszyny wytwórcze, które znów powinny się poruszać zazwyczaj z pewną, najwłaściwszą sobie prędkością. Zadanie miarkownika silników polega przeto na ograniczaniu ilości pracy wytwarzanej przez silnik do takiej wielkości, przy którejby silnik tracił dążność tak do zwiększania, jako też do zmniejszania **normalnej** swej ilości obrotów (a więc i obrotów pędni i maszyn).

Regulatory uzupełniają zatem wyrównawcze działanie kół rozpędowych na bieg silnika, z tą wszakże różnicą, że gdy koła wchłaniają w siebie i oddają następnie nadmiar pracy silnika, regulatory zapobiegają samemu wytworzeniu nadmiaru pracy lub też jej brakowi. Wyjątek z powyższej zasady stanowi napęd pomp, o których por. f. 3. α.

Większość regulatorów jest mechanizmami, w których wahadłowo zawieszone ciężary (wahaki) zmieniają swe położenie i przez to oddziaływają na stawidło silnika, bądźto bezpośrednio (regulatory o działaniu bezpośredniem), bądźteż pośrednio, t. j. włączając do układu silnika lub wyłączając z niego oddzielne mechanizmy, które działają na stawidło, a otrzymują właściwy napęd od samego silnika (regulatory o działaniu pośredniem).

b. Ustrój regulatorów (miarkowników) odśrodkowych z wahakami.

Rozpatrywać będziemy tylko miarkowniki oparte na zasadzie wahadła odśrodkowego (por. str. 205), rozróżniając dwa ustroje zasadnicze:

1) **regulatory stożkowe,** odpowiadające ściśle wahadłu stożkowemu (str. 205), w których siła odśrodkowa wirujących mas G (rys. 491 str. 633) powoduje odchylanie się tych mas w płaszczyznie wirującego wrzeciona miarkownika;

2) **regulatory płaskie,** w których kąt wierzchołkowy stożka równa się 180°. W tych miarkownikach odchylania lub przesunięcia mas odbywają się w płaszczyźnie prostopadłej do wirującego wrzeciona (por. rys. 363 str. 541).

Regulatory stożkowe składają się w zasadzie z dwu lub kilku wahaków l (rys. 491) z przyczepionymi ciężarami G, oraz z puhara z pochwą, której przesunięcia działają na stawidło silnika za pomocą układu drążków, zwanego nastawiakiem. Siłę odśrodkową, wywołaną wirowaniem mas G, może równoważyć albo sama ich ciężkość, wraz z wagą puhara i drążków, (regulatory z obciążeniem), albo też działanie ciężkości potęgujemy przez dodanie odpowiednich sprężyn (regulatory o nacisku sprężyną albo sprężynowe).

Z natury rzeczy wynika, że w regulatorach płaskich niezbędnym jest nacisk sztuczny, np. sprężyną (p. rys. 490 str. 631).

Do zamiany ruchu (odchyleń) wahaków na ruch posuwisty puhara i pochwy stosują stosunkowo rzadziej mechanizm o zasadzie krzyżulca na korbie (p. rys. 406 str. 560) w układzie odpowiadającym rys. 493 str. 633, najczęściej zaś napęd korbowodowy (rys. 395 str. 553). Wahaki, oraz ich korby l_1 (rys. 491 str. 633), bywają albo zawieszone na nieprzesuwalnym (stałym) punkcie wrzeciona, przyczem korbowód l_2 ma ruch zwykły, t. j. jednym końcem po prostej, a drugim po łuku; albo też tylko korbowód l_2 (rys. 492) przyczepia się do stałego punktu wrzeciona, a punkt obrotu i korby l_1 mieści się na puharze i z nim razem się podnosi i opuszcza.

Pierwszy rodzaj regulatorów z korbowodem (rys. 491) możnaby nazwać regulatorami o nieprzesuwalnem zawieszeniu wahaka, t j. o przegubach wahaków u wrzecion, drugie zaś (rys. 492) regulatorami o przesuwalnem zawieszeniu wahaka, t. j. o przegubach wahaków na pochwie; takie same zawieszenie posiada też i regulator w rys. 493, lecz korbowód zastąpiono w nim prowadnicą.

c. Zasady działania regulatorów.

1. Charakterystyka, stateczność.

Wszystkie siły uważać będziemy jako **sprowadzone** do jednej **jedynej masy rozpędowej,** a oznaczywszy przez:

G w kg wagę i przez M masę wszystkich wahaków,

C w kg ogólną siłę odśrodkową w nich powstającą,

Q w kg obciążenie puhara i pochwy,

x w m odległość środka ciężkości masy M od osi wrzeciona,

n ilość obrotów wrzeciona na minutę,

ω jego prędkość kątową/sek, otrzymamy (por. str. 202),

$$C = \omega^2 M x = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} G x,$$

a jeżeli x oznaczymy w m, to $\frac{\pi^2}{g} \backsim 1$, czyli

$$C = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G\, x.$$

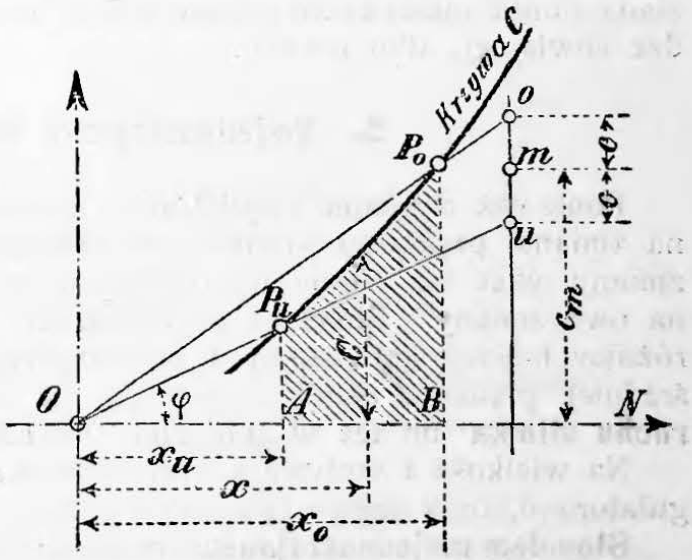
Jeżeli w rys. 487 powyższe wartości sił C odniesiemy jako rzędne w końcach oddaleń x (środka ciężkości M od osi obrotu danego regulatora), to otrzymamy krzywą C, zwaną **charakterystyką regulatora.**

Oznaczając przez φ kąt biegunowy promienia wodzącego krzywej C, względem osi spółrzędnych ON i bieguna O, otrzymamy:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{C}{x} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G, \text{ albo:}$$

$$n^2 = 900\, G \cdot \operatorname{tg}\varphi.$$

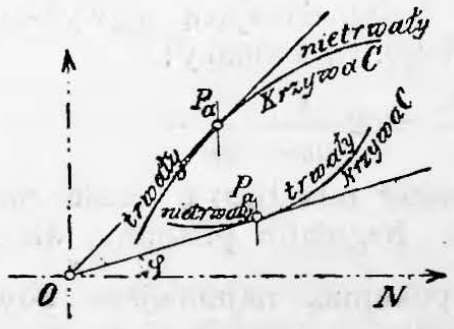
Rys. 487.



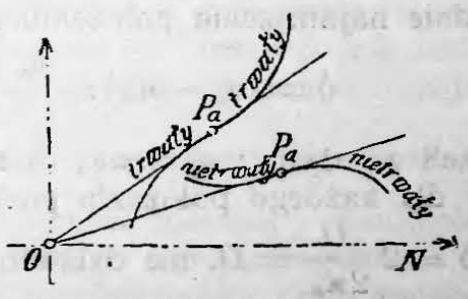
Z wzoru powyższego wnioskujemy, że, ażeby regulator spełniał swoje zadanie, t. zn. aby coraz większemu odchyleniu wahaków towarzyszył stale wzrost ilości obrotów, krzywa C powinna mieć przebieg o stale wzrastającym kącie biegunowym, gdyż tylko pod tym warunkiem równowaga sił w regulatorze jest **trwała,** a sam regulator co do swego działania **stateczny.**

Krzywa C o zmniejszającym się kącie biegunowym odpowiada równowadze **chwiejnej,** a regulatory o takiej charakterystyce są niezdatne do użytku. Regulatory zaś mające jako charakterystykę linię prostą,

Rys. 488.



Rys. 489.



przechodzącą przez biegun O, t. j. charakterystykę o niezmiennym kącie biegunowym, nazywają się **niestatecznymi,** mają one bowiem tę właściwość, że tylko przy pewnej, określonej ilości obrotów poch-

wa może się znajdować w dowolnem położeniu, przy każdej zaś zmianie prędkości pochwa podnosi się lub opada od razu do jednego z krańcowych swych położeń.

Omalniestatecznymi nazywają się regulatory o charakterystyce zbliżonej do charakterystyki regulatorów niestatecznych. W rys. 488 promień wodzący, styczny do charakterystyki, wyznacza na niej punkt niestateczny, dzielący krzywą na dwie gałęzie, odpowiadające równowadze trwałej, względnie chwiejnej. Regulatory, mające charakterystykę tego rodzaju, nadają się do użytku tylko w granicach tych obrotów, które odpowiadają równowadze trwałej.

Rzecz jasna, że wskutek nieznacznych nawet zmian, bądź to w układzie, bądź też w wadze oddzielnych części regulatorów takich, łatwo stać się one mogą niezdatnymi do użytku. A ponieważ większość systemów budują właśnie na ilość obrotów w pobliżu punktu niestatecznego ich charakterystyki, przeto nie należy zmieniać skoku s regulatora nieznanego dokładnie pod względem teoretycznym.

Promień wodzący wreszcie może być styczny do punktu zwrotnego charakterystyki (rys. 489), a wtedy regulator, aczkolwiek posiada punkt niestateczny, może mimo to mieć cały skok o równowadze chwiejnej, albo trwałej.

2. Niejednostajność regulatora.

Ponieważ działanie regulatorów rozpoczyna się dopiero, gdy istotna zmiana prędkości silnika już nastąpiła i właśnie wskutek tej zmiany, więc też regulatory muszą w pewnych granicach dozwalać na owe zmiany. Stosunek największego wahania się prędkości, t. j. różnicy między największą i najmniejszą prędkością, względnie do średniej prędkości silnika, nazywa się **stopniem niejednostajności ruchu silnika** lub też w skróceniu: **niejednostajnością i silnika.**

Na wielkość i wpływają dwa czynniki: niejednostajność regulatora δ, oraz jego nieczułość ε.

Stopniem niejednostajności regulatora δ (podobnie jak określiliśmy niejednostajność koła rozpędowego δ_s, p. str. 618) nazywamy stosunek różnicy największej i najmniejszej ilości obrotów do średniej ilości obrotów samego regulatora nieobciążonego nastawiakiem.

Oznaczając przez:
n_o i n_u największą, względnie najmniejszą ilość obrotów regulatora na minutę, przy obciążeniu $P = 0$, (odpowiadającą najwyższemu, względnie najniższemu położeniu pochwy), otrzymamy:

$$\delta = (n_o - n_u) : \frac{n_o + n_u}{2} = 2\,\frac{n_o - n_u}{n_o + n_u}.$$

Jeżeli założymy: $n_o = n_u$, to regulator taki będzie ściśle niestateczny dla każdego położenia pochwy. Regulator podobny, dla którego $\delta = 2\,\frac{O}{2n_u} = O$, nie działałby spokojnie, najmniejsze bowiem przyspieszenie lub zwolnienie biegu silnika powodowałoby raptowne wzniesienie się lub opadnięcie pochwy od razu do krańcowego położenia, niezależnie od położenia, w jakiem się znajdowała pochwa

w chwili, gdy następowała zmiana prędkości. Regulator taki, podnosząc się i opadając nieustannie, przestawiałby też ustawicznie stawidło silnika, nad którego biegiem nie mógłby więc wcale zapanować. Zresztą zadaniem regulatora jest ujednostajnianie biegu silnika wobec znaczniejszych, a mniej często się pojawiających zmian oporów zewnętrznych, nie zaś wobec niejednostajności pracy w ciągu każdego półobrotu, którą to niejednostajność ma do pewnego stopnia wyrównywać koło rozpędowe, wchłaniające w siebie chwilowy nadmiar pracy, by go niebawem wydać z powrotem.

Im większem przeto będzie δ, tem łatwiej też regulator może się dostosować do równowagi, jaka odpowiada prędkości w danej chwili. Stosowne granice dla wartości δ podano poniżej pod **6.**

Jeżeli w rys. 487 przez krańcowe punkty P_o i P_u krzywej C danego regulatora przeprowadzimy promienie wodzące z O, aż do ich przecięcia się z dowolną rzędną w punktach o i u, i przepołowimy kresę $u\,o$ w punkcie m, to, o ile **niejednostajność** regulatora nie będzie znaczna, możemy ją przybliżenie dokładnie wyrazić przez stosunek:

$$\delta = \frac{c}{c_m} = \frac{{n_o}^2 - {n_u}^2}{{n_o}^2 + {n_u}^2} = \frac{2(n_o - n_u)}{(n_o + n_u)\left[1 + \left(\frac{n_o - n_u}{n_o + n_u}\right)^2\right]} = \sim \frac{2(n_o - n_u)}{n_o + n_u}.$$

Jeżeli w równaniu charakterystyki:

$$C = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G x$$

podstawimy zamiast x wartość $x + \alpha$ (α = stałej), to otrzymamy:

$$C' = \left(\frac{n'}{30}\right)^2 G\,(x + \alpha).$$

Jeżeli cały ustroj regulatora, jego ciężary, wahak i t. d. pozostają bez zmiany, a tylko zwiększymy odległość osi wrzeciona od pozostałego ustroju o stałą wielkość α, to dla dowolnego położenia x musi być $C = C'$, czyli, że charakterystyka zatrzymuje kształt niezmieniony; a zatem z równań powyższych otrzymamy wzór:

$$(n')^2 = n^2 \cdot \frac{x}{x + \alpha}.$$

Przez zmianę odległości osi wirowania o α zmieniamy zatem ilość obrotów, odpowiadającą danemu położeniu x. Jeżeli α jest dodatne, to n się zmniejsza i naodwrót. Równocześnie zmienia się i niejednostajność $\delta = \frac{{n_o}^2 - {n_u}^2}{n_o + n_u}$, a mianowicie δ zwiększa się wraz z powiększającą się odległością osi, t. j. gdy α dodatne, i naodwrót.

Stosunki te pozwalają nam dla danego ustroju regulatora zmieniać ilości jego obrotów i stopień niejednostajności przez zmianę odległości osi wrzeciona od reszty ustroju.

Najłatwiej jest otrzymać małą wartość na δ w pobliżu niestatecznego punktu charakterystyki; dla tego też stosują kawałki krzy-

wych C, poczynające się w pobliżu P_a (rys. 488, 489), lecz tylko kawałki odpowiadające równowadze trwałej. Jeżeli krzywa C, jak to bywa u większości regulatorów, jest w górnym swym przebiegu wklęsła, to przydatna jej gałęź leży powyżej punktu niestatecznego; jeżeli naodwrót przebieg jej ku górze jest wypukły, to należy stosować jej gałęź leżącą poniżej punktu niestatecznego.

3. Nieczułość regulatorów ε:

Podnoszenie się lub opadanie pochwy regulatora, obciążonej oporem P, który przeciwdziała jej ruchowi, może się rozpocząć dopiero, gdy siła odśrodkowa C mas rozpędowych (wskutek zmiany ilości obrotów n o Δn) zmieni się sama o ΔC. Pochwa pozostaje przeto w położeniu niezmiennem podczas zmiany obrotów:

$$\text{od } n - \Delta u \text{ aż do } n + \Delta u.$$

Stosunek $\frac{(n + \Delta u) - (n - \Delta u)}{n} = \frac{2\Delta u}{n} = \varepsilon$ nazywa się nieczułością lub nieruchliwością regulatora.

Ponieważ wogóle Δu bywa małe w stosunku do n, więc:

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta u)^2 - n^2}{n^2} = \frac{\Delta C}{C}.$$

Nieczułość ε w regulatorze silnika o ruchu posuwistym nie powinna być nigdy mniejsza niż niejednostajność δ_s jego koła rozpędowego (por. str. 619), aby regulator nie ulegał wahaniom podczas każdego skoku tłoka. ε nie powinno być również nigdy mniejsze niż najmniejsza, właściwa niejednostajność δ samego regulatora nieobciążonego nastawiakiem.

Przy każdej zmianie obrotów zatraca się w regulatorze równowaga, t. j. pochwa zaczyna wywierać nacisk S, (por. **c.** 4.) który musi przezwyciężyć opór P; przeto nieczułość regulatora można też wyrazić wzorem:

$$\varepsilon = \frac{P}{S};$$

a ponieważ opór P składa się z istotnego, zewnętrznego oporu użytecznego W, pochodzącego od stawidła silnika, oraz z oporu R, powodowanego tarciem składowych części regulatora, więc:

$$\varepsilon = \frac{P}{S} = \frac{W + R}{S} = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} = \varepsilon_w + \varepsilon_r,$$

t. j. nieczułość regulatora składa się z ε_w, **nieczułości czynnej,** zależnej od zewnętrznego oporu nastawiaka i stawidła, oraz z ε_r, **nieczułości biernej,** wynikającej z wewnętrznego oporu w samym regulatorze.

Im mniejsze ε_r, tem sprawniejszym będzie regulator; albowiem dla tej samej, z góry określonej nieczułości całkowitej ε może być tem większą nieczułość użyteczna ε_w, czyli, innemi słowy, dla danego oporu zewnętrznego W można założyć regulalor o mniejszej sile S.

Większość regulatorów wykazuje rozmaite ε_r dla rozmaitych położeń pochwy. Do dokładnej oceny regulatora konieczna jest przeto znajomość wartości ε_r przynajmniej dla najniższego, średniego i najwyższego położenia pochwy. W każdym razie wartość ε_r wypada uwzględniać.

Możliwie jednostajna wartość ε_r jest zaletą regulatora, a wartości liczebne ε_r p. f. 1. 2. Ze zmiennych wartości oporu W znamy zazwyczaj tylko średnią, którą uważamy też za stałą wartość oporu trudno bowiem określić zależność oporu W od położeń stawidła.

Można do tego używać wagi sprężynowej, mierząc nią opór podczas zmian położenia stawidła pod parą.

4. Siłą S regulatora nazywamy siłę, jaką regulator wywiera na pochwę nieobciążoną oporem P. Siłę tę określamy, ustawiając niewirujący regulator w różnych położeniach i mierząc w każdem z nich wagą nacisk, jaki wywiera pochwa z puharem.

Dla osiągnięcia niezmiennej nieczułości w każdem położeniu pochwy, najpodatniejszą będzie **niezmienność siły** S. Gdy puhar jest obciążony ciężarem, to S będzie stałą dla regulatorów omalniestatecznych, jeżeli masy rozpędowe będą małe względnie do obciążenia puhara, a więc gdy regulator wiruje z dużą ilością obrotów. Regulatory sprężynowe mają ponajczęściej siłę zmienną, a wzrasta ona wraz ze wzniesieniem się pochwy, np. w regulatorach Hartunga, Trencka, Zabel'a i t. p. lub naodwrót zmniejsza się ona w miarę wznoszenia się pochwy, np. w regulatorze sprężynowym Proella. Regulatory sprężynowe Tolle'a mają stałą siłę S. Stałość tej siły dozwala zmniejszać lub powiększać ilość obrotów przez prostą zmianę obciążenia puhara, co nadto pozostaje bez żadnego wpływu na stopień niejednostajności regulatora. W regulatorach o sile bardzo zmiennej, jest to niemożliwem, a nadto regulatory takie wymagają jeszcze ścisłego wyrównoważenia nastawiaka, w celu ich zabezpieczenia od zmian niejednostajności, lub od równowagi chwiejnej, którą mogłoby spowodować dodanie lub zdjęcie ciężarów z puhara.

5. Niejednostajność silnika i składa się z właściwej niejednostajności regulatora δ i z jego nieczułości ε w stanie obciążenia nastawiakiem. Od wielkości i zależą największe zmiany w prędkościach biegu silnika. Ponieważ ε i δ pozostają poniekąd we wzajemnej zależności od siebie, a mianowicie ε powinno być niemal równe δ, przeto na najmniejsze wahania w prędkościach silnika dozwalają regulatory, o małej nieczułości ε, oraz o małej własnej niejednostajności δ. Pierwsza pojawia się przy dużej sile regulatora, a małym oporze jego tarcia wewnętrznego, druga zaś przy zastosowaniu obciążenia sprężyną, t. j. przy małych masach rozpędowych i małem ich odchylaniu się.

6. Energicznością $\mathfrak{A}$ regulatora nazywa się iloczyn ze średniej jego siły S_m i skoku s pochwy, czyli:

$$\mathfrak{A} = S_m s = \int S \cdot ds.$$

Energiczność ta przedstawia się w wykresie charakterystyki regulatora (rys. 487 str. 625) jako powierzchnia $A P_u P_o B$, zawarta między krańcowemi wartościami sił C, krzywą C, oraz osią ON.

Energiczność regulatora występuje jako czynnik pożądanej jego niejednostajności δ, której minimum dla danego motoru i regulatora bez przytłumiaka wyraża się wzorem: *)

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{s_r}{g\,T^2}};$$

w którym oznacza:

T czas w sekundach, w którym nieobciążony silnik przy największem napełnieniu ze stanu spoczynku dochodzi do normalnej ilości obrotów;

g przyspieszenie swobodnego spadania $= 981$ cm/sek^2;

s_r zastępczy skok pochwy regulatora;

$$s_r = \frac{\text{sumie prac mech. oddzielnych ciężarów podczas pełnego skoku}}{\text{energiczność regulatora}}.$$

Dla regulatorów o stosunkowo dużem obciążeniu puhara, t. j. na znaczne ilości obrotów, bywa $s_r \backsim s =$ skokowi pochwy w cm. Regulatory sprężynowe mają tylko wówczas jeszcze mniejsze wartości na s_r, a więc mogą posiadać i mniejsze δ, gdy ciężar puhara i pochwy jest możliwie mały, gdy same robią dużo obrotów, posiadając małe masy rozpędowe, rozmieszczone daleko od wrzeciona i podlegające tylko małym odchyleniom. Im mniejszym jest skok zastępczy s_r w stosunku do rzeczywistego, tem większą zdolność regulowania posiada regulator i tem też mniejsze δ można dopuścić w równych pozatem warunkach.

Czas T w sek. określamy wzorem:

$$T = \frac{M\,V^2}{L},$$

w którym oznacza:

L największą moc silnika w mkg/sek.;

M masę wieńca koła rozpędowego w kg/m/sek.^{2};

V prędkość obwodową wieńca w m/sek.

Z wzoru powyższego i poprzedzającego wnioskujemy, że tem mniejszą może być niejednostajność δ, im większym będzie czas T, a więc dla silnika danej mocy, im cięższe damy koło rozpędowe, oraz im większą nadamy mu prędkość obwodową.

Stosując δ mniejsze niż wynika z wzorów powyższych, należy regulatory zaopatrywać w przytłumiaki, t. j. hamulce złożone z cylindra o tłoku nieszczelnym lub przedziurawionym, który przetłacza ciecz (glicerynę, olej) z jednej strony na drugą. Przedziurawienie tłoka lepiej zastąpić rurką, łączącą obie strony cylindra, a zaopatrzoną w kurek do regulowania prędkości przepływu. Hamulce takie powiększają oczywiście nieczułość regulatora.

---

*) S. M. Tolle. Przyczynki do oceny regulatorów odśrodkowych wahakowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 375 i nast.

7. Regulatory o działaniu bezpośredniem lub pośredniem.

Regulatory o działaniu bezpośredniem są stale złączone z nastawiakiem i stawidłem, na których przestawienie zużywają siłę W, przyczem

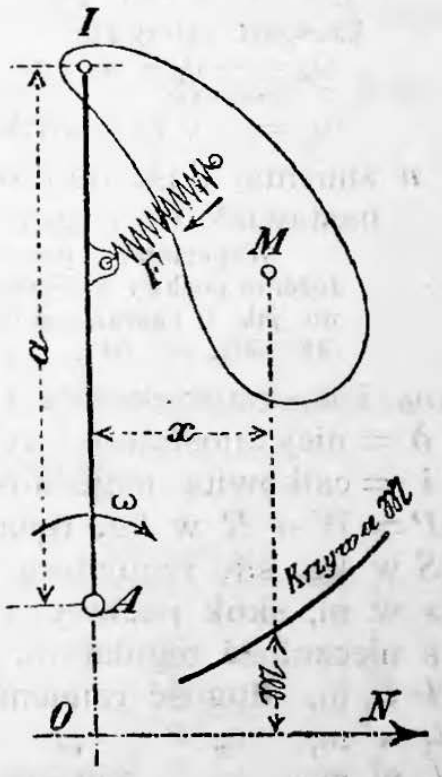
$$W + R = S\varepsilon.$$

Zwykłe regulatory kupne, o działaniu bezpośredniem i nienaciskane sprężyną, miewają energiczność $S_m s$, nieprzewyższającą zazwyczaj 15 do 18 kgm; takież regulatory sprężynowe miewają $S_m s$ do 90 kgm. Przy wyborze większych regulatorów należy rozważyć, czy nie wypadnie taniej zastosowanie regulatorów o **działaniu pośredniem**, których cena w każdym razie wynosi jednak nie mniej niż 200 rubli.

Regulatory o **działaniu pośredniem** dozwalają stosować bardzo mały skok pochwy, mogą one zatem posiadać małą niejednostajność δ por. f. 3. γ. A ponieważ i oporowi W można natenczas nadać małą wartość, więc za pomocą tych regulatorów można utrzymać niejednostajność silników i w bardzo niewielkich granicach nawet pomimo znacznego oporu stawideł Rider'a lub Meyer'a u silników parowych, albo też stawideł wodnych u turbin i t. p.

8. Regulatory płaskie. Dowolnego kształtu masa rozpędowa M, o wadze G, osadzona (rys. 490) obrotliwie na czopie I, który opisuje obwód koła o promieniu a, wirując wraz z czopem około osi obrotu A, podlega sile odśrodkowej. Przy prędkości kątowej ω moment $\mathfrak{M}$ odśrodkowej siły masy rozpędowej M względem punktu I musi być równoważony przez moment sztucznego nacisku w regulatorze (np. sprężyny F) i wyrazi się, podobnie jak siła C, (por. c 1.) wzorem:

Rys. 490.



$$\mathfrak{M} = \omega^2 a\, Mx = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g}\, a\, Gx$$

$$= \sim \left(\frac{n}{30}\right)^2 Gxa.$$

Z wartości $\mathfrak{M}$ możemy nad osią ON, prostopadłą do AI wykreślić krzywą $\mathfrak{M}$, która będzie charakterystyką dla regulatorów płaskich.

Energiczność regulatora przedstawia się tu, zupełnie podobnie jak w rys. 487, przez pole zawarte między krańcowemi rzędnemi krzywej $\mathfrak{M}$. Niejednostajność wyrazi się podobnież jako stosunek $\delta = \dfrac{2(\omega_o - \omega_u)}{\omega_o + \omega_u} \sim \dfrac{n_o^2 - n_u^2}{n_o^2 + n_u^2}$.

Oddalając masy rozpędowe (wraz ze sprężyną F i czopem I) od środka obrotu A, w kierunku AI, t. j. zmieniając wielkość a, nie zmienimy kształtu krzywej $\mathfrak{M}$, ani punktu O. Dla dowolnej bowiem wartości x nacisk sprężyny pozostaje niezależnym od a, a również i moment $\mathfrak{M}$, który musi równoważyć ów nacisk. Wraz z ramieniem a zmienia się tylko ilość obrotów n,

przynależna do danego x, a określona związkiem: $a\, n_{x_1}{}^2 = a'\, n'^2{}_{x_1}$, albo: $n'^2{}_{x_1} = \frac{a}{a'}\, n_{x_1}{}^2 = n_{x_1}{}^2 \cdot$ stała. Niejednostajność δ zostanie też niezmienną bez względu na zmiany ramienia a, bo ilości obrotów, przynależne do dowolnego x, zmieniają się wszystkie w tym samym stosunku $\frac{a}{a'}$.

d. Obliczenie regulatorów wahakowych.

Niech oznacza:

G w kg, wagę masy rozpędowej, zawieszonej u **jednego** wahaka;

Q w kg, całkowite obciążenie puhara i pochwy.

Q zawiera w sobie nietylko wagę własną pochwy, puhara, oraz część wagi ramion, ale niekiedy i nacisk sprężyny, pary i t. p., jak np. w regulatorze „Tangye", w którym nacisk pary na grzybek zawora dołącza się do Q, podczas gdy nacisk małej sprężyny, przeznaczonej do ujednostajnienia ilości obrotów, odejmuje się od Q

C w kg — siłę odśrodkową masy ciężaru G (por. str. 211).

Siła C przechodzi przez środek masy rozpędowej, jeżeli nią jest ciało obrotowe, o osi prostopadłej do płaszczyzny odchyleń wahaków.

p — ilość wahaków umieszczonych naokoło wrzeciona.

Q_s w kg — ogólny nacisk na czopy korbowe regulatora, równoległy do ruchu pochwy (nacisk od ciężarów lub sprężyny).

Zauważyć należy że:
$Q_s = -(Q + p\,G)$ przy przesuwalnem zawieszeniu wahaków i wrzecionie pionowem;
$Q_s = +\,Q$ we wszystkich pozostałych przypadkach

n zmienną ilość obrotów na minutę wrzeciona niedziałającego na nastawiak (t. j. gdy $P = O$).

Wspomnianą powyżej krzywą n otrzymuje się, odkładając na każdem położeniu pochwy właściwą mu ilość obrotów jako rzędną; krzywa ta daje (podobnie jak i charakterystyka) wskazówki co do stateczności regulatora (por. rys. 506, 507, str. 647).

n_o i n_u największość i najmniejszość wartości dla n;

$\delta =$ niejednostajność regulatora, (p. str. 626);

$i =$ całkowitą niejednostajność silnika, (p. str. 629);

$P = W + R$ w kg, opór działający na pochwę, (p. str. 628);

S w kg, siłę regulatora, (p. str. 629);

s w m, skok pochwy, (p. str. 629);

ε nieczułość regulatora, (p. str. 628);

l w m, długość ramienia wahaka
l_1 w m, „ „ korby
l_2 w m, „ korbowodu
} w regulatorze por. rys. 491, 492 i 493, str. 633;

α, β, γ — kąty odchylenia drążków l, l_1 i l_2 od pionu, liczone jak wskazano w rys. 491 — 493;

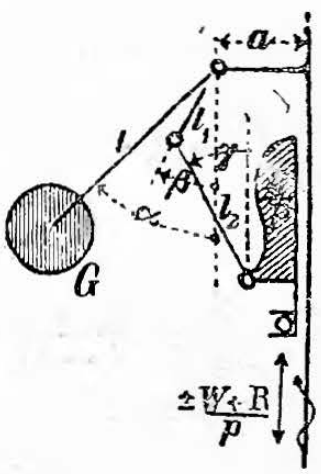
o, względnie u wskaźniki dla kątów α, β, γ, oraz dla n, odpowiadające skrajnym położeniom pochwy, t. j. najwyższemu, względnie najniższemu przy regulatorach o wrzecionie pionowem, a przy poziomem wrzecionie natomiast położeniom pochwy, przynależnym do największego, względnie najmniejszego odchylenia wahaków, rozumie się, w granicach właściwych do zastosowania;

a w m odległość przegubów wahaków od osi wrzeciona;

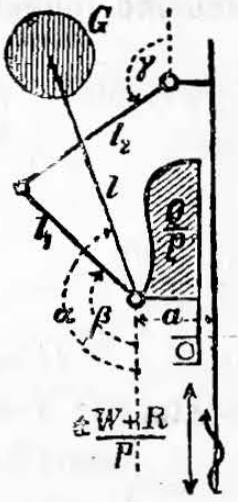
λ pewną część długości l, zależną od kątów α, β, γ, (por. wzory na str. 634 i 635 i rys. 494);

h w m tak zwaną wysokość stożka, p. wzór str. 634 i rys. 494;
r w m promień czopów przegubowych (we wszystkich przegubach liczono go jednakowej wielkości);

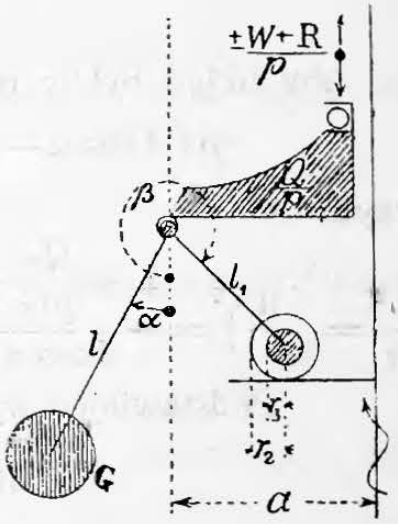
Rys. 491.



Rys. 492.



Rys. 493.



r_2 w m promień krążka toczącego się (rys. 493);
r_3 w m promień czopa tegoż krążka (rys. 493);
$\mu_1 \backsim 0{,}1$ spółczynnik tarcia w czopach przegubów;
Z nacisk na czop zawieszenia jednego wahaka, gdy regulator działa i jest obciążony;
ω prędkość kątową całego wirującego układu (p. str. 150 i 209).
g przyspieszenie ciężkości $= 9{,}81$ m/sek.^{2}

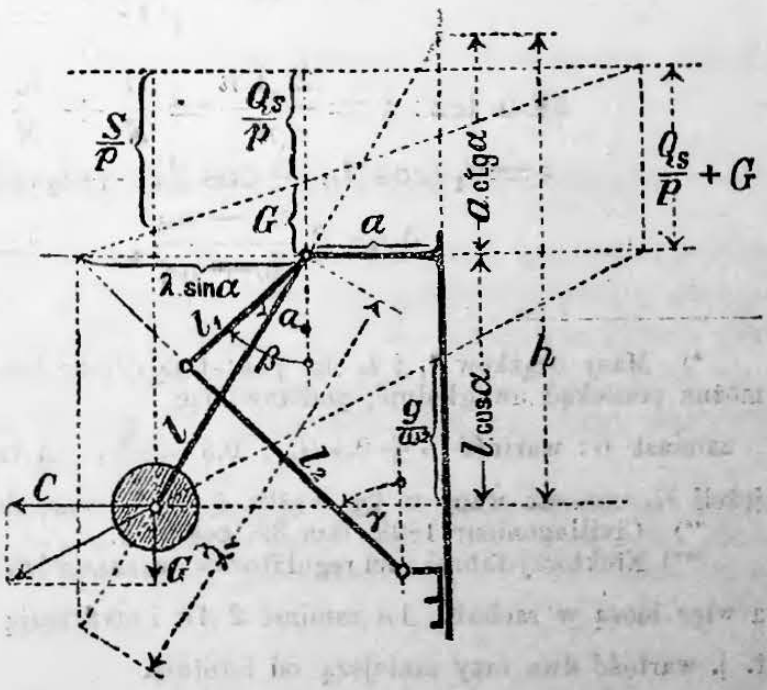
Wszędzie poniżej liczono $\frac{\pi^2}{g} \backsim 1$, a więc $\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2$.

1. Uwagi wstępne.

Zależnie od układu regulatora wprowadzamy:

a) dla rys. 491, t. j. regulatora o nieprzesuwalnem zawieszeniu wahaków, a więc z przegubami u wrzeciona, kąty α, β i γ uważa się za leżące w pierwszej ćwiartce koła.

Rys. 494.



b) dla rys. 492, t. j. regulatora o przesuwalnem zawieszeniu wahaków, a więc z przegubami wahaków na pochwie, funkcyom kołowym kątów α, β i γ nadawać trzeba wartości, odpowiadające położeniu kątów w drugiej ćwiartce koła. Nadto na Q_s wprowadzać należy wartość: $Q_s = -(Q + pG)$.

c) dla rys. 493, t. j. dla regulatora o zasadzie krzyżulca na korbie, z wahakami o przegubach na pochwie, liczy się α w pierwszej, a β w czwartej ćwiartce koła, wreszcie $\gamma = 0$, a $l_2 = \infty$.

2. Wrzeciono pionowe.

Aby układ był w równowadze, musi być:

$$p\,C\,l\cos\alpha - p\,G\,l\sin\alpha - Q_s\,l_1\,\frac{\sin(\beta+\gamma)}{\cos\gamma} = 0,$$

czyli:

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 + \frac{Q_s}{pG}\,\frac{l_1}{l}\,\frac{\sin(\beta+\gamma)}{\sin\alpha\cos\gamma}}{l\cos\alpha + \alpha\,\mathrm{ctg}\,\alpha} = \frac{S}{(l\cos\alpha + \alpha\,\mathrm{ctg}\,\alpha)\,(S - Q_s)}.$$

Podstawiając wysokość stożka: $h = l\cos\alpha + \alpha\,\mathrm{ctg}\,\alpha$,

i długość $\lambda = l_1\,\frac{\sin(\beta+\gamma)}{\sin\alpha\cos\gamma}$,

otrzymamy: $$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h}\left(1 + \frac{Q_s}{pG}\,\frac{\lambda}{l}\right) = \frac{S}{h\,(S - Q_s)}.$$ *)

Rys. 494 wskazuje sposób wykreślenia **) kres h i λ, jak również wzajemną zależność od siebie wielkości ω, C, G, Q, oraz S.

W równania powyższe należy wprowadzić wartości:

$S = p\,G\,\frac{l}{\lambda} + Q_s = p\,G\,\frac{l}{\lambda} + Q$ dla układu z wahakami o przegubach nieprzesuwalnych, a

$S = -p\,G\,\frac{l}{\lambda}\,Q_s = -p\,G\,\frac{l}{\lambda} + Q + p\,G$ dla układu z wahakami o przegubach przesuwalnych.

Nadto mamy wzory:

$$\varepsilon = \frac{P}{S} = \frac{W + R}{p\,G\,\frac{l}{\lambda} = Q_s},$$

albo też: $\varepsilon = \frac{2\,\Delta n}{n} = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} = \varepsilon_w + \varepsilon_r$); ***)

$$s = l_1\,(\cos\beta_u - \cos\beta_o) + l_2\,(\cos\gamma_u - \cos\gamma_o);$$

$$\delta = 2\,\frac{n_o - n_u}{n_o + n_u}; \qquad i = \delta + \varepsilon;$$

---

*) Masy drążków l_1 i l_2 nie pozostają często bez wpływu na wartość dla n, co można poniekąd uwzględnić, podstawiając

zamiast G: wartość $G + 0{,}4\,G_1 + 0{,}5\,G_2\,\frac{l_1}{l}$, a zamiast Q: wartość $Q + 0{,}5\,p\,G_2$,

jeżeli G_1 oznacza wagę w kg drążka l_1, a G_2 wagę drążka l_2.

**) Civilingenieur 1893, tom 39, zeszyt 2.

***) Niektórzy fabrykanci regulatorów oznaczają ich nieczułość w stanie nieobciążonym, a więc biorą w rachubę Δn zamiast $2\,\Delta n$ i otrzymują skutkiem tego: $\frac{P}{S} = \frac{\Delta n}{n} = \varepsilon$, t. j. wartość dwa razy mniejszą od istotnej.

$$R = \frac{\mu_1}{\sin(\beta+\gamma)} \frac{l}{r} \left[p Z \cos\gamma + Q_s \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \frac{\cos\beta}{\cos\gamma} \right) \right];$$

$$Z = G \sqrt{\left[\frac{S}{S - Q_s} \operatorname{tg}\alpha - \frac{Q_s}{p G} \operatorname{tg}\gamma \right]^2 + \left[\frac{Q_s}{p G} + 1 \right]^2}.$$

Dla ustrojów poszczególnych wzory te upraszczają się:

I. dla ustroju korbowodowego, ukośnikowego, (rys. 491, 492), podstawiając: $\beta = \gamma$, (oraz $l_1 = l_2$), otrzymamy:

$$\lambda = 2 l_1 \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \text{ i t. d.},$$

II. dla ustroju z krzyżulcem na korbie, podstawiając: $\gamma = 0$ otrzymamy:

$$\lambda = l_1 \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \text{ i t. d.},$$

a nadto dla ustroju z wahakami o przegubach na pochwie (rys. 493) będzie:

$$R = \frac{\mu_1}{\sin\beta} \frac{r}{l} \left[p Z + Q_s \frac{r_2}{r_3} l_1 \cos\beta \right].$$

3. Regulatory z wrzecionem poziomem, równoległem do płaszczyzny odchyleń wahaków.

(Regulatory parowcowe, tachometry).

Wahaki ustawia się przeciwlegle po obu stronach wrzeciona, aby się ich siły ciężkości G wzajemnie znosiły. Nacisk Q wywiera się albo obciążeniem drążka pochwy, albo też sprężyną.

Warunek równowagi brzmi:

$$p C l \cos\alpha - Q l_1 \frac{\sin(\beta+\gamma)}{\cos\gamma} = 0, \text{ albo:}$$

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \frac{Q}{p G} \frac{\lambda}{l}; \qquad \text{nadto } S = Q, \qquad \varepsilon = \frac{P}{Q}.$$

Wielkości h, λ, s, δ, i, R, oraz Z oznaczają się z wzorów pod 2, str. 634.

4. Regulatory niepatentowane Watt'a, Porter'a i Kley'a.

W zasadzie nie są one gorsze od przeróżnych, patentowanych regulatorów z obciążeniem, zalecają się zaś przejrzystością swego ustroju i działania, oraz stałością wartości ε i S, wreszcie łatwo jest zmieniać w pewnych granicach wartości: n, P i ε. Zmian tych dokonywa się przez zmianę G lub Q, przyczem nie ma ona wpływu na przebieg krzywej n (p. str. 632).

W tym celu wyrabiają wahaki G z oddzielnych tarcz ześrubowanych na drążku wahakowym, a zmiany ciężaru Q uskutecznia się przez proste dosypywanie lub ujmowanie śrutu obciążającego puhar, albo też przez przesuwanie ciężarka na drążku łączącym pochwę z nastawiakiem.

α. Wspólne właściwości regulatorów powyższych.

1) Przeguby wahaków stale złączone z wrzecionem; 2) kąt $\alpha = \beta$; 3) układ drążków ukośnikowy, dwuwahakowy, t. j. $l_1 = l_2$, $p = 2$, oraz $\beta = \gamma$; 4) $Q_s = +Q$.

Wprowadzając wartości te we wzory podane na str. 634, otrzymamy:

$$\lambda = 2l_1, \qquad S = G\frac{l}{l_1} + Q; \qquad \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1 + \frac{Q}{G}\frac{l_1}{l}}{h}.$$

Jeżeli układ drążków jest niemalukośnikowy, t. j. $l_1 \sim l_2$, oraz $\beta \sim \gamma$, $(\beta_u \sim \gamma_u)$, to dla $l_2 > l_1$, ze zwiększeniem wymiaru a zmniejszają się długości h, oraz λ, a zatem krzywa n zbliża się do położenia niestatecznego, natomiast zwiększa się wówczas skok s, wraz z energicznością regulatora.

Jeżeli zaś $l_2 < l_1$, to zachodzą stosunki wręcz odwrotne.

β. Regulator (miarkownik) Watt'a.

Niema puhara, a więc $Q \cong 0$; punkty zawieszenia (przeguby) drążków wahakowych leżą na teoretycznej osi wrzeciona, czyli $a \cong 0$; kąt α leży w pierwszej ćwiertce koła, zasadnicze wzory przekształcają się zatem na:

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 \cong \frac{1}{l\cos\alpha}; \qquad \varepsilon \cong \frac{Pl_1}{Gl}.$$

Charakterystyka ma punkt niestateczny dla $\alpha = 0$, a krzywa n nie ma punktu zwrotnego (przegięcia).

Zalecają się stosunki: $l_1 \sim 0{,}6\,l$, oraz $\alpha_n = 15^0$, wówczas będzie:

$$n \sim \frac{31}{\sqrt{l}},$$

a dla $\alpha_0 =$	20^0,	25^0,	30^0,	35^0,
$\delta =$	0,011,	0,032,	0,055,	0,083.

Regulator Watt'a ma małe tarcie wewnętrzne R, wydłużony kształt, duże masy rozpędowe G, nadaje się do małej ilości obrotów, zwłaszcza jako mierzydło prędkości kątowej, w którym to celu dobrze jest urządzić wahaki G przesuwane na drążkach l.

γ. Regulator (miarkownik) Porter'a.

Q znacznie większe od pG; $a \sim 0.1\,l$; α w pierwszej ćwiartce koła; wzory na n, ε i S jak dla ustroju ukośnikowego, p. str. 635. Często bywa $l = l_1$, aczkolwiek stosunek $l > l_1$ jest korzystniejszy. Krzywa n, kształtu litery S, posiada punkt zwrotny w okolicy kąta $\alpha \sim 40^0$, niezależnie od stosunku $a : l$. Charakterystyka nie ma punktu niestatecznego.

Zalecają się stosunki: $a = 0{,}1\,l$, $l_1 = 0{,}66\,l$, oraz $\alpha_u = 40^0$, a natenczas:

dla:	$\alpha_0 =$	42^0,	43^0,	44^0,	45^0,	46^0,	47^0,
będzie:	$\delta =$	0,019,	0,027,	0,036,	0,045,	0,055,	0,067.

Ilość obrotów miarkownika Porter'a jest przy równem l znacznie większa niż wattowskiego; z niekorzystnego, esowatego kształtu krzywej n wynika dla zazwyczaj używanych wartości δ bardzo mały skok s; przebieg krzywej n staje się tem niekorzystniejszy, im większą będzie wartość a; przy wzrastającej wartości kąta α zmniejsza się szybko h. Regulator Porter'a zajmuje mało miejsca w planie, można bowiem stosować kilka wahaków, nadając mu przez to większą energiczność, którą można jeszcze zwiększyć, jeżeli znaczniejsza niejednostajność δ będzie dozwolona.

δ. Regulator (miarkownik) Kley'a.

Przeguby wahaków po przeciwległej stronie wrzeciona, a więc drążki wahakowe krzyżują się, dla tego też α liczy się w czwartej ćwiartce koła. Jeżeli i drążki l_2 się krzyżują, to puhar leży albo poniżej, albo zastępuje się obciążeniem nastawiaka. Dla ułatwienia budowy niekiedy nie krzyżują drążków l_2, przez co jednak zatraca się ustrój ukośnikowy.

Krzywa n odpowiada równowadze chwiejnej jeżeli $a > l \sin^3 \alpha_u$, bierze się więc $a \gtreqless l \sin^3 \alpha_u$, przyczem wartości $a = l \sin^3 \alpha_u$ odpowiada punkt niestateczny charakterystyki w α_u, i poczynając od tego punktu krzywa n ma przebieg równowagi trwałej.

Dla:	$360^0 - \alpha_u =$	15^0,	20^0,	25^0	30^0,	35^0	40^0,
będzie:	$a : l \gtreqless$	0,017,	0,040,	0,075,	0,125,	0,189,	0,265.

Zaleca się: przy skrzyżowanych drążkach l_2 stosunki: $l_1 = 0{,}66\,l$, oraz $360^0 - \alpha_u = 40^0$, t. j. $a = 0{,}265\,l$. a natenczas

dla:	$360^0 - \alpha_u =$	45^0,	$47^1/_2{}^0$,	50^0	$52^1/_2{}^0$,	55^0,
będzie:	$\delta =$	0,0108,	0,020,	0,034,	0,055,	0,077;

przy nieskrzyżowanych drążkach l_2 zaś: $l_1 = 0{,}66\,l$, oraz $360^0 - \alpha_u = 26^0$; $a = 0{,}08\,l$; $\gamma_u = 18^0$; $l_2 = 0{,}8\,l_1$. (Wzory na pozostałe wielkości p. str. 634, 635).

Ilości obrotów w regulatorze Kley'a zależą od stosunku $Q : G$; miarkownik ten wykazuje bardzo korzystną, omalniestateczną charakterystykę i dużą energiczność.

Masa drążków nie powoduje prawie żadnych uchybień w działaniu względnie do teoretycznego. Miarkownik ten wogóle w niczem nie ustępuje patentowanym regulatorom z obciążeniem.

e. Wykreślne obliczanie regulatorów. *)

Nadaje się zwłaszcza do sprawdzania danych już ustrojów i do otrzymania wskazówek, jakie należałoby wprowadzić jeszcze zmiany, w celu polepszenia działania miarkownika.

Ogólna charakterystyka regulatora (rys. 487 i str. 625) nie daje wskazówek co do wpływu oddzielnych części składowych miarkownika na jego energiczność, niejednostajność i t. d., aby te wska-

*) Civilingenieur 1893, Tom 39, Zeszyt 2.
Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 i 1896. Artykuły S. M. Tolle. Przyczynki do oceny odśrodkowych regulatorów wahakowych.

zówki otrzymać, wypada wykreślić oddzielne charakterystyki odpowiadające składowym jego częściom, a więc wykres C_g siły odśrodkowej, którąby utrzymywała w równowadze ciężar wahaków G, takiż wykres C_q dla ciężaru puhara Q, wreszcie wykres C_f dla nacisku F sprężyny na puhar.

Z wykresów tych łatwo ocenić, jakie zmiany byłyby pożądane w wielkościach G, Q lub F.

Jeżeli np. krzywa C_g ma podobny (omalniestateczny) przebieg jak i ogólna charakterystyka C, to zmiana wielkości G nie wywrze żadnego wpływu na δ; albo jeżeli krzywa C_q jest ściśle lub omalniestateczna, to można powiększać obciążenie puhara Q, aby w ten sposób zwiększyć ilość obrotów miarkownika.

Regulatory o niestatecznej krzywej C_q nie tracą swego stopnia niejednostajności nawet wtenczas, gdy muszą przezwyciężać duże opory nastawiaka; ustrój ich nie może się zatem znaleść w równowadze chwiejnej.

W regulatorach sprężynowych nacisk sprężyny działa tak samo jak obciążenie puhara Q. Zmiana przeto nacisku sprężyny na pochwę, celem zmiany ilości obrotów regulatora, jest tylko wtedy właściwą, gdy krzywa C_q jest niestateczna. To też w regulatorach Trenk'a, Zabel'a, Hartung'a, (p. str. 629) nie należy zmieniać nacisku sprężyny, gdyż ich charakterystyka odpowiada równowadze chwiejnej.

Zastosowanie do regulatorów o zasadzie napędu korbowodowego.

1. Regulatory z wahakami o przegubach u wrzeciona.

Dane: G, Q i linijny układ drążków (rys. 495).

Dla dowolnego położemia mas rozpędowych będzie:

C_g — Promień I M odcina kresę C_g na gg, prostopadłej do wrzeciona, a leżącej w stałej odległości G od punktu I (przegubu wahaka).

C_q — Kreślimy qq prostopadle do wrzeciona, w odległości Q nad punktem I, dalej przez M prostopadłą do wrzeciona aż do przecięcia jej B z drążkiem II III. Prosta BID, oraz równoległa do II III, przeprowadzona przez I, odcinają na qq kresę DA, równą C_q.

Charakterystykę C, otrzymujemy jako sumę: $C_g + C_q$.

Niejednostajność $\delta = \frac{c}{c_m}$ znajduje się w myśl rys. 487, str. 625.

Jeżeli dana jest liczebna wartość niejednostajności, to obierając najniższe położenie P_u, możemy znaleść położenie najwyższe, przeprowadzając promień Ou przez punkt P_u i odcinając z punktu u na rzędnej tegoż punktu kresę $uo = 2c = 2\delta c_m$ ku górze, — wówczas promień Oo przetnie charakterystykę w szukanym punkcie P_o. Obierając naodwrót najwyższe położenie P_o, znajdujemy w sposób podobny położenie najniższe; wogóle zaś postępowanie to daje możność wyboru dowolnego, a najwłaściwszego kawałka charakterystyki na krzywą działania regulatora, w granicy danej niejednostajności δ.

Energiczność w myśl str. 629 przedstawia się jako pole pod czynnym kawałkiem charakterystyki (rys. 487 str. 625).

Siła S. Ponieważ $\frac{S}{C} = \frac{Q}{C_q}$, więc S otrzymuje się jako wysokość trójkąta podobnego do trójkąta IDA, lecz o podstawie wielkości C.

Naciski na czopy regulatora. Na czop III nacisk $Z_3 = \text{I}\,A$ i jest on $= Z_2$ (na czop II); na czop I nacisk $Z_1 = DE$.

Według największej wartości każdego z tych nacisków określa się wymiary, a więc i średnica d_1, d_2, d_3 tych czopów.

Tarcie wewnętrzne regulatora R (sprowadzone na pochwę). Wymierzywszy wartości dla $h_1 = \text{I}\,H$, oraz $h_3 = \text{III}\,\mathfrak{P}$, otrzymamy:

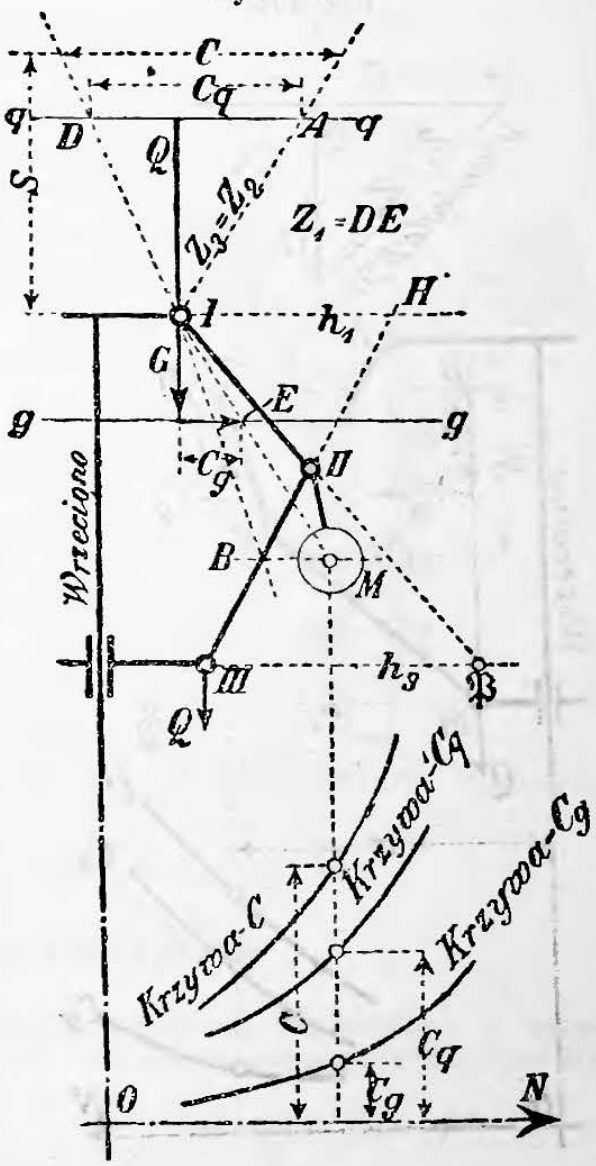
$$R = \frac{\mu}{2h_1}(Z_1 d_1 + Z_2 d_2) + \frac{\mu}{2h_3}(Z_2 d_2 + Z_3 d_3);$$

jeżeli zaś $d_1 = d_2 = d_3 = d$, to:

$$R = \frac{\mu d}{2}\left(\frac{Z_1 + Z_2}{h_1} + \frac{Z_2 + Z_3}{h_3}\right).$$

Nieczułość $\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_w$, przyczem $\varepsilon_r = \frac{R}{S}$, a $\varepsilon_w = \frac{W}{S}$.

Rys. 495.



2. Regulatory (miarkowniki) o nieprzesuwalnych przegubach wahaków i układzie ukośnikowym.

W rysunku 495 punkty I i III są w jednakowej odległości od wrzeciona, a nadto I II = II III. Jeżeli w dodatku I II M będzie linią prostą, to układ taki odpowiada systemowi Watt'a, Porter'a i Kley'a.

Krzywe C_g, C_q i C mają kształt jednakowy; Q i G można zmieniać dowolnie, bez wpływu na δ. Siła S jest stała. Tarcie wewnętrzne R (a więc i ε_r) będzie najmniejsze dla kąta $\alpha = 45^0$; jeżeli chodzi o małe δ, to należy skrzyżować drążki. Im większem będzie G w stosunku do Q, czyli im mniejszą ma być ilość obrotów, tem większe będzie h_1 i h_3 (rys. 495), to znaczy, im więcej swobodnego miejsca zajmuje regulator przy tej samej sile S, tem mniejszem będzie ε_r.

3. Regulatory z (przesuwalnymi) przegubami wahaków u pochwy.

Dane G, Q i układ regulatora (rys. 496).

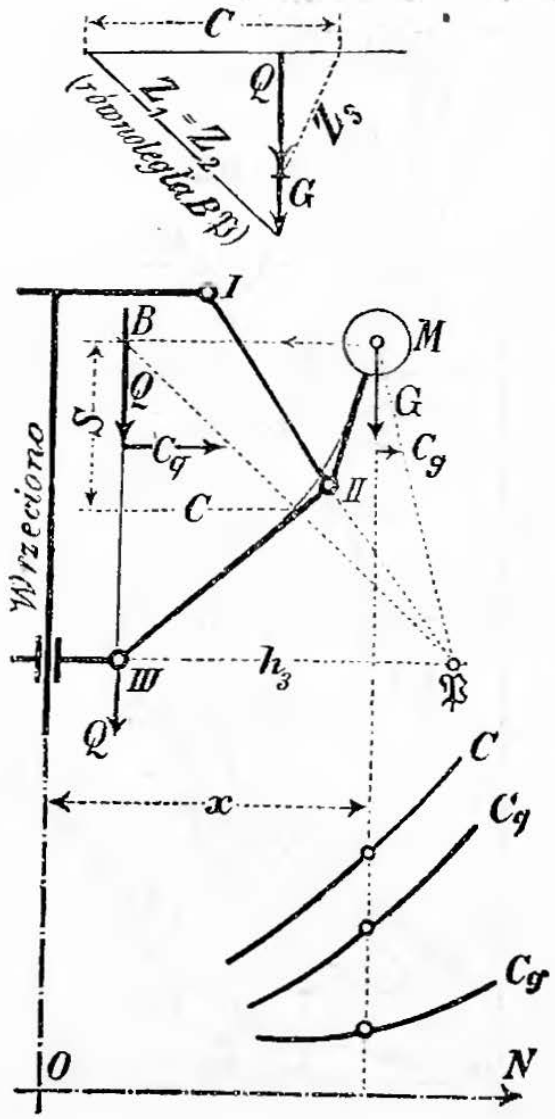
Dla dowolnego położenia mas rozpędowych będzie:

C_g — Prostopadła do wrzeciona, przez III przełożona, przecina się z przedłużeniem drążka I II w biegunie $\mathfrak{P}$; kreślimy $M\mathfrak{P}$. Na pionie z M odcinamy w dół kresę G, przez koniec jej kreślimy do

wrzeciona prostopadłą, na której ów pion przez M i promień ΨM odcinają krańce kresy C_g.

C_g—Kreślimy MB prostopadłą do wrzeciona i z punktu B, leżącego nad przegubem III. odcinamy Q w dół na pionie. Kresa prostopadła do wrzeciona, przez koniec Q przełożona, aż do przecięcia z promieniem ΨB wyznacza szukaną wielkość C_q.

Rys. 496.



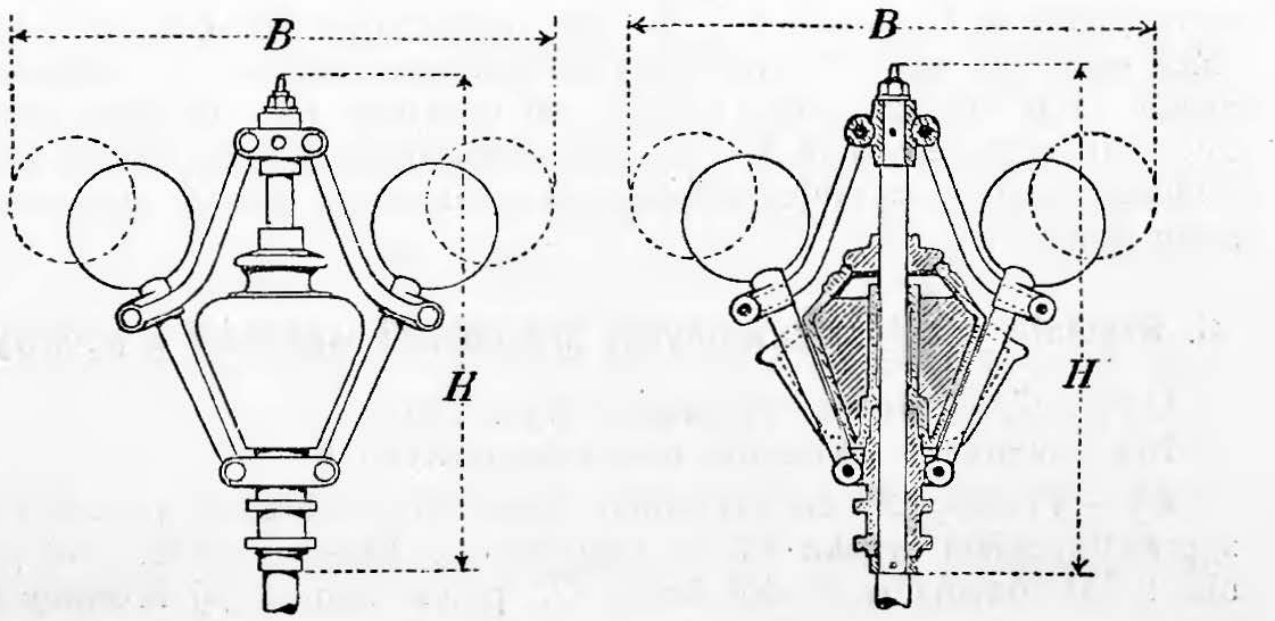
$$C = C_g + C_q.$$

S—Ponieważ $\frac{S}{C} = \frac{Q}{C_q}$, przeto S jest wysokością trójkąta o podstawie C, a podobnego do trójkąta, z którego wyznaczyliśmy C_q.

Naciski na czopy. Na pionie (w górnym rys. 496) odcinamy $Q + G$ ku dołowi od dowolnej linii poziomej i przez koniec kresy G, równolegle do ΨB, aż do przecięcia się z poziomą, przeprowadzamy kresę, której długość będzie $= Z_1 = Z_2$. Z wyższego krańca tej kresy odcinamy (w prawo) na poziomej kresę C, której (prawy) kraniec łączymy z dolnym krańcem kresy Q, wyznaczając w ten sposób wielkość Z_3.

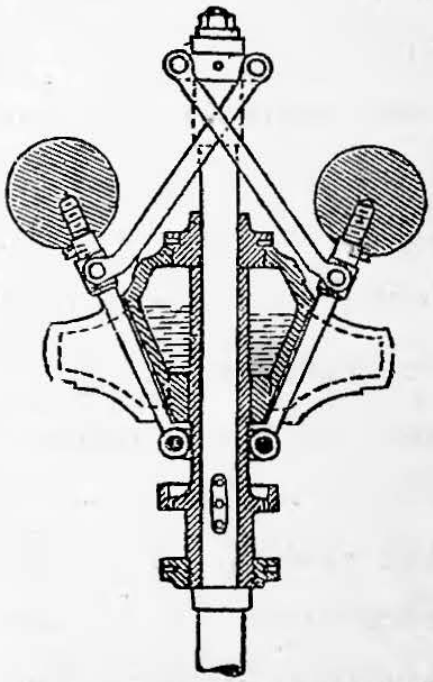
Wielkości: R, ε_r, δ, oraz **Energiczność,** znajdujemy jak pod **e. 1** (p. rys. 487 str. 625).

Rys. 497.



4. Regulatory (miarkowniki) z przesuwalnymi przegubami wahaków (na pochwie) i układem ukośnikowym.

Rys. 498.



Krzywe C_g, C_q i C mają kształt taki sam jak w przypadku, gdy przeguby wahaków są utwierdzone u wrzeciona. Przesuwalność przegubów wahakowych nie przedstawia zatem w tym przypadku żadnych korzyści, zmniejszając tylko siłę i powiększając tarcie wewnętrzne. (ε_r będzie tem większe, im większem jest G w stosunku do Q, czyli im mniejszą naznaczono ilość obrotów dla miarkownika).

Jeżeli przybliżymy środki wahaków M ku wrzecionu (regulator Proell'a rys. 497) lub gdy skrzyżujemy tylko drążki I II (regulator Steinle'go rys. 498), to krzywa C_g staje się nietrwałą, podczas gdy krzywa C_q odpowiada jeszcze równowadze trwałej. Krzywa całkowitego C będzie dosyć zbliżona do niestateczności. Zwiększamy δ przez powiększenie wagi Q, a zmniejszamy je naodwrót przez zwiększenie wagi G.

ε_r bywa 1 do 1,5%.

f. Regulatory przywilejowane.

Grupę tę stanowią regulatory, których układ zabezpieczono przywilejami, a wyrabiane jako specyalność przez różne fabryki, które nie zawsze posiadają wyłączność ich wyrobu. Należą tu przedewszystkiem:

1. Regulatory niesprężynowe.

α. Regulator Proell'a (rys. 497).

Zalety i wady (p. **e.** 4 str. 641).

Nr. regulatora	I	II	III	IV	Ia	IIa	IIIa	IVa	Va
Ilość obrotów na minutę n	120	100	90	80	145	130	115	107	120
Siła S . . . . . kg	12,5	25	37,5	50	32	50	62	85	110
Skok pochwy s . . mm	40	50	60	70	55	65	75	80	80
Energiczność . . kgm	0,5	1,25	2,25	3,5	1,76	3,25	4,6	6,8	8,8
Największa szerokość B mm	390	500	600	690	445	510	615	700	700
Największa wysokość H mm	380	470	570	660	420	470	570	660	660

$\delta = 3$ do 4%.

β. Regulator Steinle'go (rys. 498).

Zalety i wady (p. str. 641).

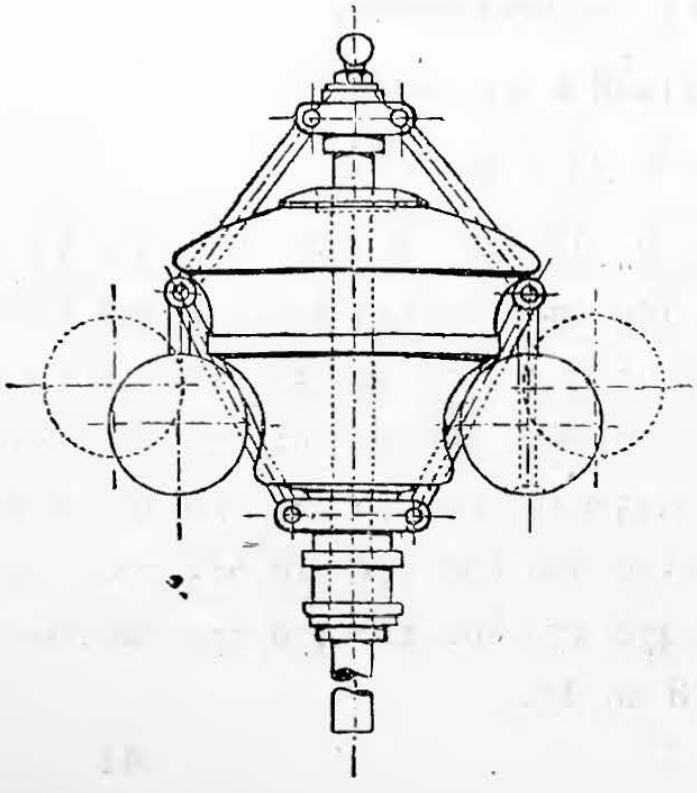
Nr. regulatora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ilość obrotów na minutę n	120	100	90	80	130	115	107	120	120	120
Siła S . . . . . kg	12	21	34	50	37	59	81	102	140	195
Skok pochwy s . . mm	40	50	60	70	65	75	80	80	100	120
Energiczność . . kgm	0,5	1,0	2,0	3,5	3,4	4,4	6,5	8,2	14,0	24,3
Największa szerokość B mm	450	520	620	700	520	620	700	700	785	885
Największa wysokość H mm	400	500	600	700	460	570	650	650	740	890

Nr. regulatora	0	A	11	12	13	14	15	16	17
Ilość obrotów na minutę n	155	145	230	300	230	180	170	160	160
Siła S . . . . . kg	15	34	24	48	76	116	140	152	173
Skok pochwy s . . mm	45	55	40	55	65	75	80	80	100
Energiczność . . kgm	0,68	1,9	0,96	2,6	4,9	8,7	11,2	12,2	17,3
Największa szerokość B mm	385	450	365	450	500	615	685	685	770
Największa wysokość H mm	390	440	410	460	505	600	680	680	770

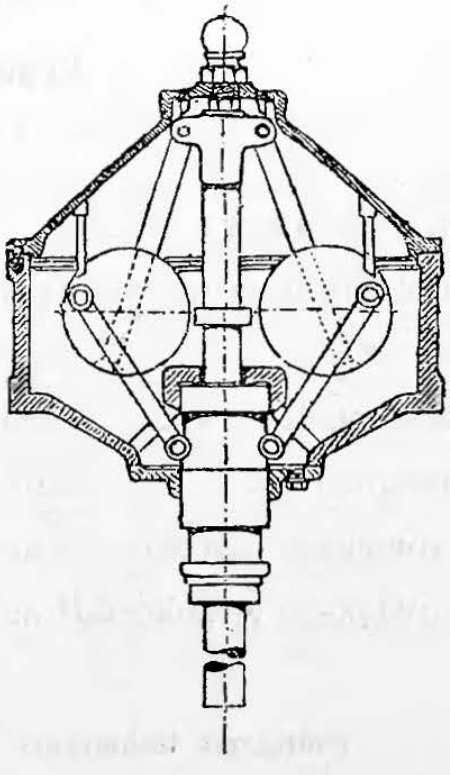
γ. Regulator Tolle'go (rys. 499, 500).

Rozmaita niejednostajność osiąga się tu przez umieszczenie środków ciężkości mas rozpędowych bliżej lub dalej od osi wrzeciona i bywa (stosownie do zamówienia): $\delta = 0$ do 4% dla układu otwartego (rys. 499), a $\delta = 0$ do 8% dla układu zamkniętego (rys. 500). Krzywa C_q jest niestateczna; średnio $\varepsilon_r = 1{,}3\%$.

Rys. 499.



Rys. 500.



Ustrój otwarty (rys. 499).

Nr. regulatora	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Ilość obrotów na minutę n	170	160	150	140	134	130	130	126	120
Siła S . . . . . kg	12,5	25	50	81	100	125	163	200	250
Skok pochwy s . . . mm	28	35	43	50	55	58	62	66	72
Energiczność . . . . kgm	0,35	0,9	2,4	4,2	5,5	7,2	10	13,2	18
Największa szerokość B mm	324	394	484	570	617	660	716	753	816
Cała wysokość H . . mm	316	389	471	543	587	626	666	712	751

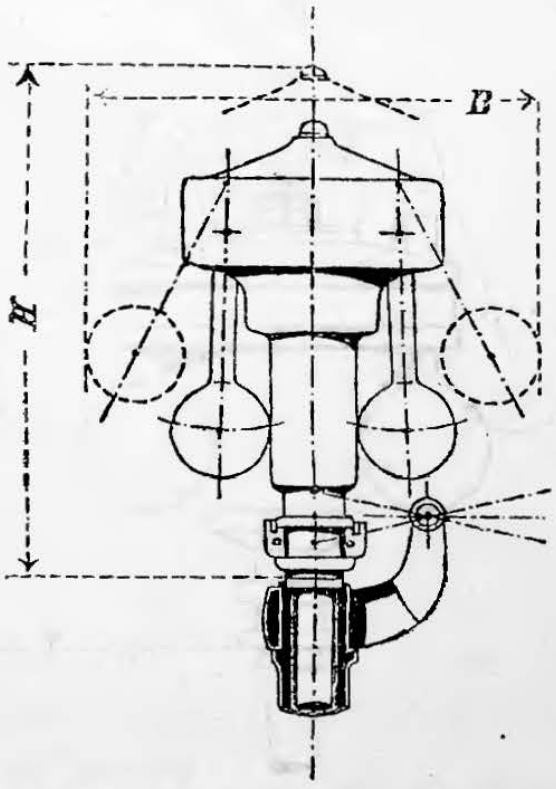
Ustrój zamknięty (rys. 500).

Nr. regulatora	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Ilość obrotów na minutę n	360	340	320	300	300	300	300	290	280
Siła S . . . . . kg	25	50	75	100	125	155	185	215	250
Skok pochwy s . . . mm	30	36	41	45	48	50	54	58	61
Energiczność . . . . kgm	0,75	1,8	3,1	4,5	6,0	7,8	10	12,5	15
Największa szerokość B mm	300	360	410	450	480	500	540	580	610
Cała wysokość H . . mm	400	480	550	600	650	670	720	775	810

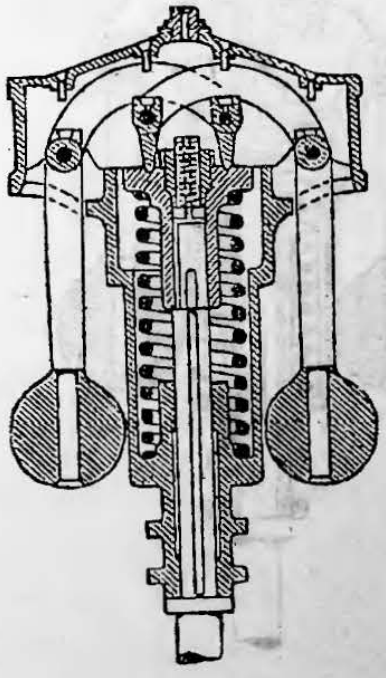
2. Regulatory sprężynowe.

α. Regulator Trenck'a (rys. 501, 502).

Rys. 501.



Rys. 502.



Nacisk na pochwę wytwarza się po części ciężarem puhara, po części zaś sprężyną. Ponieważ krzywa C_q jest stała, (lecz o równo-

wadze bardzo nietrwałej) trzeba więc bardzo starannie wyrównoważyć nastawiak. Nie wypada zatem zmieniać ilości obrotów przez zmianę nacisku sprężyny i dlatego naśrubek dociskający sprężynę jest niedostępny. Gdy pożądaną jest zmiana ilości obrotów, wypada nabywać dodatkowy przyrząd w tym celu budowany. Krzywa C_g jest niestateczna. Siła tego miarkownika wzrasta nadmiernie przy większem wzniesieniu się pochwy. $\varepsilon_r \backsim 1\%$. Skok zastępczy (p. str. 630) bywa: $s_r = {}^1/_2\, s$.

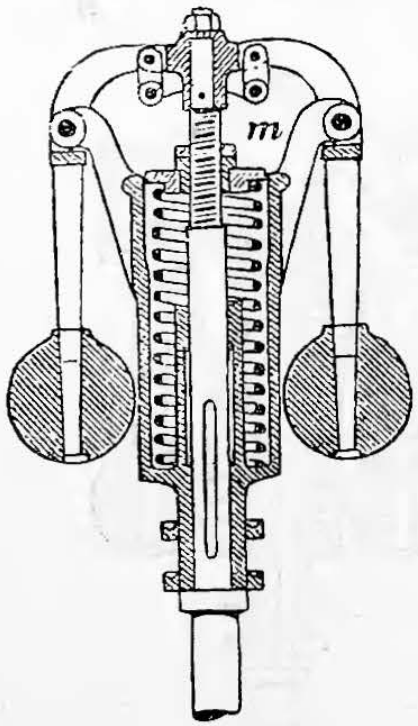
Podobnej budowy jest regulator F. Beyer'a, w którym zamiast kierowników (wodzików) górnych zastosowano krążki prowadnicze na prowadnicy; posiada on też podobne własności.

Nr. regulatora	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Ilość obrotów na minutę n	300	280	260	240	220	200	180	160	160
Średnia siła S . . . . kg	42	63	100	162	240	340	450	610	760
Skok pochwy s . . mm	30	40	50	60	70	80	95	115	115
Energiczność . . . kgm	1,3	2,5	5	9,7	16,8	27,2	42,7	70	87,5
Największa szerokość B mm	300	365	430	510	600	700	820	950	990
Największa wysokość H mm	355	425	490	570	670	780	910	1075	1075

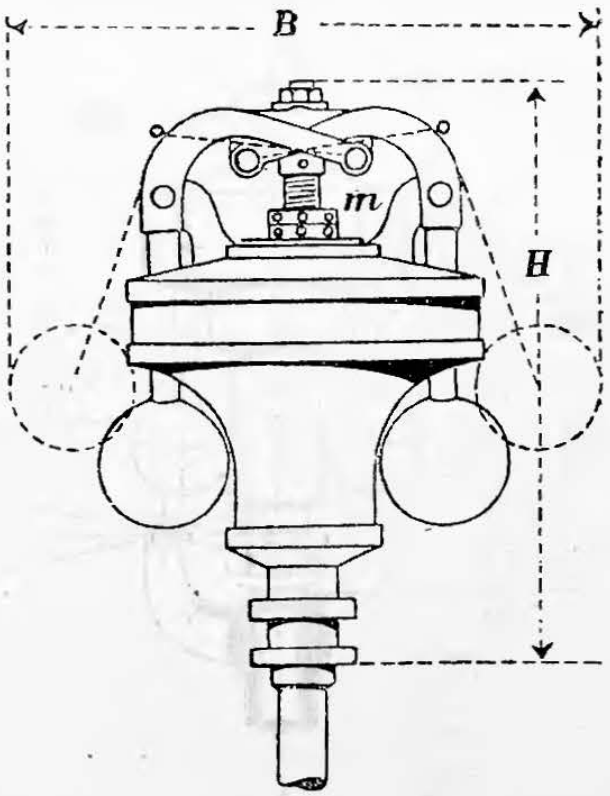
β. **Regulator Zabel'a** (rys. 503 i 504).

Naśrubek naciskający sprężynę leży na zewnątrz, co daje możność wyrównoważania obciążenia spowodowanego przez nastawiak. C_g, C_q, S, oraz ε_r jak w regulatorze Trenck'a. Skok zastępczy $s_r = 0{,}3$ do $0{,}4\, s$.

Rys. 503.



Rys. 504.

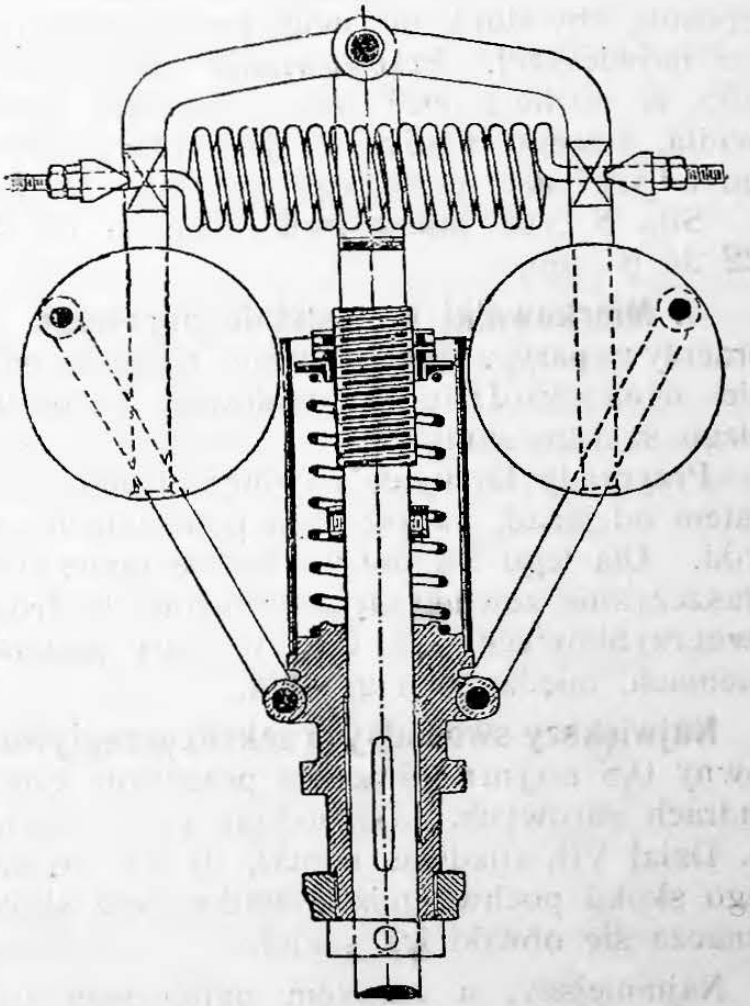


Ilość obrotów można powiększyć przez dołożenie 2 lub 3 sprężyn dodatkowych.

Miarkownik nowszego typu tego systemu, ustroju zamkniętego, z 3-ma wahakami, wykazuje ε_r prawie 2%, a średnią wartość na $s_r = 0{,}6\ s$.

Nr. regulatora	1	2	3	4	5	6	7
Ilość obrotów na minutę n	240	220	200	190	180	160	150
Średnia siła S . . . . . kg	58	75	113	163	275	425	625
Skok pochwy s . . . . mm	40	50	60	70	80	95	110
Energiczność . . . . . kgm	2,32	3,75	6,78	11,4	22,0	40,4	68,8
Największa szerokość B . mm	380	430	520	610	710	830	960
Największa wysokość H . mm	380	440	530	630	730	850	950

Rys 505.



γ. Regulator Tolle'go (rys. 505).

Zmianę niejednostajności osiąga się przez zmianę naprężenia sprężyny poziomej. Zmianę zaś ilości obrotów (w szerokich granicach) przez doprężanie lub odprężanie sprężyny pionowej, co pozostaje bez wpływu na niejednostajność δ. Krzywe C_q i C_g są niestateczne. Ustrój przedstawiony w rys. 505 ma $\varepsilon_r = 0{,}8\%$; inny zaś ustrój bez sprężyny pionowej tylko $\varepsilon_r = 0{,}25\%$; $s_r = {}^1/_{12}\ s$ u miarkowników mniejszych, do ${}^1/_{15}\ s$ u większych.

Nr. regulatora . .	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ilość obrotów na minutę n	360	340	320	300	300	300	300	290	280	260	250	230	220
Siła S . . . kg	31	53	80	112	130	151	175	212	252	296	394	567	770
Skok pochwy s mm	28	33	38	44	48	51	55	60	66	72	82	100	115
Energiczność kgm	0,87	1,75	3,1	4,9	6,2	7,7	9,6	12,7	16,6	21,3	37,4	56,7	88,5
Największa szerokość B . mm	260	306	358	410	438	474	510	560	608	666	762	910	1054
Największa wysokość H . mm	278	322	383	426	457	485	534	581	634	685	791	940	1095

3. Regulatory (miarkowniki) do szczególnych celów.

α. **Miarkowniki energiczności pomp,** wynalezione przez F. I. Weissa z Bazylei *) mają za zadanie zmianę mocy silnika pompy, pracującej pod stałe ciśnienie, (np. wieży ciśnień) przez zwolnienie lub przyspieszenie biegu silnika i pompy, podczas gdy energiczność silnika, t. j. praca wykonywana na jeden skok, zostaje bez zmiany. Regulatory takie bywają możliwie jak najbardziej statyczne (niejednostajność δ dochodzi w nich do 5,6). Nastawiak, t. j. mechanizm łączący pochwę miarkownika ze stawidłem, przestawia się na różne prędkości bądźto od ręki, bądź też samodzielnie, np. ciśnieniem wody. Ilość obrotów zwiększa się w miarę tego, jak ciśnienie wody z wieży ciśnień się zmniejsza, czyli jak poziom jej opada, przyczem urządza się nadto jeszcze ograniczenie tego przestawienia w ten sposób, aby silnik nie mógł przekroczyć pewnej, oznaczonej prędkości największej. Przestawianie nastawiaka odbywa się w ten sposób, że pochwa mieć może rozmaite położenia w stosunku do stawidła, z czego wynika, że jednakowym napełnieniom silnika parowego odpowiadać mogą rozmaite ilości obrotów regulatora.

Siła S tych miarkowników bywa od 25 do 850 kg; skok s od 22 do 81 mm.

β. **Miarkowniki przepustnic parowych** powinny o tyle tamować przepływ pary, aby w swem najwyższem położeniu były w stanie niezawodnie spowodować zwolnienie nawet jałowego biegu samego silnika.

Przyrządy tamujące powinny działać bardzo lekko, należałoby je zatem odciążać, zwłaszcza w położeniach, w których zamykają przewód. Dla tego też dobrze będzie umieszczać oś obrotu tamki w jej płaszczyźnie zewnętrznej, zwróconej w stronę dopływu; u zaworów dwugrzybkowych zaś dopływ pary powinien się kierować po promieniach, między oba grzybki.

Największy swobodny przekrój przepływu przez przepustnicę ma być równy 0,8 najmniejszego przekroju kanałów dopływowych w cylindrach parowych, jaki podano przy stawidłach silników parowych (p. Dział VII, rozdział silniki, III B). Według tej normy i dla znanego skoku pochwy miarkownika, oraz skoku grzybków w zaworze, oznacza się obwód ich siodeł.

Najmniejszy, a zarazem najbardziej jednostajny opór stawiają suwaki obrotowe na osi pionowej, zaopatrzone na obwodzie rowkami przepuszczającymi parę, a uszczelnione szczeliwem metalowem w dławnicy, która przepuszcza na zewnątrz wrzeciono odciążone.

Suwaki te oddziaływują nadto słabiej na niejednostajność regulatora, aniżeli zawory dwugrzybkowe, o posuwistym ruchu wrzeciona, i słabiej też niż tamki krążkowe.

Wogóle przepustnice i zawory te, połączone z oddzielnym miarkownikiem, nadają się tylko wtenczas, gdy chodzi o dławienie pa-

*) Por. Przegląd Techniczny 1892 r. str. 137.

ry, co jednak bywa właściwem tylko przy większych napełnieniach cylindra. Używalność ich ogranicza się jeszcze poniekąd i ceną, która gdy przekroczy 200 — 250 rub., staje się wskazówką, że lepiej będzie zastąpić je doskonalszymi przyrządami, podanymi poniżej pod γ.

γ. Regulatory z przyrządami rozprężającymi parę.

Miarkownik działa tu na skok wechwytów podnoszących grzybek zawora na dopływie; pozatem potrzebny i suwak rozdziałowy.

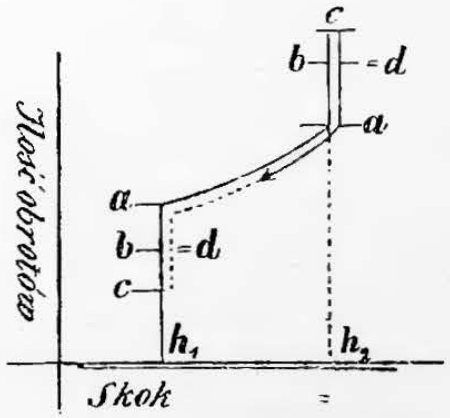
Całość ma ustrój przyrządu dodatkowego do gotowych już silników parowych, znanego w handlu pod nazwami: „przyrządu miarkującego“, „przyrządu rozprężającego“, „przyrządu Corliss'a“ i t. p.

Wadą tych przyrządów jest to, iż wymagają tak szerokich kanałów dopływowych do cylindra, aby, nawet przy największem przewidywanem jego napełnieniu, ciśnienie pary nie spadało dotkliwie; — w przeciwnym bowiem razie działalność przyrządów tych na bieg silnika nie przejawi się wcale, albo tylko bardzo słabo.

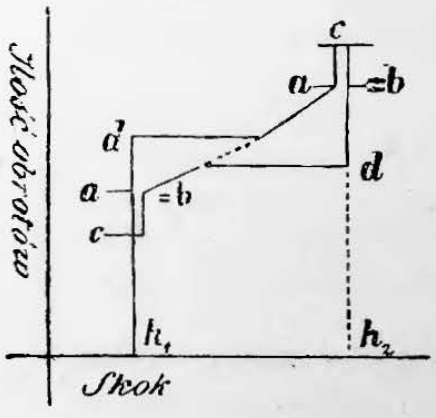
δ. Regulatory o działaniu pośredniem.

Miarkowniki te (p. str. 623) sprzęgają się z silnikiem, który wykonuje dalszą pracę nastawienia, a sprzęgają je ponajczęściej bądźto zapomocą kół ciernych, bądź też zapomocą sprzęgieł kłowych, oddziaływając na nie sprzęgnikiem. Jeżeli położenia pochwy regulatora odetniemy na osi odciętych, oznaczając przez h_1 położenie najniższe, a przez h_2 najwyższe, (rys. 506, 507) za rzędne zaś weźmiemy przy-

Rys. 506.



Rys. 507.



należne ilości obrotów, to otrzymamy dla regulatora z kołami ciernemi wykres rys. 506, a dla regulatora ze sprzęgłem kłowem wykres rys. 507. W obu wykresach odpowiadają punkty b początkowi działania silnika na nastawiak, punkty d zaś końcowi tegoż działania. W punktach c następuje zmiana ruchu przyspieszonego na zwolniony lub naodwrót. Krzywa aa jest teoretyczną krzywą n ilości obrotów regulatora. W urządzeniach zwykłych sprzęgnięcie nastawiaka z silnikiem trwa od punktu c aż do d; w regulatorach niektórych fabryk (np. Schäfer'a & Budenberg'a, Ganz'a & S-ka, Riedinger'a) istnieją dodatkowe urządzenia do wcześniejszego ich rozprzęgnięcia, a mia

nowicie zaraz w punkcie *c*, skoro tylko *n* zacznie mieć dążność do zmiany ku punktowi *d*. Pracę nastawiania stawidła wykonywa albo sam silnik główny, albo też można zastosować do tego celu oddzielną siłę napędną.

Działanie obu rodzajów regulatorów jest trudne do oceny jedynie na podstawie ruchu pochwy. Układ ze sprzęgłem kłowem może mieć równowagę chwiejną, jeżeli stosunek $\delta : \varepsilon$ nie jest właściwie dobrany. Wogóle wypada zakładać jak najmniejsze ε, natomiast $\delta > 0{,}02$ i dopiero odpowiednio do tego dobierać skok. Zazwyczaj bywa δ za małe, a ε za wielkie, czego skutkiem są znaczne wahania w ilościach obrotów, ujawniające się w wykresach stosunkowo wielkiem, wzajemnem oddaleniem punktów *b* i *c*.

g. Uwagi o wykonaniu miarkowników.

Regulator powinien być matematycznie wyrównoważony względem swej osi wirowania. Drążki w przegubach należy dostatecznie rozwidlić, aby się przy odchylaniu wzajemnie o siebie nie zaczepiały. Sworznie przegubowe, powinny być możliwie jak najcieńsze, aczkolwiek dostatecznie wytrzymałe na wytężające je siły Z, a więc powinny być ze stali i natwardzone. Wrzeciono ma być mocne, dobrze prowadzone i powinno spoczywać na trwałej podstawie. Napędu pasowego stosować nie wypada: zerwanie się lub spadnięcie pasa mogłoby bowiem spowodować przekroczenie właściwej silnikowi ilości obrotów, a nawet jego rozbieganie się, połączone z grozą rozerwania kół rozpędowych i t. p. zniszczeń.

DZIAŁ SZÓSTY.

Robniki (Silnice robocze).

Uwagi wstępne.

Ugrupowanie rozdziałów dotyczących silnic, czyli maszyn, a objętych działami: VI (Robniki) i VII (Silniki, czyli motory) pozostawiamy podług oryginału, bez zmiany, chociaż bardziej logicznym byłby podział następujący, oparty na celu silnicy:

I. Silniki (motory) przetwarzają innego rodzaju energię na mechaniczną energię ruchu. Poddziały byłyby następujące:

1. Silniki żywe przetwarzają chemiczną i cieplikową energię zawartą w pożywieniu na energię mechaniczną.
2. Silniki wodne przetwarzają energię położenia wzniesionej wody, albo energię wody pozostającej pod ciśnieniem, albo wreszcie energię kinetyczną, czyli pracę rozpędu wody, na energię mechaniczną.
3. Silniki wiatrowe **(wiatraki)** przetwarzają pracę rozpędu wiatru na energię mechaniczną
4. Silniki parowe przetwarzają w palenisku energię chemiczną przez spalenie paliwa na ciepło, a dalej w kotle na energię prężności (pary), którą znów sam silnik przetwarza na energię mechaniczną.
5. Silniki cieplikowe przetwarzają w samym silniku (przez spalanie paliwa) energię chemiczną na ciepło, które, zagrzewając gazy, zwiększa energię ich prężności, przetwarzającą się dalej w silniku na mechaniczną. [Silniki powietrzno-cieplikowe, gazowe, naftowe, benzynowe, spirytusowe, Diesel'a i t. p.].
6. Silniki elektryczne **(prądniki)** przetwarzają energię prądu elektrycznego, otrzymywanego zazwyczaj z silnic dynamo **(prądnic)**, na energię mechaniczną.

II. Robniki przetwarzają naodwrót energię mechaniczną na energię innego rodzaju (na energię położenia przez podnoszenie ciężarów, na energię prężności przez ściskanie (sprężanie) powietrza, na ciepło przez wykonywanie prac różnego rodzaju, na energię elektryczną w prądnicach i t. p. i t. p.); przeważnie wykonywają one pewne, celowe prace mechaniczne.

A. Przenośnice przenoszą pewne masy z miejsca na miejsce.

a. Jeździdła, t. j. silnice (maszyny) poruszane silnikiem, przenoszą ciężary, przenosząc się wraz nimi z miejsca na miejsce.

1. Wozy poruszane silnikiem żywym.
2. Parowce i inne statki, np. żaglowce (silnik wiatrowy).
3. Parowozy zwykłe, poruszane silnikiem parowym, albo też inne wozy silnikowe, np. elektryczne i t. p. na torach.
4. Jeźdźiki (samojazdy) bez torów.
5. Przesuwnice, t. j. wózki do przesuwania wagonów kolejowych i t. p.
6. Obrotnice.
7. Suwnice z dźwigarkami, żórawie na wózkach i t. p. przesuwają się wraz z ciężarem (po jego uniesieniu).

b. Ciągnice poruszają ciężary, pozostając same na miejscu, a tylko pewne ich części (ciągniki), np. haki i liny, poruszają się wraz z ciężarem.

1. Dźwigarki zwykłe i t. p. (windy), żórawie i t. p. silnice dźwignicowe, czyli dźwignice.
2. Wyciągi kopalniane, dźwigi (lifty, windy osobowe) wciągi (wielokrążki) i t. p.
3. Kolejki linowe (funiculaire), kolejki nalinkowe, pociągane linką i t. p.

c. Czerpnice podnoszą ciężary, zaczerpnąwszy (oderwawszy, albo pochwyciwszy) je uprzednio same.

1. Czerpadła, t. j. koła, ślimaki i t. p. podnoszące ciecz itp.
2. Czerparki kubełkowe i tłoczkowe (paternostry) do czerpania i podnoszenia cieczy.
3. Pogłębiarki (dragi) tak kubełkowe jak i szuflowe lub obchwytowe (do głazów).
4. Koparki (dragi suche).
5. Przenośniki i podnośniki na pasach bez końca (transportery i elewatory), pasowe i kubełkowe i t. p. do przenoszenia ciał sypkich (ziarn) lub ugniotnych, oraz ciał w kawałkach.

d. Rozpędnice nadają pożądany ruch, a więc i rozpęd, masom przeznaczonym do przeniesienia, przyczem same pozostają w miejscu, wykonując tylko ruchy wewnętrzne.

α) **Przetłocznice**, wytwarzają różnice ciśnień (napięć), które znów nadają ruch masom płynnym (lub prądowi elektrycznemu) bez pośrednictwa innych środowisk.

1. Pompy tłokowe, kompresory i t. p.
2. Pompy Root'a, dmuchawy Root'a i t. p.
3. Pompy odśrodkowe, dmuchawy odśrodkowe itp.
4. Przewietrzniki (wentylatory) śrubowe i t. p., tak nawietrzniki (wpychające), jako też wywietrzniki (wyciągające) i t. p.
5. Prądnice (dynamo) przetłaczają niejako wytworzonem przez siebie napięciem (ciśnieniem) prąd elektryczny przez przewodniki.

6. Pulsometry, „montejus“, dmuchawy działające ciśnieniem wody i t. p.

β) **Zabiernice** nadają ruch pożądany pewnemu środowisku (woda, para, powietrze). które zabiera potem ze sobą te masy, jakie zamierzamy przenieść na inne miejsce, a któreto środowisko towarzyszy im przez całą, albo przynajmniej przez prawie całą ich drogę.

1. Wywietrzaki (exhaustory parowe), dmuchawy działające rozpędem wody, smoczki (inżektory) i t. p., w których zabiernica kieruje tylko stosownie prąd środowiska, podczas gdy ruchu i rozpędu nabiera ono skutkiem swego własnego ciśnienia lub prężności.
2. Pompy Poole'a (Mamut), w których powietrze, wpychane od spodu w rurę zanurzoną w wodzie, podnosi się w słupie wody, a czyniąc go przez to lżejszym, zabiera go niejako ze sobą i unosi; wywietrzaki dymu, wywietrzniki pyłu, trocin i t. p., w których gazy poruszane zabierają ze sobą drobne ciała stałe; pogłębiarki smoczkowe, w których strumień wody pompowanej swym rozpędem odrywa ziarnka gruntu i unosi je ponad poziom wody i t. p.

γ) **Rzutnice** nadają rozpęd pożądany danej masie, przyczem tylko pewna ich część (lub środowisko) towarzyszy w biegu masom poruszanym, lecz nie przez całą drogę, a tylko przez (zwykle małą) część ich drogi.

1. Czysto mechaniczne działają bez pośrednictwa innego środowiska, np. łuki wyrzucające strzałę, przenośniki drgające, które posuwają po sobie ciała ziarniste, podrzucając je swym drganiem i t. p.
2. Działające mechanicznie, lecz za pośrednictwem pewnego środowiska,

a. naprężanego mechanicznie, np. wiatrówka;
b. naprężanego nie mechanicznie, np. rusznica, strzelba, działo.

B. Przerabiarki przerabiają dane ciała, nadając im odmienny kształt lub wielkość, (rozdrabniając je, mieszając lub łącząc je ze sobą, albo naodwrót wydzielając je z mieszanin i t. p).

a. Rozdzielarki rozdzielają ciała na części.

1. Przecinarki przecinają materyał bez strat, któreby mogły powstać z powodu ścierania części ciała na proszek, np. przecinarki zwykłe, nożyce, sieczkarki i t. p.
2. Piły, które przecinają, ścierając jednak przytem część ciała, np. zwykłe piły, traki tartaczne i t. p

Uwaga: silnice z pod 1. i 2. możnaby też zaliczać już do obrabiarek.

3. Rozdrabniarki dzielą ciało na wiele mniejszych cząstek: łamarki do kamienia, gniotowniki i t. p. żarna, przeróżne młyny, stępy, miażdżarki (kollergangi) i t. p.

b. **Obrabiarki** odcinają materyał zbyteczny, by nadać kształt pożądany pozostającej części głównej.
   1. O ruchu posuwistym: przebijarki, dziurkarki, strugarki (shaping), strugownice (heblarki) i t. p.
   2. O ruchu obrotowym: wiertarki, toczaki (toczydła), tokarki, wytaczarki (do cylindrów), gryzarki (frezarki) i t. p
c. **Mieszarki** mieszają różne materyały ze sobą; np. ugniatarki i t. p.
d. **Wydzielarki** wydzielają z mieszaniny pewne części, np. błotniarki (w cukrowniach), wirówki, suszarki (mechaniczne), wyziarniarki (w przędzalnictwie), młocarki (w rolnictwie) i t. p.
e. **Wyrabiarki** zmieniają kształt danego ciała bez zamierzonej straty w odpadkach, odcinkach i t. p. (w przeciwieństwie do obrabiarek): wytłaczarki, np. do blachy, wygniatarki (silnice do t. zw. drykowania), roztłaczarki (trajbmaszyny do rur), nitarki (silnice wyrabiające nity), zawijarki (do blachy), młoty parowe, walcarki, wyrówniarki, ceglarki (prasujące cegłę) i t. p. i t. p.
f. **Łączniarki** łączą ciała jednolite (lub w przybliżeniu jednolite, jednorodzajowe) nawzajem ze sobą, np. przędzarki samoprządki, tkarki i t. p.
g. **Spajarki** spajają ciała jednolite lub niejednolite za pośrednictwem innego, np. silnice (maszyny) do szycia, czyli szewiarki; nitownice (t. j. silnice nitujące) i t. p.
h. **Nakładarki,** nakładające różne materyały na siebie i spajające je ze sobą:
   1. czysto mechanicznie, przez stłoczenie: np. tłoczarki.
   2. za pośrednictwem lepi, t. j. ciał lepkich: silnice, (maszyny) drukarskie, politurujące, malujące itp.

ROBNIKI (SILNICE ROBOCZE).

I. OBRABIARKI.

Uwaga: W rozdziale I niniejszego działu stosowano wyjątkowo wymiary długości w **mm**, a wartości na wytrzymałość w **kg/mm²**.

A. Obrabiarki metali.*)

a. Przebijarki i przecinarki.

Oznaczamy przez:

s grubość blachy przebijanej lub przecinanej, w mm,
b jej szerokość w mm,
d średnicę dziury w mm,
d_1 średnicę przebijnika (stempla) w mm, } u przebijarek,
d_2 średnicę podbijki (matrycy) w mm, }
Q opór największy w rzezie (ostrzu) w kg,
K_s wytrzymałość na cięcie metalu przecinanego w kg/mm²,
K jego wytrzymałość na ciśnienie w kg/mm²,
F największe pole rozcięcia w m²/godz.,
N całą moc zużytą
N_1 moc zużytą na bieg jałowy } w *MK*.
N_2 moc pożyteczną }

Rozcięcie bez miażdżenia następuje, gdy:

$$s \leqq b \frac{K}{K_s} \quad \text{lub} \quad b \geqq s \frac{K_s}{K}, \text{ tak że, np.}$$

dla żelaza kutego, musi być $b \geqq {}^4/_5\, s$.

Dla przebijarek bywa stosowne:

$$d_1 = d - {}^1/_8\, s, \quad \text{a} \quad d_2 = d + {}^1/_8\, s.$$

Podbijkę rozszerza się zazwyczaj ku dołowi podług kątów zaostrzenia szczęk nożowych. Mamy:

$$Q = 1{,}1\, \pi\, s\, d\, K_s,$$

a zatem dla żelaza kutego (gdy $K_s \leqq 35$ kg/mm²): $Q \leqq 121\, s\, d$.

Szczęki nożyc posiadają zwykle jednakowe kąty zaostrzenia rzeza: 75° do 85°; rzadko ma górna szczęka 50° do 55°, dolna zaś 80°. Korzystnem jest, gdy rzezy (ostrza) szczęk tworzą ze sobą kąt $\alpha = 8°$ do 10° ($\alpha \leqq$ od kąta tarcia).

---

*) H. Fischer. Wielkość oporów, przy zdejmowaniu wiórów metalowych, jako podstawa obliczenia wymiarów obrabiarek. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 504.

U przecinarek o rzezach równoległych będzie:

$$Q = 1{,}1\, s\, b\, K_s,$$

a więc dla żelaza kutego: $Q \leqq 38{,}5\, s\, b$.

Dla rzezów pochyłych jest:

$$Q = 0{,}55\, s^2 \operatorname{ctg} \alpha\, K_s.$$

Ilość cięć na minutę n wynosi, przy prędkości ścinania 15 do 20 mm/sek., dla blach żelaznych, kutych, grubości:

$s =$ 4 do 10 mm: $n = 10$, | $s = 21$ do 30 mm: $n = 8$,
$s = 11$ do 20 mm: $n = 9$, | $s = 31$ do 40 mm: $n = 7$.

U nożyc do miedzi lub mosiądzu można powyższe ilości cięć zwiększać o 30%.

Ogólna moc zużyta w nożycach i przebijarkach jest:

$$N = N_1 + N_2.$$

Jeżeli n_1 oznacza ilość cięć/godzinę, a zaś pracę zużytą w kgm/mm² pola rozcięcia, to będzie:

$$a = 0{,}25 + 0{,}0145\, s,$$

oraz

$$N_1 = 0{,}1 + \frac{n_1\, s^2}{1000000} \quad \text{i}$$

$$N_2 = 3{,}71\, a\, F = (0{,}93 + 0{,}054\, s)\, F.$$

E. Hartig otrzymał z doświadczeń następujące wartości:

Grubość blachy w mm	$s =$ 10	20	30	40
Ilość cięć/min.	$n =$ 10	9,2	8,3	7,5
Moc przy biegu jałowym w MK	$N_1 = 0{,}16$	0,32	0,55	0,82
Praca zużyta w kgm/mm² pola rozciętego . . .	$a = 0{,}395$	0,54	0,685	0,83.

W przybliżeniu można liczyć dla małych nożyc i przebijarek $N = 0{,}6$ do $1{,}5\ MK$, dla średnich $N = 1{,}5$ do $5{,}5\ MK$, a dla wielkich $N = 5{,}5$ do $12\ MK$.

Przecinarki tarczowe używają się do rozcinania blach do 10 mm grubych. Średnica tarczy bywa do $D = 50\, s$, lecz nie przekracza 350 mm. Tarcze zachodzą na siebie nie więcej niż na $^1/_8\, s$, a ich prędkość obwodowa $= 0{,}5$ do 1,0 m/sek.

b. Tokarki.

Podług H. Fischer'a *) zazwyczaj dla noży (tokarek, wytaczarek, wiertarek, strugownic i strugarek) opór w kierunku ruchu roboczego wynosi: w żelazie kutem i lanem 75 do 150 kg/mm² przekroju wióra, w stali 100 do 220, a w spiżu 50 do 100 kg/mm² przekroju wióra.

Stosowna prędkość skrawania v w mm/sek. bywa dla odlewu utwardzonego 30 do 50, dla stali narzędziowej 60, dla żelaza lanego 120, dla żelaza kutego i stali miękkiej 90 do 150, dla spiżu i miedzi 200 do 300 mm/sek.

Największy podsuw noża podczas jednego obrotu przedmiotu obrabianego bywa 1,5 mm przy zdzieraniu, t. j. przy wiórze grubym, a 5 mm przy gładzeniu, t. j. przy wiórze cienkim.

*) H. Fischer. Obróbka metali (rozdz I, Tomu 2-go, K. Karmarsch'a: Handbuch der mechanischen Technologie, 6 wyd. 1890).

Największa szerokość wióra jest dla żelaza lanego 10 mm, dla żelaza kutego 7 mm, dla stali 4 mm, a dla spiżu 4 mm.

Ilość stopni koła schodkowego, zacząwszy od 3-ch, wzrasta (p. str. 480) z wielkością obrabiarki i zależy tak od wielkości przedmiotów obrabianych, jako też od przekładni kół zębatych.

Tokarki urządza się zwykle do obrabiania wszelkich metali i daje się im możliwie równomierne stopniowanie ilości obrotów tak z przystawkami zębatemi, jako też i bez nich. U małych i średnich tokarek zaleca się stożkowate wrzeciono główne z przyrządem do nastawiania w każdem łożysku; dla wielkich tokarek natomiast wrzeciona walcowate są właściwsze.

Jeżeli d_{max} oznacza największą, a d_{min} najmniejszą średnicę toczenia, to **skrajne ilości obrotów** na min. będą:

$$n_{min} = \frac{60\, v_{min}}{\pi\, d_{max}} = \frac{955}{d_{max}}; \qquad n_{max} = \frac{60\, v_{max}}{\pi\, d_{min}} = \frac{4584}{d_{min}},$$

przyczem założono: $v_{min} = 50$ mm/sek., a $v_{max} = 240$ mm/sek.

Ogólna moc zużyta $N = N_1 + N_2$. Moc żużyta na bieg jałowy N_1 w MK, gdy i oznacza ilość przekładni pomiędzy wrzecionem a wałem napędnym, będzie podług E. Hartiga:

i	Tokarki lekkie	Tokarki średnie	Tokarki ciężkie
0	$N_1 = 0{,}05 + 0{,}0005\, n$	$0{,}10 + 0{,}0023\, n$	$0{,}25 + 0{,}0041\, n$
2	$N_1 = 0{,}05 + 0{,}0012\, n$	$0{,}10 + 0{,}0150\, n$	$0{,}25 + 0{,}0530\, n$
3 albo 4	$N_1 = 0{,}05 + 0{,}0500\, n$	$0{,}13 + 0{,}1100\, n$	$0{,}25 + 0{,}1800\, n$.

Praca pożyteczna N_2 w MK będzie:

$$N_2 = \varepsilon\, G,$$

w którym to wzorze G oznacza wagę otoczków w kg/godz. (np. dla żel. lanego $G = 13{,}5$ kg/godz.), a ε moc w MK, jaką potrzeba na 1 kg otoczków na godzinę. Przy średnim przekroju wióra $f = 2{,}8$ mm^2 bywa:

dla żelaza lanego . . $\varepsilon = 0{,}069$ MK na 1 kg/godz.
„ „ kutego . . $\varepsilon = 0{,}072$ MK „ „
„ stali . . . . . $\varepsilon = 0{,}104$ MK „ „

Szacunkowo można liczyć:

u małych tokarek (do 200 mm wzniesienia kłów) $N = 0{,}4$ do $0{,}6\, MK$,
u średnich „ (do 300 mm „ „) $N = 0{,}6$ do $1{,}5\, MK$
u większych „ (do 600 mm „ „) $N = 1{,}5$ do $3\, MK$.

Na tokarki do celów specyalnych, pracujące większą ilością noży równocześnie, lub na których się obrabia metal bardzo spoisty, należy liczyć moc stosunkowo większą.

Średnia **sprawność** tokarek bywa: $\eta = 0{,}675$.

Tokarki o śrubie wodzącej, używane do narzynania gwintów, powinny mieć otwierający się naśrubek u przesuwnika; dla ochrony zaś śruby wodzącej od szybkiego zużywania się pożądanem jest dodanie oddzielnej śruby przesuwowej do przesuwania (wzdłuż) i nasuwania (wpoprzek).

Przystawkę sufitową urządza się na stosunek prędkości naprzód i wstecz jak 2 : 3.

c. Wiertarki.

Prędkość obwodowa w mm/sek. bywa:

a) przy wierceniu w pełnem:	b) przy rozwiercaniu nożem, albo dla rozwiertników:
dla odlewu utwardz. 7 do 14 mm/sek.,	6 do 12 mm/sek.,
„ stali tyglowej. 30 „ 40 „ „	25 „ 35 „ „
„ żelaza lanego 60 „ 70 „ „	50 „ 60 „ „
„ żelaza kutego i stali miękkiej 80 „ 160 „ „	60 „ 80 „ „
dla spiżu . . . 100 „ 180 „ „	90 „ 150 „ „

Podsuw w czasie jednego obrotu wiertła lub wiertaka bywa w przypadku a) $\delta = 0{,}1$ do 0,5 mm; w przypadku b) przy zdzieraniu $\delta = 0{,}2$ do 1,0 mm, a przy wygładzaniu do 6 mm (p. str. 654).

Ogólna moc zużyta $N = N_1 + N_2$. Gdy n_1 oznacza ilość obrotów/min. wała przystawki, n_2 zaś wrzeciona, to móc zużyta na bieg jałowy N_1 w *MK* będzie:

dla wiertarek pospolitych:

bez napędu kołami zębatemi $N_1 = 0{,}0006\, n_1 + 0{,}0005\, n_2$,
z napędem kołami zębatemi $N_1 = 0{,}0006\, n_1 + 0{,}0010\, n_2$,

dla wiertarek żórawiowych:

bez napędu kołami zębatemi $N_1 = 0{,}0006\, n_1 + 0{,}0040\, n_2$,
z napędem kołami zębatemi $N_1 = 0{,}04 + 0{,}0006\, n_1 + 0{,}0040\, n_2$.

Jeżeli V oznacza objętość wywiercin, t. j. metalu wywierconego w cm³/godz., a ε moc w *MK* potrzebną na wywiercenie 1 cm³ metalu na godz., to moc pożyteczna wiertarki w *MK* będzie:

$$N_2 = \varepsilon\, V.$$

Dla żelaza lanego jest . . $\varepsilon = 0{,}001 + \frac{0{,}001}{d}$ *MK* na cm³/godz.,

„ „ kutego „ . . $\varepsilon = 0{,}001 + \frac{0{,}040}{d}$ *MK* „ „ „

w których to wzorach d oznacza prześwit dziury w mm. Oznaczając nadto przez:

K_z wytrzymałość na ciągnienie metalu wierconego w kg/mm²,
δ podsuw w czasie obrotu wiertaka w mm,
v prędkość obwodową wiertaka w m/sek.,

otrzymamy dla wiertarek pospolitych:

$$N_2 = 0{,}044\, \delta\, d\, K_z\, v,$$

a dla wiertarek żórawiowych:

$$N_2 = 0{,}062\, \delta\, d\, K_z\, v.$$

Średnia sprawność wiertarek pospolitych bywa: $\eta = 0{,}83$, wiertarek żórawiowych zaś: $\eta = 0{,}59$.

Szacunkowo można liczyć dla małych wiertarek $N = 0{,}1$ do $0{,}3$ *MK*, dla średnich 0,3 do 1 *MK*, a dla wielkich $N = 1$ do 2 *MK*.

d. Wytaczarki (do cylindrów).

Prędkość obwodowa równa się $^2/_3$ prędkości rznięcia, podanej dla tokarek; **przesuw** pięści w czasie jednego jej obrotu bywa przy zdzieraniu 0,2 do 1,0 mm, przy wygładzaniu zaś do 10 mm.

Jeżeli G oznacza wagę otoczków w kg/godz., ε moc w MK, potrzebną na odtoczenie 1 kg metalu na godz., a f przekrój wióra w mm^2, to moc pożyteczna podług E. Hartig'a jest:

$$N_2 = \varepsilon G,$$

przyczem $$\varepsilon = 0{,}034 + \frac{0{,}13}{f}\ MK \text{ na } 1 \text{ kg i godz.},$$

tak że dla	$f = 0{,}5$	1	5	10	20	mm^2,
	$\varepsilon = 0{,}294$	0,164	0,060	0,047	0,041	MK na 1 kg i godz.

e. Gryzarki (frezarki).

Szybko zazwyczaj wirujący gryz (frez) ostrymi zębami swymi odgryzowywa metal przeznaczony do zdjęcia z przedmiotu obrabianego.

Prędkość gryzowania w mm/sek. zależy od szerokości i głębokości gryzowania i bywa: w stali tyglowej 180 do 250, w żeliwie (żel. lanem) 200 do 350, w żelazie kowalnem i miękkiej stali 250 do 400, a w miedzi, spiżu i mosiądzu 500 do 600 mm/godz.

Podsuw gryza zależy od jakości i przekroju materyału gryzowanego i waha się w granicach od 10 do 120 mm/min; podług innych danych podsuw ma być 0,2 do 3 mm na każdy obrót gryza.

Trzpień gryza w skrajnym końcu należy podeprzeć silną podtrzymką.

Mniejsze gryziki z przynależnymi, stożkowatymi trzpieniami, wsadzanymi we wrzeciono gryzarki, mogą stanowić całość nierozłączną, albo też osadzają się one na trzpieniach za pośrednictwem osadek. Ilość zębów na takich gryzach (gdy średnica ich d w mm jest mniejsza niż 200 mm) bywa:

na gryzach zdzierakach: $z = 2{,}0\sqrt{d}$,

„ gładzikach: $z = 2{,}6\sqrt{d}$ do $3{,}0\sqrt{d}$.

Zęby takich gryzów wycinają się, o ile możności, po linii śrubowej, pochyłej do 30° względem tworzącej walca.

Większe gryzy tworzą pięść, trzymającą kilka, oddzielnie w nią wsadzonych noży, z których każdy można wymieniać niezależnie od pozostałych, a nastawia się je do cięcia podobnie jak noże strugarek.

Do gryzowania obrysów (profili) wrębów kół zębatych i t. p. nadają się najbardziej gryzy o zębach podtaczanych, które po stępieniu można bez zmiany obrysu ponownie zaostrzać przez proste zeszlifowanie.

Szacunkowo liczą na małe gryzarki $N = 0{,}1$ do $0{,}5\ MK$, na średniej wielkości $N = 0{,}5$ do $1{,}0\ MK$, a na duże $N = 1$ do $5\ MK$

f. Strugownice (heblarki).

Zaleca się napęd oddzielnym pasem na bieg roboczy i oddzielnym na powrót jałowy. Prędkość biegu stolnicy miewa się do prędkości biegu pasa jak 1 : 50.

Stolnica otrzymuje ruch napędem zębnicowym, ślimakowym, albo śrubą przesuwową, która się nadaje zwłaszcza do najcięższych robót. W małych strugownicach, o przesuwach do 600 mm, do poruszania stolnic stosują i mimośrody sprzężone w jarzmo (kulisę).

Prędkość strugania bywa u wielkich strugownic 90, u średniowielkich 100, a u małych 110 mm/sek. (por. str. 654).

Powrót (jałowy) odbywa się w stosunku prędkości 2 : 1 u strugownic wielkich, a do 4 : 1 u małych.

Nasunięcie (poprzeczne) następuje bądźto w końcu powrotu, bądź też tuż przed rozpoczęciem strugania; nasuw bywa 0,4 do 0,2 mm przy zdzieraniu, a 3 do 12 mm przy gładzeniu.

Grubość (głębokość) wióra bywa z żelaza lanego nie ponad 20 mm,
„ „ „ „ „ kowalnego „ 12 mm,
„ „ „ „ „ ze stali „ 8 mm,
„ „ „ „ „ ze spiżu „ 4 mm.

Moc ogólna zużywana: $N = N_1 + N_2$,
przyczem $N_1 = 0{,}8\, N_2$, a $N_2 = \varepsilon G$,
jeżeli G oznacza wagę strużyn w kg/godz., ε zaś moc w MK, potrzebną na zestruganie 1 kg strużyn na godz. Dla średnich przekrojów wióra f (w mm²) bywa:

$$\varepsilon = 0{,}034 + \frac{0{,}13}{f}\ MK \text{ na 1 kg/godz.;} \quad \text{(por. str. 657).}$$

W przybliżeniu jest dla: stali . . . $\varepsilon = 0{,}246\ MK$ na 1 kg/godz.,
żel. kowaln. $\varepsilon = 0{,}114$ „ „ ,
żeliwa . . $\varepsilon = 0{,}113$ „ „ ,
spiżu . . $\varepsilon = 0{,}028$ „ „ .

Średnio liczą przy użyciu jednego tylko noża i zwykłej długości stolnicy:

na strugownicę o 500 do 700 mm szerokości strugania 1 do 1,5 MK,
„ „ 800 „ 1200 mm „ „ 2 „ 3 MK,
„ „ 1200 „ 1600 mm „ „ 3,5 „ 5 MK.

Każdy nóż dodatkowy powiększa moc potrzebną o 0,3 do 1,5 MK.

Średnia **sprawność** strugownic bywa $\eta = 0{,}55$.

W **strugarkach** (szepingach) nóż nasadza się na strużak, który otrzymuje ruch albo od jarzma sprzęgającego dwa krzyżulce na korbach (p. str. 560), mianowicie na mniejsze wytężenia i przy małym przesuwie (do 500 mm), albo też, zwłaszcza przy większych wytężeniach i przesuwach, od zębnicy lub od śruby. W pierwszym przypadku do napędu używa się kół schodkowych (p. str. 480), w których stosunek stopni tak się oblicza, aby prędkość strugania przy najmniejszym i największym skoku pozostawała jednakową.

Ilość stopni zależy od największego skoku i bywa od 3 do 5. Nasuw (w poprzek ruchu strużaka) powinien dać się zmieniać: boczny w granicach od 0,4 do 3,0 mm, pionowy zaś w granicach o połowę mniejszych.

g. Piły do metali.

Piły tarczowe; piłaki do rznięcia metali na zimno miewają do 200 mm średnicy, do 5 mm grubości, a podziałkę zębów do 3 mm.

Większe piły, pracujące na zimno, miewają piłaki do 800 mm średnicy, do 8 mm grubości, z zębami na obie strony po 1,5 mm rozszerzonymi i o podziałce 5 do 12 mm. Prędkość obwodowa 220 mm/sek.; podsuw 0,125 do 0,25 mm/sek.

I **piły taśmowe** zdobywają sobie do rznięcia metali na zimno coraz to większe zastosowanie. *)

Piłaki tarczowe, do rznięcia metali **na gorąco,** miewają 0,8 do 1,2 m średnicy i obracają się z prędkością obwodową 60 do 100 m/sek. Podziałka zębów 20 do 40 mm, głębokość wrębów pomiędzy zębami 10 do 20 mm; grubość piłaka 3 do 4 mm.

h. Toczydła i szlifierki. **)

Średnia **prędkość obwodowa** toczaków, t. j. kamieni do noży narzędziowych, bywa $v = 3$ do 5 m/sek., do szlifowania zaś przedmiotów obrabianych $v = 10$ do 12 m/sek.

Spółczynniki tarcia μ pomiędzy piaskowcem a żelazem p. str. 219.

Jeżeli D oznacza średnicę toczaka w m, v jego prędkość obwodową w m/sek., P siłę przyciskania przedmiotu szlifowanego do toczaka w kg, to **cała praca zużyta** w toczydle będzie $N = N_1 + N_2$, w którym to wzorze **praca jałowa** w MK jest $N_1 = 0{,}0264\, D\, v$,

a **praca pożyteczna** $$N_2 = \mu \frac{P\, v}{75}.$$

Krążki szmyrglowe szlifierek obracają się z prędkością obwodową 20 do 30 m/sek., krążki zaś drewniane, obciągnięte skórą i poszmyrglone (do szlifowania przedmiotów mosiężnych) otrzymują do 35 m/sek. prędkości obwodowej.

i. Młoty.

1. Młoty wahakowe.

Zwykłe młoty wahakowe. Podrzut 52 do 65 cm; ilość uderzeń na min. 80 (200) do 120 (350); waga bijaka 200 (12) do 300 (100) kg. Średnia sprawność $\eta = 0{,}8$. Liczby w nawiasach odnoszą się do młotów szybkobijących.

---

*) P. Möller. Piły taśmowe do obróbki metali, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, str. 1341 i nast.; tamże znajdują się bliższe dane dotyczące piłaka, jako też prędkości przecinania i podsuwania.

**) M. Grübler, Stan naprężenia w toczakach i krążkach szmyrglowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897, str. 860 i nast.

Młoty z nosem. Podrzut 60 do 100 cm. Ilość uderzeń/min. 40 do 60. Waga bijaka 700 do 1200 kg.

Młoty z ogonem. Stosunek długości ramion wahaka bywa 4 : 9 do 4 : 12. Podrzut 50 cm, ilość uderzeń na min. 120. Waga bijaka 200 do 320 kg, niekiedy do 750 kg.

Młoty te na ugniecenie bałwana z dymarki (fryszerki) potrzebują 14 do 18 *MK* i 30 do 35 min.

Młoty cierne. Podrzut 1,2 do 2,4 m; ilość uderzeń na min. 50 do 150; waga bijaka 150 do 750 kg. *)

2. Młoty parowe.

Waga baby, podrzut i ilość uderzeń na min. zależą od przeznaczenia młota. Podług A. Ledebur'a jest:

Przeznaczenie młota	Waga baby kg	Podrzut m	Ilość uderzeń na min.
W kuźniach:			
na drobne sztuki.	50—500	0,15—0,6	200—400
„ większe „	500—1000	0,6—1,0	100—200
Przy płomieniakach (w pudlingarniach):			
do ugniatania bałwanów . . .	1500—2500	1,0—1,5	80—100
W walcowniach żelaza:			
do skuwania i ugniatania sztuk średniej wielkości	2500—5000	1,25—1,8	80—100
do płaszczenia bałwanów . .	5000—10000	1,5—2,4	60—80
W stalowniach:			
do kucia przedmiotów ze stali zlewnej, średniej wielkości . .	10000—20000	2,0—3,0	60—80
na sztuki większe	20000—50000	3,0—3,2	60

Podług doświadczeń Kick'a praca uderzeń na wykucie podobnych kształtów z podobnych brył tego samego metalu pozostaje w prostym stosunku do objętości tychże brył.

Obliczenie młotów parowych, (podług v. Hauer'a).

Niechaj oznacza:

G wagę spadającej baby z bijakiem, tłokiem i tłoczyskiem w kg,
H skok tłoka w m (podrzut młota),
H_1 skok tłoka, aż do punktu, w którym następuje przestawienie, w m,
R opór tarcia w kg,
d średnicę tłoka w m,
F całe pole tłoka w m^2,

*) Glasers Ann. Tom II, str. 104; Zeitschr. d. V. d. Ing. 1870, str. 751.

rF pole tłoka w m², po potrąceniu pola przekroju tłoczyska,
$A = 10000$ kg/m² ciśnienie 1 atm.,
p ciśnienie bezwzględne pary wlotowej w atm.,
p' ciśnienie bezwzględne pary wylotowej w atm.,
e stosunek rozprężania pary podrzucającej (skok: drogę tłoka podczas pełnego ciśnienia),

$e' = \frac{H - H_1 + z}{z}$ stosunek sprężania (ściśnienia), przyczem z jest odległością tłoka (w najwyższem jego położeniu) od górnej pokrywy cylindra w m,

$\beta = \frac{1 + \ln e}{e}$, a $\beta' = \frac{e' \ln e'}{e' - 1}$.

Dla	$e =$	1,25,	1,5,	1,75,	2
będzie	$\beta =$	0,979;	0,937;	0,891;	0,847.
Dla	$e' =$	3,	4,	5,	6
będzie	$\beta' =$	1,648;	1,848;	2,012;	2,150.

Wysokość podrzutu H bywa w przybliżeniu $= 0{,}025 \sqrt{G}$.

Średnica tłoczyska u młotów grubotłoczyskowych bywa $^1/_2$ do $^5/_8$ d, u młotów cienkotłoczyskowych zaś:

przy podrzucie	do kucia żelaza	do kucia stali
mniejszym niż 1 m	$^1/_{12}$ do $^1/_{10}$ d	$^1/_{10}$ do $^1/_8$ d
1 do 2 m	$^1/_{10}$ do $^1/_8$ d	$^1/_8$ do $^1/_6$ d
ponad 2 m	$^1/_8$ do $^1/_6$ d	$^1/_6$ do $^1/_5$ d

przy zastosowaniu dociskania parą świeżą należy średnicę tłoczyska powiększyć o 25%.

Poniższe wzory stosują się do młotów **z rozprężaniem** pary podrzucającej; dla młotów **bez rozprężania** pary będzie $e = 1$, wskutek czego i $\beta = 1$.

α. Młoty bez dociskania parą i bez odrzutu.

Uwaga. Jeżeli przy spadaniu baby para ciśnie na tłok z góry, to dodaje ona przyspieszenia, czyli dociska młot; jeżeli tłok przy końcu podrzutu spręża, t. j. ściska powietrze pod górną pokrywą cylindra, to przy spadaniu baby powietrze, rozprężając się powrotnie, odrzuca tłok od siebie, czyli również dodaje przyspieszenia.

$$F > \frac{G + R}{A\,[r\,(\beta p - 1) + 1 - p']};$$

$$H_1 = H \frac{G + R + A F (p' - 1)(1 - r)}{A F r (\beta p - p')}.$$

Dla $r = 0{,}97$, $p' = 1{,}1$ i $R = 0{,}08\,G$ będzie:

$$F > \frac{G}{8981\,[\beta p - 1{,}103]}; \qquad H_1 = H \frac{G + 27{,}8\,F}{8981\,F\,(\beta p - 1{,}1)}.$$

β. Młoty bez pary dociskającej, lecz z odrzutem.

$$F > \frac{G + R}{A\,[r\,(\beta p - 1) + 1 - p']};$$

$$H_1 = H\,\frac{G + R - A\,F\,(r\,p' + 1 - r - \beta' p')}{A\,F\,[r\,(\beta p - p') + p'\,(\beta' - 1)]}.$$

Dla $r = 0{,}96$, $p' = 1{,}1$ i $R = 0{,}08\,G$ będzie:

$$F > \frac{G}{8888\,(\beta p - 1{,}104)};$$

$$H_1 = H\,\frac{G + 10185\,F\,(\beta' - 0{,}996)}{10185\,F\,(0{,}873\,\beta p + \beta' - 1{,}96)}.$$

γ. Młoty z parą dociskającą.

$$F > \frac{G + R}{A\,[r\,(\beta p - 1) + 1 - p']};$$

$$H_1 = H\,\frac{G + R + A\,F\,(p - r\,p' + r - 1)}{A\,F\,[r\,(\beta p - p') + p - p']}.$$

Dla $p' = 1{,}1$ i $R = 0{,}08\,G$ będzie:

$$F > \frac{G}{9259\,[r\,(\beta p - 1) - 0{,}1]};$$

$$H_1 = H\,\frac{G + 9259\,F\,(p - 0{,}1\,r - 1)}{9259\,F\,[r\,(\beta p - 1{,}1) + p - 1{,}1]}.$$

δ. Młoty z rozprężaniem pary dociskającej (podł. Daelen'a).

$$F = \frac{1}{A}\,\frac{(G + R)\,H}{H_1\,(r\,p - 1) + H\,(2 - p' - r) - M \ln c};$$

przyczem

$$c = \frac{H - H_1\,(1 - r)}{r\,H},$$

a

$$M = H_1\,(r\,p - p') + H\,p'.$$

H_1 dobiera się tem mniejsze w stosunku do H, im większą ma być siła i ilość uderzeń.

Dla $p' = 1{,}1$ i $R = 0{,}08\,G$ będzie:

$$F = \frac{G\,H}{9259\,H_1\,(r\,p - 1) + H\,(0{,}9 - r) - M \ln c}.$$

Rys. 508 przedstawia kurek Wilson'a używany jako stawidło do młotów Daelen'a.

Wlot pary = $^1/_{16}$ do $^1/_{20}$ przekroju tłoka. Wysokość cylindra (nawet bez odrzutu) bywa nieco większa, niż odpowiadająca skokowi tłoka. Tłok uszczelnia się pierścieniami samoprężnymi. Grubość ściany cylindra nieco większa niż zwykle, często górą o $^1/_6$ mniejsza niż u dołu.

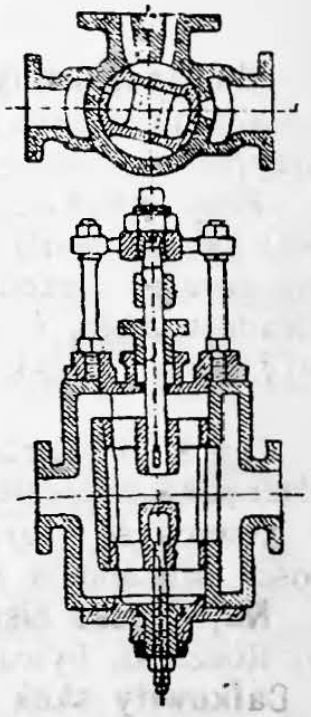
Baba w najniższem położeniu powinna być prowadzona jeszcze na 0,6 swej długości. Więźba młota jednostronna stosuje się przy babach wagi do 700 kg, przy cięższych zaś obustronna.

Waga kłodziska (szaboty) bywa:

pod młoty do żelaza: $6\,H$ razy (nie mniej jednak niż 8 razy) większa niż waga baby;

pod młoty do stali: $10\,H$ razy (przynajmniej jednak 12 razy) większa niż waga baby.

Rys. 508.



Pod młoty o parze dociskającej wagę kłodziska zwiększają o 30%.

Nacisk P na poduszkę pod kłodziskiem (w kg), spowodowany uderzeniami, liczą średnio:

pod młotami, przekuwającymi bałwany:

$$P = 30\,GH \text{ do } 60\,GH;$$

pod młotami skuwającymi snopy (pakiety):

$$P = 60\,GH \text{ do } 95\,GH;$$

pod młotami do stali:

$$P = 95\,GH \text{ do } 125\,GH.$$

We wzorach tych H oznacza wysokość podrzutu w m, a u młotów z dociskaniem parą lub odrzutem istotną wysokość prędkości. Do nacisku tak określonego dolicza się jeszcze waga kłodziska. O bezpiecznem obciążeniu gruntu p. Tom II str. 150 i nast.

k. Kuźniarki (Tłoczarki kuzienne).

Zamiast młotów parowych znajdują od niedawna szerokie zastosowanie, zwłaszcza do wyrobów hurtniczych,*) oraz do wielkich sztuk zlewnych i stalowych, kuźniarki hydrauliczne, t. j. tłoczarki poruszane ciśnieniem wody. Zalecają się one równomiernością ugniatania, wielką sprawnością (a więc małem zużyciem pary) i łatwem posadowieniem. Nie sprawiają one ani wstrząśnień, ani łoskotu, a nadają się nietylko do kucia, ale i do wytłaczania w podtłoczkach (matrycach) i do t p. robót.

1. Rozróżniamy 3 rodzaje urządzeń tłoczni:

1. **Tłocznie z akumulatorem i pompą.** Tłoczarka i pompa pracują zawsze pełnem ciśnieniem akumulatora; stosując kilka tłoków o różnych przekrojach, albo kilka akumulatorów o różnych ciśnieniach, możemy osiągnąć mniejsze zużycie pracy skutkiem lepszego dostosowania się do zmiennych potrzeb wyrobu. Kilką takich tłoczarek można pędzić wspólną pompą i akumulatorem.

2. **Tłoczarki napędzane bezpośrednio pompą.** Zużycie pracy można łatwo przystosowywać do chwilowej potrzeby, a że akumulator jest zbyteczny, więc koszt urządzenia bywa mniejszy. Ponieważ jednak pompy muszą być zbudowane i na największą prędkość tłoka tłoczarki, więc też całe urządzenie wymaga wiele miejsca, a koszta utrzymania są wysokie.

*) T. zn. wyrabianych masowo, czyli hurtem.

3. **Tłocznie o tłoczarkach pędzonych z pośrednic parowych lub powietrznych.** Ten układ jest najprostszy, wymaga najmniej miejsca, dozwala pracować szybko, a zużycie pracy (pary) przystosowuje się samodzielnie do oporu materyału przekuwanego.

2. Wymiary kuźniarek.

Wielkość nacisku stosuje się do wielkości i kształtu przedmiotu obrabianego, jako też do szerokości tłoczników, a w szczególnych przypadkach nacisk ten oznacza się doświadczeniem.

Przy przekuwaniu bałwanów używają zazwyczaj ciśnienia 600 kg/cm², o ile bałwany zlewne lub z miękkiej stali są dostatecznie gorące. Jeżeli zatem d oznacza grubość największego bałwana kwadratowego, b zaś szerokość grzbietu podtłocza w cm, to największy nacisk tłoczący w kg będzie:

$$P = 600\, b\, d.$$

Dla stali twardszej, którą można nagrzewać tylko do czerwoności, niezbędne ciśnienie będzie znacznie wyższe.

Szerokość b grzbietu podtłocza bywa zawsze mniejsza od grubości bałwana, a mianowicie bywa ona 100 do 600 mm.

Największe ciśnienie wody, odpowiadające największemu naciskowi tłoczarki, bywa 300 do 500 kg/cm.

Całkowity skok tłoka powinien być dostatec ny, by można było wygodnie obracać największe sztuki przekuwane, a zatem do kucia bałwanów starczy skok: $h = 1{,}5\, d$.

Każdy skok **pośrednicy parowej** powoduje w tłoczarce **utłok** = $^1/_{10}$ do $^1/_6$ jej skoku całkowitego.

Wzajemna **odległość słupów** kuźniarki zależy od sposobu pracy i wielkości sztuk przekuwanych; ze względów wytrzymałości odległość ta powinnaby być możliwie jak najmniejsza.

Prędkość tłocznika podczas wywierania największego nacisku bywa we wielkich kuźniarkach napędzanych pompą 25 do 50 mm/sek.; przy zastosowaniu pośrednic parowych bywa ona większa, a bieg jałowy jeszcze znacznie prędszy.

Ilość skoków zależy od rodzaju przedmiotów wykuwanych i od rodzaju kucia i bywa średnio 20 do 30, przy gładzeniu zaś do 40 na min.

Podstawą obliczenia pomp i akumulatorów (albo pośrednic) jest nacisk, oraz ilość i wielkość skoków. Tablice poniższe kuźniarek fabryk niemieckich mogą służyć za wskazówkę przy doborze rozmiarów.

Kuźniarki hydrauliczne z pośrednicą parową.

Nacisk w tonach	250	300	350	400	500	600	700	800	1000	1200	1500	1800	2000	4500	6000	7500	8000
Odległość środków słupów od siebie mm	800	800	900	1500	1500	1500	1500	1500	2440	2200	2200	2600	2600	3200	4500	4320	3860
	400	400	500	1000	1050	1050	1050	1050	1340	1200	1300	1300	1300	1500	1750	2100	2100
Utłok (skok jednorazowy) mm	65	75	75	75	100	100	100	120	150	150	150	150	150	180	180	200	200
Skok ogólny mm	400	400	500	600	800	800	1000	1000	1000	1200	1400	1400	1500	1500	1500	1500	2000

Kuźniarki napędzane bezpośrednio pompą
(bez akumulatora).

Nacisk w tonach	300	600	1200
Odległość środków słupów od siebie mm	1300 / 900	1700 / 1100	2200 / 1500
Skok mm	900	800	1100

3. Szczegóły urządzeń kuźniarek.

Kuźniarka właściwa (tłoczarka) składa się zazwyczaj z dwóch oczepów złączonych czterema słupami; u oczepu górnego siedzi zazwyczaj cylinder tłoczniarki, na dolnym zaś przytwierdza się podtłocze.

Oczepy kuźniarek małych bywają żeliwne, odlane w całości, wielkich natomiast ze stali lanej i odlewane w częściach.

Słupy, a raczej ściągi, odkuwają się ze stali o przekrojach nader suto ustosunkowanych, bo przy mimoosiowych naciskach powstają w nich silne gięcia, które powodowałyby drganie wierzchniego oczepu.

Cylinder tłoczniarki odlewa się ze stali. Tłocznik siedzi na poprzeczniku, osadzonym stale na tłoku, a prowadzonym po owych czterech słupach. Tłok, znajdując się w swem najniższem położeniu, powinien mieć jeszcze dostateczne prowadzenie w cylindrze, a wymiana natłoczek skórzanych powinna dać się uskuteczniać z łatwością.

Do podnoszenia poprzecznika, wraz z tłokiem, służy jeden lub więcej cylindrów parowych lub wodnych: W kuźniarkach z pośrednicą parową, stosują zazwyczaj cylindry parowe, w kuźniarkach zaś z pompą i akumulatorem najczęściej hydrauliczne, o nizkiem ciśnieniu (około 50 kg/cm^2), zasilane z osobnego akumulatora. W kuźniarkach o bezpośredniem napędzie pompą, bez akumulatora, pompa ta napędza i owe cylindry.

W kuźniarkach, służących i do wytłaczania żelaza w podtłoczkach (matrycach), dodają niekiedy na dolnym oczepie mały cylinder, którego tłok wypycha z podtłoczki przedmioty już wytłoczone. Bardzo wielkie kuźniarki posiadają oddzielne cylindry przeznaczone do łatwiejszej wymiany tłocznika, jako też przyrządy do obracania i przesuwania przedmiotów podczas kucia.

Stawidło u kuźniarek z pośrednicą parową bywa zazwyczaj suwakiem tłokowym, który dokonywa rozdziału pary.

U kuźniarek o napędzie bezpośrednio pompą stawidło leży w wodzie, pod wysokiem ciśnieniem, należy zatem stosować zawory odciążone, by ułatwić obsługę.

Do poruszania tłoczni z akumulatorem używa się ponajczęściej bliźniaczych **pomp** parowych, z kołem rozpędowem, ze zmiennem

rozprężaniem pary i jej skraplaniem. Do bezpośredniego napędzania tłoczarek, bez akumulatorów, potrzeba pomp możliwie szybko się rozruszających, jako też możliwie szybko dających się zatrzymywać, a więc bliźniaczych pomp parowych, zupełnie bez, a przynajmniej z bardzo lekkiem tylko kołem rozpędowem, i pracujących z wielkiem napełnieniem. Ruch tych pomp miarkuje się przez dławienie pary.

Na wysokie ciśnienie używają **akumulatorów** ciężarowych lub działających ściśnionem powietrzem, np. systemu Prött'a i Seelhoff'a; na nizkie ciśnienie zaś akumulatorów ciężarowych. A. Borsig w Berlinie stosuje akumulatory różnicowe, u których obciąża się tłok ciężarami pod nim zawieszonymi.

Pośrednica parowa składa się ze stojącego cylindra parowego i ustawionego ponad nim cylindra wodnego, kutego ze stali; obydwa te cylindry łączą się ze sobą czterema słupami (ściągami) stalowymi. Tłoczysko cylindra parowego jest zarazem tłokiem cylindra wodnego, łączącego się przewodem rurowym z cylindrem kuźniarki. Para podnosi tłok, który opada potem własnym ciężarem. Podnosząc się, tłok parowy swem tłoczyskiem wypycha wodę z cylindra wodnego przez przewód do cylindra kuźniarki. Zawór na przewodzie między zbiornikiem wody, a cylindrem kuźniarki, dozwala przesunąć tem nizkiem ciśnieniem tłok aż do punktu, z którego zaczyna się właściwy utłok.

4. Warunki prawidłowego działania kuźniarek.

Bieg jałowy poprzecznika, aż do chwili zetknięcia się tłocznika z przedmiotem odkuwanym, powinien być możliwie prędki i odbywać się z pomocą wody nizkiego ciśnienia lub wody ze zbiornika. Po opadnięciu tłocznika na przedmiot przestawia się stawidło na ciśnienie wysokie, przystosowane do wielkości przedmiotu. Powrotne podniesienie tłoka ma się odbywać możliwie szybko, a tłok zatrzymywać w każdem żądanem położeniu. Stawidło powinno dać się przestawiać bez trudu.

B. Obrabiarki do drzewa.

a. Piły.

1. Traki tartaczne.

Oznaczamy przez:

H skok **traka**, t. j. oprawy, wraz z **piłakami**, w m,
h największą średnicę tartej kłody w m,
n ilość podwójnych skoków traka na min.,
v prędkość traka w m/sek.

Trak stojący z podsuwaniem kłody **walcami** (trak wielopiłakowy całopienny, albo kilkopienny). Ilość piłaków do 24. Oprawa traka i korbowód powinnyby być możliwie lekko zbudowane: Poprzecznice górne i dolne, ze stali martynowskiej, złączone rurami; piłaki wyprężają się klinami. Pożądany jest napęd od dołu, przyczem ło-

żyska wała wykorbionego, wraz ze słupami, stawiają się na wspólnej płycie żeliwnej.

Piły traczne wymagają podgłębienia, w rodzaju piwnicy, do 1,8 m głębokiego; gdy poziom wody wykonać tego nie dozwala, umieszczają napędne koła pasowe z boku traka, a główny wał wykorbiony podpierają trzykrotnie, co dozwala zmniejszyć owo pogłębienie.

Podsuwanie kłód odbywa się, albo sposobem ciągłym, zapomocą kół ciernych, albo też w podsuwach, zapomocą wechwytów zakleszczających; pierwszy sposób wymaga znacznego pochylenia piłaków, aby dać im możność torowania sobie swobodnego ruchu, podczas gdy w drugim przypadku, podsuwanie odbywa się tylko podczas opuszczania się traka i to w ten sposób, że rozpoczyna się podsuw na $^3/_4$ wysokości skoku, a kończy, gdy trak z piłakami ma jeszcze $^1/_4$ skoku do odbycia w dół.

Stosują: $H = 0{,}65\,h$; $n = 190$ do 250; $v = 2{,}9$ m/sek. dla lekkich, a 3,3 m/sek. dla ciężkich traków.

Długość korbowodów $= 6{,}5\,H$; podsuw kłody daje się nastawiać podczas ruchu, w granicach od 0 do 7 mm na każde cięcie.

Wydajność na godzinę do 6-ciu kłód (po 8 m dł.) drzewa miękkiego, na deski i bale. Moc ogółem zużywana N do 12 *MK*.

Traki leżące miewają tylko po jednym piłaku, który trze tak przy ruchu naprzód, jako też przy wstecznym. Piłak przytwierdza się śrubami do drewnianej oprawy traka, zaopatrzonej w sanie, które suwają się dokładnie poziomo w prowadnicach żeliwnych. Długość korbowodu również drewnianego $= 3{,}5\,H$.

Stosują: $H = 0{,}8\,h$; $n = 210$ do 350; $v = 6{,}5$ m/sek. dla wielkich, a $v = 6{,}0$ m/sek. dla małych traków.

Podsuwanie ciągłe; podsuw od 0 do 4 mm na 1 obrót, nastawialny podczas biegu; prędkość wózka przy powrotnym biegu jałowym około 0,4 m/sek. Moc zużywana $N = 2$ do 5 *MK*.

Traki do fornirów robią 300 do 350 cięć na min. Podsuwanie ciągłe, a podsuw na jeden obrót 0,5 do 1,3 mm. Wózek przesuwa się pionowo, a mianowicie podczas cięcia z dołu do góry. Moc zużywana $N = 1{,}5$ do 2,5 *MK*.

2. Piły tarczowe.

Średnica piłaka 0,15 do 1,2 m. Prędkość obwodowa u pił tnących wzdłuż 40 do 50 m/sek.; wpoprzek zaś około 30 m/sek. Podsuwanie albo od ręki, albo samoczynne: linami, łańcuchami, walcami, lub wózkami, a podsuw dochodzi do 20 m/min. stosownie do gatunku i grubości drzewa Moc zużywana N do 20 *MK*.

3. Piły taśmowe.

Taśma biegnie z prędkością około 20 m/sek. po dwóch kołach 0,65 do 1,25 m średnicy, pionowo nad sobą ustawionych, a drewniane klocki nastawialne, nad i pod stołem umieszczone, prowadzą

taśmę z boku i od grzbietu. Koła obkładają się skórą, albo gumą. Górne koło bywa nadzwyczaj lekkie i sprężyście ułożone, co dozwala utrzymywać taśmę stale w stanie wyprężonym zapomocą sprężyn, odbojów gumowych lub przeciwciężarów; oś górnego koła ma być nieco obrotliwa w swej płaszczyznie pionowej, skutkiem czego obrzeże u koła staje się zbytecznem. Podsuwanie odbywa się albo ręcznie, albo samoczynnie. Moc zużywana do 12 *MK*.

4. Wyrzynarki (piły do wyrzynania).

Skok bywa zmienny w granicach od 90 do 180 mm, ilość skoków do 600 na min. Moc zużywana N = około 0,5 *MK*.

5. Ostrzarki do piłaków (trakowych, tarczowych i taśmowych).

Średnica krążka szmyrglowego 0,3 m, grubość jego 9 mm, prędkość obwodowa około 14 m/sek. przy ostrzeniu na sucho. Moc zużywana N = około 0,5 *MK*.

b. Wiórarki (heblarki do drzewa).

1. Wiórarki kołowrociaste.

Obrotów na min. 200 do 250. Podsuw zmienny od 2 do 5 m/min. Moc zużywana $N = 3$ do 6 *MK*.

2. Wiórarki zwykłe (walcowe) i wyrówniarki.

Ilość noży 2; prędkość obwodowa pięści trzymającej noże około 22 m/sek.; podsuw do 7 m/min.

3. Wpuściarki do belek i desek.

Prędkość obwodowa noży około 25 m/sek. Średnica pięści trzymającej noże od 250 do 300 mm. Podsuwanie od ręki, albo samoczynne. Moc zużywana N do 6 *MK*.

d. Gryzarki, czopiarki i wcinarki.

Wrzeciono robi do 3500 obr. na min. Podsuwanie zawsze ręczne. Dla pewnych robót, zachodzących zwłaszcza przy wyrobie mebli, pożądanem jest dodanie u gryzarek urządzenia, któreby dozwalało zmieniać kierunek obrotu gryza. Moc zużywana około 2 *MK*.

e. Obrabiarki do kopiowania. *)

Na 120 do 150 obrotów wała z gryzami przypada 1 obrót przedmiotu obrabianego. Podsuw (samoczynny) przy zdzieraniu około

*) Robotnicy w niektórych pracowniach nazywają takie obrabiarki „maszynami do małpowania“; jeśliby się godzić na podobną nazwę, to lepiejby je nazwać krócej: małpiarkami.

0,4 m, przy gładzeniu zaś około 0,09 m/min, a na 1 obrót przedmiotu obrabianego: przy zdzieraniu 10 do 12 mm, przy gładzeniu 2,5 mm. Moc zużywana $N = 1$ do 1,5 *MK*.

f. Świdrownice i wpuściarki świdrowe.

Podobne do wiertarek do metali (p. str. 656) tylko podsuwanie bywa zawsze ręczne. Wrzeciono świdra robi do 3000 obr/min. Moc zużywana $N =$ około 1 *MK*.

g. Dłuciarki.

Ilość skoków na min. 150 do 300. Prędkość rozcinania 1,5 do 2,7 m/sek. Podsuwanie ręczne, a podsuw bywa 0,5 do 2,5 mm na każdy skok. Moc zużywana $N = 0{,}75$ do 1,5 *MK*.

h. Uwagi ogólne.

Z powodu znacznej ilości obrotów u obrabiarek do drzewa należy baczyć na doskonałe ułożenie wałów i na obfite, o ile możności, samoczynne ich smarowanie. Należy unikać smarów tłuszczowych, a najlepiej stosować samosmary z pierścieniami, uszczelnione od pyłu.

W celu uniknięcia mitręgi przy usuwaniu wiórów i trocin przez robotników, oraz w celu zapewnienia czystego, niezapylonego powietrza w pracowniach, zaleca się stosowanie **wywietrzników** lub **wywietrzaków, wciągających** i zabierających prądem powietrza wióry i trociny bezpośrednio z obrabiarek, które je wytwarzają.

Z powodu znacznej ilości obrotów w obrabiarkach do drzewa zaleca się do nich **napęd prądnikami (elektryczny),** o którym szczegóły podano w dziale XVI.

II. DŹWIGNICE *) (SILNICE DO PODNOSZENIA CIĘŻARÓW).

Uwagi ogólne.

Oznaczamy przez:

Q ciężar pożytkowy, P istotną siłę napędną,

P_0 teoretyczną siłę napędną, którąby wystarczała do podniesienia ciężaru Q w dźwignicy pracującej bez tarcia,

a otrzymamy **sprawność:**

$$\eta = \frac{P_0}{P}.$$

*) Patrz Ad. Ernst, Die Hebezeuge (Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen) 3 Aufl. Berlin 1899; Niethammer, Elektr. Hebezenge, Berlin 1900, J. Springer;— Kammerer, Dźwignice na wystawie wszechświatowej w Paryżu, Z. d. V. d. I. 1900 i 1901.

Ogólna sprawność η jest iloczynem sprawności poszczególnych napędów składowych silnicy, działających w niej nawzajem na siebie:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \ldots .$$

Oznaczamy dalej przez:

h w m wysokość podniesienia ciężaru Q,

s w m drogę przebytą przez punkt przytknięcia siły P (w kierunku działania tejże siły) podczas podnoszenia ciężaru,

c w m/sek. prędkość podnoszenia ciężaru,

v w m/sek. prędkość, z jaką porusza się punkt przytkięcia siły,

a z zasady o równości wykonanych prac mechanicznych wynika:

$$P_0 s = Q h; \qquad P_0 = Q \frac{h}{s} = Q \frac{c}{v};$$

$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{1}{\eta} Q \frac{h}{s} = \frac{1}{\eta} Q \frac{c}{v}.$$

A. Krążki.

Oznaczmy przez:

P w kg naciąg (siłę rozciągającą) w cięgnie schodzącem,

P_1 w kg naciąg w cięgnie wchodzącem (nawijanem),

d w cm średnicę liny, żelaza w ogniwie łańcucha (wzgl. średnicę sworznia w łańcuchu przegubowym),

R w cm promień krążka, mierzony do środka cięgna,

d_1 w cm, średnicę czopa krążka,

μ_1 spółczynnik tarcia czopowego (p. str. 223 i nast.),

α kąt środkowy łuku opiętego (p. str. 232 i nast.),

a otrzymamy **wzór ogólny:** $x = \frac{1}{\eta} = \frac{P}{P_1}$.

Opór krążka składa się z tarcia czopowego i oporu cięgna przy zginaniu podczas nawijania na krążek i przy powrotnem prostowaniu podczas odwijania. Opór ten uwzględnia się przez stosowne powiększenie ramienia ciężaru o ξ. Dla łańcuchów $\xi = \mu d$, a spółczynnik tarcia μ w ogniwach bywa 0,2 w łańcuchach smarowanych, 0,3 zaś w łańcuchach pracujących na sucho. Dla lin drucianych opór pozostaje w zależności od średnicy i ustroju liny, od średnic drutów w jej skład wchodzących i samego krążka. Średnio opór ten równa się oporowi w łańcuchach pracujących na sucho.

1. Krążki do lin konopnych:

$$x = 1 + \frac{0{,}06\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin {}^1/_2\, \alpha}{R} \text{ do } 1 + \frac{0{,}18\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin {}^1/_2\, \alpha}{R}.$$

W przypadku najpospolitszym, gdy $\alpha = 180^0$, będzie:

$$\frac{P}{P_1} = x = 1 + \frac{0{,}06\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ do } 1 + \frac{0{,}18\, d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R};$$

dla $R = 4\,d$, $d_1 = 0{,}8\,d$, $\mu_1 = 0{,}08$ otrzymamy z powyższego:

gdy $d =$	1,6	2 6	3,6	4,6	5,2 cm
$\frac{P}{P_1} = x =$	1,04 do 1,09	1,06 do 1,13	1,07 do 1,18	1,09 do 1,22	1,09 do 1,25.

2. Do oznaczenia sprawności **krążków do lin drucianych** dotychczasowe doświadczenia nie wystarczają. Dla lin o średnicy $d = 1{,}6$ do 1,8 cm, grubości drutu $\delta = 0{,}9$ do 1,0 mm, ilości drutów w linie $i = 144$, przy krążkach o średnicy $2\,R = 50$ do 60 cm, z czopami o średnicy $d_1 = 8$ cm, bywa średnio:

$$\frac{P}{P_1} = \frac{1}{\eta} = x = 1{,}04.$$

3. Krążki łańcuszne.

$$x = 1 + \frac{0{,}2\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1 \sin {}^1\!/_2\,\alpha}{R} \text{ do } 1 + \frac{0{,}3\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1 \sin {}^1\!/_2\,\alpha}{R}.$$

W przypadku najpospolitszym, gdy $\alpha = 180^0$, będzie:

$$\frac{P}{P_1} = x = 1 + \frac{0{,}2\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1}{R} \text{ do } 1 + \frac{0{,}3\,d}{R} + \frac{\mu_1\,d_1}{R};$$

dla $R = 10\,d$; $d_1 = 3\,d$, $\mu_1 = 0{,}08$ otrzymamy z powyższego, niezależnie od d, stosownie do sztywności łańcucha, wartości:

$$\frac{P}{P_1} = x = 1{,}044 \text{ do } 1{,}06.$$

Dla krążków łańcusznych, uzębionych lub gniazdkowych bierzemy najwyższą wartość $x = 1{,}06$.

W szczególności mamy:

1. dla krążków stałych (rys. 509).

$P_1 = Q$, a zatem $P = Qx$;

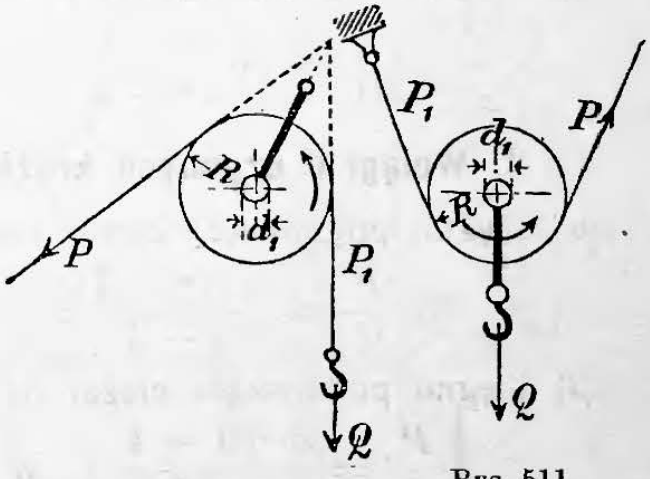
2. dla biernych krążków przesuwnych (rys. 510).

$$Q = \sqrt{P^2 + P_1^2 - 2\,P\,P_1 \cos\alpha}$$

lub też

$$P = Q\,\frac{x}{\sqrt{1 + x^2 - 2\,x\cos\alpha}}.$$

Rys. 509. Rys. 510.



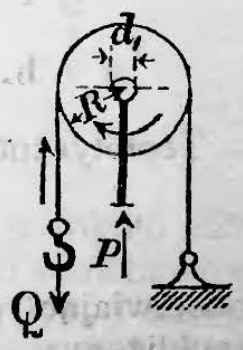
W przypadku zwykłym, gdy $\alpha = 180^0$, będzie:

$$P = Q\,\frac{x}{1 + x}; \qquad P_1 = Q\,\frac{1}{1 + x}.$$

3. Dla czynnych krążków przesuwnych (rys. 511) i $\alpha = 180^0$, (podstawiając Q za P) otrzymamy:

$$P_1 = Qx \quad \text{i} \quad P = Q + P_1 = Q\,(1 + x).$$

Rys. 511.



B. Wciągi.

a. Wciągi zwykłe (wielokrążki), o wspólnej drodze krążków przesuwnych.

Krążki przesuwne są **bierne,** gdy u nich wisi ciężar Q, który podnosimy mniejszą siłą P. Naodwrót są one **czynne,** gdy działa na nie większa siła P, w celu podniesienia mniejszego ciężaru Q. Oznaczamy przez:

Q ciężar, a P siłę,
n liczbę krążków (parzystą lub nieparzystą stosownie do umocowania jednego końca cięgna),
x wartość określoną poprzednio dla krążków w rozdziale **A.,**
η sprawność wciągu.

1. Wciągi o biernych krążkach przesuwnych, $Q > P$.

α) Cięgno napędne odwija się z **krążka przesuwnego:**

$$\frac{P}{Q} = x^n \frac{x-1}{x^{n+1}-1}; \qquad \eta = \frac{1}{(n+x)\,x^n} \frac{x^{n+1}-1}{x-1}.$$

A więc dla . . . . . $n =$		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
η średnio dla łańcuchów	smarowanych ($x = 1{,}04$)	0,96	0,96	0,94	0,93	0,92	0,90	0,88	0,86	0,84	0,83	0,81	0,79	0,78	0,77
	prac. na sucho ($x = 1{,}06$)	0,94	0,94	0,92	0,89	0,86	0,84	0,82	0,79	0,77	0,76	0,74	0,72	0,70	0,69

Dla **lin drucianych,** przy średnicy krążków $D \geqq 500\,\delta$ i grubości drutów $\delta \leqq 1$ mm, można brać wartości powyżej podane dla łańcuchów smarowanych; natomiast przy $D = 400\,\delta$ należy brać wartości dla łańcuchów pracujących na sucho.

β) Cięgno napędne odwija się z **krążka stałego:**

$$\frac{P}{Q} = x^n \frac{x-1}{x^n-1}; \qquad \eta = \frac{1}{n\,x^n} \frac{x^n-1}{x-1}.$$

2. Wciągi o czynnych krążkach przesuwnych, $Q < P$.

α) Cięgno podnoszące ciężar nawija się na **krążek stały:**

$$\frac{P}{Q} = \frac{x\,(x^n-1)}{x-1}; \qquad \eta = \frac{n}{x} \frac{x-1}{x^n-1}.$$

β) Cięgno podnoszące ciężar nawija się na **krążek przesuwny:**

$$\frac{P}{Q} = \frac{x^{n+1}-1}{x-1}; \qquad \eta = (n+1) \frac{x-1}{x^{n+1}-1}.$$

b. Wciąg różnicowy Weston'a (rys. 513).

Teoretyczne przełożenie będzie (P_0 p str. 669):

$$\frac{P_0}{Q} = \varphi = \frac{1}{2} \frac{R_2 - R_1}{R_2};$$

podstawiając zaś $x = 1 + \psi$, czyli $\psi = x - 1$, otrzymamy wzór przybliżony:

$$\frac{P}{Q} = \frac{P_0}{Q} + \psi = \frac{1}{2}\,\frac{R_2 - R_1}{R_2} + \psi,$$

a dalej sprawność:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\varphi}{\varphi + \psi}.$$

Z wzoru powyższego otrzymamy wartości poniższe dla wciągu łańcusznego o $\psi = 0{,}06$:

$R_1 : R_2$	$Q : P$	η
7 : 8	8,2	0,51
8 : 9	8,6	0,48
9 : 10	9,1	0,45
10 : 11	9,5	0,43
11 : 12	9,8	0,41
14 : 15	10,7	0,36

Dokładniejsze obliczenie wykaże (zgodnie z doświadczeniem) sprawność w przybliżeniu jeszcze o 6% mniejszą.

Warunek **samohamowności** wciągu brzmi:

$$\frac{R_1}{R_2} \geqq 1 - 2\,\psi,$$

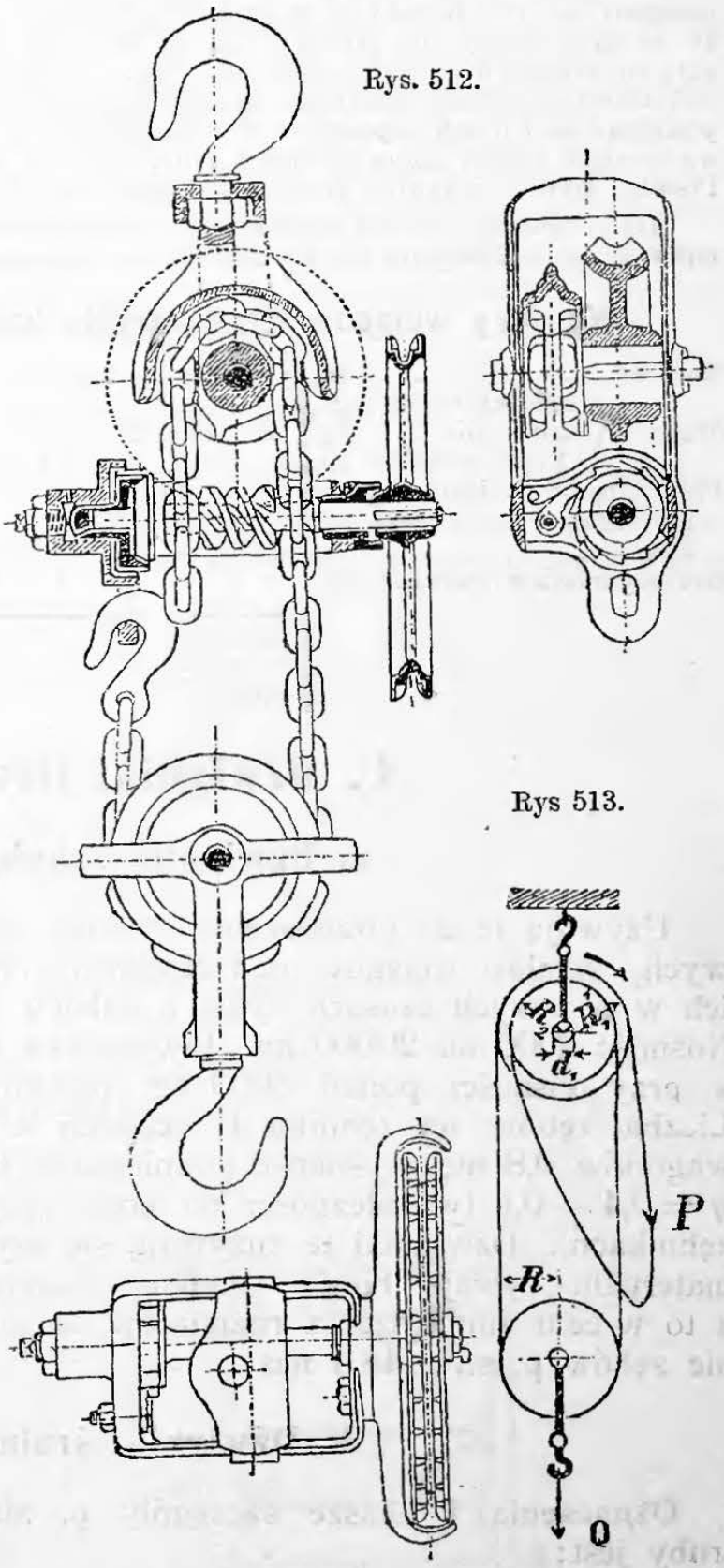
któremu czyni zadość najniższa wartość:

$$R_1 : R_2 = 8 : 9.$$

Łańcuchy dokładne wypada obciążać możliwie słabo, aby nie spowodować wydłużenia oddzielnych ogniw (p. str. 526 i nast.).

Wciągi różnicowe, obciążane często pełnym ciężarem, niszczą się szybko.

Rys. 512.



Rys 513.

c. Wciągi ślimakowe.

Wyrabiane o gwincie dwuzwitym, stromo pochyłym (około 22°), miewają sprawność $\eta = 0{,}60$ do $0{,}65$; z powodu braku samohamowności potrzebują one dodatkowego wstrzymnika (wechwytu i hamulca). Wzorując się na wciągu E. Becker'a (p. rys. 512), stosują prze-

ważnie hamulce dociągane ciężarem, t. j. naciskiem zębów koła na zęby ślimaka.

Nacisk ten pozostaje w prostym stosunku do ciężaru, a wpycha on stożek żelazny, osadzony na osi ślimaka, w wydrążenie stożkowate, którego wyskok zewnętrzny służy za czop leżący dla ślimaka podczas wciągania ciężaru, ponieważ stożki te sprzęgają się samoczynnie pod owym naciskiem. Wechwyt pieska w zęby na zewnętrznym obwodzie tego stożka zapobiega opadaniu ciężaru. W celu opuszczania ciężaru należy pociągnąć za łańcuch napędny w kierunku przeciwnym, przez co luzujemy owe stożkowe sprzęgło cierne, które jednak i nadal służy za hamulec przy opuszczaniu ciężaru. Piesek i koło wechwytowe można też zastąpić wstrzymnikami działającymi bez hałasu.

Do podawania ciężkich przedmiotów na obrabiarki stosują w nowszych czasach zamiast wciągów dźwignice elektryczne lub pneumatyczne.

Wymiary wciągów ślimakowych, hamowanych ciężarem.

Nośność . . . . . kg	300	500	600	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	7500
Waga z łańcuchami na 3 m podniesienia . . kg	22	28	28	37	46	65	78	100	120	160	195
Waga na każdy m dodatk. kg	2,5	3	3,5	4,5	5	7	8	10	12	14	16,5
Cała długość wciągu podciągniętego (od łoża do łoża haków) . . . . . mm	450	500	600	740	800	900	1000	1120	1200	1300	1300
Grubość żelaza w ogniwach mm	7	8	7	8	9	10,5	12	14	16	17,5	18,5
	bez krążka przesuwnego		z krążkiem przesuwnym								

C. Dźwigniki (lewary).

a. Dźwigniki zębnicowe.

Używają je do podnoszenia wozów, wagonów, stawideł upustowych, zamiast wciągów nad ciężkiemi obrabiarkami i t. p. Więźba ich w nowszych czasach bywa z odlewu kowalnego lub stalowego. Nośność 2000 do 20000 kg. Przystawka z kół zębatych pojedyncza, a przy nośności ponad 3000 kg. podwójna; przełożenia $^1/_4 — ^1/_7$. Liczba zębów na zębniku 4, rzadziej 3. Wysokość dźwignika do wagonów 0,8 m; wysokość podniesienia 0,25 — 0,5 m. Sprawność $\eta = 0{,}4 — 0{,}6$ (w zależności od ilości przystawek i ilości zębów na zębnikach). Dźwigniki te zużywają się szybko, ponieważ naprężenia materyału bywają bardzo wielkie, dochodząc do $k = 1500$ kg/cm², a to w celu zmniejszenia rozmiarów do możliwych granic. Obliczenie zębów p. str. 448 i nast.

b. Dźwigniki śrubowe.

Oznaczenia i bliższe szczegóły p. str. 227 i nast. Sprawność śruby jest:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)}.$$

Pochyłość gwintu	$\operatorname{tg} \alpha =$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125;
pokręcamy śrubę, a	$\eta =$	0,22	0,26	0,30	0,33	0,36	0,41	0,46 ;
pokręcamy naśrubkiem, a	$\eta =$	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35.

Samohamowność jest zapewniona, gdy pochyłość gwintu $\alpha < \varrho$; α bywa zwykle 5^0 do 6^0; (co odpowiada wartości $\mu \backsim 0{,}1$).

Ciśnienie w rdzeniu śruby stalowej lub z drobnoziarnistego żelaza bywa 300 do 500 kg/cm^2; średnicę rdzenia oblicza się podług wytrzymałości złożonej (kręcenie z ciśnieniem lub ciągnieniem).

Wysokość naśrubka oznacza się podług bezpiecznego naprężenia gwintów pracujących na gięcie, albo też podług bezpiecznego ciśnienia na powierzchnię gwintów, przyczem bierze się większy z obydwóch tak otrzymanych wyników. Bezpieczne ciśnienie na powierzchnię między stalą lub drobnoziarnistem żelazem kowalnem, a spiżem bywa $k \leqq 100$ kg/cm^2; między stalą lub drobnoziarnistem żelazem kowalnem, a żeliwem: $k \leqq 60$ kg/cm^2 (p. str. 434 i nast.).

Dźwigniki bliźniacze do parowozów.

Największe obciążenie 50 t, zatem na każdą z 4-ch śrub przypada 12,5 t. Wysokość podniesienia 1,75 m. Długość poprzecznic między kozłami 3,45 m. Napęd śrub odbywa się przystawkami zazębionemi.

D IX. Dźwigarki (windy) obrotowe.

a. Bębny linkowe.

Oznaczmy przez (rys. 515):

R promień bębna w cm, d grubość linki w cm,

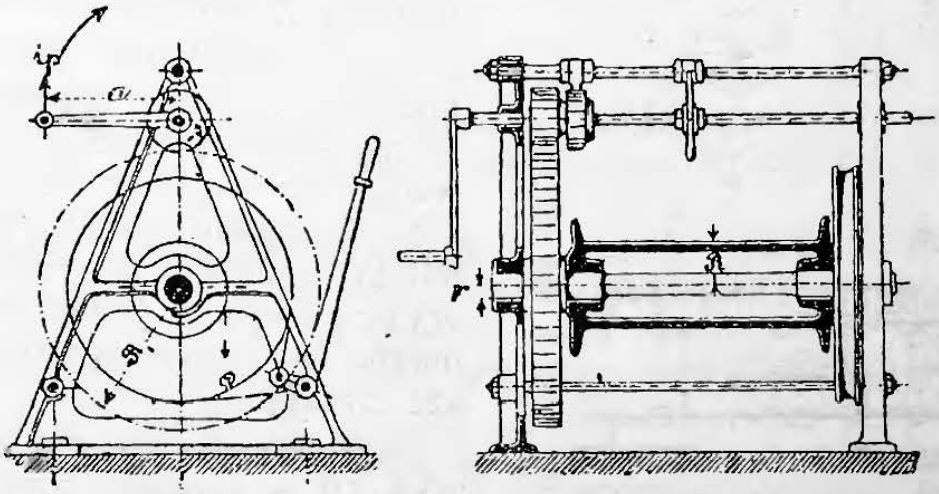
$d_1 = 2r$ średnicę czopa w cm,

μ_1 spółczynnik tarcia czopowego,

a sprawność bębna (bez przystawek) będzie:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0{,}09\,\frac{d^2}{R} + \frac{\mu_1 r}{R}}.$$

Rys. 515.



Jeżeli, np. dla lin konopnych, $R = 6\,d$, $d_1 = 2d$, $\mu_1 = 0{,}08$, to

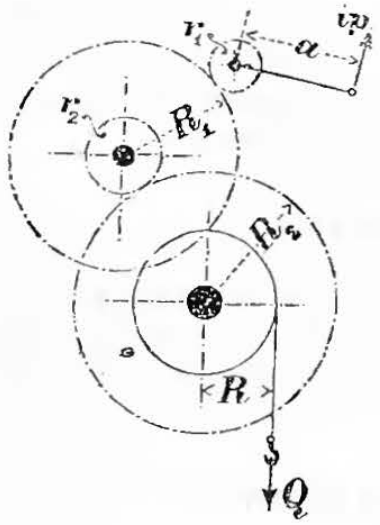
$$\eta = \frac{1}{1{,}013 + 0{,}015\,d}.$$

Gdy $d =$ 1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0 cm,
to $\eta =$ 0,97	0,965	0,96	0,95	0,945	0,94	0,93	0,925	0,92.

Obliczenie lin i łańcuchów, stosunek promienia bębna do grubości lin lub ogniw łańcucha p. str. 520 i nast., oraz 525 i nast.

b. Przystawki.

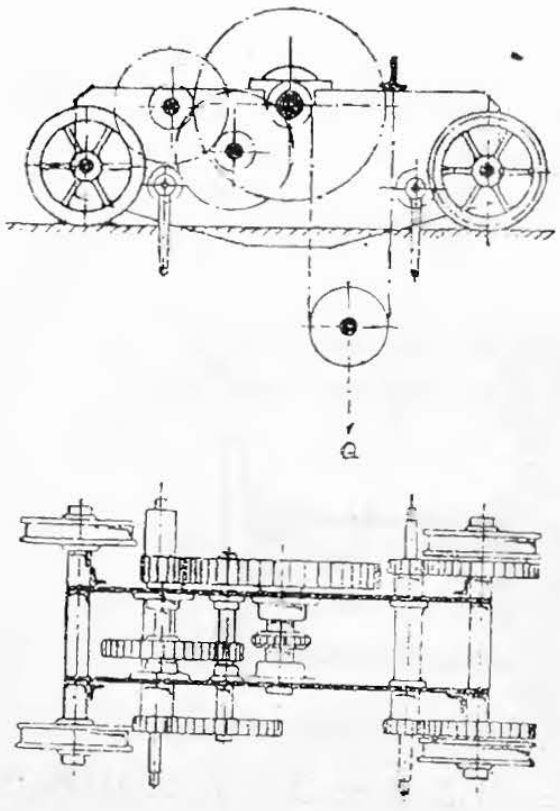
Rys. 516.



Oznaczamy przez (rys. 516):
Q ciężar w kg,
R promień bębna w cm, mierzony do środka liny lub łańcucha,
c prędkość podnoszenia ciężaru w m/sek,
i liczbę robotników,
p siłę jednego robotnika w kg,
$P = i\,p$ siłę działającą na korbę w kg,
a ramię korby w cm (p. str. 560),
v prędkość korby w m/sek,
φ całkowity stosunek przełożeń przystawek,
η sprawność całkowitą.

Całkowity stosunek przełożeń: $\varphi = \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdots = \eta \frac{P\,a}{Q\,R}$, wypada tak rozszczepić na składowe, poszczególne stosunki przełożeń $r_1 : R_1$, $r_2 : R_2 \ldots$, aby żaden z nich nie był mniejszy jak 1 : 8.

Rys. 517.



1. Napęd ręczny.

W danym razie bywa $i = 1$, 2 lub 4; p=10 do 15 kg przy 8 godzinnej pracy na dobę; $v = 0{,}8$ do 1,0 m/sek; $a =$ 35 do 40 cm. Wał korbowy w wysokości $\sim$ 1 m nad podłogą (p. str. 560).

Ilość przystawek stosownie do potrzeby dochodzi do 4-ch, a gdy to nie starczy, włączają krążki lub wciągi pomocnicze między ciężar a bęben. Stosując kilka przystawek, należy pierwszą z nich urządzić wyprzężną, t. j. wyłączalną, by można było szybciej podnosić lżejsze ciężary.

Najmniejsza ilość zębów bywa 10 do 12; podziałka zębów t wyznacza się z wielkości nacisku na zęby (p. str. 459 i nast.). Szerokość zębów $b = 2\,t$. Sprawność $\eta \sim 0{,}92$ dla każdej poszczególnej przystawki, łącznie z tarciem

międzyzębnem i czopowem. Prędkość podnoszenia ciężaru oblicza się z jego wielkości i mocy robotników (ipv kgm/sek.):

$$c = \eta \frac{ipv}{Q}.$$

Rodzaje ustrojów: dźwigarki stałe (rys. 515), dźwigarki przesuwne na wózkach (rys. 517).

2. Napęd silnikami

odbywa się za pośrednictwem pasów, lin, wałów, albo też wprost silnikami: siła napędna powinnaby być dostatecznie wielka, aby dwie przystawki wystarczały. Prądniki (elektromotory) miewają tak znaczną ilość obrotów, że wymagają często po 3 przystawki, o ile się ich nie zastąpi napędem ślimaczym, ze ślimakiem zanurzonym w oleju (η do 0,85). Najmniejsza ilość zębów zależy od rozporządzalnego miejsca, oraz od ilości obrotów i bywa 20, wyjątkowo do 12, przyczem baczyć wypada na sute wymiary zębów (podziałkę i szerokość), jako też na prawidłowe ułożenie czopów w łożyskach. Prędkość podnoszenia bywa $c \sim 0{,}1$ m/sek. dla wielkich, do $c \sim 0{,}8$ m/sek dla małych ciężarów.

Przy **napędzie pasowym** stosują dla każdego kierunku ruchu zazwyczaj pas oddzielny, jeden obręczowaty, drugi skrzyżowany, do przesuwania których na koła jałowe (luźne) wypadałoby urządzać oddzielne przesuwniki. Pasem wprawiamy w ruch wał ślimaka płaskogwintnego, o takiej pochyłości gwintu, aby cała dźwigarka pracowała na samej granicy samohamowności, nie dosięgając jej jednakże. Niedostateczną samohamowność dopełniamy lekkiem hamowaniem. Rączkę hamulca zczepiają zazwyczaj z rączką przesuwnika w celu ułatwienia obsługi. Stosują też ślimaki o stromym gwincie, dalekie od samohamowności, a natenczas dodają hamulec dociągany ciężarem (p. rys. 512 i str. 673 i 674).

Dźwigarki o napędzie ciernym. Bęben napędza się kołem ciernym, o 3-ch do 5-ciu rowkach kliniastych, którego wał najlepiej przesuwać równolegle. Nacisku na koło, powodującego tarcie, nie powinien wywierać obsługujący (naciskiem ręki), lecz sam ciężar. Kierować taką dźwigarką za pośrednictwem linki stawidłowej można ze wszystkich piętr towarowni lub spichrza. (Szczegóły o kołach ciernych p. str. 468 i nast.).

Dźwigarki o napędzie parowym (dźwigarki parowe) nadają się przedewszystkiem do celów budowlanych, a silniki parowe, w rodzaju lokomobili, ustawione na kołach, mogą równocześnie służyć i do innych celów budowlanych, lecz natenczas wypada dźwigarkę sprzęgać z silnikiem zapomocą sprzęgła ciernego, podczas gdy sprzęgło wechwytowe wystarcza wtenczas, gdy silnik obsługuje wyłącznie tylko dźwigarkę. W pierwszym przypadku należy też silnik zaopatrzyć w miarkownik, aby się nie mógł rozbiegać z powodu nagłego, a zwłaszcza nieprzewidzianego odciążenia dźwigarki. Silniki stosują jedno lub dwucylindrowe; dwucylindrowe są niezbędne, jeżeli dźwi-

garka ma rozruchiwać się pod ciężarem, a są one również wielce pożądane, jeżeli ruch ciężaru ma być chwilowo znacznie zwalniany. Nawrotność, czyli możność zmiany kierunku ruchu silnika, jest pożądana, a przy urządzeniu dźwigów bliźniaczych prawie niezbędna.

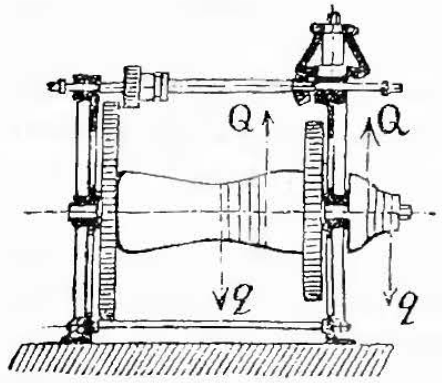
Hamulec naciska się nogą, albo śrubą, a służy on do utrzymania ciężaru w dowolnem położeniu, oraz do jego opuszczania.

c. Bezpieczniki.

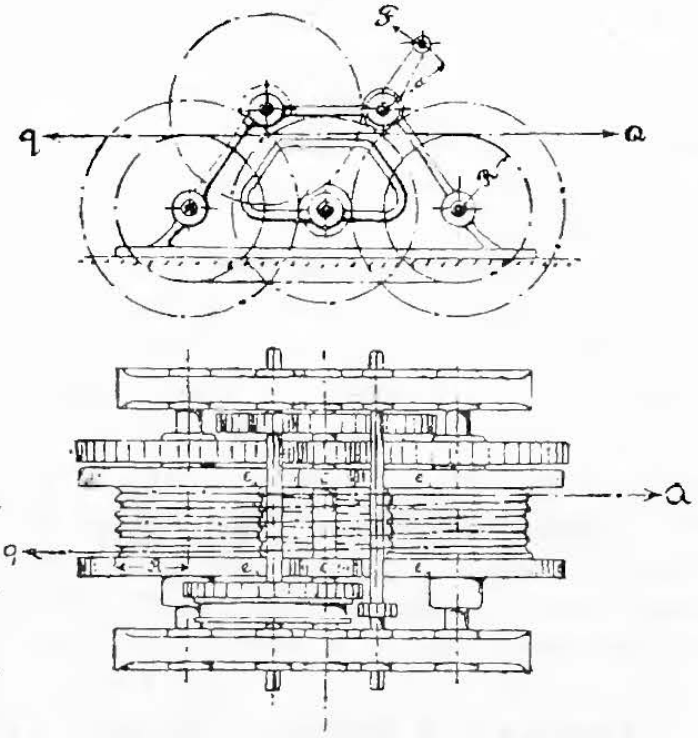
Należy rozróżniać: **zapobieżniki, ocalniki** i **ochronniki,** wszystkie one przeważnie należą do rodzaju wstrzymników p. str. 536 do 541.

d. Stożkowe bębny przewojowe.

Rys. 518.



Rys. 519.



Oznaczmy przez:

Q ciężar w kg,

q w kg naciąg w linie schodzącej,

μ_0 spółczynnik tarcia liny o bęben,

e podstawę logarytmów naturalnych (p. str. 40 i 46),

$\alpha = 2\,n\,\pi$ kąt środkowy łuku opiętego liną,

n liczbę zwojów liny na bębnie, a będzie:

$$q = \frac{Q}{e^{\mu_0 \alpha}} \quad \text{i} \quad n = \frac{\log (Q : q)}{2\pi\mu_0 \log e}.$$

Gdy $\mu_0 = 0{,}25$ (lina konopna na bębnie żel.), to $n = 1{,}46 \log (Q : q)$,
„ $\mu_0 = 0{,}40$ (lina konopna na bębnie drewn.), to $n = 0{,}91 \log (Q : q)$.

Ześlizgliwanie się liny z grubszej na cieńszą część bębna, wobec znacznego tarcia, niszczy szybko linę; zapobiega się temu, stosując:

e. Walcowate bębny przewojowe (rys. 519),

z których napędzamy bądźto jeden tylko, bądź też obydwa.

Gdy napędzamy jeden bęben, to $\alpha = n\,\pi$;
gdy zaś obydwa bębny, to $\alpha = 2\,n_1\,\pi$.

Przy $\mu_0 = 0{,}25$ i $(Q : q) =$	200	100	50	25
będzie: $n =$	7	6	5	4, a $n_1 = {}^1/_2\,n$.

Obciążenie czopów bębna przez sumę naciągów wszystkich lin bywa bardzo wielkie. W celu odciążenia czopów i uniknięcia znacznego tarcia w czopach, wstawiają między boczne obrzeża bębnów e_1 e_1 krążki odciążające, które powodują wyłącznie tylko tarcie przy toczeniu, a natenczas sprawność tych bębnów oblicza się zupełnie podobnie jak zwykłych bębnów do lin (str. 675).

Bębny powyższe znajdują zastosowanie do dźwigarek wyciągowych, okrętowych, oraz do żórawi i dźwigów o znacznej wysokości podnoszenia.

Uwaga: Jeżeli lina zakleszcza się na obwodzie koła w rowkach kliniastych, o kącie wzajemnej pochyłości ścianek 2φ, to za μ_0 należy podstawić wartość:

$$\frac{\mu_0}{\sin\varphi + \mu_0 \cos\varphi}.$$

E. Żórawie *) i suwnice dźwigarkowe.

a. Żórawie.

1. Uwagi ogólne.

Stałe żórawie obrotne miewają wysięg stały, albo zmienny, miarodajnym zaś dla całości ustroju jest **sposób podparcia** żórawia, a mianowicie:

1. Łożyska dolne i górne wspierają słup, przyczem w warsztatach łożysko górne pomieszcza się zwykle w belkowaniu strzechy (rys. 520 i 527), na dworze zaś podtrzymuje się ono dwoma zastrzałami (rys. 528).

2. Słup stały, zazwyczaj ze stali kutej, przytwierdzony do płyty posadowej, wspiera obydwa łożyska (rys. 522).

3. Żórawie z łożyskiem podziemnem: przedłużenie słupa obrotnego spoczywa czopem w łożysku, które się mieści w studzience, a raczej w wydrążeniu posady (żórawie syst. Fairbairn'a rys. 525). Żórawie takie są kosztowne, wymagają bowiem starannego wykonania i mocnego posadowienia z powodu znacznych parć poziomych.

4. Łożyska wspiera podstawa nitowana z blachy, przytwierdzona do posady (rys. 552); stosując przeciwwagę możemy dowoli zmniejszać wytężenie przyciągów posadowych (śrub fundamentowych).

5. Słup obrotny osadzamy na stałe w osi obrotnicy, a równoważąc nadto ciężar przeciwwagą ruchomą, możemy utrzymywać stale środek ciężkości całego systemu w osi obrotu, narażając posadę li tylko na naciski pionowe.

Zmienność wysięgu otrzymujemy:

1. Przez przesuwanie **kota** po wysięgnicy (rys. 527, 548 i 553).

---

*) Podług A. Riedler'a.

2. Przez chylanie wysięgnika, t. j. przez jego wychylanie i cofanie, co uskuteczniamy przy małych ciężarach naciągiem łańcucha (rys. 528), przy wielkich zaś śrubą (rys. 529, 530 i 531).

Żórawie na ciężary do 1,2 ton, o wysięgach nie przekraczających 4 do 5-ciu m, **obracamy** od ręki, większe silnikami.

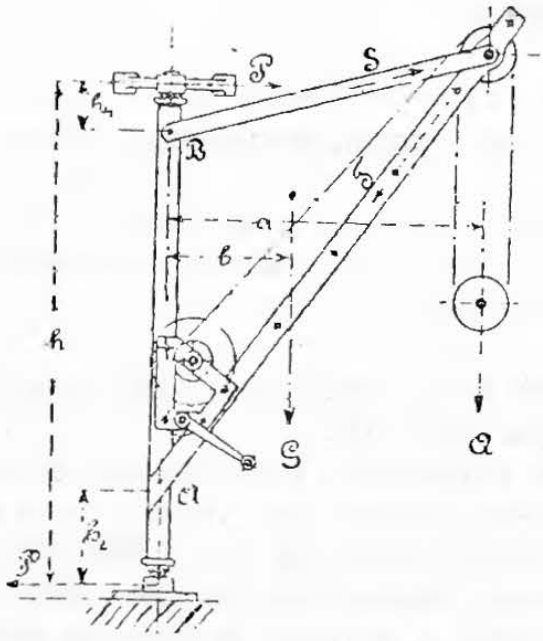
2. Żórawie stałe.

1. Żórawie ze słupem obrotnym.

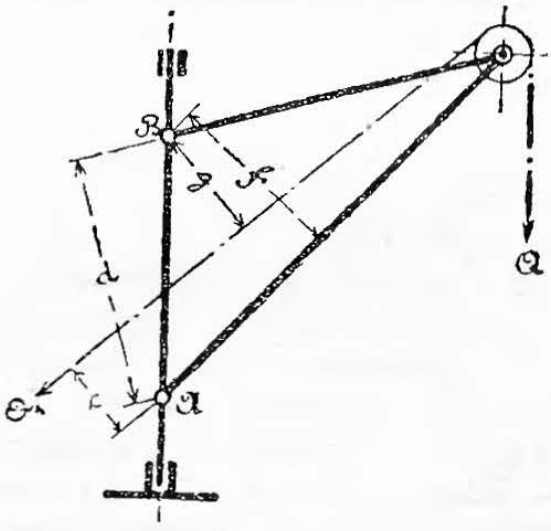
Oznaczmy przez (rys. 520 i 521):

Q ciężar w kg, Q_1 naciąg w łańcuchu dźwigającym w kg,
G wagę żórawia (z krążkami i łańcuchem) w kg,
a, b, h, h_1 i h_2 ramiona w cm (rys. 520),
d i c ramiona naciągów w łącznicy i w łańcuchu ciągnącym, względem punktu A, w cm (rys. 521),
f i g ramię nacisku w wysięgniku, względnie naciągu w łańcuchu ciągnącym, względem punktu B, w cm (rys. 521), a otrzymamy:

Rys. 520.



Rys. 521.



Poziomy nacisk na czopy: $P = Q\frac{a}{h} + G\frac{b}{h}$;

najczęściej bywa w przybliżeniu $h = a$, $b = 0{,}25\,a$, $G = Q$, a naówczas $P = 1{,}25\,Q$.

Pionowy nacisk czopa: $V = Q + G$ (najczęściej $V \sim 2\,Q$).

Naciąg w łącznicy: $S = Q\frac{a}{d} + G\frac{b}{d} - Q_1\frac{c}{d}$;

na łącznice żelazne biorą płaskowniki, albo krągowniki, a bezpieczne $k_z = 600$ kg/cm².

Nacisk w wysięgniku: $T = Q\frac{a}{f} + G\frac{b}{f} + Q_1\frac{g}{f}$;

wysięgniki bywają z drzewa, albo z kształtowników żelaznych, a obliczają się z 5 do 8-miokrotnem bezpieczeństwem na wyboczenie.

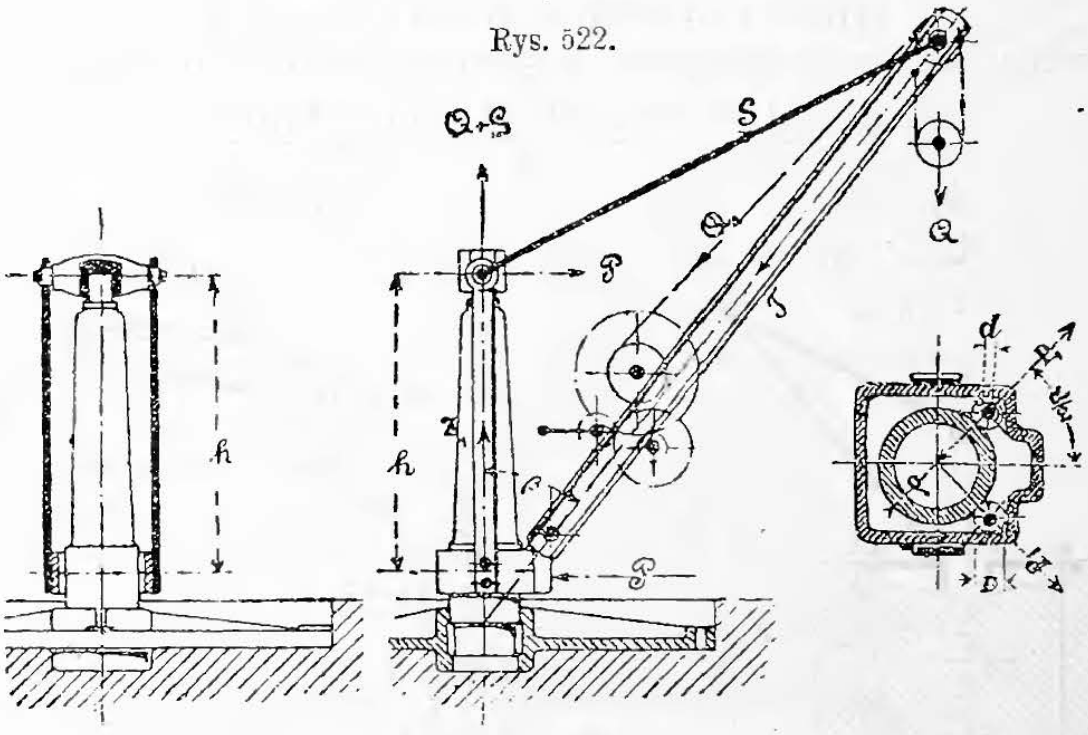
Słup: Moment gnący w słupie Ph_1, wzgl. Ph_2, a w dolnej części słupa nadto jeszcze nacisk $Q+G$, a zatem słup wypada obliczać na wytrzymałość złożoną.

2. **Żórawie obrotne ze słupem stałym (nieobrotnym).** (Nadbrzeżne).

Obliczenie czopów, łącznicy i wysięgnika jak powyżej pod 1.

Słup oblicza się na gięcie złożone z ciśnieniem, a mianowicie (rys. 522 i 523) w dolnej części słupa moment gnący: $Ph = Qa + Gb = W k_b$, oraz nacisk $Q+G$. By wedle możności zmniejszyć

Rys. 522.



przeginanie się słupa, robią go tak krótkim, jak tylko na to pozwala wzgląd na ustrój łożysk. (Im mniejsze h, tem większem będzie P).

Poprzecznik górny oblicza się na gięcie pod działaniem wypadkowej z sił $-P$ (działającej w lewo) i $Q+G$ (pionowego odporu czopa). Dla żelaza lanego będzie $k_b = 300$ kg/cm², dla żelaza kutego lub stali lanej $k_b = 600$ kg/cm².

Łożysko wałkowe (o dwóch wałkach znoszących nacisk, a rozmieszczonych pod kątem $^1/_2\,\alpha$) p. prawy rys. 522.

Nacisk na każdy z dwóch wałków: $P_1 = \dfrac{P}{2\cos {}^1/_2\,\alpha}$.

Średnica wałka $D = \dfrac{P_1}{k\,b}$, przy długości wałka b i ciśnieniu $k \leqq 50$ do 60 kg/cm, bezpiecznem dla stali lub równotwardego materyału.

Jeżeli ϱ oznacza promień dolnego czopa słupowego w cm, d_1 średnicę górnego czopa w cm, D średnicę wałków łożyskowych w cm, d średnicę ich czopów w cm, μ_1 spółczynnik tarcia czopowego, f ramię tarcia przy toczeniu w cm, to **moment oporu przy obracaniu żórawia** będzie:

$$M = P_1 (2f + \mu_1 d)\frac{2\varrho}{D} + P\mu_1 \frac{d_1}{2} + (Q+G)\,\mu_1 \frac{d_1}{4},$$

a średnio można założyć: $\mu_1 = 0{,}1$, $f = 0{,}05$ cm, $D = 5\,d$. Opór przy obrocie, powodowany parciem wiatru, uwzględnia się dodatkowo.

Para takich wałków zajmuje sporo miejsca i bywa zazwyczaj przeciążona, zastępują ją zatem wieńcem małych wałków, osadzonych czopami w pierścieniu swobodnie ruchomym, a wspartym na kółkach toczących się po torze kołowym, p. rys. 526. W małych żórawiach zastępują też łożysko wałkowe prostą nasówką walcowatą.

Posada. Oznaczmy przez (rys. 523):

G wagę części wysięgowych żórawia,

G_0 wagę części osiowych żórawia, wraz z płytą posadową,

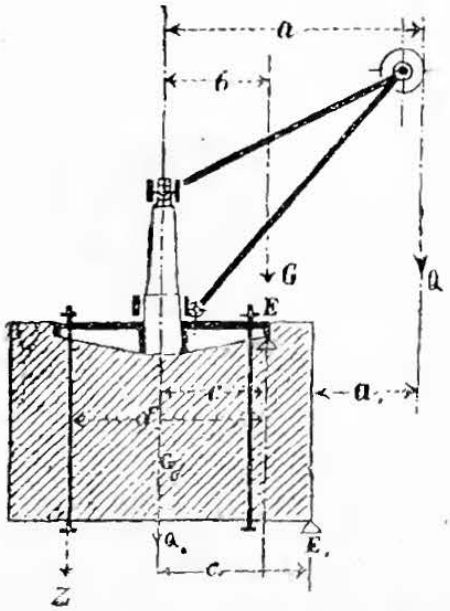
a z równania momentów względem osi obrotu E:

$$Q(a-c)+G(b-c)=G_0 c+Z d,$$

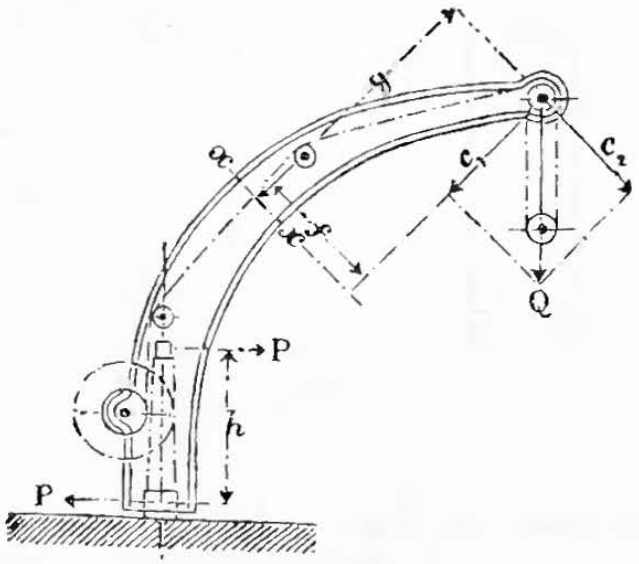
otrzymamy naciąg w przyciągu posadowym (śrubie fundamentowej):

$$Z=\frac{Q(a-c)+G(b-c)-G_0 c}{d}.$$

Rys. 523.



Rys. 524.



Do stateczności posady (względem osi obrotu E_1) niezbędną jest teoretyczna waga posady:

$$Q_0=\frac{Q(a-c_1)+G(b-c_1)}{c_1}-G_0.$$

W rzeczywistości posada powinna ważyć: $2\,Q_0$ do $2{,}5\,Q_0$.

Niekiedy zastępują przyciągi posadowe znacznem powiększeniem kutej płyty posadowej, nadając jej zarazem kształt gwiaździsty w planie. Płytę taką układają na podkładzie betonowym i zasypują ją zwirem.

Wykonanie: Słup lanożelazny (żeliwny) pusty: $k_b = 400$, częściej ze stali kutej: $k_b = 800$ kg/cm^2. Wysięgnik i łącznica z kształtowników. Poprzecznik łączy się z łożyskiem wałkowem, albo zapomocą dwóch płyt lanych, do których przytwierdza się dźwigarkę główną, albo też zapomocą ściągów obustronnych (rys. 522). Naciąg w każdym ściągu będzie: $Z_1 = {}^1/_2\, T \cos\beta$. ($T$ p. str. 680). Przy takiem połączeniu umieszcza się dźwigarkę na wysięgniku utworzonym z pary kształtowników.

Wysięgnik i łącznicę w żórawiach nadbrzeżnych zastępują często zakrzywioną blachownicą (rys. 524), której przekrój $X\,X$ oblicza się sposobem tylko przybliżenie ścisłym na gięcie złożone, a miano-

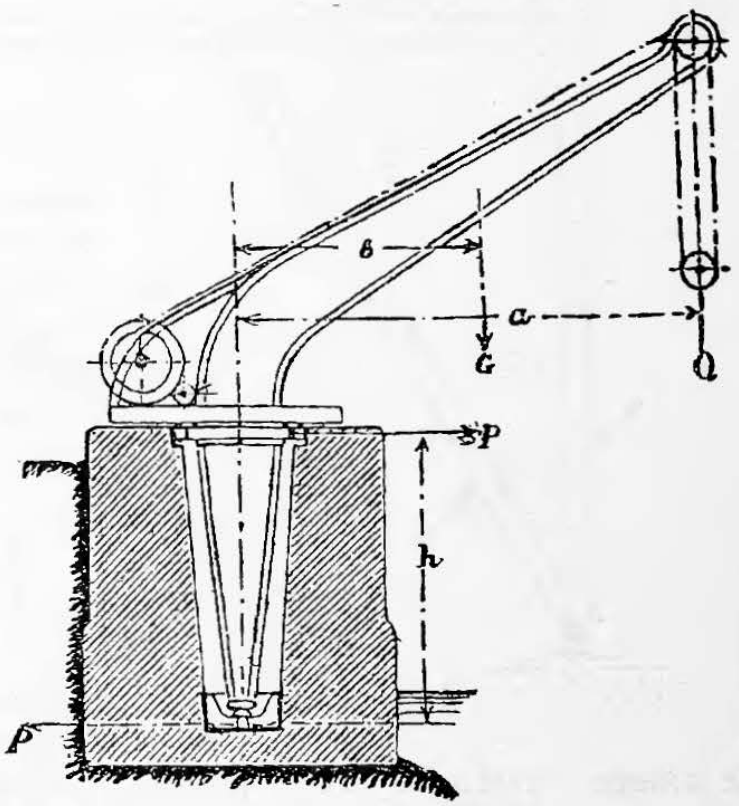
wicie na ciśnienie C_1 i moment gnący $C_1 f + C_2 g$, przyczem C_1 i C_2 są składowemi siłami ciężaru Q.

3. **Żórawie obrotne z łożyskiem podziemnem.** (Żórawie systemu Fairbairn'a).

Parcie poziome (rys. 525):

$$P = Q\frac{a}{h} + G\frac{b}{h}.$$

Rys. 525.



Obliczenie blachownicy zakrzywionej jak powyżej pod 2. Obliczenie słupa w łożysku wałkowem na wytrzymałość złożoną: nacisk $Q+G$, a moment gnący: $Ph = Qa + Gb$. Ponajczęściej

$$h \sim 0{,}5\,a$$

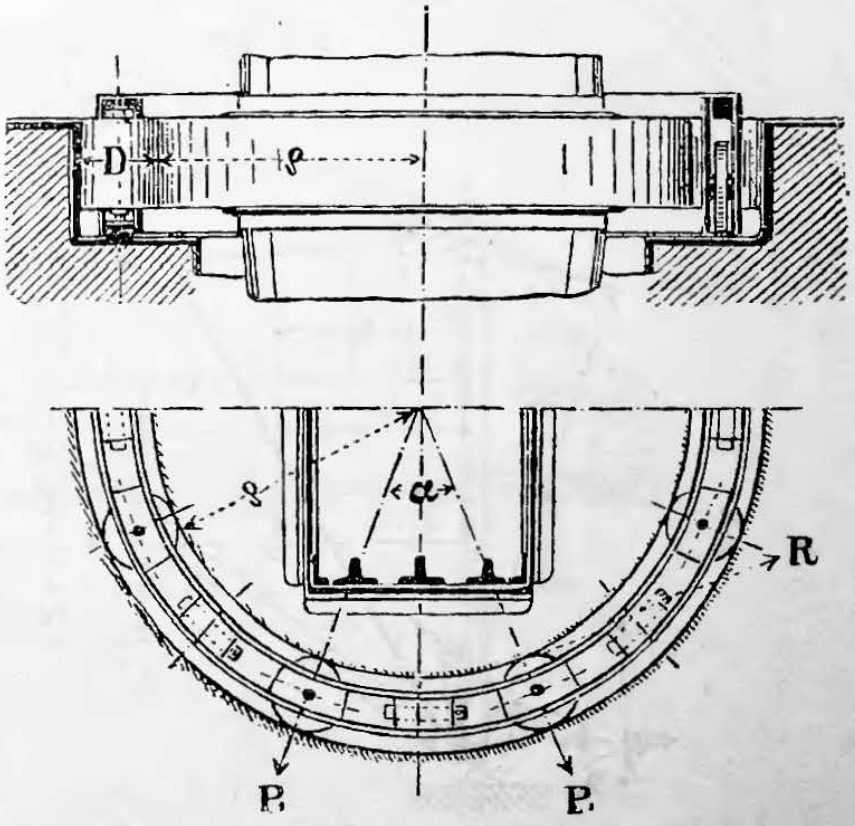
Łożysko wałkowe. Jeżeli całe parcie znoszą dwa tylko wałki sąsiednie (rys. 526), to nacisk na każdy z nich będzie:

$$P_1 = \frac{P}{2\cos {}^1\!/_2\,\alpha},$$

a udział tych nacisków w oporze przy obracaniu żórawia będzie:

$$M = 4\,P_1 f \frac{2\varrho}{D}.$$

Rys. 526.



4. **Żórawie obrotne z kotem** (rys. 527).

Obliczenie słupa, czopów i wysięgnika jak pod 1. str. 680.

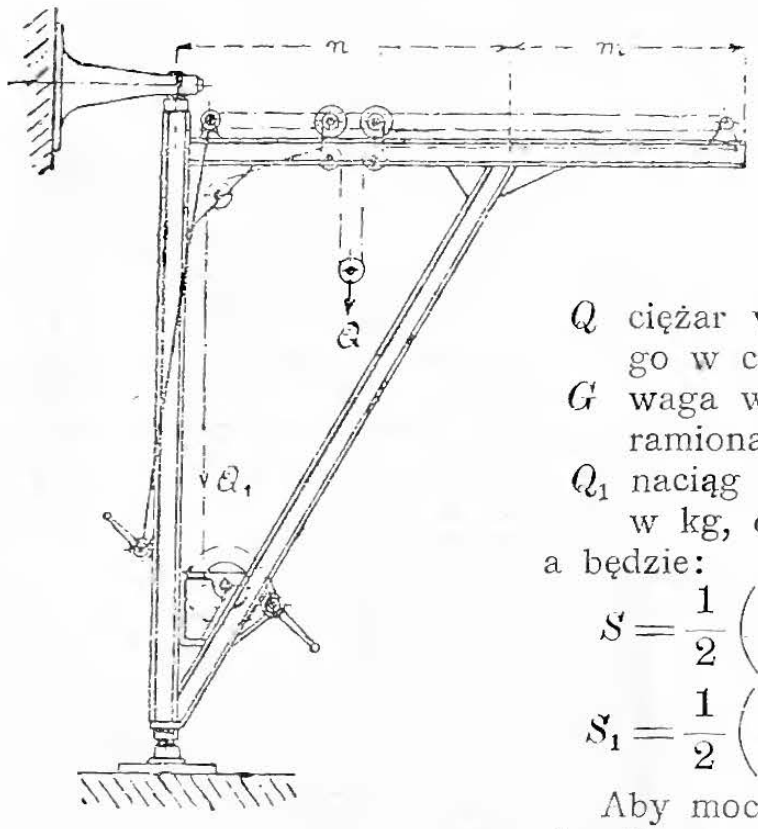
Wysięgnicę należy obliczać na gięcie spowodowane momentami Qm, wzgl. $^1\!/_4\,Qn$, przyczem m, wbrew rys. 527, liczy się tylko do środka kota, przesuniętego w prawo na sam koniec wysięgnicy.

Siła Z, niezbędna do przesuwania kota, bywa w zwykłych ustrojach $^1\!/_8$ do $^1\!/_5\,Q$.

5. Żórawie obrotne z wysięgnikiem chylnym. Żór. szkockie „derrick“).

Oznaczmy przez (rys. 528).

Rys. 527.



S i S_1 naciąg w łańcuchu chylającym pod koniec i na początku wychylania wysięgnika w kg,

s i s_1 ich ramiona względem punktu obrotu wysięgnika przy chylaniu w cm,

Q ciężar w kg, a i a_1 ramiona jego w cm,

G waga wysięgnika w kg, b i b_1 jej ramiona w cm,

Q_1 naciąg w łańcuchu dźwigającym w kg, c i c_1 jego ramiona w cm,

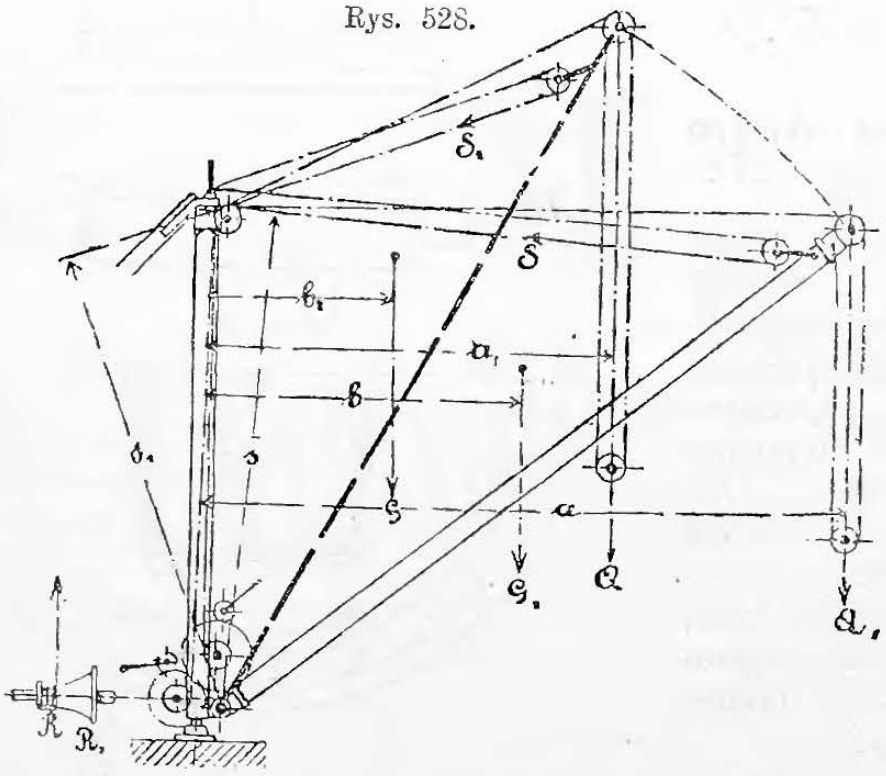
a będzie:

$$S = \frac{1}{2}\left(Q\frac{a}{s} + G\frac{b}{s} - Q_1\frac{c}{s}\right);$$

$$S_1 = \frac{1}{2}\left(Q\frac{a_1}{s_1} + G\frac{b_1}{s_1} - Q_1\frac{c_1}{s_1}\right).$$

Aby moc dźwigarki chylającej wysięgnik pozostawała niezmienną w czasie całego okresu chylania, promień bębna dźwigarkowego R_1 powinien być zmienny, tak aby moment $S_1 R_1$ przy dowolnem położeniu wysięgnika był stały i równał się momentom krańcowym: $SR = S_1 R_1$,

Rys. 528.

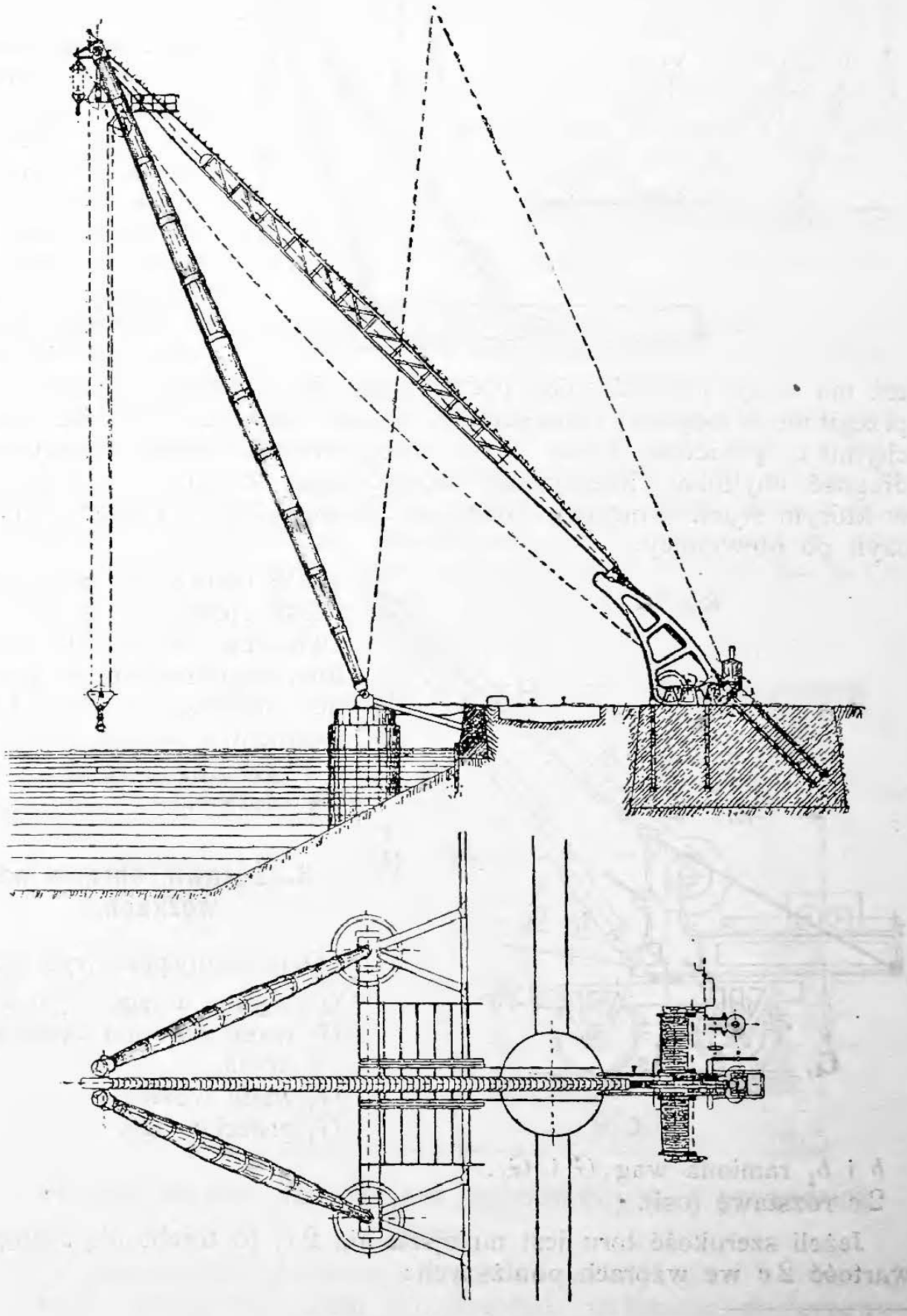


a więc najmniejszy promień R bębna zwiększa się ciągle aż do wartości największej R_1 (lewa część (rys. 528).

6. Żórawie rozkraki.

Zmieniają wysięg również przez wychylanie i cofanie wysięgników (dwunożnych), lecz nie są obrotne. Stosują się one przeważnie jako

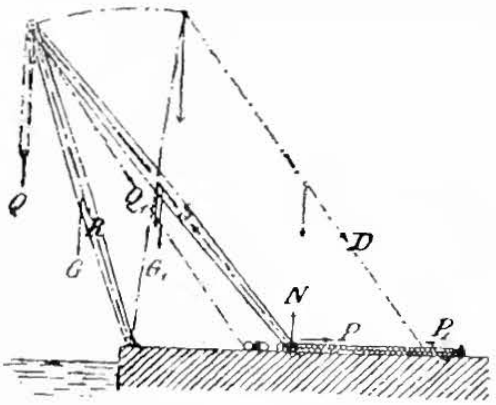
Rys. 529



żórawie nadbrzeżne, lecz i jako pływające, na wielkie ciężary, jako to maszty okrętowe, działa, kotły i t. p. Rozkraki o pozio-

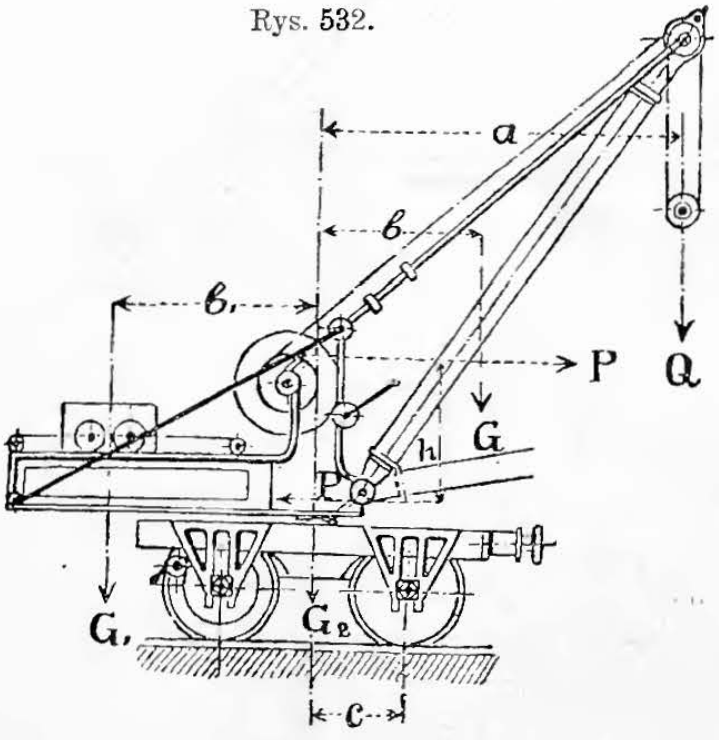
mej śrubie chylającej (rys. 530) wymagają wiele swobodnego miejsca i rozległej posady. Pochyłe ustawienie śruby w kierunku środkowego położenia chylnika (t. j. tylnej nogi), jak w rys. 531, zmniejsza już znacznie niezbędną długość posady. Jeszcze mniej miejsca zajmują rozkraki ustroju przedstawionego w rys. 529: śruba chylająca jest u nich najkrótsza i pozostaje zawsze w kierunku chylnika, w którym też ma swoje prowadzenie, podczas gdy drugi jej koniec spoczywa przegibnie w łożysku, które stanowi niejako teoretyczny koniec dolny chylnika, ponieważ każdy obrót śruby zmienia niejako teoretyczną długość chylnika. Rzeczywisty koniec dolny chylnika, t. j. punkt, w którym śruba w niego wchodzi, wodzi się po torze zakrzywionym, czyli po obwodnicy.

Rys. 530.



Rys. 531.

Rys. 532.



W nowszych czasach zamiast rozkrak stosują też, zwłaszcza do budowy okrętów, dogodniejsze, bo obrotne żórawie, wsparte kratownicową więźbą żelazną, a budowane na równie wielkie ciężary. *)

3. Żórawie obrotne na wózkach.

Oznaczamy przez (rys. 532):

Q ciężar, a jego wysięg,
G wagę obrotnej części żórawia,
G_0 wagę wózka
G_1 przeciwwagę,
b i b_1 ramiona wag G i G_1,
$2c$ rozstawę (osi).

Jeżeli szerokość toru jest mniejsza niż $2c$, to trzeba nią zastąpić wartość $2c$ we wzorach poniższych:

*) Z. d. V. d. Ing. 1901, str. 1507 i 1902, str. 175.

Stateczność żórawia wymaga, aby ogólna jego waga była przynajmniej:

$$G + G_0 + G_1 = Q\,\frac{a-c}{2c};$$

a wagi te należy tak rozmieścić, aby łączny ich środek ciężkości (w żórawiu nieobciążonym) pozostał wśród kół, co warunkuje się wzorem:

$$G_1\,(b_1 - c) - G_0 c - G\,(b + c) < 0.$$

Pożądaną byłaby taka przeciwwaga, aby wytężenie słupa żórawiowego było jednakowe zarówno przy pełnem obciążeniu żórawia, jako też wówczas, gdy żóraw wcale nie obciążony, co znów określamy warunkiem:

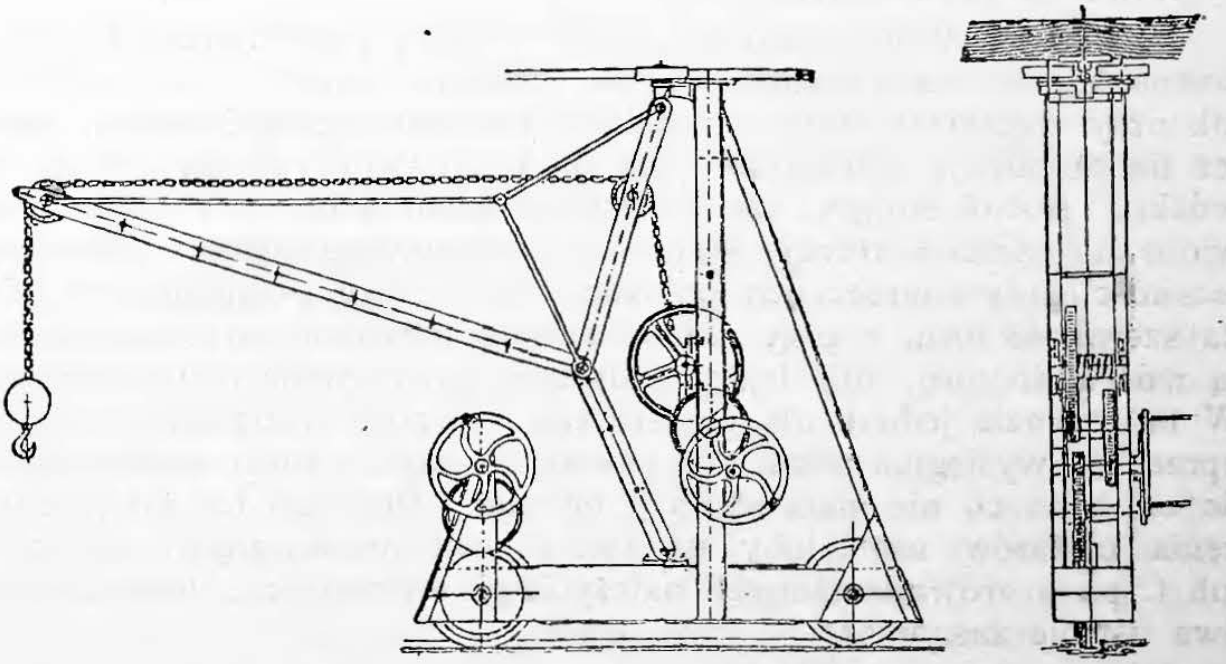
$$G_1 = \frac{Q\,a}{2\,b_1} + G\,\frac{b}{b_1}.$$

G_1 bywa jednak zazwyczaj mniejsze, dopełniając tylko warunku stateczności żórawia.

Przeciwwagę można przesuwać ręcznie, lecz przedstawia to wiele niedogodności; lepiej ją zatem tak urządzić, aby ją ciężar samodzielnie przesuwał w położenie warunkujące pełną równowagę.

U żórawi kolejowych, wstawianych w pociągi, w celu ich przewozu do innych stacyi, przeciwwaga wraz ze swą podporą daje się wsuwać i wysuwać zapomocą zębnika i zębnicy. Po wyjęciu zaś łącznicy można złożyć wysięgnik, poczem całość przedstawia wagon zaopatrzony w odboje, który da się bezpiecznie wstawiać w szereg zwykłych wagonów pociągu. O bezpiecznym nacisku kół na tor p. Dział XI, rozdz. I **B.** III, **b. 1** i rozdz. II **A. a. 1.**

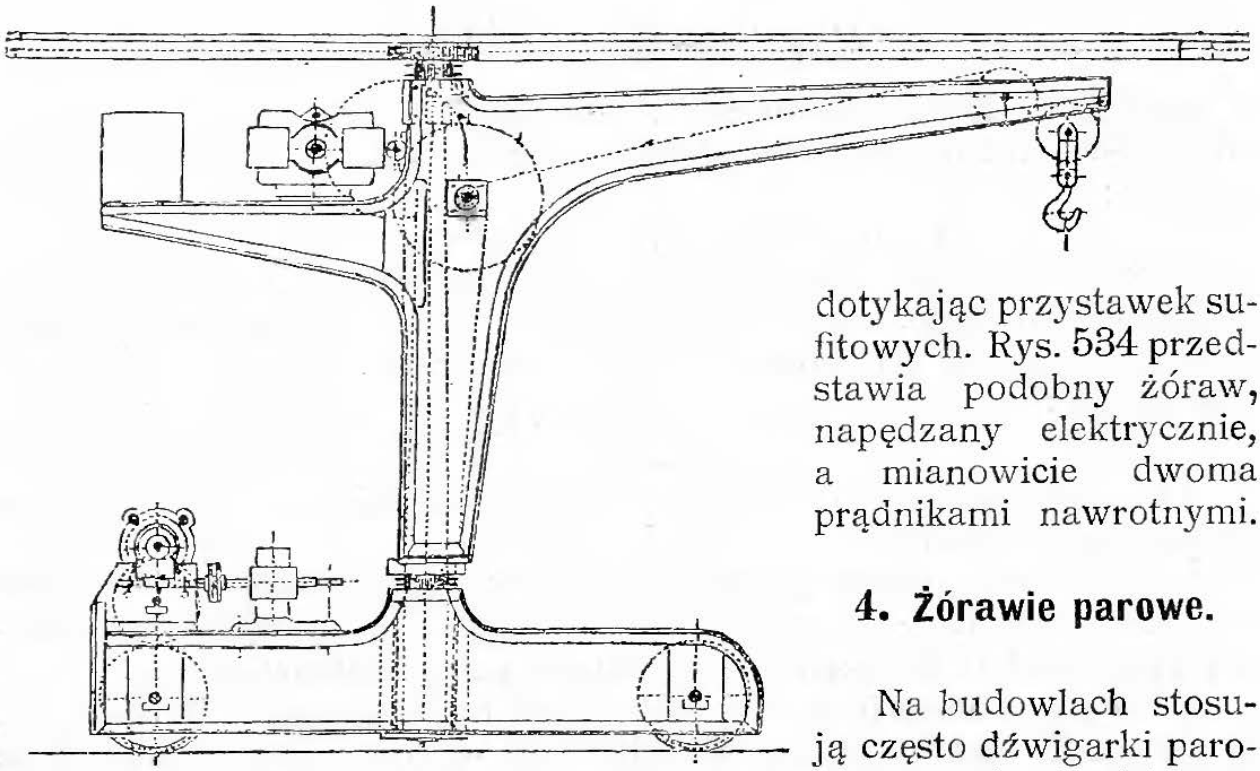
Rys. 533.



2. Żórawie obrotne na wózkach jednotokowych, z prowadnicą górną.

Przy przesuwaniu potrzebują bardzo wązkiej tylko swobodnej przestrzeni, nadają się zatem do wyrobni, zwłaszcza do przewożenia ciężarów z naw bocznych do głównej i naodwrót. Łącznicę robią często wgiętą (p. rys. 533), aby ją można było obracać, nie-

Rys. 534.



dotykając przystawek sufitowych. Rys. 534 przedstawia podobny żóraw, napędzany elektrycznie, a mianowicie dwoma prądnikami nawrotnymi.

4. Żórawie parowe.

Na budowlach stosują często dźwigarki parowe w połączeniu z żórawiami obrotnymi, przeważnie szkockimi (p. str. 684). Koszt takiego urządzenia jest mniejszy, niż właściwych żórawi parowych, a nadto dźwigarkę taką można przystosować i do kafarów, a silnik jej nawet do innych robót, jak pompowania wody, do mieszarek zaprawy i t. p. Prędkość podnoszenia około 0,3 m/sek., przy nośności 0,5 do 2 ton. Dźwigarki takie stawiają też na wózki, by zrobić je przesuwnemi.

Właściwe, obrotne żórawie parowe budują przeważnie jako przesuwne, a więc na wózkach. Część obrotna wspiera się, podobnie jak przy żórawiach stałych, bądźto łożyskami na słupie stałym, bądź też na obrotnicy, obracającej się na torze kołowym, ułożonym na wózku. Kocioł stojący, wraz ze zbiornikami wody i paliwa, ustawione na części obrotnej, stanowią przeciwwagę ciężaru. Dla stateczności, przy poprzecznem położeniu wysięgnika, pożądaną jest wielka szerokość toru, a przy niedostatecznie szerokim torze przyczepiają wózek do toru, albo lepiej podpierają go ruchomemi podpórkami. W takim razie jednak dla przesunięcia żórawia obciążonego trzeba uprzednio wysięgnik obrócić z położenia poprzecznego w równoległe do osi toru, co nie małą stanowi mitręgę. Dla tego też do przewożenia ciężarów należałoby używać żórawi bez bocznych podpórek lub t. p., a zrównoważonych należycie przeciwwagami. Rozróżniamy dwa ustroje zasadnicze:

1. **Żórawie o napędzie korbowym** (rys. 535).

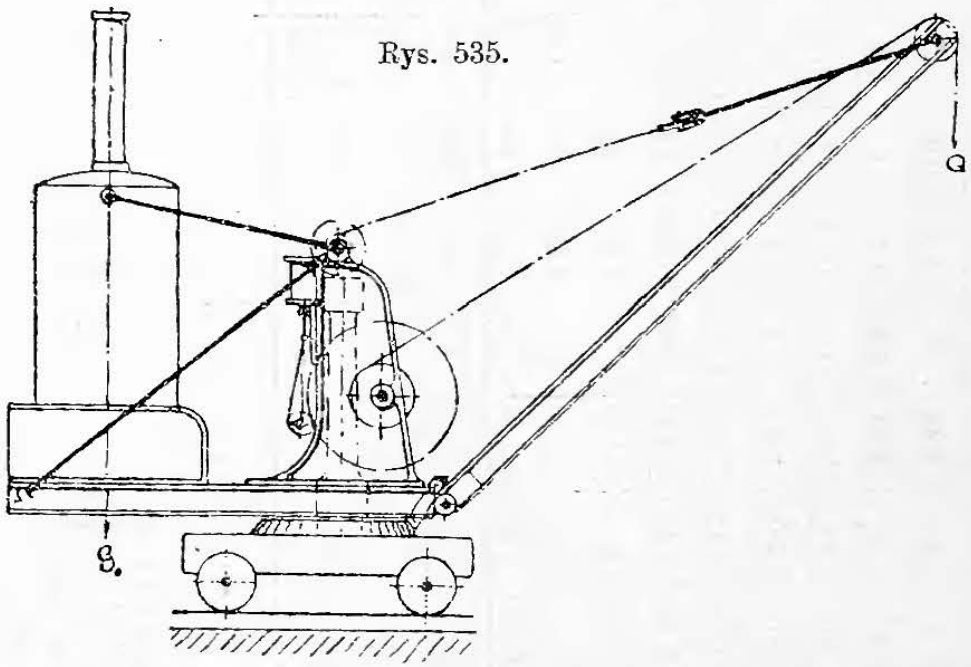
Bliźniaczy silnik parowy z wałem korbowym, o $n = 80$ do 200 obrotów na min. Żórawie te wykonują oddzielne swe ruchy w sposób następujący:

α) Silnik nienawrotny, podnoszenie ciężaru sprzęgłem ciernem. Ciężar utrzymuje się w położeniu hamulcem wechwytowym (p. str. 540), dla opuszczenia ciężaru zaś luzuje się hamulec taśmowy ręką lub nogą.

β) Silnik nawrotny; przystawki do podnoszenia i przesuwania (jazdy) wprzęgają się zapomocą sprzęgła kłowego. Ciężar hamuje się albo samym hamulcem, albo też silnikiem i hamulcem łącznie. Ustrój ten stosują przeważnie do większych ciężarów i do szybkojeżdżących żórawi-parowozów.

Obracanie żórawia z pomocą przystawek nawrotnych.

Rys. 535.



Przesuwanie żórawia albo ręczne za pośrednictwem grzechotki, albo też przez silnik podnoszący za pośrednictwem przystawek nawrotnych i pionowego wała, przechodzącego przez środek słupa lub czopa głównego pod wózek, gdzie wał ten zapomocą kół zębatych i łańcuchów napędza osie i koła wózka.

Chylanie wysięgnika z łącznicą, w celu przejazdu przez nizkie bramy i t. p., lub w celu zwiększenia wysięgu, odbywa się albo ręcznie zapomocą łańcucha, liny lub śruby, albo też silnikiem za pośrednictwem przystawek nawrotnych, a zwykłych, jeżeli sam silnik jest nawrotny.

Żórawie-parowozy znajdują przeważnie zastosowanie w kuźnicach do przewożenia bałwanów, służąc równocześnie za parowozy do przesuwania wagonów kuźniaczych i t. p. Spodnia część żórawia posiada oddzielny silnik parowozowy, a więc dwucylindrowy i nawrotny, nadto odboje, haki i sprzęgła jak zwykłe wagony.

Kocioł miewa wymiary dostateczne, aby żóraw mógł przebiegać większe oddalenia ze znaczną prędkością. Nacisk na osie przenoszą resory, bez nich nie wypada przekraczać 25 km/godz. jazdy. W kuźnictwie przekładają często tego rodzaju żórawie parowe nad elektryczne, które wymagają złożonej sieci przewodników, zwłaszcza na zwrotnicach.

(Ciąg dalszy na str. 691).

Parowe żórawie obrotne jednej z fabryk niemieckich.

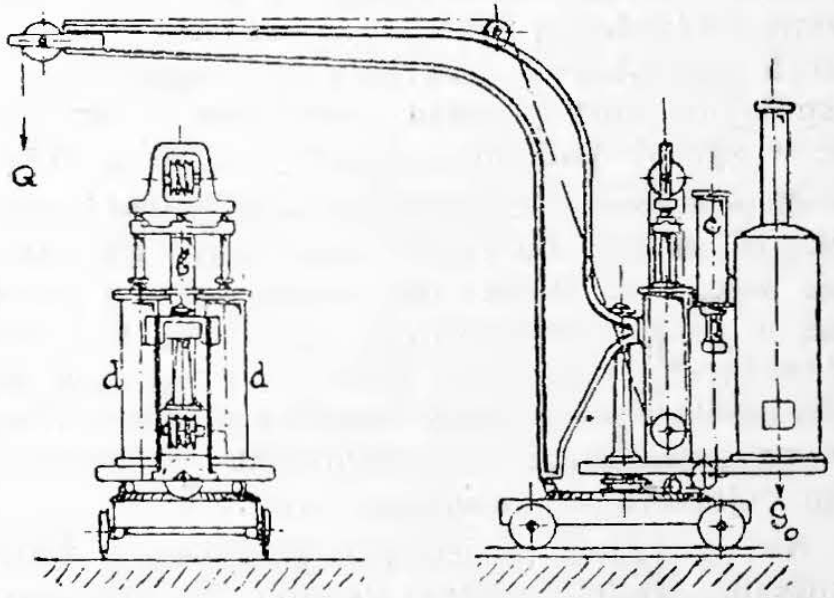
Nośność . . . . . kg		1 800	1 000	3 600	2 000	1 800	1 000	3 600	2 000	5 500	3 100	7 500	4 300	9 750	5 800	12 000	7 500
Wysięg od osi do środka haka . m		3	5,4	3,35	6	3	5,4	3,35	6	3,7	6,6	4	7	4,5	7,5	5	8
Wznies. krążka ponad wierzch toru m		3,8	5	4,25	5,5	3,8	5	4,25	5,5	4,5	6	4,8	7	5,2	7,5	5,75	8,5
Prędkość podnoszenia . . . m/min		6,7	12	6,7	12	6,7	12	6,7	12	6,75	12	6,7	12	6	10	6	10
Ilość obrotów żórawia na min . . .		2,6	2,6	2,4	2,4	2,6	2,6	2,4	2,4	2,2	2,2	2	2	2	1,8	1,8	1,6
Żórawie*) bez podpórek bocznych.	Największy nacisk koła kg	4 670	4 500	.	.	3 600	3 450	7 000	6 600	10 700	10 000	14 900	14 000	20 450	19 350	.	.
	Waga żórawia . . . „	5 500	5 600	.	.	5 300	5 400	7 830	7 940	10 600	10 770	13 830	13 960	18 540	18 740	.	.
	Przeciwwaga . . . . „	1 450	2 050	.	.	1 450	2 050	2 600	3 700	4 300	5 950	5 750	7 750	8 550	10 750	.	.
	Naciąż (balast) . . . „	2 500	2 500	.	.	.	.	.	.	2 500	2 500	5 560	5 560	10 750	10 750	.	.
	Całkowita waga żórawia „	9 450	10 150	.	.	6 750	7 450	10 430	11 640	17 400	19 220	25 140	27 270	37 840	40 240	.	.
Żórawie*) z podpórkami bocznemi	Największy nacisk koła „	3 150	2 950	6 000	5 200	.	.	.	.	8 100	7 400	10 400	9 800	13 600	12 800	17 000	16 000
	Waga żórawia . . . . „	5 550	5 650	8 400	8 510	.	.	.	.	10 800	10 970	13 800	13 930	18 000	18 200	22 800	23 070
	Przeciwwaga . . . . „	1 450	2 050	2 600	3 700	.	.	.	.	4 100	5 750	5 600	7 600	7 800	10 000	9 500	11 800
	Całkowita waga żórawia „	7 000	7 700	11 000	12 210	.	.	.	.	14 900	16 720	19 400	21 530	25 800	28 200	32 300	34 870
Prawidłowa prędkość jazdy żórawi z podpórkami lub bez nich m/min		60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	50	50	40	40
		przy tej prędkości żóraw do przewożenia ciężarów niezdatny		zdatn do przewożenia (przesuwania) ciężarów		przy tej prędkości żóraw do przewożenia ciężarów niezdatny		zdatny do przewożenia (przesuwania) ciężarów.									

Siła pociągowa może być większa przy zmniejszonej prędkości jazdy.

*) Wagi podane w przybliżeniu.

2. **Żórawie z bezkorbową dźwigarką parową** (ustroju Brown-Wilson'a). Tłoczyska dwóch cylindrów parowych *d d* (rys. 536) łączą się poprzecznikiem podtrzymującym krążki przesuwne wciągu wielokrążkowego, zazwyczaj sześciokrążkowego; tłoki, wznosząc się, podnoszą ciężar na wysokość swego 6-ciokrotnego skoku. Za hamulec służy cylinder wodny *b*, którego tłok jest również przytwierdzony do powyżej wspomnianego poprzecznika. Samoczynny zawór wsteczny, nie wypuszczając wody, jaką tłok przy swem podnoszeniu się wsał do cylindra, zapobiega opadaniu ciężaru, dopóki sam obsługujący (żórawniczy) zaworu nie otworzy. Woda z ponad tłoka wypływa przez zawór, który przy nadmiernej prędkości przepływu wody, porwany prądem, przymyka się (lub nawet zamyka zupełnie), zapobiegając w ten sposób rozbieganiu się silnika przy podnoszeniu próżnego haka lub małego ciężaru. Żóraw obraca się przez pociąganie łańcucha, nawiniętego na słup, przyczem łańcuchem pociąga tłoczysko oddzielnego cylindra *c*.

Rys. 536.



Żórawie te podnoszą ciężary z prędkością 1 do 2-ch m/sek., a więc znacznie prędzej niż żórawie o dźwigarkach z korbą, zużywają natomiast też i więcej pary. Stosują je przeważnie w portach do ładowania w paszcze okrętowe (luki) i do wyładowania; stoją one zatem zazwyczaj dość długo na jednem miejscu, tak, że przesuwanie ręczne zupełnie wystarcza. Nośność 1 do 2 ton, skok do 13 m. Średnio żórawie te dokonywają do 30 pełnych okresów ładowania na godzinę, ich możność pracy jest zatem znaczna.

b. Suwnice (dźwigarkowe).

1. Uwagi ogólne.

Suwnice znajdują najszersze zastosowanie w wyrobniach, ponieważ panują one nad całą przestrzenią wyrobni, podczas gdy żórawie obrotowe nie mogą dosięgnąć jej kątów. Dla mniejszych ciężarów i dla rzadziej używanych suwnic wystarcza napęd ręczny, do żwawej roboty nieodzownym jest napęd mechaniczny, a mianowicie:

1. Napęd linami konopnemi lub bawełnianemi;
2. Napęd wałami kwadratowymi, albo z rowkiem podłużnym;
3. Napęd elektryczny (prądnikami).

Ponieważ napęd linowy lub wałem musi być ustawicznie w biegu, jeżeli suwnica ma każdej chwili być gotową do użytku, więc też żużycie pracy, a również i lin, wałów i innych części pędnianych bywa bardzo znaczne. Dlatego też suwnic z napędem linowym zaprzestano już prawie zupełnie wyrabiać, suwnice zaś napędzane wałami budują się obecnie przeważnie tylko na większe ciężary, a najwięcej używają teraz napędu elektrycznego, stosując albo prąd stały, albo też prąd przemienny, lecz przeważnie tylko w postaci trójprądu (t. j. trzyfazowego). Trzy ruchy zasadnicze, t. j. podnoszenie ciężaru, ruch poprzeczny kota z dźwigarką i przesunięcie suwnicy wzdłuż wykonywają się albo za pośrednictwem trzech zupełnie oddzielnych prądników nawrotnych, albo też za pośrednictwem trzech przystawek nawrotnych, napędzanych jednym prądnikiem wspólnym, który porusza się zawsze w tym samym kierunku, zupełnie w sposób podobny, jak przy napędzie liną lub wałem.

Napęd trzema oddzielnymi prądnikami wypada dla części elektrycznej drożej, dla reszty urządzenia natomiast taniej, ogółem jednak najczęściej drożej niż napęd jednym prądnikiem. Wahania napięć w sieci, powodowane nawrotem, t. j. zmianą kierunku obrotu oddzielnych prądników, stają się przyczyną drgania światła z tejże sieci zasilanego, a praca rozpędu szybko wirujących tworników, stając na przeszkodzie szybkiemu zatrzymaniu prądnika, utrudnia zarazem dokładne sterowanie suwnicą.

Na suwnicach o jednym prądniku z trzema przystawkami nawrotnemi, prądnik ustawia się albo z boku suwnicy, albo na niej samej, albo wreszcie na kocie. Najczęściej spotyka się obecnie prądnik umieszczony z boku suwnicy. *) Ze względu na silne ścieranie się przystawek nawrotnych przy zastosowaniu jednego prądnika, fabryki zwracają się obecnie coraz to więcej do ustroju o trzech prądnikach.

2. Suwnice napędzane ręcznie.

Miewają po trzy przyrządy napędne, oznaczone w rys. 537, 539 i 540 literami *A*, *B* i *C*. Przyrząd *A*, na pomoście wspartym dwoma dźwigarami głównymi, służy do przesuwania całej suwnicy wzdłuż po torze głównym; przyrząd *B* napędza dźwigarkę podnoszącą ciężary, a umieszczoną na kocie, który przyrządem *C* napędza się przy przesuwaniu wpoprzek po torze ułożonym na pomoście suwnicy.

Przyrządami napędnymi (*A*. *B*. *C*) bywają albo krążki z łańcuchami bez końca, pociąganymi z dołu (rys. 537 i 538), albo też korby pokręcane z pomostu.

Gdy się dźwigarkę napędza z dołu, bywa ona zazwyczaj albo samowechwytowa, albo też zaopatrzona w hamulec dociągany ciężarem, (np. w rodzaju przedstawionego w rys. 512 str. 673)

(Ciąg dalszy na str. 694).

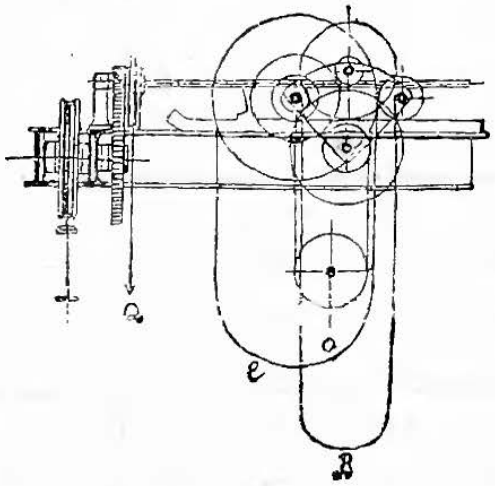
*) Patrz także Chr. Eberle — Suwnice elektryczne, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898, str. 1 i nast.

Suwnice ręczne jednej z fabryk niemieckich.

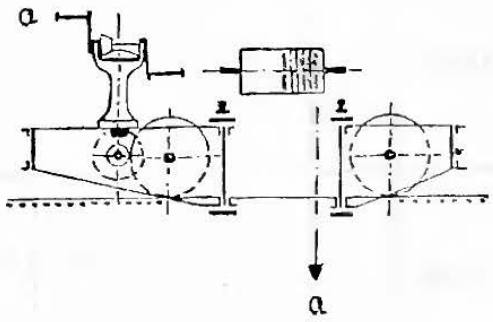
Nośność	Rozpiętość	Waga, łącznie z łańcuchem ręcznym i nośnym, na 5 m wzniesienia wierzchu toru nad podłogą		Miary niezacieśnionego obrysia przejazdowego dla toru głównego mm					Największy nacisk koła i rozstawa kół około	
		całej suwnicy	kota	nad wierzchnim poziomem toru	od środka szyny do ściany	najwyższe położenie haka pod wierzchem toru	Odległość środka haka w skrajnem położeniu od środka szyny			
							lewej	prawej		
kg	m	kg	kg						kg	mm
2000	6	1 400	200	930	180	80	560	400	1 400	1 650
	10	2 300	200	1 010	185	160	560	400	1 650	1 700
	14	4 050	200	1 100	190	250	560	400	2 050	1 950
	18	5 900	200	1 200	190	350	560	400	2 550	2 250
3000	6	1 750	250	1 030	185	130	630	400	2 000	1 700
	10	3 100	250	1 110	190	210	630	400	2 400	1 750
	14	5 000	250	1 200	195	300	630	400	2 850	2 000
	18	6 900	250	1 300	195	400	630	400	3 350	2 300
5000	6	2 300	350	1 200	200	150	725	500	3 150	1 900
	10	3 800	350	1 300	205	250	725	500	3 550	2 000
	14	5 750	350	1 400	215	350	725	500	4 100	2 200
	18	8 100	350	1 450	215	400	725	500	4 750	2 500
7500	6	2 900	500	1 400	220	200	750	525	4 400	2 100
	10	5 100	500	1 500	220	300	750	525	5 050	2 200
	14	7 250	500	1 600	220	400	750	525	5 700	2 400
	18	9 600	500	1 650	230	450	750	525	6 300	2 600
10000	6	3 300	650	1 450	230	250	800	550	5 750	2 200
	10	5 400	650	1 550	240	350	800	550	6 400	2 300
	14	8 100	650	1 650	240	450	800	550	7 150	2 400
	18	10 700	650	1 700	240	500	800	550	7 800	2 600
15000	6	4 500	1 200	1 650	240	250	1 000	655	8 200	2 450
	10	6 600	1 200	1 750	240	350	1 000	655	9 100	2 550
	14	9 600	1 200	1 850	250	450	1 000	655	10 100	2 600
	18	12 000	1 200	2 000	250	600	1 000	655	10 750	2 700
20000	6	5 400	2 000	2 100	240	500	1 100	700	10 850	2 600
	10	7 750	2 000	2 175	240	575	1 100	700	12 000	2 600
	14	11 500	2 000	2 200	250	600	1 100	700	13 200	2 700
	18	15 000	2 000	2 300	250	700	1 100	700	14 300	2 800

a to w celu umożliwienia opuszczania ciężaru przez proste pociąganie za przeciwny koniec łańcucha ręcznego, napędzającego dźwigarkę. Często stosują drugi napęd łańcuszny, z mniejszem przełożeniem, do szybszego podnoszenia mniejszych ciężarów. To samo robią i dla opuszczania ciężarów, nawet większych, bo przy hamulcu dociąganym przez ciężar opuszczanie wymaga mniej siły niż podnoszenie ciężaru. Stosując zaś hamulec taśmowy, luzowany linką z dołu, wypadałoby dodać jeszcze hamulec odśrodkowy, samodziałający, p. str. 541.

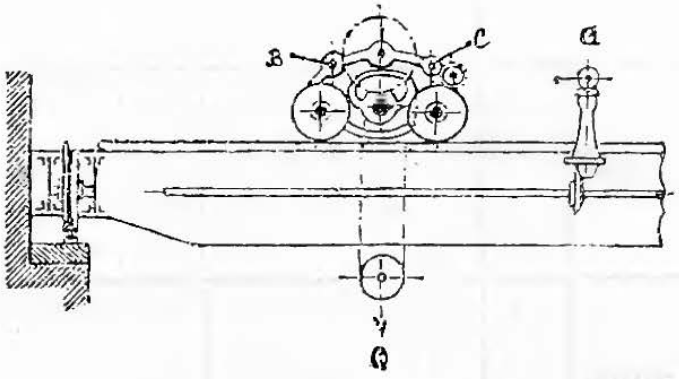
Rys. 537.



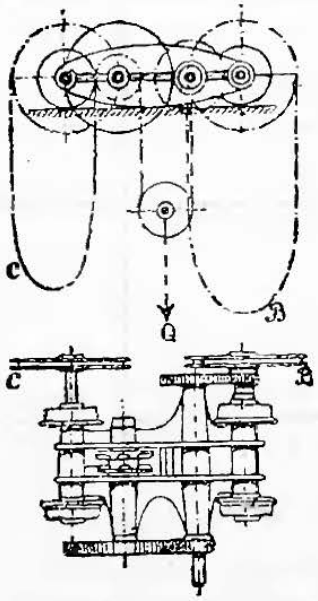
Rys. 539.



Rys. 540.



Rys. 538.



3. Suwnice napędzane liną.

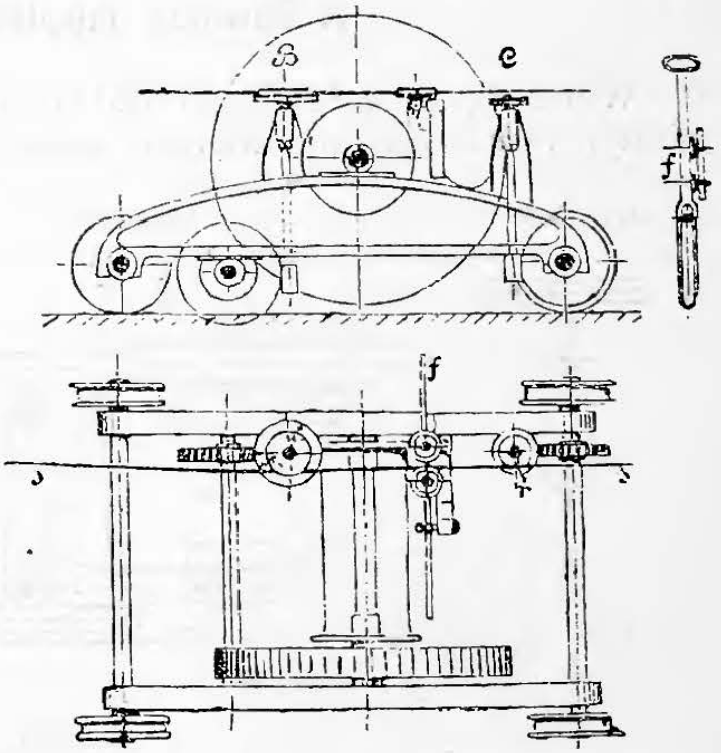
1. **Przestarzały ustrój z szybko chodzącemi linami bawełnianemi** ($v = 20$ do 30 m/sek.), z małemi kołami (300 do 400 mm średnicy) o wielkiej ilości obrotów ($n = 1000$ do 2000/min.). Całkowita przekładnia dźwigarki przez ślimaki i koła zębate w stosunku do 1 : 3000, dlatego też sprawność ogólna $\eta < 0{,}25$.

Napęd bywa dwojakiego rodzaju:

α) liną swobodnie chodzącą ss (rys. 541), którą suwniczy (obsługujący) za pośrednictwem przesuwnika f dociska wedle potrzeby do kół napędnych r, r_1, r_2. Dociskanie do przeciwnej strony kół powoduje ruch nawrotny, a różne średnice kół r_1, r_2 pozwalają

nadawać ciężarowi różne prędkości. Z powodu ostrych załaman liny należy stosować wyłącznie bardzo miękkie liny bawełniane, o średnicy mniejszej niż 12 mm i naprężać je poniżej 15 kg/cm². Obliczenie lin p. str. 520 i nast.

Rys. 541.



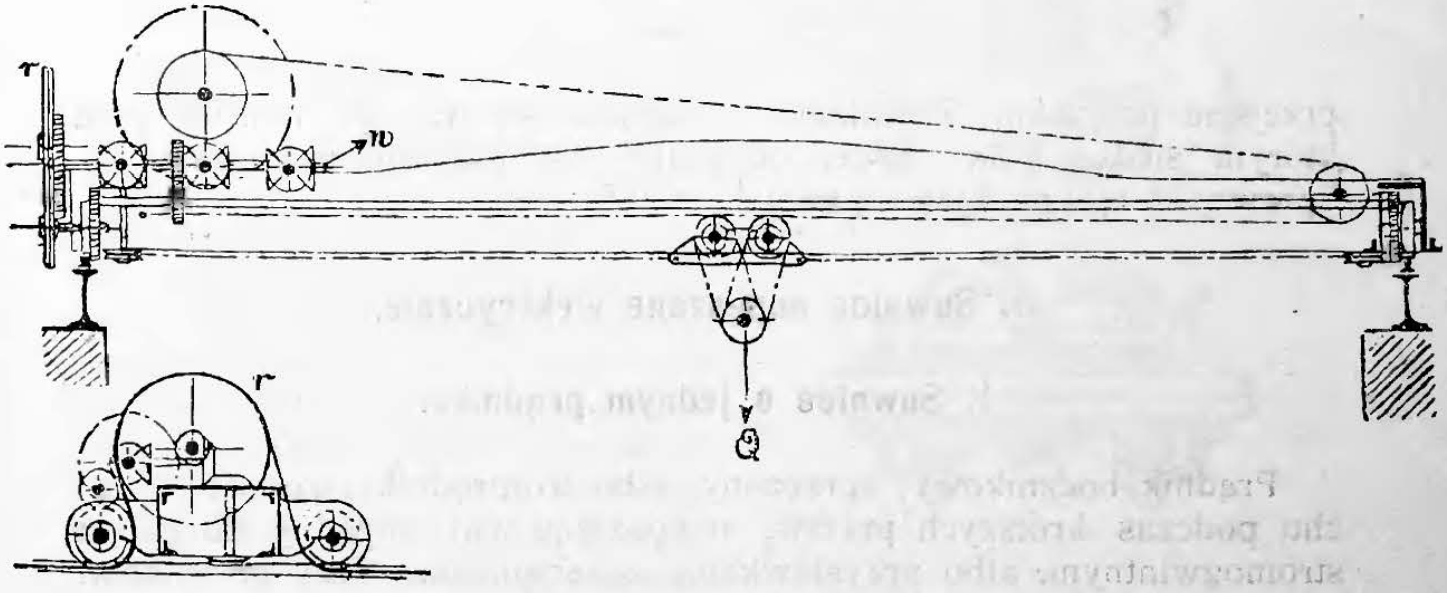
β) kołami do lin, stale pozostającemi w ruchu, oraz wałami sprzęganymi na sprzęgła cierne.

2. **Ustrój z linami chodzącemi z umiarkowaną prędkością** ($v = 8$ do 12 m/sek.): liny bawełniane lub konopne, koła napędne r większej średnicy (0,8 do 1,0 m); przystawka zazębiona (p. rys. 542) przenosi ruch na wał w, a sprzęgła cierne na dalsze przystawki (bez ślimaków) dla oddzielnych ruchów. Sprawność ogólna wzrasta tu do 0,4.

Prędkość podnoszenia $c = 0{,}5$ do 1,0 m/min., lecz przystawki przestawne dozwalają opuszczać wszelkie ciężary, albo podnosić mniejsze, z prędkością $c = 1{,}5$ do 2,5 m/min. Przesuwanie suwnicy i kota odbywa się z prędkością $c' = 2{,}5$ do 10 m/min.

Naciąg liny dla koła napędzanego będzie $T > \frac{e^{\mu_0 \alpha}}{e^{\mu_0 \alpha} - 1} P$,

Rys. 542.



jeżeli przez P oznaczymy siłę styczną, niezbędną na obwodzie koła napędzanego liną (p. str. 233). W ustrojach nowszych, podł. rys. 542, łuk opięty $\alpha = \pi$, a przy zastosowaniu zakleszczania się liny w kliniastych rowkach kół napędnych, $\mu_0 = 0{,}2$ do 0,4, a zatem:

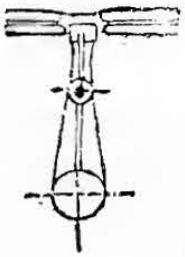
$$T > 2{,}2\,P \quad \text{do} \quad T > 1{,}4\,P.$$

Linę wypręża się ciężarami ruchomymi na 1,5 T. Naprężenie liny 15 do 20 kg/cm^2. Średnica kół $>$ 30-to krotna grubość liny. Krążki kierownicze w odstępach 4 do 5-ciu m.

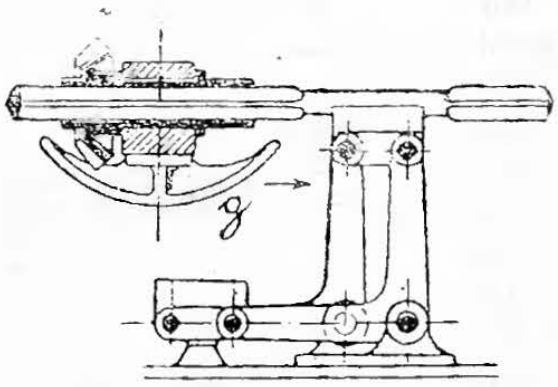
4. Suwnice napędzane wałem.

Wał napędny robi 80 do 120 obrotów/min., a bywa czworograniasty, z zatoczonymi czopami, wspartymi w odstępach 3 metrowych przez łożyska uchylne jednowahakowe (rys. 543), albo też dwuwahakowe (rys. 544), które to łożyska uchylają się pod naciskiem uchylaka g, przytwierdzonego do zębnika napędnego r, a podnoszą się powrotnie pod działaniem przeciwwagi, po

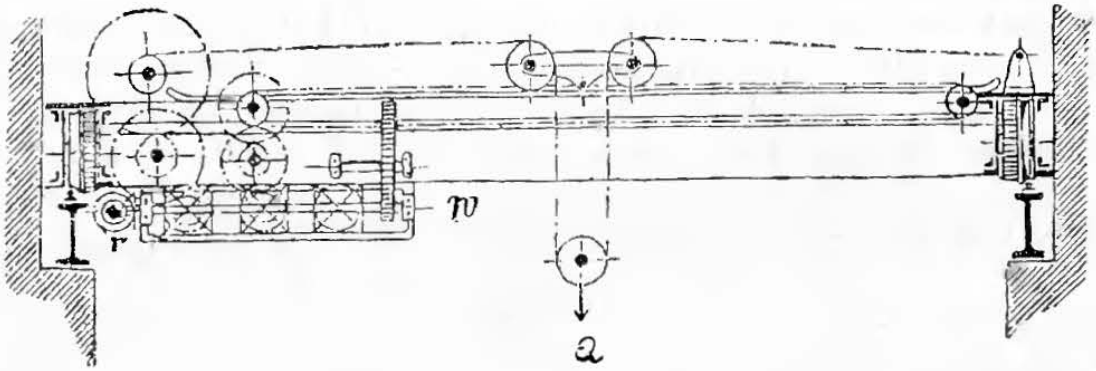
Rys. 543.



Rys. 544.



Rys. 545.



przejściu uchylaka. Zębnikiem r napędza się wał w (rys. 545), na którym siedzą koła cierne, oddzielne dla każdego rodzaju ruchu. Sprawność ogólna bywa $\eta = 0{,}4$ do $0{,}5$.

5. Suwnice napędzane elektrycznie.

1. Suwnice o jednym prądniku.

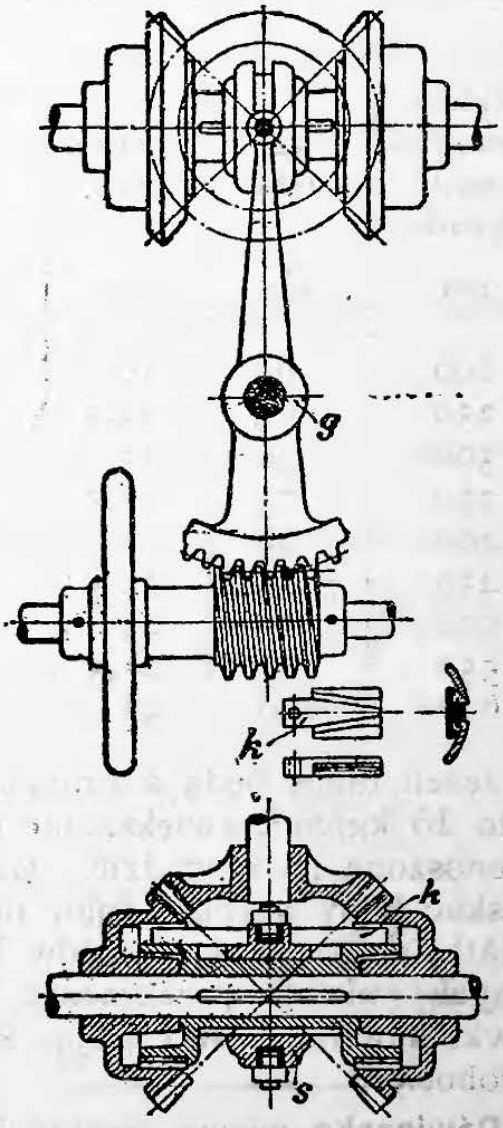
Prądnik bocznikowy, sprzężony, albo trójprądnik pozostaje w ruchu podczas krótszych przerw, napędzając wał napędny ślimakiem stromogwintnym, albo przystawkami zazębionemi. Trzy przystawki nawrotne służą do przesuwania suwnicy i kota, oraz do podnoszenia ciężaru. Zmienne obciążenie oddziaływa nieznacznie na ilości obrotów prądnika, natomiast jego nastawianie powoduje zmiany w prędkościach oddzielnych ruchów suwnicy. Ustrój mechanicznych

części suwnicy pozostaje jednakowym, bez względu na to, czy stosujemy prąd stały, czy też trójprąd.

Nastawnice prądników bocznikowych i trójprądnych pozwalają zazwyczaj zmiejszać normalną ilość obrotów prądnika; przy prądnikach o prądzie stałym można niemi i zwiększać ilości obrotów (na około 15%) przez wprowadzenie oporów w obwód magnesujący.

Przystawka napędna możliwie blizko stanowiska zajmowanego przez suwniczego (obsługującego), aby uprościć sprzęganie przystawek nawrotnych dla oddzielnych ruchów. Stanowisko suwniczego urządzają ponajczęściej z boku pod pomostem, albo też w środku pomostu, rzadziej na kocie; stanowisko najpierw wspomniane zapewnia suwniczemu widok niezacieśniony, a nadto chroni go od promieniowania z rozżarzonych bałwanów lub lejnic z roztopioną surówką, wiszących u haka dźwigarki. Dźwigarkę stawiają na pomoście w blizkości jednej z podpór dźwigarów, co wytęża je tylko nieznacznie, a jest naogół dogodniejsze niż ustawienie dźwigarki na kocie. Takie urządzenie zmniejszałoby opór przy przesuwaniu kota, zwiększałoby natomiast opór przy przesuwaniu całej suwnicy, ruch ten bowiem trzebaby natenczas przenosić z kota za pośrednictwem wała czworograniastego, spoczywającego na łożyskach uchylnych (p. rys. 543 i 544).

Rys. 546.



Przystawki nawrotne. Sprzęgło dla takiej przystawki, podług przywileju niemieckiego Nr. 86116, przedstawiono w rys. 546. Tuleje rozcięte, umieszczone w wydrążonych piastach obydwóch stożków zębatych, chodzących luźno na wale, rozwiera, t. j. rozszerza, nacisk klinów wchodzących w owe rozcięcia, przez co piasta stożka zębatego sprzęga się z częścią środkową, osadzoną stale na wale, a sprzęga się ona wskutek tarcia tulei o wnętrze wydrążenia piasty. Przesówkę *s*, trzymającą kliny *k*, nastawia sprzęgnik rozwidlony *g*, za pośrednictwem opaski osadzonej w temże rozwidleniu, a ślizgającej się w rowku owej przesówki. Sprzęgnik nastawia się zapomocą kółka ręcznego, pokręcającego ślimak, który znów porusza drugie ramię sprzęgnika, zaopatrzone w dzwono uzębione, a potem z powodu swej samohamowności, utrzymuje je już

w raz nastawionem położeniu. Sprężyste tuleje przy rozprzęganiu, t. j. wysuwaniu klina, kurczyłyby się wprawdzie same, dla pewności jednak dodano na klinie obrzeża, zachwytujące jak szponami poza obrzeża tulei i przyginające ją z powrotem na mniejszą średnicę.

Założywszy, że średnica zewnętrzna tulei nierozwartej jest o 2 mm mniejsza od wewnętrznej średnicy wydrążenia, a $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}2$, i oznaczywszy przez:

α połowę kąta klina,
P_1 siłę po stycznej, niezbędną do rozwarcia tulei,
P_2 takąż siłę dodatkową, niezbędną na wywołanie ciśnienia między powierzchniami ciernemi,
D nacisk, którym się klin wciska w kierunku osi,

otrzymamy wartości tablicy poniższej, obliczone dla spółczynnika tarcia $\mu = 0{,}1$ i ciśnienia $p = 10$ kg/cm^2 powierzchni ciernych, w czasie ich działania, w przypuszczeniu zupełnie równomiernego przylegania tych powierzchni do siebie. *)

Średnica zewnętrzna tulei rozwartej	Długość tulei	Grubość tulei	Siła przenoszona na obwodzie	Siła rozwierająca P_1	Siła wywołująca ciśnienie P_2	Nacisk D, którym się klin wciska
mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg
200	60	10	377	20	600	372
250	65	12,5	510	21,5	811	499
300	70	15	660	23,6	1050	644
350	75	17,5	824	25,2	1310	801
400	80	20	1005	26,5	1600	975
450	85	22.5	1202	28,7	1908	1162
500	90	25	1414	29,9	2251	1368
550	95	27,5	1642	31	2611	1585
600	100	30	1885	33	3000	1820

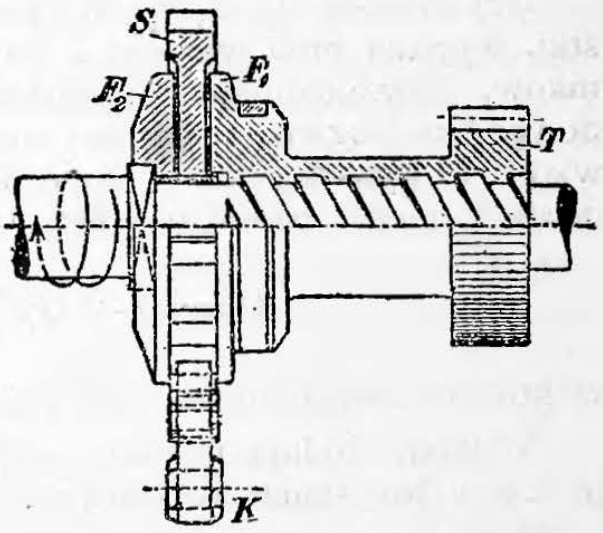
Jeżeli tuleje będą z bronzu nafosforzonego, to można zwiększyć p do 15 kg/cm^2, zwiększając równocześnie P_2 i D, a więc i siłę przenoszoną na obwodzie. Gdy siły są znacznie większe, zamiast wciskać kliny bezpośrednio, można i do tego zastosować przekładnię dodatkową.**) Ilość obrotów kół zębatych, nieobrabianych (niegryzowanych) nie ma przekraczać 150/min. Przy wytężonej pracy przystawki nawrotne, wycierając się szybko, powodują nieraz przerwy w robocie.

Dźwigarka miewa zwykły hamulec wechwytowy lub hamulec cierny z pieskiem, które suwniczy dociąga ręką lub nogą, albo też hamulce samodziałające (dociągane ciężarem, hamulce Weston'a i t. p.).

*) Bethmann w Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 534 i nast.
**) Eberle Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 4 rys. 4 do 8.

Na wale napędzającym nacięto gwint prostokątny, stromozwity (rys. 547), o tak dobranym locie (prawym, lewym), aby ciężar przyciskał tarczę F_1, złączoną z kołem T, (napędzającym dalsze przystawki) do koła wechwytowego S i do drugiej tarczy F_2, osadzonej stale na wale. Takim sposobem koło napędne sprzęga się z wałem, niezależnie od kierunku obrotu wała: przy podnoszeniu ciężaru (obrót w kierunku strzałki) ciężar ściska tarcze cierne, a że dla tego kierunku obrotu piesek nie zatrzymuje koła wechwytowego, więc hamulec działa natenczas jako zwykłe sprzęgło cierne; przy opadaniu ciężaru wał obracałby się w kierunku odwrotnym, piesek zatrzymuje jednak koło wechwytowe. A że moment tarcia między tarczami jest większy niż moment spowodowany ciężarem, więc ciężar sam opadać nie może, bo zatrzymuje go koło wechwytowe. W celu opuszczania ciężaru musimy zatem wał obracać nawrotnie silnikiem, a to w celu zmniejszenia nacisku wywieranego przez ciężar na tarcze cierne, na co potrzeba względnie mało pracy, rozumie się, przy należytem ustosunkowaniu pochyłości gwintu do wielkości tarczy ciernych, od którego to stosunku zależy przedewszystkiem prawidłowe działanie hamulca.

Rys. 547.



Hamulce samodziałające powodują częste przerwy w robocie, dla tego też niejedne fabryki zarzucają je zupełnie. *)

Suwarki.

Obciążenie kół. Oznaczając przez (p. rys. 547-a):

Q_1 największy nacisk jednego koła na tor w kg,

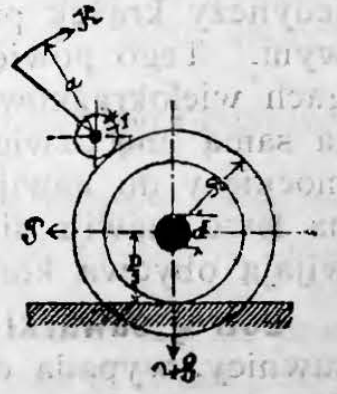
D średnicę tegoż koła w cm,

b szerokość powierzchni walcowej, przychodzącej do zetknięcia z szyną,

otrzymamy względne ciśnienie na jednostkę rzutu tej powierzchni

$$k = \frac{Q_1}{Db},$$

Rys. 547-a.



które nie powinno przekraczać: 40 kg/cm² rzutu u kół z odlewu twardzonego lub stali na szynach stalowych, względnie 20 kg/cm² rzutu u kół żeliwnych na szynach żelaznych lub stalowych.

Opór przy przesuwaniu. Oznaczmy przez:

P opór przesuwania, spowodowany tarciem czopowem i przy toczeniu w kg,

Q ciężar w kg,

G wagę całkowitą kota, względnie całej suwnicy w kg,

d średnicę czopa na osi kół w cm,

μ_1 spółczynnik tarcia czopowego (p. str. 223 i nast.),

f spółczynnik tarcia przy toczeniu w cm (p. str. 220),

a otrzymamy wzór na moment niezbędny do obracania osią kół:

*) O nowszych hamulcach wechwytowych do opuszczania ciężarów, Ad. Ernst, Z. d. V. d. Ing. 1901, str. 1081 i nast.; 1123 i nast.

$$M = P\frac{D}{2} = (Q + G)\left(\mu_1 \frac{d}{2} + f\right),$$ w którym

$\mu_1 = 0{,}08$ do $0{,}1$, a $f = 0{,}05$ do $0{,}08$ cm.

Gdy naciski na czopy lub koła są znaczne, albo gdy tor jest szorstki, wypada brać większe z powyżej podanych wartości spółczynników. Uwzględniając przeróżne opory dodatkowe, zwłaszcza powodowane nabieganiem obrzeża obręczy na szynę,*) zwiększają wyniki wzoru powyższego dla kota o 40 do 50%, a dla całej suwnicy o 60 do 80%, nieraz nawet o 100% i więcej. Stosują też i wzór:

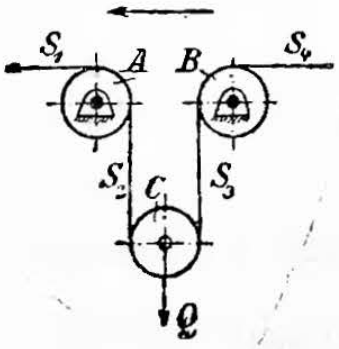
$$P = (Q + G)\frac{2}{D}(0{,}25\,d + 0{,}08),$$

w którym uwzględniono już powyższe dodatki.

Niekiedy dodają poziome krążki prowadnicze, a osie kół układają też w łożyskach kulkowych.

Opór przy przesuwaniu kota, spowodowany przez przewieszający się krążek przesuwny, który dźwiga ciężar. Jeżeli A i B (w rys. 547-b) oznaczają krążki kierownicze na kocie, przez które przewiesza się lina dźwigająca, z krążkiem przesuwnym C, obciążonym ciężarem Q, to przy przesuwaniu kota lina dźwigająca przewija się po krążkach. Gdy kot posuwa się w kierunku strzałki, będzie:

Rys. 547-b.



$$Q = S_2 + S_3,$$

$$S_3 = x'\,S_2 = \frac{Q}{1 + (1 : x')} = Q\frac{x'}{1 + x'},$$

$$S_2 = Q\frac{1}{1 + x'},\quad S_4 = S_3 x'',\quad S_1 = \frac{S_2}{x''}.$$

A opór przy przesuwaniu kota, spowodowany przewijaniem się liny będzie $S_4 - S_1$. W sposób podobny obliczamy opór, gdy pojedynczy krążek przesuwny zastąpimy całym wciągiem wielokrążkowym. Tego powiększenia oporu, znacznego zwłaszcza przy wciągach wielokrążkowych, można uniknąć, stosując do przesuwania kota samą linę dźwigającą, przyczem należy dodać jeszcze bęben pomocniczy do nawijania drugiego końca liny. Przy przesuwaniu kota na lewo, nawija się koniec S_1, a odwija S_4; przy podnoszeniu nawijają obydwa końce, a odwijają przy opuszczaniu ciężaru.

Ustrój suwarki dla suwnicy. Gdy prądnik stoi na jednym końcu suwnicy, wypada dodać wał pomocniczy, którym w pośrodku napędzamy przechodzący, główny wał suwarki. Gdyby bowiem wał główny napędzać nie ze środka, a z jednego końca, to cała suwnica łatwoby się boczyła. Średnicę wałą napędnego suwarki oblicza się podług wzorów na wały pędniane, podanych na str. 494.

---

*) Ad. Ernst, Hebezeuge, 3 wydanie, Tom I, str. 305 i nast.

2. Suwnice o kilku prądnikach prądu stałego.

Stosują prawie wyłącznie nawrotne prądniki jednoobwodowe (z magnesami w obwodzie głównym), które odznaczają się silnym momentem rozruchu i przyspieszają samodzielnie swój bieg, w miarę zmniejszającego się obciążenia, tak dalece, że przy nadmiernem zmniejszeniu obciążenia prądniki te mogą się rozbiegać. Prądnik dźwigarkowy i prądnik do przesuwania kota ustawia się na kocie, natomiast prądnik do przesuwania suwnicy na jej pomoście. Każdy prądnik napędza wały robocze za pośrednictwem ślimaka i przystawek zazębionych. Nastawianie bywa elektryczne, a stanowisko suwniczego podwieszone u suwnicy z boku, a przy większych jej rozpiętościach u kota. Niekiedy, zwłaszcza w wyrobniach kuziennych i tłocznianych, sterują też suwnicami z wyniosłego stanowiska wśród wyrobni położonego.

Hamowanie przy opuszczaniu ciężaru bywa:

a) **Mechaniczne,** pod naciskiem ciężaru (p. str. 673 i 699), albo też ślimakiem samohamownym, jeżeli prądnik jest nawrotny. (Zwykły hamulec wechwytowy stosują tylko wtenczas, gdy suwniczy jeździ z kotem).

b) **Magnes** odciągający hamulec włącza się w szereg z prądnikiem jednoobwodowym, a luzuje on hamulce tylko wtenczas, gdy przez prądnik, a więc i przez magnes, przepływa prąd przynajmniej wielkości na ten cel nieodzownej. Prądnik jest nawrotny. Gdy prądnik się rozruszył dla opuszczania ciężaru, prąd słabnie (zmniejsza się), aż hamulce się zetkną z kołem, a stan ustalenia następuje, gdy moment obracający siły hamującej zrówna się z sumą momentów obracających ciężaru i prądnika. Prędkość opuszczania (opadania) można miarkować opornikiem.

Powyższe dwa rodzaje hamulców (a i b) nietylko że powodują ścieranie się powierzchni hamujących, lecz zużywają prąd i na opuszczanie ciężaru. Powodują one często poszarpywania z powodu nagłych obsuwań się ciężaru. Natomiast zaletą ich jest, że hamują samoczynnie na wypadek zerwania się przewodników, albo zmniejszenia się lub przerwy prądu z innej przyczyny.

Stosując napędy niesamohamowne, hamują obecnie ciężar opuszczany sposobem elektrycznym.

c) **Hamowanie zwarciem** *) **twornika.** Twornik, magnes hamulcowy i mniej lub więcej oporów włączają się w szereg, przyczem prądnik pracuje jako prądnica. Wadą tego systemu jest, że magnesy nie wzbudzają się niezawodnie, a dalej, że prądnik musi dosięgnąć pewnej ilości obrotów, zanim może zacząć pracować jako prądnica, czyli zanim może rozpocząć hamowanie, skutkiem czego znów ani wolne opuszczanie ciężaru, ani opuszczanie na małe spady nie daje się uskuteczniać.

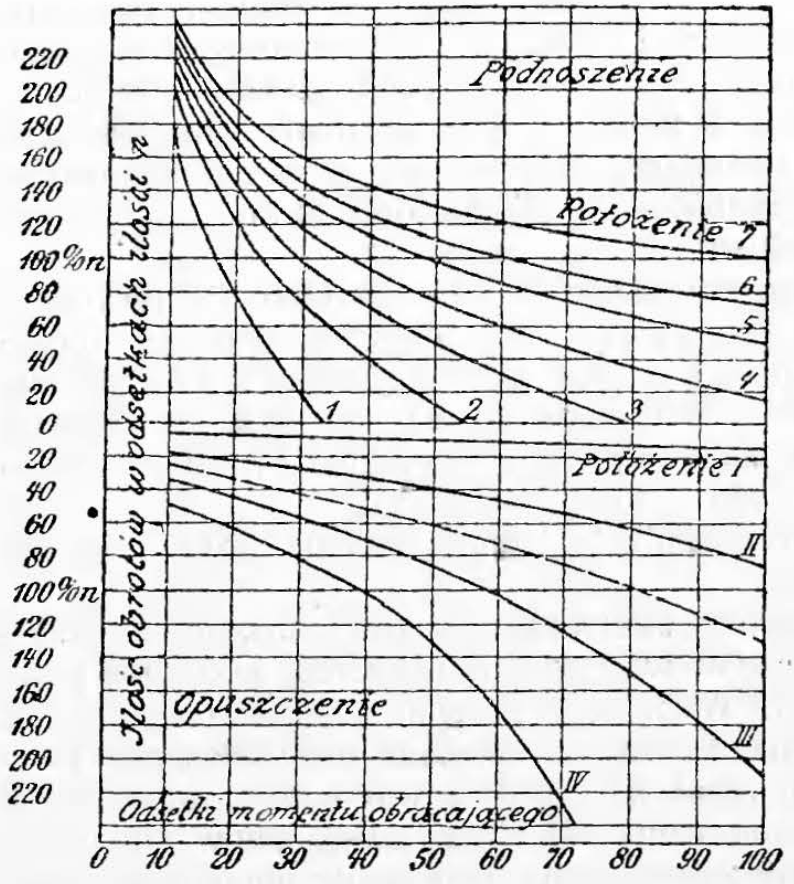
d) W celu osiągnięcia niezawodnego hamowania dodają na prądniku jednoobwodowym jeszcze nawój bocznikowy, lecz jego ustawicz-

*) Zwarciem zowiemy to, co dawniej zwano z niemiecka „krótkiem połączeniem".

ne wyłączanie (przy każdem ruszaniu ciężaru) powoduje nowe trudności z powodu silnego działania indukcyi. Aby zmniejszyć tę niedogodność, pozostawiają nawój bocznikowy w obwodzie podczas krótszych przerw ruchu, gdyż zużywa on względnie mało prądu, a wyłączają go (za pośrednictwem przełącznika magnetycznego) tylko na czas przerw dłuższych.

e) Aby już w samym początku opuszczania ciężaru magnesy wzbudzić niezawodnie, doprowadzają (w pierwszem położeniu nastawnicy, w stronę ruchu w dół) prąd z sieci do prądnika, nastawionego na hamowanie zwarciem twornika (por. np. przywilej niemiecki Nr. 120078). Gdy tylko magnesy raz się wzbudzą, to do dalszego ich działania, przy następnych położeniach nastawnicy, czyli do opuszczania ciężaru z różnemi prędkościami, starczy już zupełnie hamowanie zwarciem twornika ze stopniowem włączaniem oporów. Do zatrzymywania ciężaru dodają jeszcze zwykły zatrzymujący hamulec taśmowy lub klockowy, dociągany elektromagnesem bocznikowym. A że w celu umożliwienia powolnego podnoszenia małych ciężarów, oraz w celu zapobieżenia zbyt silnym rzutom prądu w sieci, dodają w pierwszych położeniach nastawnicy (dla ruchu w górę) tyle oporu prądnikowi, że wielki ciężar mógłby go napędzać nawrotnie, więc by

Rys. 547-c.



i temu zapobiedz, zaopatrują ów hamulec zatrzymujący w wechwyt zębaty lub zakleszczający, który działając tylko w jednym kierunku, pozwala swobodnie podnosić ciężary. W rys. 547-c przedstawiono wykresy działania takiego hamulca przez zwarcie twornika, które zużywa bardzo mało prądu z sieci. Praca, jaką trzeba wchłonąć przy opuszczaniu ciężaru, zamienia się w oporach elektrycznych na ciepło: unikamy zatem wszelkiego mechanicznego ścierania się powierzchni hamujących. Dla szybkiego opuszczania małych ciężarów lub pustego haka, można przestawić nastawnicę w położenie, przy którem ciężar opada niezależnie od prądnika; wreszcie dodają jeszcze i dwa dalsze położenia, przy których prądnik prądem z sieci pracuje w kierunku opuszczania ciężaru.

Hamulce zatrzymujące są niezbędne do dokładnego prowadzenia i szybkiego zatrzymania suwarek, zwłaszcza szybkochodzących. Są to hamulce mechaniczne, dociągane ręką, nogą lub magnesem hamulcowym. Są one również niezbędne tam, gdzie wiatr mógłby rozruszać suwnicę lub kota. Pozatem korzystniej będzie pracę rozpędu wchłaniać elektrycznie przez zwarcie twornika. Elektryczne hamowanie rozpędu twornika jest również wskazane przy bardzo znacznych prędkościach podnoszenia, jeżeli hamulec mechaniczny posiada wechwyt działający w jednym tylko kierunku. Rozpęd twornika możemy też hamować, nastawiwszy prądnik na prąd odwrotny.

Zmiany prędkości podnoszenia, oraz dźwigarki dodatkowe. Do zwalniania biegu dźwigarek stosują prawie zawsze włączanie oporów nastawnicy w obwód główny. Z powodu znacznej pracy jałowej dźwigarek zbudowanych na wielkie ciężary, prądnik jednoobwodowy nie podnosi pustego haka z prędkością większą niż 2 do 2,5 krotna prędkość największego ciężaru. Dalsze zwiększenie prędkości podnoszenia osiągają kołami zmianowemi, wprzęganemi bezpośrednio w dźwigarkę za pośrednictwem dźwigni lub śruby pociągowej. Takie koła zmianowe nie powinny się znajdować między ciężarem, a hamulcem. Ponieważ jednak wprzęganie takich kół bywa zmudne, więc zadawalają się przeważnie (w dźwigarkach do 20-tu ton nośności) samoczynnem zwiększaniem się ilości obrotów prądników jednoobwodowych. Przy jeszcze większej nośności dźwigarek dodają zazwyczaj dźwigarkę dodatkową, a w razie wymagań osobliwych nawet drugi kot z oddzielną dźwigarką i suwarką.

Prądniki powinny być zupełnie nawrotne, bez potrzeby przestawiania szczotek w tym celu. Stosują ponajczęściej prądniki w osłonie szczelnej, a wytrzymałej na uszkodzenia zewnętrzne; osłona taka bywa wprost niezbędną, np. w odlewniach. Stosownie do trwania kolejnych okresów pracy i przerw można naogół prądniki dźwigarek obciążać znacznie bardziej, niż przy biegu bez przerw, byle tylko moment rozruszający był dostateczny. Prądniki takie, ze względu na częste podnoszenie mniejszych ciężarów, powinny wykazywać największą sprawność dla momentu obracającego, leżącego między $^2/_3$ a $^3/_4$ wartości momentu normalnego.

Do **rozruszania** i **nastawiania** prądników dźwigarkowych stosują przeważnie nastawnice walcowe (kołrolery), w rodzaju używanych na tramwajach elektrycznych. Każdy prądnik powinien mieć swój oddzielny walec nastawniczy, poruszany kółkiem ręcznem, korbą lub rączką (dźwignią).

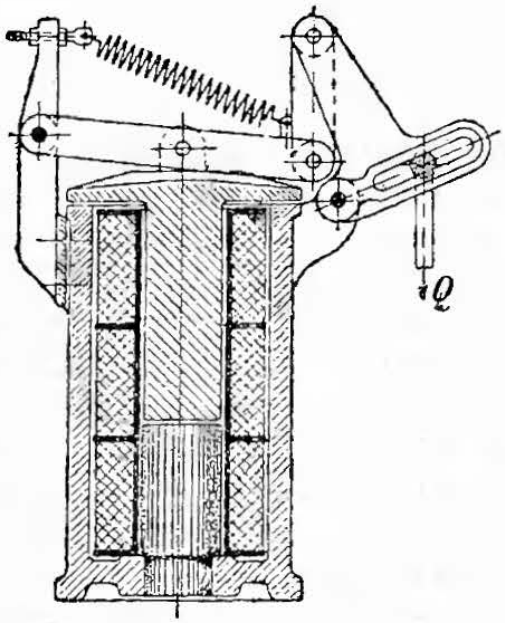
Dwa walce takie można sprzęgnąć ze sobą, np. sprzęgłem przegubowem i t. p., w taki sposób, aby je nastawiać wspólnym nastawiakiem (rączką), przyczem pożądanem jest, aby kierunek przestawiania rączki odpowiadał kierunkowi spowodowanego ruchu: Przestawienie nastawiaka naprzód lub wtył, w kierunku osi toru suwnicy, przesuwa ją naprzód lub wtył: przestawienie nastawiaka w prawo lub w lewo, w kierunku osi toru kota, przesuwa kota w prawo lub w lewo; przestawienie wreszcie nastawiaka w kierunki pośrednie powoduje przesuwania łączne suwnicy i koła, t. j. przesuwanie ciężaru w kierunku wskazanym przez nastawiak.

Nastawnice wodne lub olejne nie nadają się do dźwigarek, do których stosują i nastawnice grafitowe; do wielkich prądników

jednakże, powyżej 50-ciu do 80-ciu MK, najwłaściwszemi będą nastawnice o kontaktach węglowych.

Magnesy hamulcowe są to elektromagnesy unoszące lub popuszczające obciążoną dźwignię hamulcową, a włącza się je lub wyłącza, pokręcając walec nastawnicy prądnika, przyczem ich nawoje mogą leżeć bądźto w głównym obwodzie prądnika, bądź też między przewodnikami sieci (magnesy szeregowe i bocznikowe).

Rys. 547-d.



W celu zapobieżenia zbyt nagłemu zapadaniu hamulca i wynikającym z tego uderzeniom, solenoidowe magnesy hamulcowe zaopatrują się w powietrzne lub olejne tłumniki ruchu, albo też nadają im taki ustrój, aby siła działająca na dźwignię była prawie niezmienna bez względu na położenie dźwigni i magnesu. (P. rys. 547-d, ustrój Schuckert'a, albo też inny ustrój Siemens'a i Halske'go).

3. Suwnice o kilku trójprądnikach,

t. j. prądnikach do trójprądu (prądu o trzech fazach względem siebie nawzajem symetrycznych), w mechanicznym swym ustroju mało się różnią od suwnic o prądzie stałym. Aby trójprądnik mógł się rozruszać pod obciążeniem, nie zużywając zbyt wielkiego prądu rozruszającego, włącza się w obwód twornika (w część indukowaną, w rotor) stosowny opór, przez co wzmaga się moment obracający. Dlatego też, a zarazem by umożliwić miarkowanie ilości obrotów, budują się takie prądniki prawie zawsze z pierścieniami kontaktowymi. Ilość obrotów pod różnem obciążeniem pozostaje prawie niezmienną, a możność rozbiegania się jest wprost wykluczona. Zmniejszać ilość obrotów można, włączając stopniowo opory nastawnicy w obwód twornika, jednakże przy biegu jałowym, albo pod małem obciążeniem, trójprądnik nawet w ten sposób nie dozwala zmieniać znacznie swej ilości obrotów.

Hamowanie ciężaru opadającego.

a) Ślimaki samohamowne, powodując znaczny opór dźwigarki nawet przy opuszczaniu ciężaru, zapewniają tem samem możność miarkowania prędkości; natomiast szybkie ich ścieranie się, przedewszystkiem zaś licha ich sprawność, powstrzymują szersze ich stosowanie.

b) Hamulce dociągane ciężarem, prawidłowego ustroju, np. Weston'a, zużywają mało pracy przy opuszczaniu ciężaru, nie dozwalają żatem miarkować prędkości opadania.

c) Aby usunąć i tę niedogodność, wstawiają w dźwigarkę hamulec wechwytowy, o działaniu jednokierunkowem, przez co obciąża się prądnik dostatecznie, nawet przy opuszczaniu ciężaru.

d) Opuszczają też ciężar na hamulcu wechwytowym, ręką albo nogą dociąganym, lecz natenczas dla ułatwienia obsługi stanowisko suwniczego powinnoby być na kocie, aby dogodnie mógł naciskać rączkę hamulca, aczkolwiek można ją też pociągać liną ze stanowiska mieszczącego się z boku. W takim jednak razie zaleca się dodanie samoczynnego hamulca o działaniu odśrodkowem, zapobiegającego nadmiernej prędkości opadania. Taki hamulec jednakże zwalnia też zbytecznie opuszczanie małych ciężarów lub pustego haka. Można wreszcie całą dźwigarkę umieścić z boku suwnicy, przy stanowisku suwniczego: taki ustrój znów, warunkując przewijanie się liny po krążkach podczas przesuwania kota, zwiększa znacznie opór przesuwania (p. str. 700). Umieszczenie dźwigarki przy stanowisku suwniczego posiada w każdym razie wysokie zalety, zwłaszcza daje ono możność przeprzęgania (przemiany) przystawek w dźwigarce w celu dowolnego, w pewnych granicach, stopniowania prędkości podnoszenia i opuszczania ciężarów.

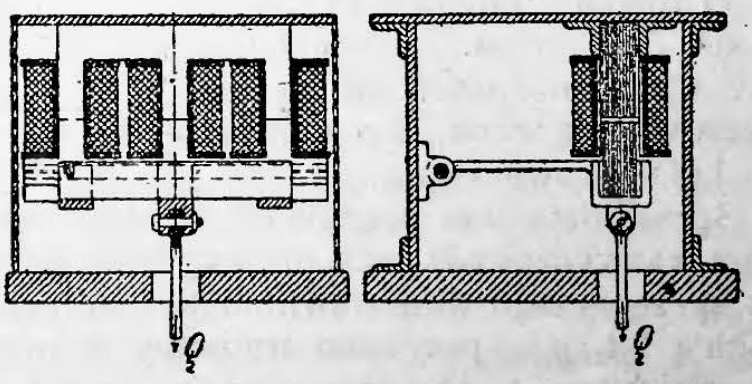
e) Hamulca elektrycznego dla trójprądników, któryby działał bez zarzutu, dotychczas jeszcze nie obmyślono. Jeżeli ciężar opada bez hamowania mechanicznego, to napędzany nim prądnik pracuje jako trójprądnica i dostarcza prądu do sieci, przyczem ilość jego obrotów przekracza ilość normalną o podwójną wartość usuwu (3 do 5%). Włączenie oporu w obwód twornika zwiększa jeszcze usuw, a więc i ilość obrotów. Dlatego też należy zewrzeć obwód twornika podczas opuszczania ciężaru, a zmniejszenie ilości obrotów osiągać przez sztuczne obciążenie dźwigarki zapomocą hamulca mechanicznego.

Ciężar zatrzymujemy hamulcem mechanicznym, dociąganym ręką, nogą lub też magnetycznie, albo wreszcie hamujemy ciężar elektrycznie prądem odwrotnym. Takie hamowanie elektryczne będzie w pewnych granicach tem skuteczniejsze, im więcej oporu włączymy w obwód twornika.

Nastawnice podobne jak do prądu stałego (str. 703).

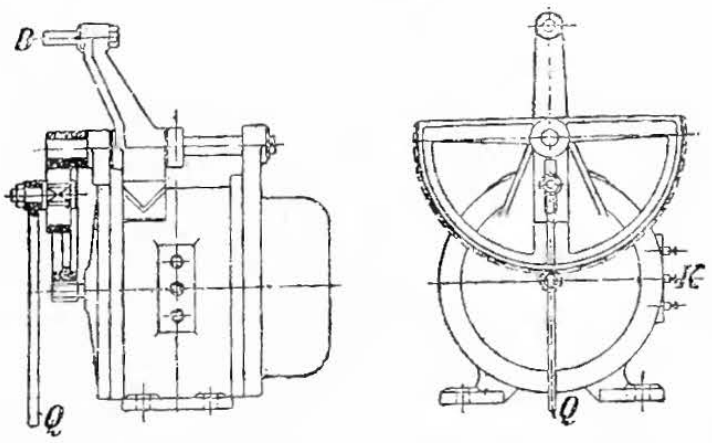
Magnesy hamujące na trójprąd (rys. 547-e) budują się z żelaza rozwarstwionego, t. j. z blach na siebie układanych, przyczem prąd każdej fazy okrąża oddzielne swe ramię magnesu. Magnesy takie nietylko że obciążają bardzo znacznie sieć wskutek indukcyi, ale nadto z powodu przemiennej siły przyciągania kotwic powodują one wielki łoskot, którego można jednak uniknąć,

Rys. 547-e.



zdwajając symetrycznie ramiona magnesu. Znacznie mniej prądu zużywa oddzielny trójprądnik hamulcowy, przedstawiony w rys. 547-f, (Schuckert'a). Nawrotny trójprądnik ten wstawia się w obwód równolegle z trójprądnikiem dźwigarkowym, a porusza on zębnikiem półkole zębate, które, uderzając w skrajnych swych położeniach o sprężynujący odbijak *B*, zatrzymuje się; trójprądnik zaś pozostaje mimo to i nadal pod prądem.

Rys. 547-f.



4. Zapobieżniki (bezpieczniki zapobiegające).

Aby zapobiedz przekroczeniu bezpiecznej ilości obrotów, które mogłoby zniszczyć twornik, zaleca się stosowanie prądników wolnochodzących, oraz dzwonków sygnałowych, o działaniu odśrodkowem, ostrzegających suwniczego, albo wreszcie hamulców odśrodkowych (p. str. 541), czyli samodziałających. Do prądnika jednoobwodowego można też dodać przyrząd, który go samoczynnie zatrzymuje przy przekroczeniu określonej ilości obrotów. Prądniki dźwigarkowe powinny bez szkody módz przekraczać 1,7 razy normalną swą prędkość. Do ograniczenia ruchu w skrajnych położeniach, przy przesuwaniu lub podnoszeniu ciężarów, stosują bądźto ostrzegawcze dzwonki mechaniczne lub elektryczne, bądź też samoczynne wyłączniki prądu, które dozwalają wprawdzie włączyć ponownie prądnik w sieć, lecz tylko na ruch nawrotny i które po zejściu suwnicy lub kota z położenia pozakrańcowego samoczynnie znów włączają przewody wyłączone.

Przeciążeniu dźwigarki, czy to nadmiernym ciężarem, czy też wskutek zaczepienia się haka, można zapobiedz przez wstawienie w przewodniki albo bezpieczników topniejących, albo też wyłączników nadmiaru, które nie dozwalają na ponowne włączenie, dopóki wielkość prądu pozostaje nadmierną.

5. Mechaniczne urządzenia suwnic.

O linach i łańcuchach, wraz z przynależnemi kołami i bębnami p. str. 520 i nast. Bęben i krążek przesuwny, albo też wciąg, należy wedle możności tak urządzić, aby ciężar przy podnoszeniu nie przesuwał się wbok, a rozdzielał się możliwie równomiernie na wszystkie koła torowe kota.

Sprzęgnięty wał prądnika i ślimaka spoczywa w 4-ch łożyskach, które zazwyczaj nie leżą na wspólnej płycie podstawowej. Dla tego też sprzęgło tego wała powinno być sprężynujące (np. ustroju Zodel-Voith'a i t. p.), przyczem trudnoby w niem było uwzględniać izolacyę elektryczną. Do bezpośredniej przekładni zazębionej stosują na-

zębione pierścienie ze skóry surowcowej, nasadzane na wspólną piastę żelazną lub żeliwną, ochraniane troskliwie od wilgoci, a smarowane tłuszczami zwierzęcymi lub roślinnymi, z wykluczeniem smarów mineralnych.

Pomost suwnicy wspiera się na blachownicach, albo kratownicach. Suwnice prędko się przesuwające powinny również posiadać dostateczną sztywność i w kierunku bocznym. W celu zwiększenia tej sztywności, zamiast układać pomosty (służące do oględzin suwnicy) na wspornikach przytwierdzanych do dźwigarów głównych, wspierają je na oddzielnych dźwigarach bocznych, które, łącząc się wykratowaniem z głównymi, tworzą kratownice przestrzenne. Sztywne złączenie końcy suwnicy z więźbą wózków jest nader ważne, a wspomniane kratownice przestrzenne i pod tym względem wzmacniają cały ustrój znakomicie. Jeżeli kot posuwa się po torze wspartym, np. na dolnych pasach dźwigarów głównych, tak że cały kot posuwa się w przestrzeni między nimi, to dźwigary można górą złączyć bezpośrednio ze sobą, co usztywnia znacznie całą więźbę suwnicy, utrudniając jednak dostęp do kota, a to znów staje się powodem, że przeważnie budują suwnice o kotach suwających się górą, zwłaszcza przy napędzie trzema prądnikami. Środniki blachownic i wielkich dwuteowników, obciążonych torem z wierzchu, mogłyby wybaczać (wypuklać) się pod działaniem znacznych ciężarów skupionych, dla tego też usztywniają je dokładnie przylegającymi kątownikami pionowymi.

Obok torowych kół wózka, na wypadek złamania się osi, przytwierdzają podpórki, które, zachwytując poza szynę lub poza górny pas dźwigara, zabezpieczają jednocześnie suwnicę, względnie kota, od wykolejenia się. Dźwigary główne, z żelaza zlewnego, naprężają bezpiecznie do $k_b = 650$ do 850 kg/cm², przy napędzie ręcznym nawet więcej, przyczem ugięcie 1 : 1000 do 1 : 800 uważa się za dozwolone.

6. Porównanie rozmaitych ustrojów suwnic.

Koszt urządzenia suwnic o trzech prądnikach bywa większy w części elektrycznej, mniejszy zaś w części mechanicznej, naogół wreszcie nieco większy niż suwnic o jednym prądniku. Suwnice o jednym prądniku znajdują przeważnie zastosowanie wtenczas, gdy pracują rzadziej, z prędkością niewielką i na małe ciężary. Natomiast do suwnic pracujących bez przerwy, mających obsługiwać żwawo, wreszcie do wielkich ciężarów należy unikać ciernych przystawek nawrotnych; dla tego też stosują natenczas przeważnie ustrój o trzech prądnikach, zwłaszcza gdy można posiłkować się prądem stałym. Trójprądniki, jako pozbawione kolektorów, sprawiają mniej zachodu, natomiast wymagają one większej liczby przewodników. Możebność miarkowania ruchu, zwłaszcza przy małych ciężarach, przedstawia się niekorzystniej w trójprądniku, aniżeli w prądniku jednoobwodowym, który przez samodzielne zwiększanie ilości obrotów, w miarę zmniejszania się ciężaru, jest w możności wykonać więcej roboty, zwłaszcza przy podnoszeniu na większe wysokości. Z tego też powodu stosowanie większych prędkości przy pełnem obciążeniu

Ciąg dalszy na str. 709.

I. Suwnice o trzech prądnikach, pracujące z wielką prędkością.

Nośność	Rozpiętość	Prędkość i moc prądników						Waga		Miary od szyn toru suwnicy w mm							Największy nacisk kota i rozstawa kół około	
		podnoszenie ciężaru		przesuwanie suwnicy		przesuwanie kota		kota	całej suwnicy	sufit nad wierzchem toru	ściana boczna od środka szyny	spód dźwigara pod wierzchem toru	skrajne położenie haka od środka szyny	to samo po stronie budki suwniczego	spód budki pod wierzchem toru	kraj budki od środka szyny		
		m		m		m												
kg	m	min	MK	min	MK	min	MK	kg	kg								kg	mm
	8	6,0	7	120	7	30	1	2600	8000	1550	190	475	700	850	2000	400	3300	2200
	12	6,0	7	100	7	30	1	2600	9500	1550	190	475	700	850	2000	400	3900	2400
3000	16	6,0	7	90	7	30	1	2600	12000	1550	190	475	700	850	2000	400	4700	2600
	20	6,0	7	80	7	30	1	2600	14500	1550	190	475	700	850	2000	400	5350	2900
	25	6,0	7	70	7	30	1	2600	19200	1550	190	475	700	850	2000	400	6500	3200
	8	4,5	7	90	7	30	2	2800	8300	1600	200	500	750	900	2000	400	4500	2200
	12	4,5	7	85	7	30	2	2800	9900	1600	200	500	750	900	2000	400	5300	2400
5000	16	4,5	7	80	7	30	2	2800	12600	1600	200	500	750	900	2000	400	6000	2600
	20	4,5	7	75	7	30	2	2800	15500	1600	200	500	750	900	2000	400	6800	2900
	25	4,5	7	70	12	30	2	2800	20600	1600	200	500	750	900	2000	400	8000	3200
	8	4,5	12	85	7	30	2	3600	9800	1700	220	500	800	900	2000	400	6300	2200
	12	4,5	12	80	7	30	2	3600	12200	1700	220	500	800	900	2000	400	7100	2400
7500	16	4,5	12	80	12	30	2	3600	15300	1700	220	500	800	900	2000	400	7900	2600
	20	4,5	12	75	12	30	2	3600	18300	1700	220	500	800	900	2000	400	8700	3000
	25	4,5	12	70	12	30	2	3600	24000	1700	220	500	800	900	2000	400	9800	3200
	8	4,0	12	80	7	30	2,5	3900	10900	1700	230	500	800	900	2000	400	7700	2200
	12	4,0	12	75	12	30	2,5	3900	13400	1700	230	500	800	900	2000	400	8600	2400
10000	16	4,0	12	75	12	30	2,5	3900	17200	1700	230	500	800	900	2000	400	9400	2600
	20	4,0	12	70	12	30	2,5	3900	20200	1700	230	500	800	900	2000	400	10500	3000
	25	4,0	12	65	12	30	2,5	3900	26100	1700	230	500	800	900	2000	400	11800	3200
	8	3,25	16	70	12	25	3	5100	13100	2000	250	550	900	1000	2000	400	10900	2200
	12	3,25	16	70	12	25	3	5100	15700	2000	250	550	900	1000	2000	400	11700	2400
15000	16	3,25	16	65	12	25	3	5100	19900	2000	250	550	900	1000	2000	400	12600	2600
	20	3,25	16	65	16	25	3	5100	23700	2000	250	550	900	1000	2000	400	13800	3000
	25	3,25	16	60	16	25	3	5100	30200	2000	250	550	900	1000	2000	400	15500	3400
[1]	8	3,0	26	65	12	20	5	6900	17600	2000	275	650	1000	1000	2000	600	17100	2200
	12	3,0	26	65	12	20	5	6900	20600	2000	275	650	1000	1000	2000	600	18000	2400
25000	16	3,0	26	60	16	20	5	6900	25300	2000	275	650	1000	1000	2000	600	19500	2700
	20	3,0	26	55	16	20	5	6900	30100	2000	275	650	1000	1000	2000	600	20800	3000
	25	3,0	26	45	16	20	5	6900	36100	2000	275	650	1000	1000	2000	600	22500	3400
[2]	8	1,75	35	60	26	15	12	10200	29900	2800	350	900	1300	1300	2000	600	32400	2400
	12	1,75	35	55	26	15	12	10200	32500	2800	350	900	1300	1300	2000	600	34000	2600
50000	16	1,75	35	50	26	15	12	10200	37800	2800	350	900	1300	1300	2000	600	35900	3000
	20	1,75	35	50	30	15	12	10200	43500	2800	350	900	1300	1300	2000	600	38000	3400
	25	1,75	35	45	30	15	12	10200	52800	2800	350	900	1300	1300	2000	600	40500	3800
[3]	8	1,6	52	50	35	12	16	20500	48000	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	47000	2600
	12	1,6	52	45	35	12	16	20500	51500	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	52000	2800
75000	16	1,6	52	45	52	12	16	20500	59000	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	54800	3500
	20	1,6	52	45	52	12	16	50500	66800	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	56700	3900
	25	1,6	52	35	52	12	16	20500	86300	3500	400	1200	1800	1800	2000	700	61500	4000

Dźwigarka pomocnicza przy suwnicy:

[1] O nośności 5000 kg, z prędkością podnoszenia 14 m/min, o mocy 26 *MK*,
[2] „ 7500 kg, „ „ 12 m/min, „ 35 *MK*,
[3] „ 10000 kg, „ „ 10 m/min, „ 35 *MK*.

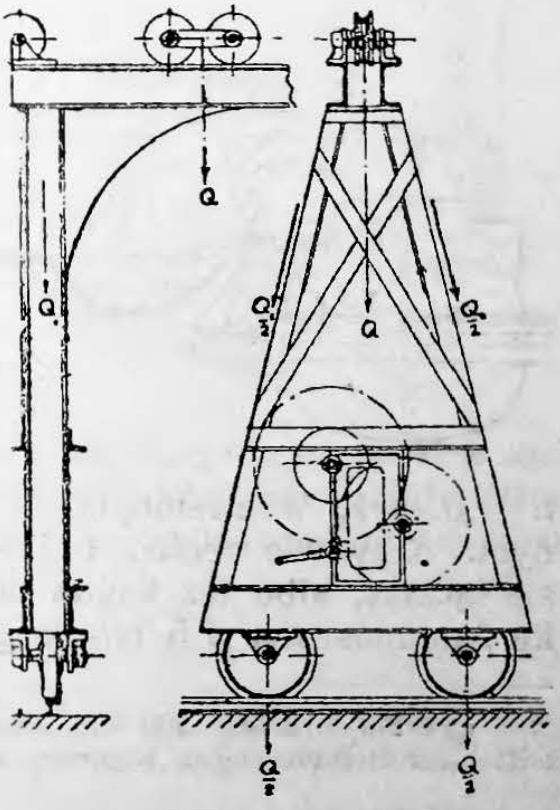
II. Suwnice o trzech prądnikach.

Nośność	Rozpiętość	Prędkość i moc prądników						Waga		Dźwigarka pomocnicza		
		Podnoszenie ciężaru		Przesuwanie kota		Przesuwanie suwnicy		kota	całej suwnicy	Nośność	Prędkość podnoszenia	Moc prądnika
kg	m	m/min	MK	m/min	MK	m/min	MK	kg	kg	kg	m/min	MK
5000	10	8,4	14	25	1,5	70	10	2500	9500			
	14	8,4	14	25	1,5	65	10	2500	11900			
	18	8,4	14	35	2	60	10	2500	14300			
	22	8,4	14	35	2	55	10	2500	17100			
10000	10	5,4	18	20	2	70	16	4000	12400			
	14	5,4	18	20	2	65	16	4000	15000			
	18	5,4	18	30	2.5	60	16	4000	18300			
	22	5,4	18	30	2,5	55	16	4000	22000			
20000	10	3,9	26	16	3	60	20	6500	18100	5000	10,8	18
	14	3,9	26	16	3	55	20	6500	21300			
	18	3,9	26	25	4,5	50	20	6500	25200			
	22	3,9	26	25	4,5	45	20	6500	30500			
40000	10	2,6	35	12	5	50	25	10500	28100	7500	10,5	26
	14	2,6	35	12	5	45	25	10500	31300			
	18	2,6	35	18	7	45	25	10500	36700			
	22	2,6	35	18	7	40	25	10500	44800			
60000	10	1,7	35	10	6	50	40	16000	37700	10000	7,8	26
	14	1,7	35	10	6	45	40	16000	43000			
	18	1,7	35	15	9	45	40	16000	51300			
	22	1,7	35	15	9	40	40	16000	62900			

dla suwnic z trójprądnikami jest wprost wskazane. Elektryczne hamowanie ciężaru opadającego łatwiej i prościej, aniżeli trójprądem, uskutecznia się prądem stałym, który nadto daje możność stosowania gromadnic odrzutowych (bateryi buforowych). Często stosują też dźwigarki elektryczne wyłącznie tylko do podnoszenia ciężaru, przesuwając suwnicę i kota ręcznie.

Prędkości podane w tablicach (str. 708 i 709) mogą być miarodajne dla suwnic pracujących ustawicznie ciężko, a żwawo, w przeciwnym razie można prędkości te zmniejszyć.

Rys. 547-g.



F. Dźwignice bramiaste.

Stała lub przesuwna podpora tych dźwignic tworzy rodzaj bramy, przez którą mogą przejeżdżać wagony lub wozy.

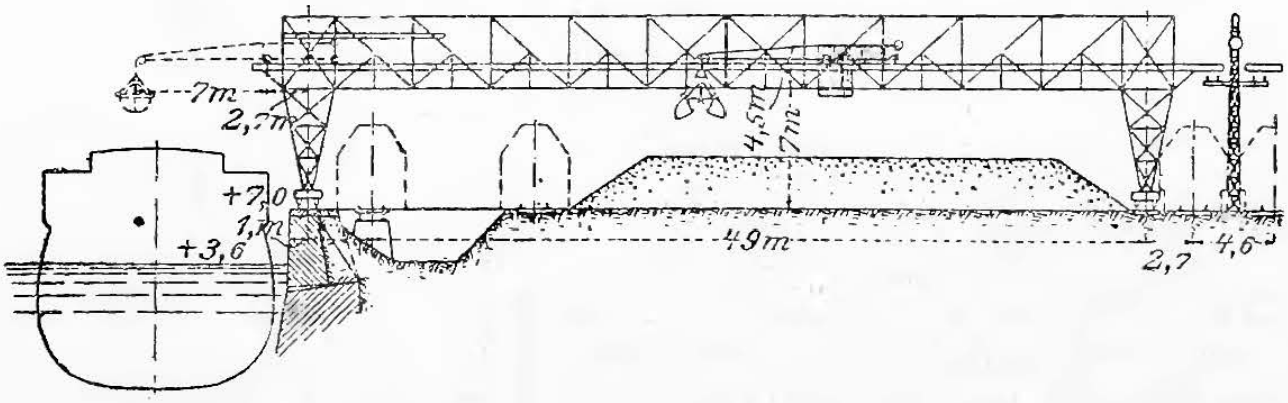
1. Brama z dźwigarką (kotem, wciągiem lub t. p.) znajduje szerokie zastosowanie do przeładowywania ciężarów na stacyach kolejowych. Składa się ona z dwóch słupów (lub par słupów) złączonych górą poprzecznicą poziomą zazwyczaj z torem dla kota. Dźwigarki bywają przeważnie ręczne i służą do podnoszenia ciężaru, a zarazem i do przesuwania kota. Przesuwanie zaś ciężarów w kierunku prostopadłym do toru kota, a więc zazwyczaj w kierunku osi toru kolejowego, zastępuje się przesuwaniem wagonów lub wozów pod ciężarem, albo też z ciężarem.

2. Suwnice bramiaste. Jeżeli dźwignicę powyżej opisaną ustawimy w ten sposób, że każda para jej słupów spoczywać będzie na półwózku o dwóch kołach chodzących jednakże po jednej szynie szerokiego toru (rys. 547-g), to otrzymamy rodzaj suwnicy o dźwigarach wzniesionych wysoko ponad jej tor, a suwnicę taką nazywamy bramiastą. Znajduje ona zastosowanie przedewszystkiem tam, gdzie niema ścian lub szeregów słupów, na którychby można było dogodnie i bezpiecznie ułożyć wzniesiony tor zwykłej suwnicy, a więc np. na stacyach kolejowych, na dziedzińcach fabrycznych i t. p. I te suwnice napędzają się często prądnikami, zupełnie podobnie jak suwnice, opisane powyżej, p. str. 696 i nast.

Jeżeli największy nacisk kół przekracza granice dozwolone (p. Dział XI), to wypada nacisk ten rozłożyć na więcej niż na 2 koła z każdej strony toru, zapewniając równomierny rozkład nacisku na oddzielne koła dźwigniami w sposób zupełnie podobny, jak się to robi przy wsparciu parowozów na osiach.

3. Suwnice bramiaste, o wielkich rozpiętościach *) (p. rys. 547-h) służą do ładowania i wyładowania węgli, rud i t. p., oraz do ich rozmieszczania na obszernych powierzchniach składowych. Przedłużeniem tych suwnic bywa często kolej nalinkowa lub nadziemna,

Rys. 547-h.

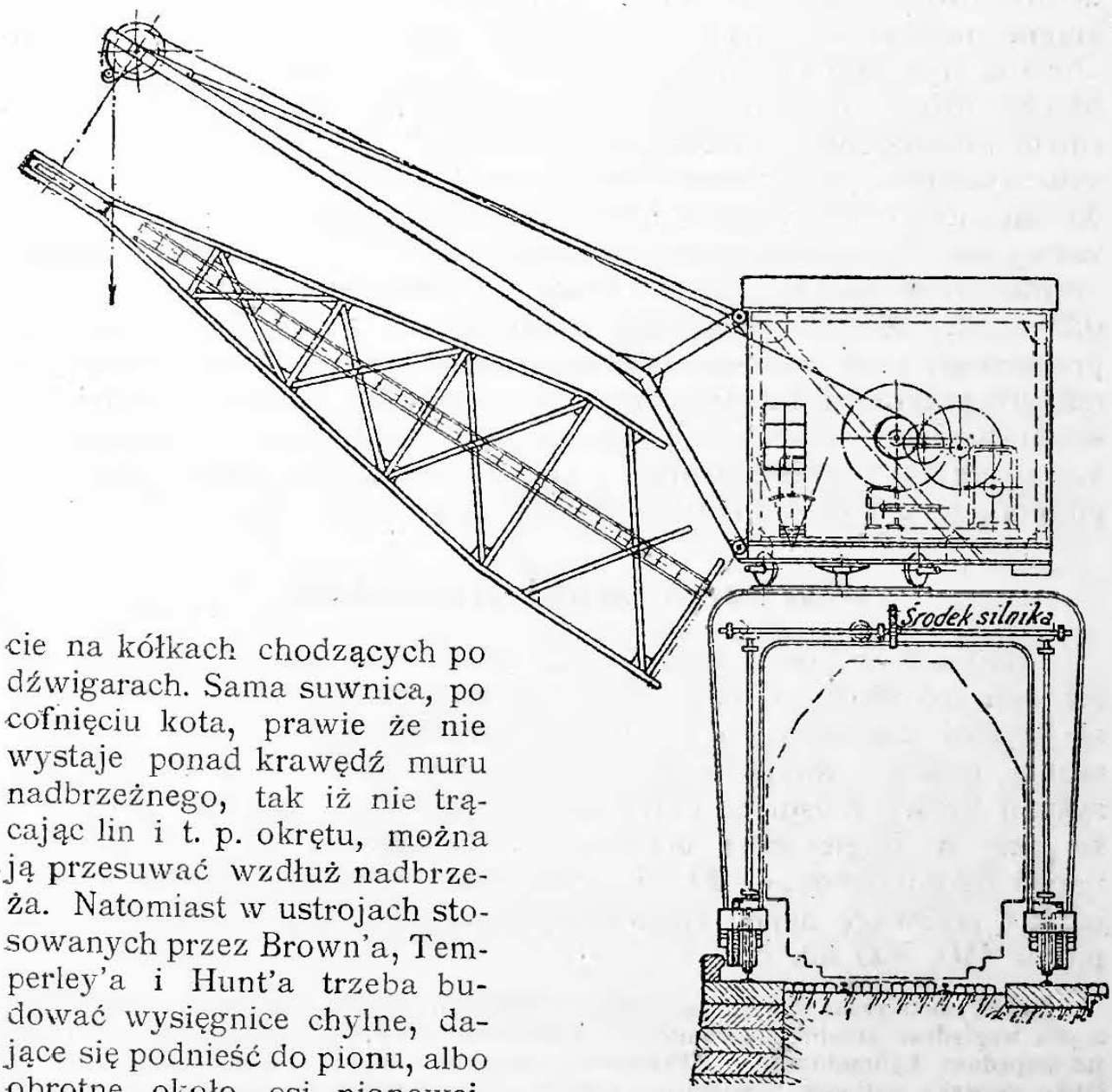


t. j. o torze wzniesionym, a ułożonym na moście również przesuwnym. Obydwie części, t. j. suwnica i kolej nadziemna, przesuwają się łącznie, albo też każda oddzielnie. Prędkości bywają bardzo wielkie: podnoszenie 1,5 m/sek, przesuwanie kota 3 do 5 m/sek, przy

*) Stahl u. Eisen 1900 str. 513, 597, 653, 698, 750, 798; Buhle: Technische Hülfsmittel zur Beförderung u. Lagerung von Sammelkörpern. Berlin, J. Springer 1901.

ciężarach około 1 tony i większych. Do przesuwania całej suwnicy stosują i napęd ręczny. W przeciwstawieniu do ustrojów Towarzystwa: Brown Hoisting and Conveying C-o w Clevelandzie *) i Temperley C-o w Londynie **), Fabryka Bernrath'owska stosuje na kocie oddzielne prądniki do każdego ruchu (rys. 547-h). Kot zrównoważony przeciwwagą, ma daleko sięgającą wysięgnicę z krążkiem końcowym, którego oś, po cofnięciu się kota, znajduje bezpośrednie oparcie na kółkach chodzących po dźwigarach. Sama suwnica, po cofnięciu kota, prawie że nie wystaje ponad krawędź muru nadbrzeżnego, tak iż nie trącając lin i t. p. okrętu, można ją przesuwać wzdłuż nadbrzeża. Natomiast w ustrojach stosowanych przez Brown'a, Temperley'a i Hunt'a trzeba budować wysięgnice chylne, dające się podnieść do pionu, albo obrotne około osi pionowej. Suwnica Hunt'a, z urządzeniem do samoczynnego wysypywania towaru i samoczynnego powrotu kota, nadaje się głównie do rud i żużli, które znoszą bez szkody zrzucanie z wysokości. ***) Suwnice bramiaste, zwłaszcza o wielkich

Rys. 547-i.



*) Z. d. V. d. Ing. 1898 str. 769.
**) Z d. V. d. Ing. 1901 str. 1487.
***) Stahl u. Eisen 1900 zeszyt 16. O suwnicach z dźwigarami wspornikowymi, używanych w Ameryce i do budowy okrętów. p. Z. d. V. d. Ing. 1899 str. 1541.

rozpiętościach, trzeba zabezpieczać należycie od przesuwania przez parcie wiatru. Dźwigary budują się z pewnem wygięciem ku górze, które znika potem wskutek ugięcia się dźwigarów pod wpływem tak ciężkości własnej, jako też i ciężarów przesuwanych. Suwnice ładujące w paszcze okrętów (lub z nich) pracują często **nabierakami** samochwytającymi.

4. Żórawie bramiaste. Są to żórawie obrotne, przeróżnych ustrojów, ustawiane na bramie przesuwnej po torze. Stosują się przeważnie w portach do przeładowania towarów z okrętów na wagony lub do towarowni, albo naodwrót. Tor bramy leży przybliżenie w poziomie nadbrzeża, a natenczas sama brama bywa symetrycznie zbudowana (rys. 547-i); albo też jeden tok toru leży w poziomie nadbrzeża, drugi zaś wzniesiony spoczywa zazwyczaj na ścianie towarowni (magazynu), a natenczas brama staje się półbramiem niesymetrycznem. Pod przesuwnemi, temi bramami, w ich śródtorzu, układa się jeden lub więcej torów kolei nadbrzeżnej. Nośność żórawia zazwyczaj 4 t; prędkość podnoszenia 0,5 do 1,3 m/sek; prędkość obrotu mierzona przy haku 1,0 do 3 m/sek.; przesuwanie po torze 0,2 m/sek. Żórawie bramiaste; nośności do 5 t bywają najczęściej przesuwne, przy większej nośności nieraz i nieprzesuwne. Bramę samą lub półbramie budują ponajczęściej jako blachownicę, rzadziej jako kratownicę, składając ją niejako z dwóch bram za sobą stojących, a złączonych poprzecznicami, z których wierzchnie służą zarazem za podporę toru kołowego dla obrotnicy wspierającej żóraw.

a. Napęd żórawi bramiastych.

Ponieważ w porcie pracuje zazwyczaj wiele takich żórawi, więc też ześrodkowane ich napędzanie ze wspólnego źródła energii zdaje się wprost wskazane, a to w celu uproszczenia obsługi i przyspieszenia roboty. Rozprowadzanie pary wysokiego ciśnienia (13 atm., system Brown-Wilson'a) powoduje znaczne straty wskutek skraplania się pary w długiej sieci przewodów. Stosowano zatem przeważnie napęd hydrauliczny, o 50 atm. ciśnienia; w ostatnich latach zyskuje jednak przewagę napęd elektryczny, zwłaszcza prądem stałym, o napięciu 440, 500 lub 550 V.

Napęd elektryczny zaleca się przedewszystkiem dogodnością rozprowadzania energii, a pod względem prostoty i pewności w kierowaniu ruchami żórawia nie ustępuje dziś już napędowi hydraulicznemu. Przewody wodne dla napędu hydraulicznego w porcie łatwo mogłyby podlegać zamarzaniu, przeciw czemu wypada je należycie zabezpieczyć przez głębokie, podziemne ułożenie i t. p. W dźwigarkach hydraulicznych drogi przebiegane przez ciężar i prędkości jego pozostają w pełnej zależności od przynależnego stawidła, w elektrycznych natomiast trzeba hamować pracę rozpędu prędko obracającego się twornika, oraz mas samej dźwigarki i ciężaru. Akumulator hydrauliczny łatwiej obsługiwać niż elektryczny, posiada on też lepszą sprawność. Okoliczności tej nie można jednak przeceniać, bo wzamian prądniki dźwigarek pracują oszczędniej, dostosowując samodzielnie zużycie prądu do obciążenia, podczas gdy cylinder dźwigarki hydraulicznej zużywa zawsze równą ilość wody, bez względu na to, czy podnosi większy lub mniejszy ciężar. Stosują zatem większą ilość (zazwyczaj 3) niezależnych cylindrów, albo przystawek zamiennych, ustopniowanych na rozmaite ciężary, mimo to, wobec niedostatecznego dostosowania się do zmienności obciążenia, dźwigarki hydrauliczne pracują z niższą sprawnością.

b. Żórawie bramiaste, napędzane elektrycznie.

Wsparcie obrotnicy, na której stoi żóraw właściwy, mogą stanowić:

1. Cztery kółka pod obrotnicą w dostatnich odstępach rozstawione. Do ścisłego wyśrodkowania służy główny czop środkowy. Przeciwwagę normują tak, aby moment wywrotu żórawia normalnie obciążonego znosiły same kółka, czop główny zaś aby znosił jedynie obciążenie dodatkowe, nakładane tylko przy próbnem obciążeniu żórawią.

2. Wieniec luźnych wałków (długich krążków) toczących się między pierścieniami z ceowników (⊏), wyśrodkowanych łącznikami żelaznymi względnie do czopa głównego. Ustrój ten dozwala na większe ramię odporu niż ustrój 1).

3. Wysoki słup środkowy z dwiema parami wałków (krążków) rozstawionych możliwie blizko pionowej płaszczyzny środkowej, przechodzącej przez oś wysięgnika. Nastawieniem czopa storcowego w łożysku na wierzchu słupa można mniej lub więcej odciążyć owe wałki. Wahania boczne żórawia musi znosić sam słup, a ramię odporu jest w przybliżeniu równe ramieniu w ustroju 2. Słup zacieśnia nieco swobodną przestrzeń w budce żórawniczego.

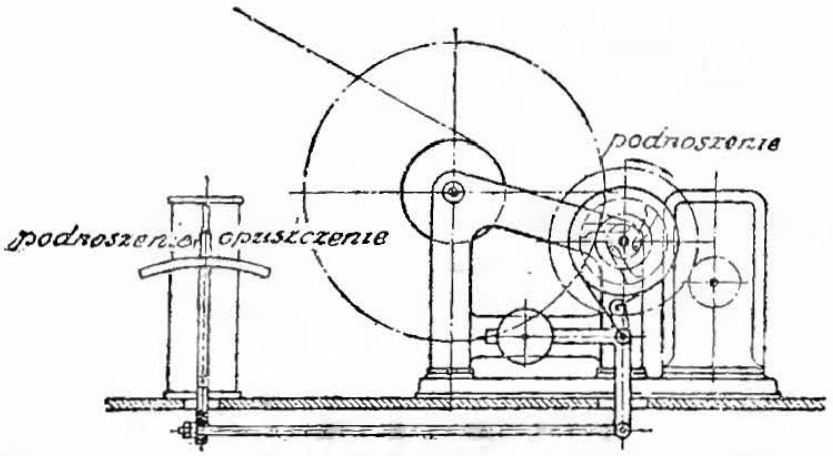
Dźwigarkę i obracarkę napędzają zazwyczaj oddzielne silniki, gdyż przy znacznych prędkościach i wytężonej robocie żórawi portowych przystawki nawrotne ścierałyby się zbyt szybko. Do prądu stałego stosują jednoobwodowe prądniki wolnochodzące, ustawiane na wspólnej płycie posadowej z dźwigarką, a służące równocześnie za przeciwwagę. Stosowaną dawniej przystawkę ślimaczą zastępują obecnie dwiema przystawkami zazębionemi, o zębniku z surowca skórzanego na osi prądnika. Jeżeli prądnik robi mniej niż 300 obrotów/min., starczy jedna przystawka zazębiona, oraz zębnik z utwardzonej stali narzędziowej, wyrabiany wraz z wałem z jednej sztuki, a uzębiony zębami o małej podziałce, lecz wielkiej szerokości, ułożony starannie w obustronnych łożyskach i zanurzony zupełnie w oleju. Hamowanie mas wirujących dźwigarki prądnika odbywa się hamulcem mechanicznym, a o ile on działa tylko jednokierunkowo (t. j. przy hamulcu wechwytowym), dodatkowo i elektrycznie przez zwarcie obwodu twornika.

Nastawianie hamulca łączy się zazwyczaj z nastawnicą dźwigarki, a mianowicie:

1. Prądnik dźwigarkowy łączy się z bębnem zapomocą stałej przystawki zazębionej, a do nastawiania prądników dźwigarki i obracarki ustawiają oddzielne nastawnice walcowe (kontrolery) przy oknie budki, tak aby żórawniczy mógł dogodnie je obsługiwać, nie spuszczając ani na chwilę ciężaru z oka. Nastawnica obrotniarki otrzymuje poziome kółko nastawnicze, a nastawnica dźwigarki nastawiak rączkowy, poruszający się w płaszczyznie pionowej. Nastawiak ten

łączy się drążkami z hamulcem wechwytowym (rys. 547-j) w taki sposób, że przy rozruszaniu prądnika na podnoszenie nastawiak nie oddziaływa wcale na dźwignię, która swem obciążeniem napręża taśmę hamulcową. Poruszając natomiast nastawiak w stronę przeciwną, opuszczamy ciężar z dowolną prędkością, luzujemy bowiem mniej lub więcej wyprężoną taśmę hamulca. Dodatkowe hamowanie przez zwarcie obwodu twornika, jakkolwiek możliwe, nie jest jednakże dogodne, gdyż hamulec mechaniczny wymaga dowolnego położenia nastawiaka w celu zluzowania jego taśmy w pożądanym stopniu, hamowanie zaś przez zwarcie twornika wymagałoby ustawienia nastawiaka w pewne, z góry oznaczone położenia. W celu szybszego opuszczania małych ciężarów lub pustego haka dodają jeszcze dwa stopnie nastawnicy dla rozruszania prądnika w kierunku opuszczania ciężarów. Ustrój hamulca i jego drążków należy starannie ustosunkować, aby poruszanie nastawiaka odbywać się mogło bez wysiłku.

Rys. 547-j.



2. Nastawnice obydwóch prądników, (dla dźwigarki i obracarki) przestawiają się wspólnym nastawiakiem za pośrednictwem sprzęgła przegubowego w sposób wspomniany na str. 703. Rozruszanie obydwóch prądników może następować łącznie lub oddzielnie, a prądnika podnoszącego i nawrotnie. Na właściwej dźwigni hamulcowej spoczywa luźno dźwignia ją obciążająca (a sama naciążona niezbędnem naciążeniem), którą unosi elektromagnes w obwód główny wstawiony. Dźwignię tę można jednak unieść lub docisnąć i ręcznie, za pośrednictwem oddzielnej rączki, a to w tym celu, aby módz szybko hamować tak przy opuszczaniu, jako też przy podnoszeniu, a nadto aby módz opuszczać ciężary bez zużywania prądu. Mechaniczny ten hamulec można zatem luzować elektromagnesem, albo też ręcznie, można go też ręcznie dociągnąć bez potrzeby przezwyciężania siły przyciągającej magnesu. Obsługa nastawiaka odbywa się bez wysiłku. Hamulec można dociągać ręcznie, nawet gdy prąd jest w obwodzie prądnika, co jednakże przy mniej bacznej obsłudze powoduje marnowanie prądu.

3. Do nastawiania obydwóch prądników służą oddzielne nastawnice podobnie jak w przypadku 1. Hamulec różnicowy na wale prądnika dźwigarkowego, zabezpieczając go od ruchu nawrotnego pod wpływem ciężaru, luzuje się jednak samodzielnie podczas podnoszenia ciężaru. Zębnik napędzający bęben sprzęga się ze swym wałem zapomocą sprzęgła ciernego, które sprzęgamy przy podnosze-

niu, a luzujemy mniej lub więcej (rozprzęgamy) przy opuszczaniu, posługując się niem jako hamulcem. Sprzęgnik tego sprzęgła hamującego łączy się z nastawiakiem dźwigarki za pośrednictwem rozpory przegubowej, a to w celu zmniejszenia wysiłku przy hamowaniu. Waga haka powinna być dostateczna dla zapewnienia szybkiego opadania haka pustego (por. przywilej niem. Nr. 78183).

Obracarka. Prądnik ślimakiem stromogwintnym napędza poziome koło ślimacze, na którego osi pionowej siedzi zębnik ze skóry surowcowej, zazębiający się z wieńcem uzębionym, przyśrubowanym do więźby bramy. Prądnik łączą ze ślimakiem nieraz sprzęgłem sprężynującem, co jednak jest zbyteczne w razie zastosowania wspólnej płyty posadowej i przy starannem wykonaniu. Łagodne rozruszanie bez uderzeń zapewnia się przez należyte stopniowanie oporów nastawnicy. Po zatrzymaniu prądnika rozpęd mas żórawia działa dalej i przy zastosowaniu ślimaka samohamownego mógłby łatwo spowodować złamanie części ustrojowych. By temu zapobiedz, nawet przy stromym gwincie ślimaka, wstawiają sprzęgło cierne, którego połówki ślizgają się po sobie, gdy tylko moment obrotu przekroczy określone granice. Rozpęd twornika hamuje się albo hamulcem mechanicznym, wprowadzanym w działanie przez elektromagnes lub nacisk nogi, albo też elektrycznie przez zwarcie obwodu twornika. Oddzielny hamulec lub innego rodzaju wstrzymnik zapobiega obrotowi żórawia pod wpływem wiatru.

Suwarka. Gdy tabor żórawi w porcie jest gęsto rozstawiony, a więc gdy przesuwy żórawi bywają naogół nieznaczne, starczy przesuwanie napędem ręcznym. Napędzamy albo korbami po obydwu stronach toru równomiernie, albo też tylko jednostronnie, przenosząc równomiernie ruch i na koła drugiego toku oddzielną przystawką (wałem ze stożkami zębatymi, łańcuchem Gall'a i t. p.). A że mimo to brama może się zboczyć, więc niezbędną jest możność przesuwania każdej strony bramy oddzielnie, w którym to celu wstawia się w suwarkę przesuwne sprzęgło kłowe. Gdy żóraw trzeba przesuwać częściej i na większe oddalenia, wskazanem będzie zastosowanie napędu silnikowego, a zaleca się natenczas ustawienie oddzielnego prądnika na środku bramy z przystawkami przenoszącemi ruch równomiernie na obydwie strony. Można wprawdzie suwarkę napędzać i prądnikiem obracarki za pośrednictwem przesuwnego sprzęgła-kłowego i wała pionowego, przechodzącego przez wydrążony czop główny, ale ustrój taki, jako zbyt złożony, zalecać się nie może.

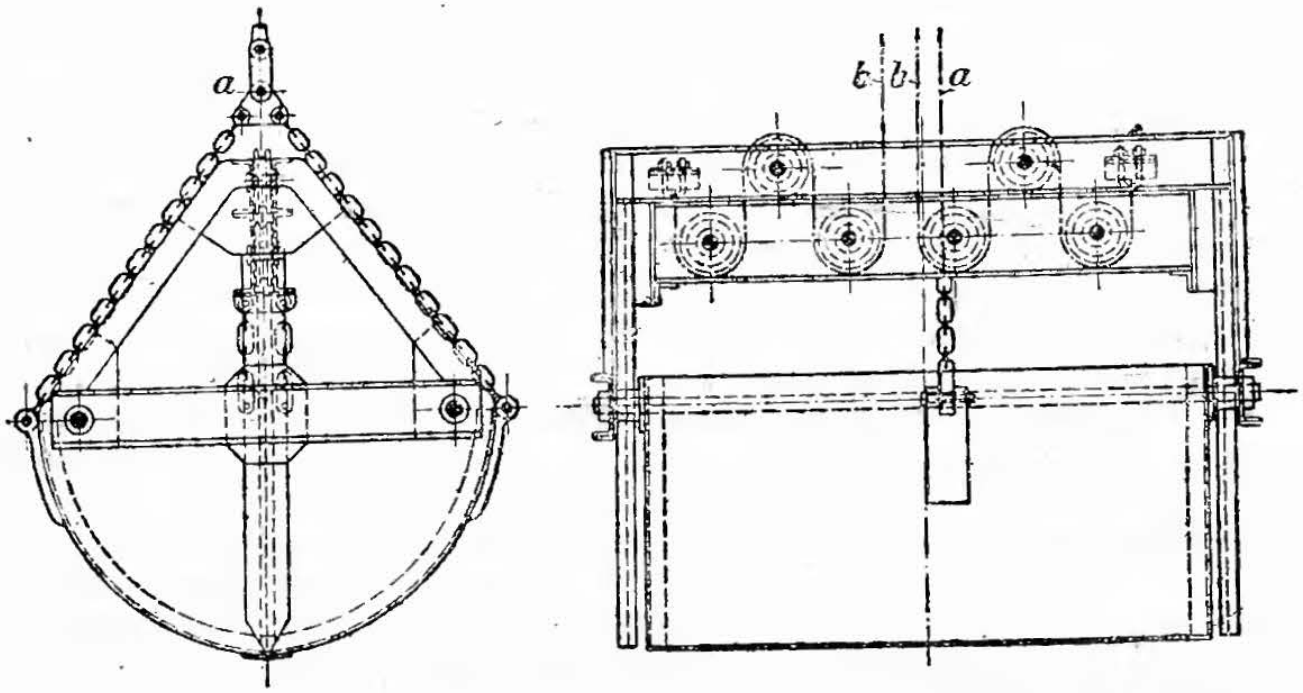
Bezpieczniki. Od uszkodzeń wskutek przeciążenia lub zaczepienia się haka zabezpieczają dźwigarkę elektryczne lub mechaniczne wyłączniki nadmiaru prądu, albo też w mniejszym stopniu sygnały dzwonkowe. Od przekroczenia granicy podnoszenia (a u żórawi bramiastych, z określonym kątem obrotu i granic obrotu) chronią znów wyłączniki krańcowe (przy położeniach krańcowych), albo też przyrządy, które samoczynnie zwracają walce nastawnic z położeń krańcowych w środkowe.

O zużyciu prądu przez żórawie portowe p. Z. d. V. d. Ing. 1901, str. 654 i nast.

G. Nabieraki (ekskawatory).

Nabieraki u czerparek i koparek służą do nabierania gruntu, u żórawi natomiast do nabierania węgla, koksu, zboża i innych sypkich towarów, a to w celu ich przeładowywania. Nabierak dwułańcuszny (rys. 547-k) wisi na łańcuchu *a*, podczas gdy drugi łańcuch *bb* zwiera obydwie połówki nabieraka, obrotne około dwóch osi ułożonych w nieobrotnej oprawie nabieraka. Za zluzowaniem

Rys. 547-k.



tego łańcucha *b*, połówki nabieraka rozwierają się samoczynnie, pod wpływem wagi nabieraka. Wbudowany w oprawę wciąg wielokrążkowy, o przełożeniu 1 : 6 lub 1 : 8, sprawia to, że siła zwierająca obie połówki nabieraka potęguje się w czasie nabierania od zera do 6-cio lub 8-mio krotnej wartości naciągu łańcucha *b*.

Ustrój szczegółowy nabieraków przystosowuje się do poszczególnego ich przeznaczenia i bywa przeróżny. Budują też nabieraki jednołańcuszne, które opadają dopóty, dopóki rama ich nie wesprze się drążkiem rozwidlonym lub t. p. na gruncie lub towarze, poczem przez dalsze zluzowanie łańcucha nabierak się rozwiera i t. p.

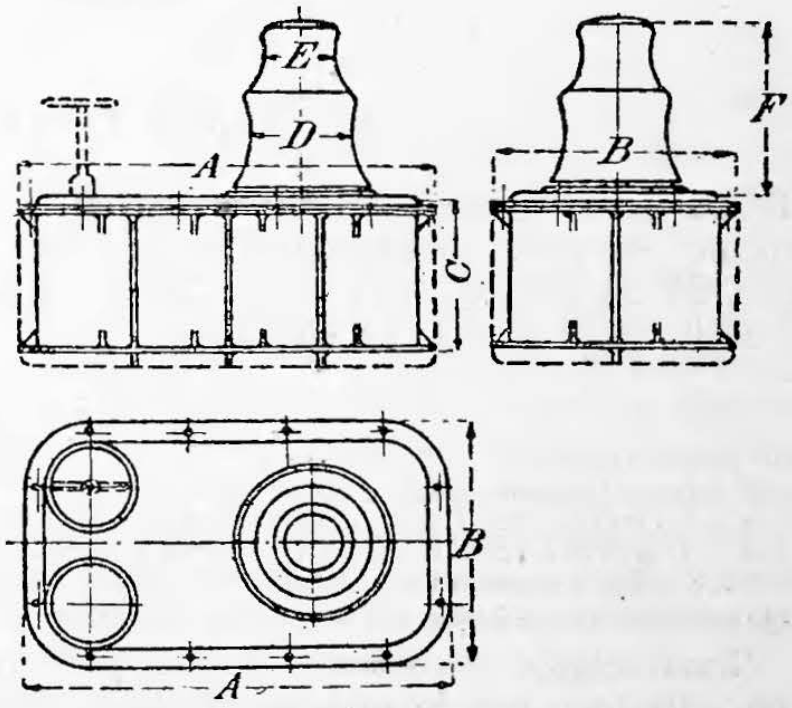
H. Przyciągarki (słupowe).

Przyciągarki słupowe, z angielska spill'ami zwane, służą do przesuwania wagonów w portach i dziedzińcach fabrycznych, przedewszystkiem zaś w portach do przyciągania statków i t. p. W odmiennym nieco ustroju, zazwyczaj napędzane parą, służą one też na parowcach do podnoszenia kotwic lub przyciągania parowców do nadbrzeża, podczas lądowania i t. p. Przeważa ustrój w kształcie pionowego, grubego słupka, t. j. ciernego bębna stożkowatego, na który narzuca się jeden lub kilka nawojów liny dowolnie długiej, dają-

cych się równie łatwo zrzucić z powrotem. Obsługujący pociąga schodzący koniec liny i układa go na ziemi w stos zwojów. Stosują dotychczas przeważnie pociągarki hydrauliczne, o trzech cylindrach, lecz podlegają one częstym przerwom w działaniu z powodu nieszczelności uszczelnień i powierzchni ślizgających się; dla tego też wypierają je zwolna pociągarki elektryczne.

Przy prądzie stałym stosują i prądniki bocznikowe, przeważnie jednak mniej czułe prądniki jednoobwodowe. Prądnik poruszający się w jednym kierunku napędza bęben za pośrednictwem przystawki ślimaczej, ciernej, albo zazębionej. Bęben składa się często z dwóch części ponad sobą, o średnicach różnej wielkości, dozwalających na stopniowanie prędkości, oraz siły przyciągającej. Z wyjątkiem bębna, wystającego ponad poziom ziemi, całą przyciągarkę pomieszczają zazwyczaj w szczelnej skrzyni podziemnej, z żelaza lanego. Skrzynię tę zaopatrują we włazy (rys. 547-1), albo też przytwierdzają przyciągarkę do spodu płyty obrotnej około pary czopów w ten sposób, aby w celu zbadania stanu dźwigarki można było płytę odwrócić około owej zawiasy (pary czopów). By obsługującemu pozostawić ręce swobodne do przewijania liny, prąd włącza się często przez proste nadepnięcie guzika, przyczem opór rozruszający należy tak ustosunkować, aby prądnik bez względu na obciążenie zawsze i niezawodnie się rozruszył i aby potem wyłączał samoczynnie i stopniowo dalsze opory. Przydepnięty guzik chwyta się w zatrzask, utrzymujący go w tem niższem położeniu, dopóki przez nadepnięcie innego guziczka go nie oswobodzimy z zatrzasku, poczem wysuwa się on z powrotem w położenie górne, wyłączając równocześnie prądnik z sieci.

Rys. 547-1.



Przyciągarki słupowe z nastawnicą wewnątrz umieszczoną.

Naciąg (siła przyciągająca)	Prędkość przyciągania	Moc prądnika	Wymiary podług rys. 547-1						Przybliżona waga całej przyciągarki
kg	m/min	*MK*	A	B	C	D	E	F	kg
500	80	12	1650	1150	860	400	280	750	2500
1000	60	12	1650	1150	860	400	280	750	2500

Naciąg (siła przyciągająca)	Prędkość przyciągania	Moc prądnika	Wymiary podług rys. 547-1						Przybliżona waga całej przyciągarki
kg	m/min	*MK*	A	B	C	D	E	F	kg
1500	50	12	1650	1150	860	400	280	750	2500
2000	30	18	2460	1420	1160	475	320	850	4750
3000	25	18	2460	1420	1160	475	320	850	4750
4000	20	18	2460	1420	1160	550	375	1000	5000
5000	15	18	2460	1420	1160	550	375	1000	5000

III. DŹWIGNICE HYDRAULICZNE, t. j. NAPĘDZANE WODĄ.*)

[Dźwigi (lifty) p. str. 729 i nast.]

A. Napęd ręczny

odbywa się za pośrednictwem małej, ręcznej pompki tłoczącej, stosowanej do prostych **dźwigników** (lewarów) **hydraulicznych**, o nośności 25 do 60 ton, przy skoku 20 do 35 cm; $\eta \approx 0{,}75$.

Niezbędna siła napędna robotnika będzie:

$$P = \frac{b}{a} \frac{d^2}{D^2} \frac{Q}{\eta},$$

jeśli oznaczymy przez:

P siłę, a Q ciężar w kg, η sprawność,

a i b ramiona siły P i nacisku na tłok pompy w cm,

d i D średnice tłoków pompy i dźwignika w cm.

Przy pracy krótkotrwającej bywa P do 50 kg na jednego robotnika; przy znacznych przekładniach stosują np. $d \geqq 2$ cm, $a \geqq 50$ cm, $b \geqq 3$ cm.

Nieszczelność zaworów i uszczelek powoduje częste przerwy w działaniu, dla tego też do mniejszych ciężarów zalecają się bardziej dźwigniki zębnicowe. Natomiast dźwigniki hydrauliczne nadają się przed innymi do podnoszenia bardzo wielkich ciężarów wspartych na licznych punktach podparcia, a więc np. przy ustawianiu mostów, ciężkich więźb strzechowych, które stopniowo ma się podnosić i podmurowywać. Do równomiernego i jednoczesnego podnoszenia wszystkich dźwigów zrzeszonych (współdziałających) służą specyalne stawidła.

B. Napęd silnikiem.

Dźwignice hydrauliczne napędza się stosunkowo nie często wprost pompą poruszaną silnikiem. Ponajczęściej do napędzania tych dźwignic służy woda ze zbiornika lub akumulatora, przyczem moc silnika

*) Podług Ernst'a, Hebezeuge, 3 wyd. Tom II.

i wydajność pompy przystosowuje się nie do największego, lecz do średniego zapotrzebowania wszystkich dźwignic napędzanych ze wspólnego zbiornika.

a. Zbiorniki otwarte.

Do lekkich dźwigów towarowych i osobowych znajdują zastosowanie otwarte zbiorniki wody na poddaszu, dające 15 do 20 m ciśnienia, a zasilane z wodociągów miejskich. Zbiorniki takie zapobiegają uderzeniom znacznych mas wody, będących w rozpędzie, uderzeniom nieuniknionym przy zasilaniu dźwiga wprost z wodociągu i przy nagłem zamykaniu dopływu. Zbiorniki te powinnyby być możliwie wielkie, aby znajdujący się w nich zapas wody zapewniał możność pędzenia dźwiga bez przerwy, przez czas dłuższy, nawet przy słabym dopływie z wodociągu, albo przy zasilaniu zbiornika tylko w pewnych odstępach czasu.

b. Zbiorniki zamknięte.

α. Powietrzniki zbiornicze.

Są to wielkie powietrzniki w postaci zwykłych, pełnych kotłów walcowatych, szczelnie nitowanych. Przestrzeń powietrzna możliwie wielka w celu osiągnięcia mniejszej zmienności ciśnienia, które bywa dla dźwigów od 4-ch do 12 atm. Wchłanianiu powietrza przez wodę zapobiega w znacznej mierze warstwa gęstopłynnego oleju, grubości 10 cm, pokrywająca powierzchnię wody w powietrzniku. Pojawiającemu się brakowi powietrza zapobiegamy zaś, bądźto otwierając kurek powietrzny na rurze ssącej, a natenczas pompa wtłacza do powietrznika powietrze (wssane wraz z wodą), bądź też wtłaczając je bezpośrednio oddzielną pompką powietrzną. Zalety w porównaniu ze zbiornikami otwartymi: wyższe ciśnienie pozwalające zmniejszyć rozmiary zbiornika, oraz możność ustawiania w przyziomie (parterze), a nawet w piwnicy; wada: zmienność ciśnienia. Napęd pomp bywa często elektryczny, z samoczynnem rozruszaniem i zatrzymywaniem. *)

β. Zbiorniki tłokowe, akumulatory.

Cylindry z obciążonymi nurnikami są podatne na wysokie ciśnienia (bezpiecznie na 40 do 50 atm., lecz wykonywano je i na 70 atm.), umożliwiają zatem małe rozmiary pomp, przewodów i dźwignic, zapewniając nadto małe zużycie wody. Opory hydrauliczne wzrastają bardzo nieznacznie wraz z ciśnieniem, natomiast zwiększają się znacznie opory tarcia w uszczelnieniach części ruchomych (w dławnicach itp.). Trudności związane z temi uszczelnieniami kładą też tamę dalszemu zwiększaniu ciśnienia.

1. Akumulatory

należy ustawiać możliwie blizko pompy tłoczącej. W długie przewody (ponad 4000 m) wstawiają się **akumulatory wtórne,** które ob-

*) Niethammer, Elektrische Hebezeuge str. 310 i nast.

ciąża się słabiej niż akumulator główny, a to w celu, aby się one wcześniej podnosiły i aby zaczynały swe współdziałanie dopiero przy znaczniejszem obniżeniu się ciśnienia.

Zawartość wody: $V \geqq$ od sumy napełnień cylindrów tych wszystkich dźwignic, któreby równocześnie pracować miały. Jeżeli podnoszenie i opuszczanie ciężaru odbywa się z jednakową prędkością, a przerwy nawet przy największym ruchu będą większe niż czas pracy, to wystarczy: $V = 1/3$ objętości wszystkich, współcześnie pracujących cylindrów. Dla mniejszych urządzeń należy brać V większe, aby zmniejszyć niezbędne wymiary pomp.

Obliczenie: Dane $V =$ objętości wody, oraz p potrzebne ciśnienie wody w atm. Przy wielkich urządzeniach stosują średnice nurników D do 60 cm, a skok $H = 6$ do 9 m. Waga nurnika, a raczej nurnika wraz z naciążeniem, w kg będzie:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p.$$

Należy starać się o możliwe zmniejszenie tarcia, ponieważ zwiększa ono ciśnienie p podczas wznoszenia się nurnika, zmniejsza je zaś podczas opadania (p. str. 219 i 542). Do uszczelniania dławnic używają sznura szczeliwnego, o przekroju kwadratowym, plecionego z bawełny, a układanego w pierścienie (ponajczęściej 5 pierścieni na sobie) o mijających się zetkniach (p. str. 542).

Wykonanie. Oczep nurnika naciążają albo bezpośrednio płytami żelaznemi lub murem przytwierdzonym przyciągami do płyty oczepu, albo też przywieszonym do oczepu bębnem, który wypełnia się kamieniami (1 m³ kamieni waży 1600 do 2000 kg) lub gęśmi surówki (1 m³ luźno ułożonych waży 4000 kg). Urządzenie z tłokiem stałym, a cylindrem ruchomym, wymaga wprawdzie mniejszej wysokości, nie zaleca się jednakże, a to z powodu niedostępności dławnicy, która natenczas jest ruchoma i odwrócona.

Do urządzeń poważniejszych lepiej zatem stosować tłok ruchomy, a cylinder stały, lecz natenczas, w razie zastosowania naciążenia w bębnie przywieszonym, wypada dławnicę uczynić dostępną przez otwory w oczepie tłoka. Cylinder wodny składają z oddzielnych pierścion łączonych na kołnierze; nurnik zaś z pierścion łączących się nawzajem na wpust z uszczelkami miedzianemi.

Uzbrojenie. Nadmiernemu wzniesieniu się tłoka zapobiega samoczynne zaczepienie o wystający nosek i połączone z tem przestawienie przesuwnika, który wstrzymuje działanie pompy tłoczącej; oprócz tego ustawia się zawór bezpieczeństwa przed każdym akumulatorem, który nadto zaworem wstecznym należy zabezpieczyć od runięcia na wypadek, gdyby ciśnienie w sieci miało nagle opaść skutkiem np. pęknięcia rury. *) Każdy z akumulatorów zrzeszonych trzeba zaopatrzyć w oddzielne ochronniki, pompę przestawia jednakże jeden tyl-

*) Ad. Ernst, Przyczynek do rozwoju dźwignic hydraulicznych, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891.

ko akumulator, a mianowicie ten, który jest naciążony na największe ciśnienie. Pozostałe zatem akumulatory opadają później, a wznoszą się wcześniej od niego. Skok każdego z nich ogranicza się przez ciężar pierścieniowaty, swobodnie ponad nim wiszący, który naciąża dodatkowo oczep tłoka w najwyższem jego położeniu.

2. Pompy tłoczące.

Jeżeli oznaczymy przez:
η sprawność przewodu tłoczącego,
p nadciśnienie wody przed dźwignicami w atm.,
Q_{max} największe, ciągłe zużycie wody przez wszystkie dźwignice w m^3/godz., to, licząc na stratę 10% ilości wody, otrzymamy potrzebną moc pompy w *MK*:

$$N = 1{,}1 \frac{1000\, Q_{max}\, 10\, p}{60 \cdot 60 \cdot 75\, \eta} = \frac{11\, Q_{max}\, p}{270\, \eta}.$$

Kotły parowe powinny być dostateczne na tak obliczoną moc silników parowych, a z uwzględnieniem wielce zmiennego zużywania pary, ich powierzchnia parowania powinnaby być wielka.

Najwłaściwszy **silnik parowy** będzie bliźniaczy, rozruszający się z dowolnego położenia. Nastawiak, przesunięty samoczynnie przez akumulator (dochodzący do swego najwyższego położenia), zamyka dopływ pary do silnika, otwierając jednocześnie kurki odwadniające u cylindrów parowych. Przy opadaniu akumulatora tenże nastawiak rozruchywa z powrotem silnik, a u silników o zmiennem napełnieniu dodaje się oddzielny przyrząd, którym przy rozruszaniu silnika suwak-~~rozprężak~~ zmieniak nastawia się samoczynnie na całkowite napełnienie. Przy pracy podlegającej silnym wahaniom zaleca się nastawianie napełnienia przez miarkownik energiczności, (p. str. 646).

Pompy tłoczące łączą się bezpośrednio z tłoczyskami silnika parowego, a najczęściej stosują się pompy różnicowe.

Przy napędzie **silnikami gazowymi** akumulator przesuwa samoczynnie przesuwnik pasa napędnego pompy.

Przy **napędzie elektrycznym** wreszcie akumulator przestawia samoczynnie nastawnicę prądnika, przyczem niekiedy zmieniają i ilość obrotów prądnika w zależności od żużywanej ilości wody.

3. Przewód tłoczący.

Woda napędna powinna być czysta i wolna od kwasów, a bierze się ją zwykle ze zbiornika, zasilanego osobną pompą (z filtrami).

Zamarzaniu zapobiegają przez zakładanie rur i t. p. na głębokości bezpiecznej od mrozu, przez osłonę złymi przewodnikami ciepła, albo przez ogrzewanie; natomiast dodawanie soli kuchennej lub chlorku magnezowego do wody nie jest właściwe. Spirytus i gliceryna zamiast wody wymagają osobnych rur powrotnych, które się też mogą opłacać przy niedostatku wody. Przy większych urządzeniach używają niekiedy do zasilania akumulatorów wody chłodzącej ze skraplaczy powierzchniowych, przy małych zaś urządzeniach, napędzanych silnikiem gazowym, wody chłodzącej tenże silnik. Na czas dłuższych przerw w robocie dźwignic hydraulicznych zaleca się spuszczać wodę z przewodów i dźwignic.

Punkty zamarzania.

Gliceryny rozwodnionej (podł. Bolley'a)			Alkoholu rozwodnionego. (podł. F. Beilstein'a)			
% gliceryny na wagę	ciężkość właściwa	punkt zamarz.	% alkoholu na wagę	punkt zamarz.	% alkoholu na wagę	punkt zamarz.
10	1,0245	— 1,0	2,58	— 1	21,7	— 12
20	1,0498	— 2,5	5,22	— 2	23,8	— 14
30	1,0771	— 6,2	7,36	— 3	26,0	— 16
40	1,1045	— 17,2	9,58	— 4	28,0	— 18
45	1,1183	— 26,2	11,50	— 5	30,0	— 20
50	1,1320	— 32,0	13,27	— 6	33,5	— 24
		poniżej	16,53	— 8	37,3	— 28
60	1,1582	— 35,0	19,09	— 10	41,2	— 32

Przewód tłoczący wielkich urządzeń powinien być okrężny, aby woda napędna mogła do poszczególnych dźwignic dopływać z dwóch stron, i aby uniknąć przerw w robocie na wypadek pęknięcia rur w sieci.

Średnicę rur oznacza się podł. str. 247 i nast., zakładając prędkość przepływu wody $v_{max} \leqq 3$ m/sek.; prędkość średnia w czasie całodziennej roboty bywa $v_m \leqq 0{,}5$ do 0,1 m/sek.

Rury żeliwne, stojąco lane, kołnierzowe, podług tablicy ze str. 581, wymagają pogrubienia ścianek przy ciśnieniu roboczem ponad 10 atm. (p. uwagi str. 580 i 581). By uniknąć wysadzania uszczelek z pomiędzy kołnierzy, układają też uszczelki gumowe we wpustce wytoczonej w kołnierzu, w którą wtlacza się wpust natoczony na kołnierzu przynależnym. Gdy podłoże rur jest niepewne, stosują też wyciągane rury żelazne lub stalowe (p. str. 587 do 590).

Obliczając grubość ścian podług **1.** na str. 421, należy za p_i podstawiać ciśnienie w dźwignicy + 5 atm, a za k_z dla żeliwa 180 kg/cm². Oznaczenie grubości ścianek podł. Bach'a p. str. 587. Poszczególne przewody rurowe należy zaopatrywać w zawory do zamykania dopływu, w przyrządy odwadniające w miejscach najniższych, a odpowietrzające w miejscach najwyższych przewodu.

Powietrze w przewodach powoduje bowiem nieprawidłowości w biegu dźwignic i może stać się przyczyną nieszczelności w złączeniach kołnierzy, oraz w natłoczkach. Zapobiegają temu samoczynne zawory odpowietrzające (na przewodach, zbiornikach i t. p.), które zarazem wpuszczają powietrze również samoczynnie przy spuszczaniu wody z systemu (przywilej niemiecki Nr. 99476).

W przewody takie wstawiają też wydłużki dławnicowe, np. przywilej niemiecki Nr. 57756 (Eilert'a), albo Nr. 94534 (Frahm'a).

4. Uszczelnienia dźwignic.

O natłoczkach skórzanych, oraz o szczeliwie metalowem i bawełnianem patrz str. 542 i 549. Przynależne dławiki powinny być widoczne i dostępne. Dla wymiany natłoczek skórzanych należy pomosty dźwiga, bębny naciążone lub akumulatory podnieść do góry i podeprzeć, aby można było opuścić sam nurnik i nadziać natłoczkę na niego.

Natłoczki o przekroju U zeszywa się zwykle z trzech, zaostrzonych w krawędzi pasów skórzanych, p. rys. 365, str. 542.

Wartości tarcia R w natłoczkach podano na str. 219 i 542. Dla szczeliwa bawełnianego, podł. Ad. Ernst'a, jest $\mu = 0{,}038$ do $0{,}064$, a dla 50 atm. ciśnienia i 200 mm średn. nurnika bywa $R = 120$ do 200 kg.

C. Żórawie hydrauliczne (napędzane wodą).

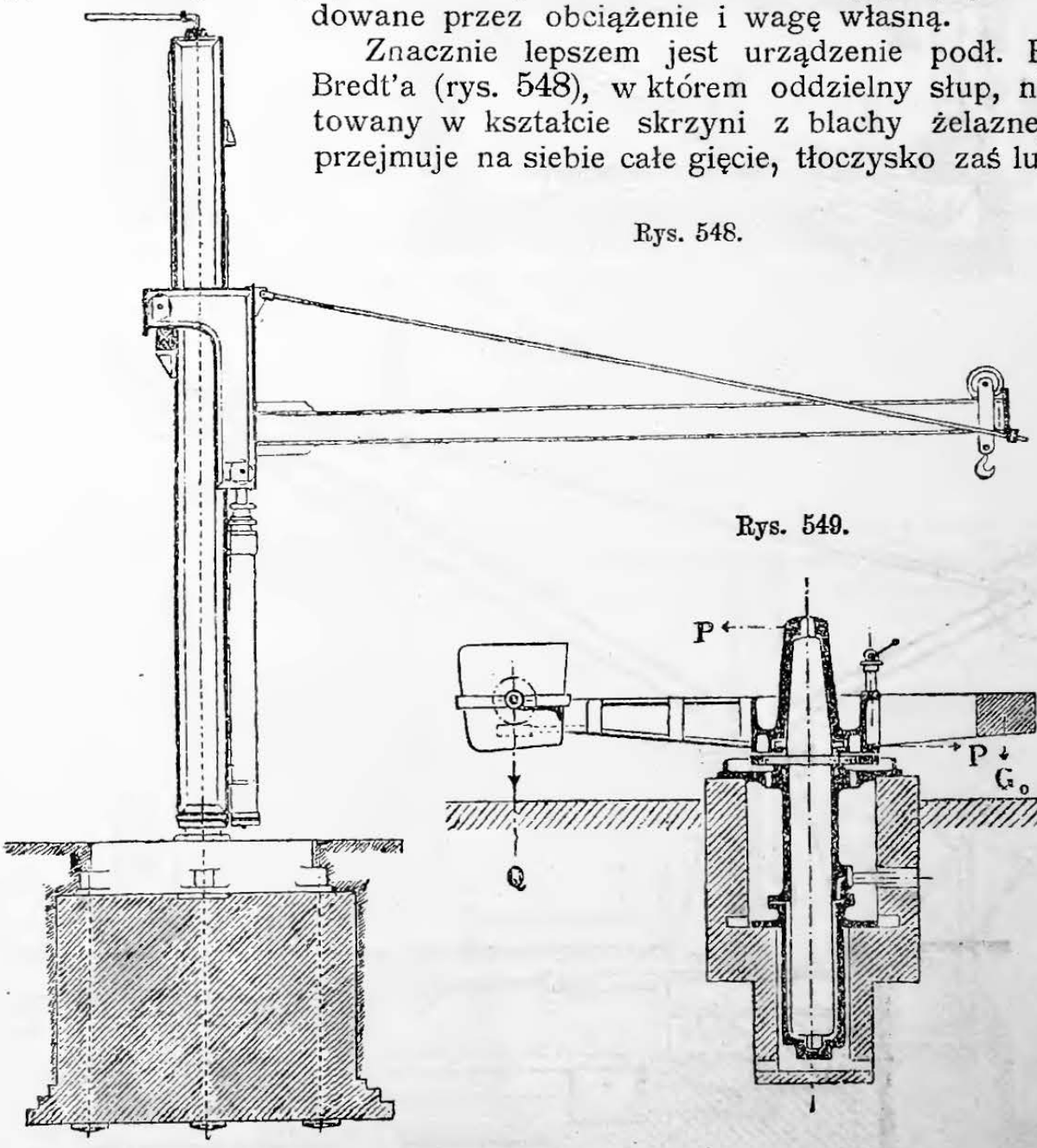
a. Żórawie bez przystawek wielokrążkowych.

Żórawie obrotne dla stalowni i odlewni żelaza (żeliwiarni) z pionowo prowadzonym tłokiem, z wysięgnicą i kotem (rys. 548).

Prowadzenie tłoka podł. Bessemer'a albo tylko w cylindrze wytoczonym, albo też jeszcze zapomocą dodatkowego prowadnika u góry, co zmniejsza wytężenie tłoczyska lub nurnika na gięcie, powodowane przez obciążenie i wagę własną.

Znacznie lepszem jest urządzenie podł. R. Bredt'a (rys. 548), w którem oddzielny słup, nitowany w kształcie skrzyni z blachy żelaznej, przejmuje na siebie całe gięcie, tłoczysko zaś lub

Rys. 548.

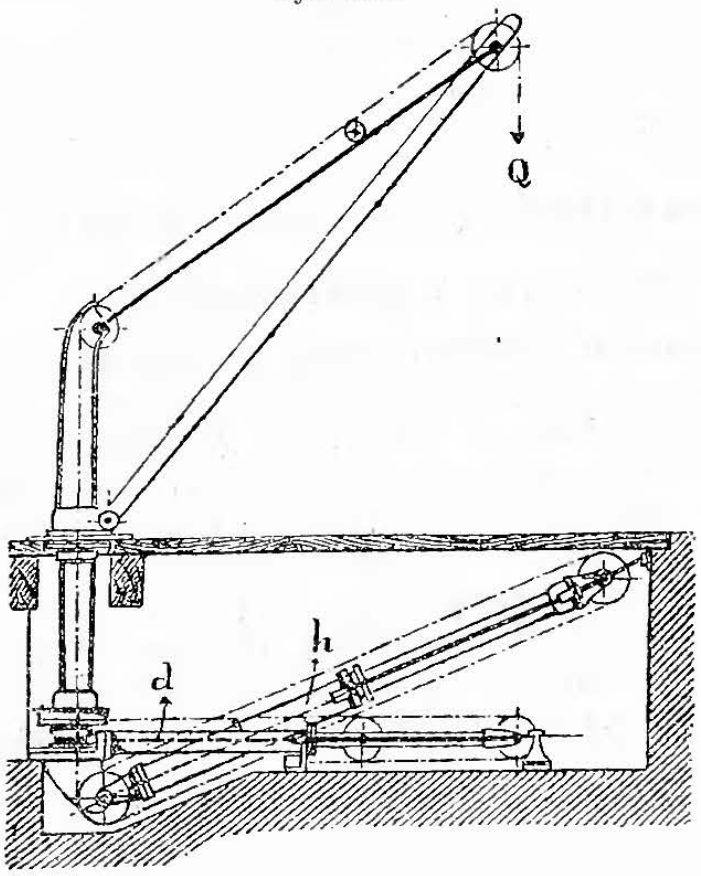


Rys. 549.

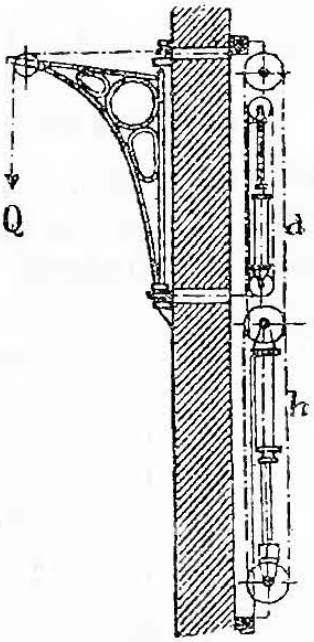
nurnik; znosi wyłącznie tylko obciążenie pionowe, odpowiadające podnoszeniu ciężaru i wadze własnej.

Zużycie wody ze względu na małą średnicę nurnika bywa nieznaczne; dławnica nie jest wystawiona ani na działanie nacisków bocznych, ani na zużywanie przez kręcenie się w niej nurnika.

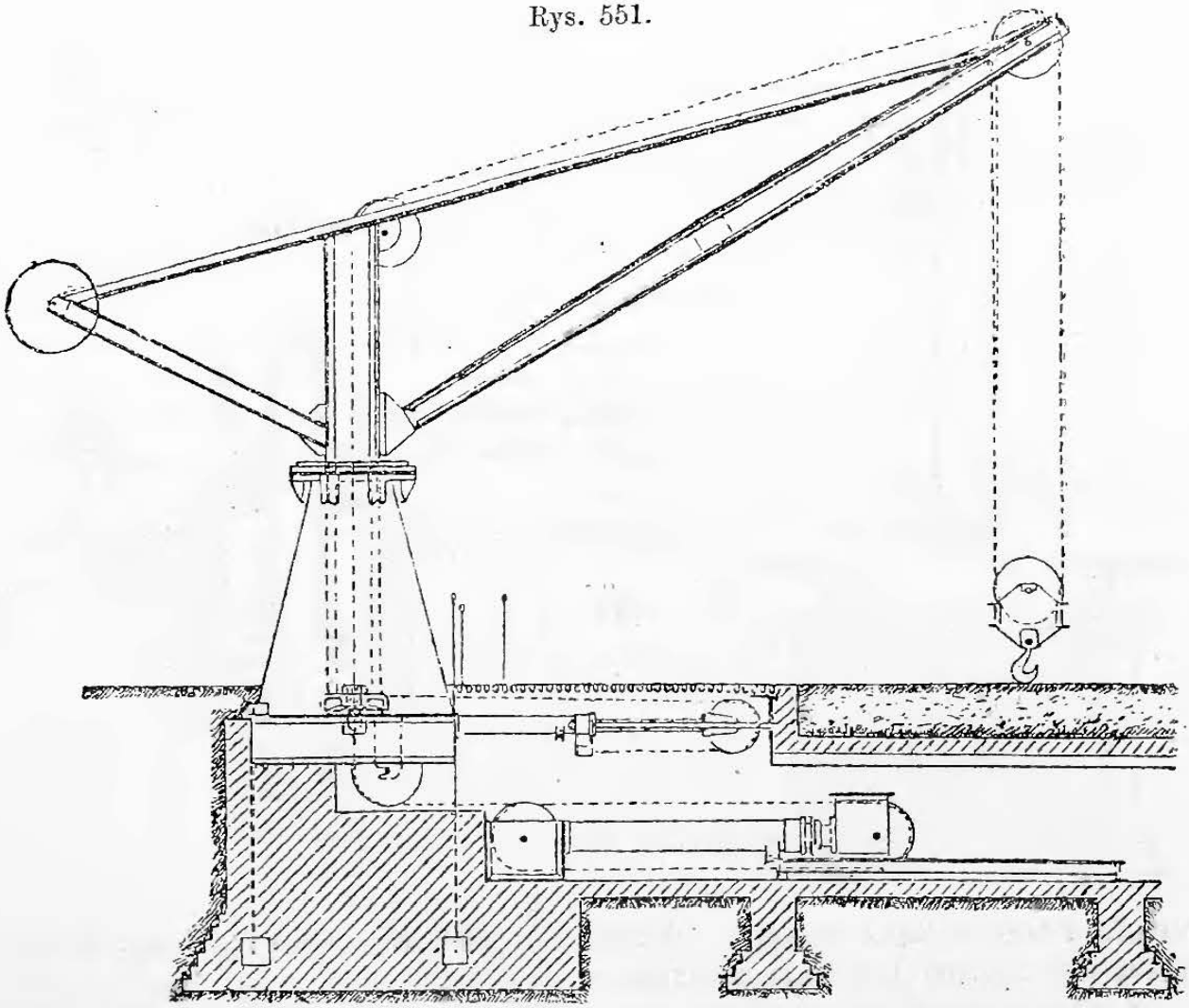
Rys. 550.



Rys. 552.



Rys. 551.



Kota przesuwamy ręcznie, albo też za pośrednictwem obustronnie działającego cylindra hydraulicznego (por. rys. 553), obracamy zaś żórawiem, pociągając ręką za ciężar.

Żórawie odlewnicze w stalowniach (rys. 549) miewają urządzenia dodatkowe, jako to: przechylarki do przechylania lejnic, suwarki do ich wysuwania i wsuwania i obracarki do obracania samego żórawia.

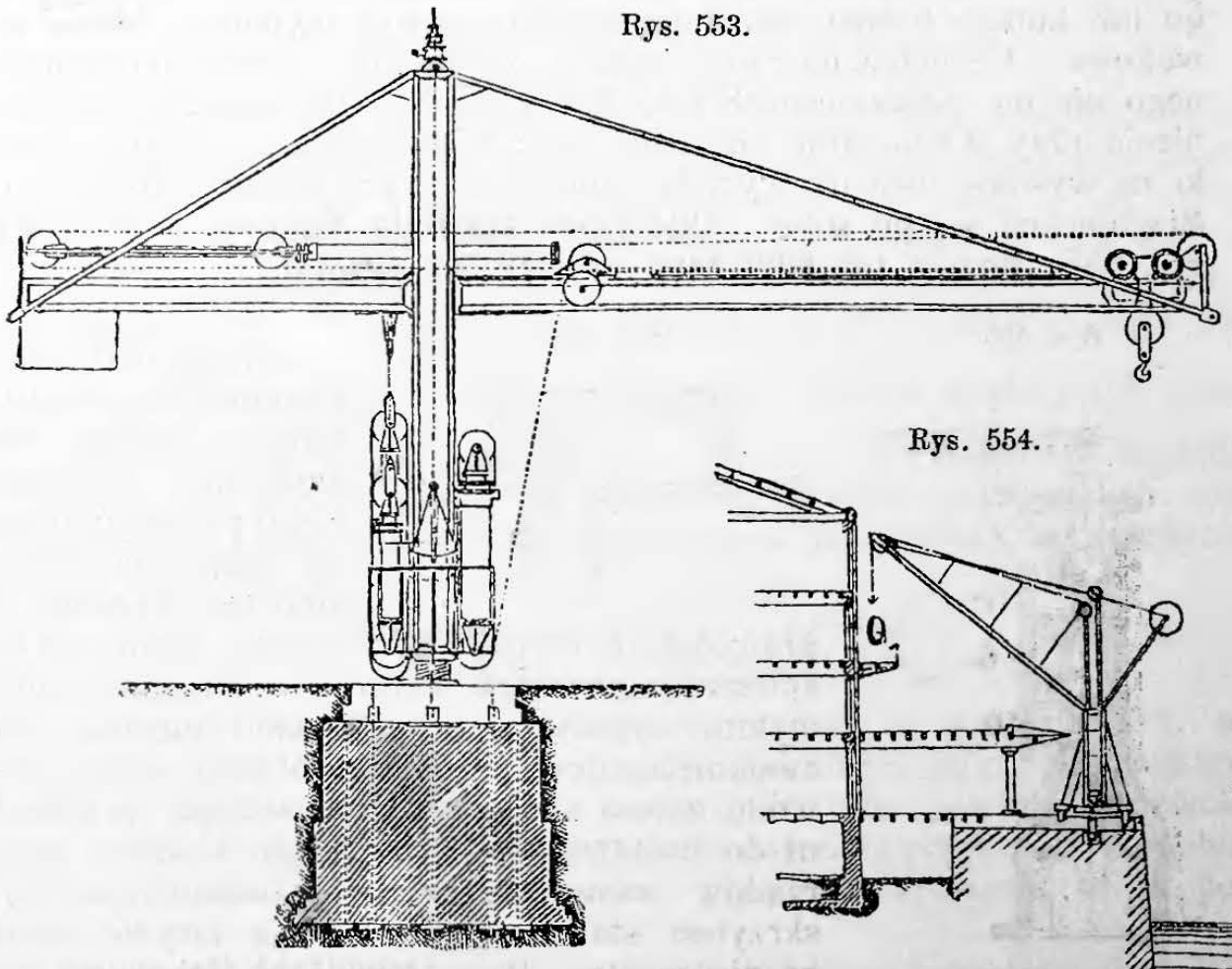
b. Żórawie z przystawkami wielokrążkowemi.

1. Ustrój żórawi obrotnych,

z przystawkami wielokrążkowemi przedstawiono w rys. 550 do 554 a mianowicie: obrotny żóraw samostój (rys. 550) o pochyłym cylindrze napędnym *h* dźwigarki i poziomym *d* obracarki; podobny żóraw na podstawie nitowanej z blachy, o dwóch cylindrach poziomych (rys. 551); żóraw przyścienny o dwóch cylindrach pionowych (rys. 552).

Żóraw odlewniczy o zmiennym wysięgu, przedstawiony w rys. 553, ma dźwigarkę o cylindrze pionowym (na prawo), obracarkę o takimże cylindrze (na lewo) i suwarkę kota o cylindrze poziomym. Cylindry dźwigarek bywają o działaniu jednostronnem: ciężar opada samodzielnie, hak zaś skutkiem naciążenia jego oprawy. Przy ciężarach do 1500 kg obracają żóraw najczęściej ręcznie.

Rys. 553.



Rys. 554.

Przesuwne żórawie obrotne (rys. 554), albo wysówkowe, o ruchomem złączeniu z siecią wody napędnej (za pośrednictwem rur przegubowych, wysuwnych lub kiszek), powodują stratę czasu na doko-

nanie złączeń, oraz pewne trudności w ich uszczelnieniu. Na sieci umieszczają kołnierze przyłączne w odstępach co 10 m.

2. Stosunki siły i prędkości.

Jeżeli n oznacza ilość krążków odwrotnego wciągu wielokrążkowego, Q zaś ciężar, to będzie siła

$$P = \frac{n\,Q}{\eta},$$

a droga przebiegana przez ciężar będzie równa n-krotnej drodze tłoka. Sprawność zależy od stosunku przekładni; w 10-cio krążkowym wciągu o linach drucianych bywa jeszcze η do 0,75.

Jeżeli przez d oznaczymy grubość żelaza w ogniwach łańcucha, a przez δ grubość drutu, to stosują zazwyczaj średnice krążków:

do łańcuchów $D \geqq 40\,d$,
do lin drucianych $D \geqq 500\,\delta$.

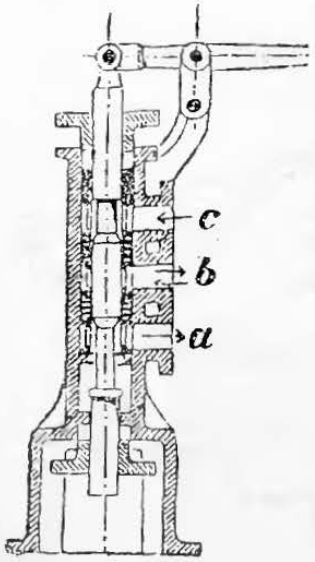
Prędkości w żórawiach na 3 do 5 t. bywają:

przy podnoszeniu ciężaru $c = 0{,}5$ do 1,5m/sek.,
przy hydraulicznem obracaniu żórawia $v = 7$ do 8 m/sek.

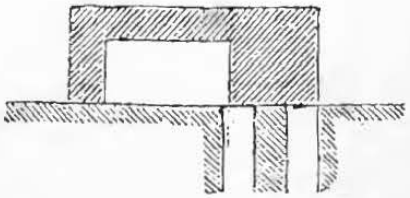
3. Stawidła.

Stawidło **suwakowe** (rys. 556), z twardego bronzu nafosforzonego lub kutego bronzu namanganionego, miewa wymienne ~~lustro~~ zwierciadło suwakowe. Ciśnienie na powierzchnie przylegania suwaka nieodciążonego nie ma przekraczać 80 do 100 kg/cm². Do trwałego uszczelnienia przy 50-ciu atm. ciśnienia starczy zasunięcie na 2 mm. Suwaki na wysokie ciśnienie wypada zaopatrzyć w smarownice powierzchni ślizgających się po sobie. **Odciążone stawidło tłokowe** przedstawia rys. 555; stosują też **odciążone zawory** lub **suwaki.**

Rys. 555.



Rys. 556.



By zapobiedz uderzeniom przy rozruszaniu, nadają krawędziom rozdzielczym położenie ukośne względem siebie, albo też wycinają w krawędziach rozdzielczych rowki, które, przyspieszając początek wlotu i opóźniając koniec wylotu, zapobiegają raptownemu otwarciu lub zamknięciu dopływu wody. Z tego samego powodu zaleca się stosowanie wielkiej przekładni do nastawiaków i powolnego działania przyrządów samoczynnych do odstawiania. Na skrzynce stawidłowej ustawiają zwykle zawór bezpieczeństwa. Przy **stawidłach tłokowych** stosują zazwyczaj wloty i wyloty sitkowate, t. j. podziurkowane, co dozwala dowoli zwiększać lub zmniejszać czynny przekrój przepływu. **Grzybki zaworów** na wysokie ciśnienie powinny siadać na możliwie wązkiej powierzchni siodła, aby na niej nie osiadały ciała po-

stronne z wody. Jeżeli przekroje przepływu są bardzo znaczne, to do przestawiania nastawiaka stosują oddzielny, mały cylinder hydrauliczny, którego stawidło dopiero przestawia się ręcznie.

Obliczenie stawidła.

Oznaczmy przez:

p ciśnienie wody w skrzynce suwakowej w atm.,
x ciśnienie wody w cylindrze pod tłokiem w atm.,
ξ całkowity spółczynnik oporu dla ruchu wody w przewodzie pomiędzy skrzynką suwakową a tłokiem (łącznie z wpływem dławienia w samym przekroju wlotu; udział tego wpływu w wartości ξ bywa do 1,5),
v prędkość przepływu w otworze suwaka (wlocie) w m/sek., określającą się z równania:

$$vf = uF,$$ w którem znów oznacza:

f przekrój wlotu w lustrze suwaka w cm^2,
F przekrój tłoka w cm^2,
u prędkość tłoka w m/sek.,

a otrzymamy równanie warunkujące:

$$x = p - \frac{v^2}{2g}\frac{1+\xi}{10}.$$

Z danego nacisku (ciężaru) P na tłok określamy:

$$Fx = P \qquad \text{i} \qquad f = \frac{uF}{v}.$$

Zgodnie z tymi warunkami wypada dobrać taką wartość na v, aby strata wysokości ciśnienia przy pełnem obciążeniu pozostawała dostatecznie małą. Prędkość v powinna być tem mniejsza, im mniejszem będzie samo p. Przy pełnem obciążeniu bywa: $v = 2$ do 2,5 m/sek, przy ciśnieniu napędnem $p = 2{,}5$ atm.; natomiast przy wysokiem ciśnieniu (50 atm) v może wzrastać do 20 m/sek., a strata ciśnienia będzie: $\frac{v^2}{2g}\frac{1}{10\varphi^2}$ atm., w którym to wzorze spółczynnik prędkości $\varphi \geqq 0{,}6$, a $g = 9{,}81$ m/sek^2. Wartość ξ zależy od kształtu kanału i od ustroju stawidła i bywa w różnych przypadkach rozmaita. H. Lang oznaczył doświadczeniem dla suwaka o przekroju 2 cm^2 przy 50 atm ciśnienia:

przy zupełnem otwarciu $\xi = 4$,
przy zwężeniu na 0,08 cm^2 $\xi = 1{,}25$.*)

W miarę zmniejszania się obciążeń wzrasta u, a zatem i v, aż wreszcie prawie całe ciśnienie napędne pochłania się przez stratę wysokości prędkości. Największy przekrój wylotu powinien dozwolić na opadanie tłoka nieobciążonego z dostateczną prędkością, zapobiegając jednak jeszcze niebezpiecznej prędkości opadania tłoka pod

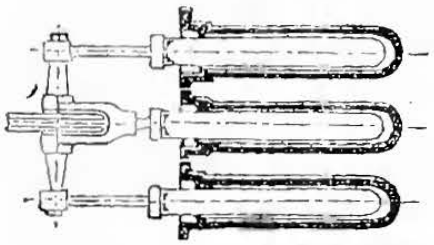
*) Lang, Spółczynniki przepływu w stawidłach dźwignic hydraulicznych; Z. d. V. d. Ing. 1893 str. 1281 i nast.

pełnem obciążeniem. Podczas jałowego podnoszenia, przy zaledwie otwartem wlocie i wysokich ciśnieniach, wartość v przekracza nieraz 60, a nawet 80 m/sek.

4. Stopniowanie zużycia wody

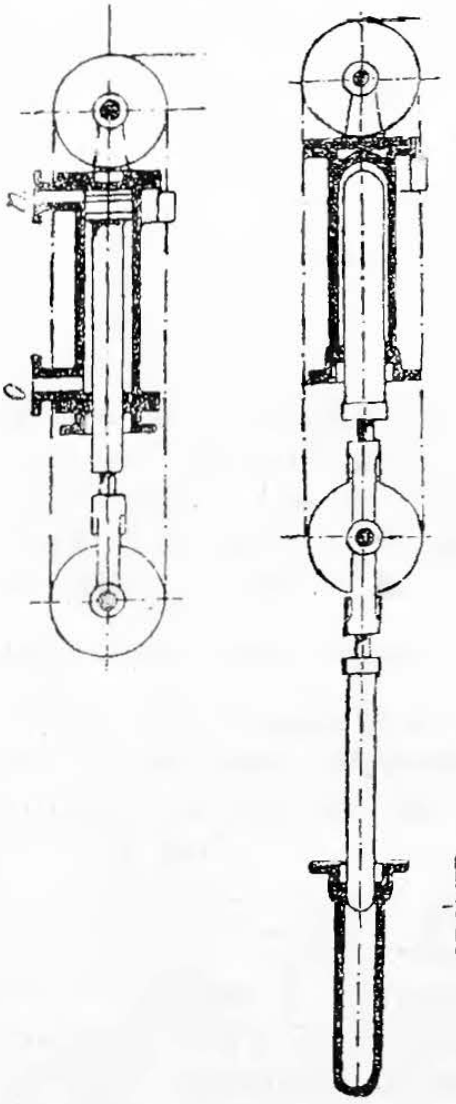
dla rozmaitych granic obciążenia osiągamy:

Rys. 557.



1. Stosując tłoki zrzeszone (rys. 557), np. 3 cylindry napędne: wszystkie 3 działają przy podnoszeniu największego ciężaru, 2 zewnętrzne mogą podnieść $^2/_3$ tego ciężaru, sam zaś środkowy $^1/_3$ ciężaru. Tłoki różnej średnicy, wsuwające się jeden w drugi (nakształt teleskopu), stosują się do dźwigów o działaniu bezpośredniem.

Rys. 558. Rys. 559.

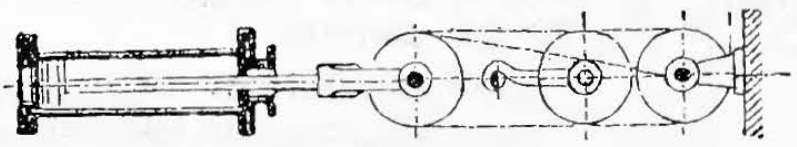


2. Przez tłoki różnicowe (rys. 558 i 559). W ustroju podług rys. 558, przy pełnem obciążeniu, woda napędna dopływa w u pod wielki tłok, a woda bez ciśnienia odpływa swobodnie z o, z przed mniejszego tłoka; przy połowicznem obciążeniu i wlot u i wylot o łączą się ze zbiornikiem wody napędnej. Ustrój przedstawiony w rys. 559 jest zasadniczo taki sam, unika jednak uszczelnienia tłoka wewnątrz cylindra.

Bardzo stosownem do tłoków różnicowych jest stawidło Eilert'a, zwłaszcza do dźwignic w spichrzach; oszczędza ono w stosunku do dźwignic zwykłych do 40% wody.*)

3. Przez włączanie do działania i wyłączanie poszczególnych krążków wciągu odwrotnego (rys. 560). Tłok

Rys. 560.



dokonywa całego skoku z małą liczbą krążków (t. j. z mniejszym stosunkiem przekładni) pod pełnem obciążeniem, przy małem zaś obciążeniu tłok przebiega tylko część skoku, lecz z zastosowaniem wszystkich krążków.

---

*) Ad. Ernst, Hebezeuge, Tom II str. 566.

4. Przez zmianę ciśnienia wody napędnej.

a) Woda napędna ssie wodę średniego ciśnienia za pośrednictwem smoczka (inżektora) i miesza się z nią. Sposób ten stosują w Antwerpii do podnoszenia pustego haka.

b) Stosują dwa zbiorniki wody napędnej o rozmaitych ciśnieniach ustosunkowanych do siebie jak 1 : 2, (np. dźwigi Otis'a).

Sprawność dźwignic stopniowalnych bywa nieraz gorsza niż zwykłych. Im więcej stopniowań tem trudniejsze i droższe wykonanie, zwłaszcza stawideł, tem częstsze bywają nieszczelności i innego rodzaju przerwy w robocie, tem też wreszcie obsługujący musi być bardziej uzdolniony. Dla tego też obecnie robią nie więcej niż trzy stopniowania (dawniej do pięciu), stosując przytem stawidła stopniujące, o ruchach spętanych. Przy dwóch tylko stopniowaniach i niezmieniającej się obsłudze można stosować jeszcze stawidła o ruchu niespętanym, gdyż kolejne następstwo przestawiań jest tak proste, że obsługujący może z łatwością dokonywać ich bez pomyłki.

IV. DŹWIGI.

a. Dźwigi ręczne.

Nadają się wyłącznie tylko do małych ciężarów (do 25 kg), a więc do potraw, akt i t. p. Można je stosować i do większych ciężarów nieprzekraczających 600 kg, lecz tylko pod warunkiem, że będą rzadko pracowały.

Średnia sprawność 0,5.

Moc robotnika 8 do 10 kgm/sek.

b. Dźwigi pędniane.

Znajdują przeważnie zastosowanie do samych towarów, z którymi jeździ czasem dźwigowy, t. j. obsługujący, rzadko zaś jako dźwigi osobowe. Dźwigarka powinna być samohamowna, a to w celu uniknięcia nieszczęść przy zerwaniu lub zesunięciu się pasa napędnego.

Sprawność: 0,3 do 0,4. Prędkość dźwiga towarowego 0,1, najwyżej 0,3 m/sek., jeżeli dźwig się samodzielnie zatrzymuje. Jeżeli dźwigowy towarzyszy towarom i sam przestawia przesuwnik, to prędkość może być większa. Nośność zwykła dla fabryk i towarowni 500 do 1000 kg. Jeżeli przystawkę napędza oddzielny prądnik (silnik elektryczny), obracający się stale w jednym kierunku, to dźwigi takie zowią się pośrednio elektrycznymi.

c. Dźwigi elektryczne.

Można stosować do ciężarów dowolnych. Znajdują one szerokie zastosowanie jako dźwigi osobowe lub towarowe, a dźwigowy towarzyszy osobom lub towarom, albo też nastawia dźwigarkę ze swego

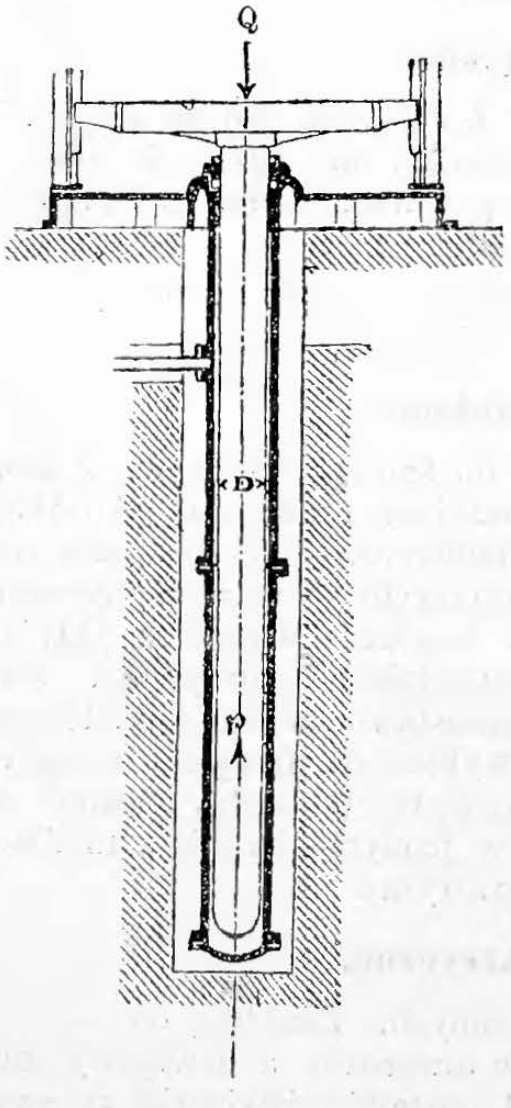
stanowiska stałego, Zaletą ich jest taniość pracy, gdyż prądnik porusza się tylko w czasie ruchu dźwiga.

Dźwigarka powinna być samohamowna, aby nawet, gdy hamulec zawiedzie, nie było wypadku. Dla tego też stosują najczęściej stadło ślimacze jako przystawkę. Sprawność ogólna bywa 0,3 do 0,4. Wał prądnika sprzęga się bezpośrednio z wałem ślimaka, a sam prądnik pracuje nawrotnie. Ślimak bywa stalowy, koło ślimacze z bronzu nafosforzonego, obydwa starannie obrobione, aby pracowały bez szmeru. Nacisk wała ślimakowego znosi się w łożysku do czopów grzebieniastych lub kulistych.

Gdy dźwigowy towarzyszy, prędkość może być dowolna, aczkolwiek przepisy policyjne określają często granicę, której przekraczać nie wolno. Prędkość dźwigów osobowych bywa zazwyczaj 0,5 do 1 m/sek., towarowych zaś 0,15 do 0,3 m/sek.; a gdy dźwigowy nie jeździ z towarem lub osobami, przy przestawianiu samoczynnem, prędkość nie powinna przekraczać 0,3 m/sek.

Nastawianie dźwigów odbywa się sposobami następującymi:

Rys. 561.



1. Okrężną liną nastawniczą, opiętą na krążki górą i dołem, której jeden tok przechodzi przez klatkę i łączy się z nastawnicą opornikową dźwigarki. Pociągając za linę w górę lub w dół nastawiamy nastawnicę na jazdę w górę, wzgl. w dół.

2. Kółkiem nastawniczem w klatce, na które się opina lina nastawnicza, działająca w sposób powyżej opisany.

3. Elektrycznym przyciskiem nastawniczym, za którego naciśnięciem elektromagnes lub prądnik dodatkowy przestawia nastawnicę. Na każdym przystanku klatka, samoczynnie przestawiając nastawnicę, wyłącza prądnik z sieci.

d. Dźwigi napędzane wodą (hydrauliczne).

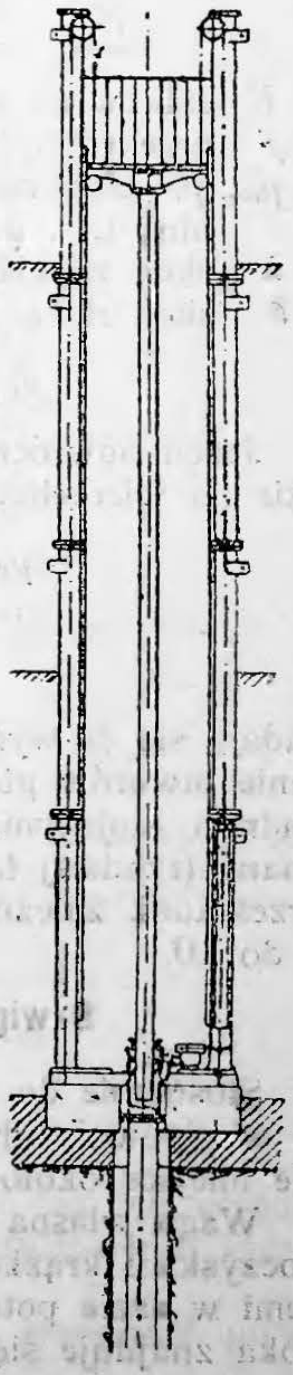
1. Dźwigi bezpośrednio napędzane,

których pomost spoczywa oczepem na nurniku (rys. 561), nadają się zwłaszcza do małych podnoszeń (do 6 m). Nurnik prowadzi się w dławnicy cylindra, zagłębiającego się pod podłogę (ziemię), i w prowadnicach pomostu.

Nacisk na tłok (nurnik) $= {}^1/_4 \pi D^2$ $p =$ ciężar użytkowy + waga własna + tarcie + nacisk przyspieszający.

Przy małych skokach, a względnie znacznych ciśnieniach wody napędnej, albo przy nurnikach spodem otwartych można nieuwzględniać wyporu nurnika, licząc po prostu na to, że zwiększy on nacisk przyspieszający. Część wagi własnej zrównoważają ponajczęściej dwiema przeciwwagami na łańcuchach, przyczepionych do przeciwległych boków pomostu. Można jednak zrównoważać tylko taką część wagi własnej, aby pozostała waga starczyła jeszcze do przezwyciężenia wyporu i do nadania dostatecznego przyspieszenia przy opadaniu dźwiga nieobciążonego. Do takiego zrównoważania stosują też oddzielne nurniki odciążające, których cylindry łączą się bezpośrednio (bez zawora) z przewodem wody napędnej, a woda z nich (przy opuszczaniu dźwiga) powraca do sieci napędnej. Urządzenie takie nie jest tanie, dlatego też stosuje się nie często. Do większych skoków (wysokości podnoszenia) (od 6 do 30 m) stosują dźwigi bezpośrednio działające tylko tam, gdzie grunt pozwala bez trudności na wywiercenie otworu wiertniczego, dostatecznie głębokiego. Nurnik składa się z poszczególnych rur, skręconych ze sobą na gwint wewnętrzny i złączki nagwintowane. Jako zabezpieczenie przeciw rozkręceniu się rur służy śruba, przechodząca po osi nurnika, który należy obliczać na wyboczenie przynajmniej z 10-krotnem bezpieczeństwem. Wybaczania nurników unika się najpewniej, stosując nurniki u spodu otwarte, tak aby ciśnienie wody działało wprost na łeb nurnika, tuż pod pomostem.

Rys. 562.



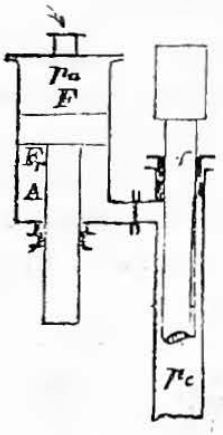
Zrównoważenie ciężaru jałowego, oraz zmiennego wyporu:

1. Podług Edoux: Przeciwwagami poruszającemi się w słupach prowadniczych (rys. 562), albo obok dźwigowni, a zawieszonemi na łańcuchach, których łączna waga własna p (kg/mb.) odpowiada wyporowi nurnika o średnicy D w m. Powinno być: $p = 390\, D^2$ (dla obydwóch łańcuchów, czyli waga własna na mb. każdego łańcucha $= 0{,}5\, p$). Łańcuchy takie zwiększają opór bezwładności.

2. Podług C. Flohr'a: Przeciwwagami poruszającemi się obok dźwigowni, a przyczepionemi do pałąka kosza za pośrednictwem jednego pasa z drutów stalowych, szerokości około 300 mm: waga na mb. tego pasa równa się wyporowi nurnika przy zanurzeniu na 0,5 m.

3. Podług R. Cramer'a: Wagą własną różnicowego tłoka pośrednicy A (rys. 563) i przez zwiększenie słupa wody, tłoczącej na większą powierzchnię tłoka pośrednicy podczas podnoszenia się nurnika, t. j przy zmniejszającym się wyporze.

Rys. 563.



Wykonanie. Cylindry wodne wpuszcza się w otwory wiercone w ziemi, a osłonione od naporu ziemi rurami żelaznemi, o grubości ścianek 5 do 10 mm. Dno otworu wiertniczego zamyka się betonem, a przestrzeń swobodna między rurą a cylindrem wodnym wypełnia się piaskiem. Prowadzenie oczepionego na nurniku pomostu lub kosza musi być dokładnie równoległe do osi nurnika i możliwie wysokie ($\geqq 2{,}5$ m). Krążki prowadnicze stosują się rzadko (bieg niespokojny), a powinnyby one mieć obrzeża, średnicę zaś > 200 mm.

Pośrednica (rys. 563) umożliwia dowolność przekroju nurnika dźwigowego dla danego ciśnienia wody; (por. powyżej pod 3.). Oznaczmy przez:

F całkowity, a przez F_r pierścieniasty przekrój tłoka pośrednicy,
f przekrój nurnika dźwigowego,
p_a, p_c ciśnienie wody przed tłokiem pośredniczym, względnie za nim, t. j. działające na nurnik,
h skok nurnika,
s skok tłoka pośrednicy, a otrzymamy:

$$p_c > p_a; \quad p_c = p_a \frac{F}{F_r} \quad \text{i} \quad s = h \frac{f}{F_r}.$$

Jeżeli odwrócimy położenie tłoka w pośrednicy, t. j. jeżeli F_r będzie na wierzchu, to otrzymamy naodwrót:

$$p_c < p_a; \quad p_c = p_a \frac{F_r}{F} \quad \text{i} \quad s = h \frac{f}{F}.$$

2. Dźwigi pośrednio napędzane

nadają się do wyższych podnoszeń, gdy rodzaj gruntu utrudnia wiercenie otworów głębokich, a najwłaściwsze dla nich są dźwigarki z cylindrem stojącym. Ruch dźwigarki przenosi się na kosz (z klatką) linami (rzadziej łańcuchami) za pośrednictwem krążków, a stosunek przekładni, zależnie od wysokości podnoszenia i nośności, bywa od 2 do 10.

Dźwigarka dźwigowa, o cylindrze stojącym.

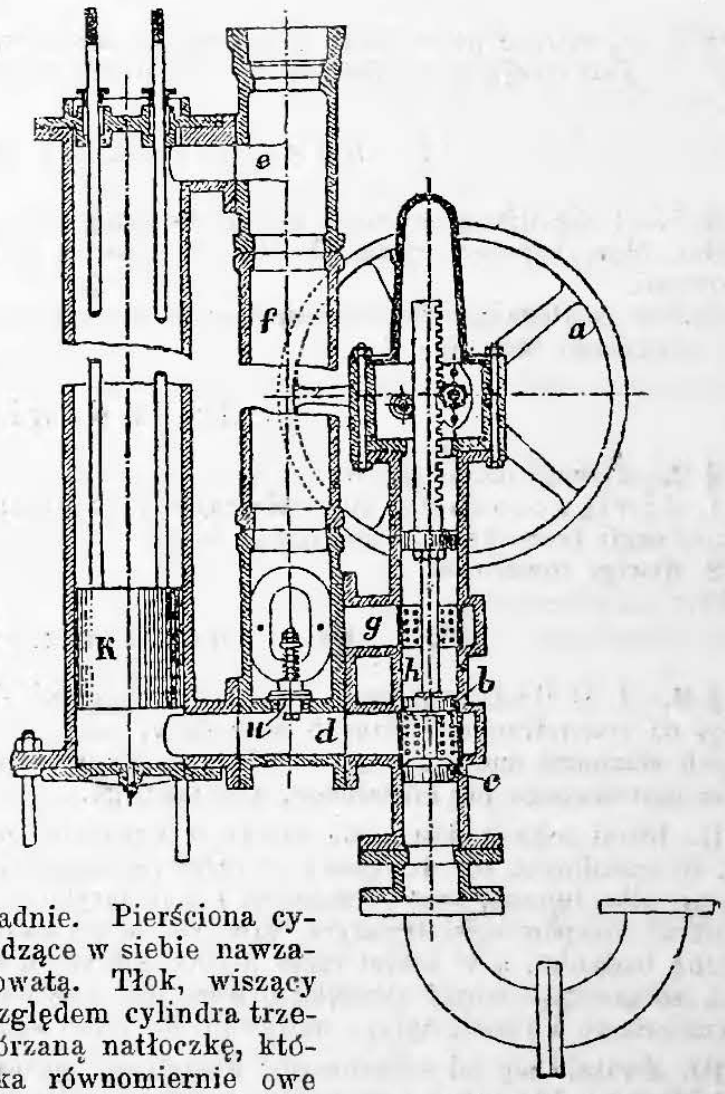
Stosownie do warunków miejscowych ustawiamy dźwigarkę albo w dźwigowni, albo też obok niej. Sama dźwigarka zajmuje w planie miejsce około $600 \cdot 900$ mm.

Waga własna kosza wraz z klatką zrównoważa się wagą tłoka, tłoczyska i krążków, oraz dodatkowemi przeciwwagami, umieszczanemi w razie potrzeby na oprawie krążków przesuwnych. Wierzch tłoka znajduje się zawsze pod ciśnieniem wody napędnej, gdy więc

wypuścimy wodę z pod tłoka, tłok opada, a dźwig się podnosi; gdy zaś wpuścimy wodę napędną pod tłok, to woda ta, działając na większą powierzchnię tłoka, przemaga ciśnienie na mniejszą (o przekrój tłoczyska), wierzchnią powierzchnię tłoka i podnosi go, a dźwig opada. Różnica poziomów pomiędzy najwyższem położeniem tłoka, a wylotem nie powinna przenosić 10 m, a to dlatego, aby uniknąć przerwania się słupa wodnego, który działa ssąco pod tłokiem.

Urządzenie C. Flohr'a. Nastawnica składa się ze stawidła tłokowego (rys. 564), które przez pociągnięcie liny, opiętej na krążku nastawniczym *a*, wprawia się w ruch za pośrednictwem zębnika i zębnicy. W położeniu przedstawionem w rysunku dźwigarka (a więc i dźwig) znajduje się w stanie spokoju, ponieważ obydwa kręgi *b* i *c* odcinają zupełnie połączenia wylotu *d*. Podnosząc tłok stawidłowy, łączymy wylot *d* z odpływem, tłok *K* opada, a klatka dźwiga podnosi się. Opuszczając naodwrót tłok stawidłowy (tak nizko, aby krąg *b* stanął w położeniu narysowanem dla kręgu *c*), łączymy wylot *d* przewodem *h*, *g*, *f*, *e* z przestrzenią ponad tłokiem *K* dźwigarki, przez co ciśnienie nad i pod tłokiem się wyrównywa, tłok *K* się podnosi, a klatka dźwiga opada. Zawór wsteczny *u* zapobiega uderzeniom przy zatrzymywaniu dźwiga.

Rys. 564.



Cylindry dźwigarki trzeba wytaczać nader starannie i zwłaszcza na złączeniach pierścion zestawiać ze sobą bardzo dokładnie. Pierściona cylindra łączą się na kołnierze zachodzące w siebie nawzajem wpustem i wpustką pierścieniowatą. Tłok, wiszący u dwóch tłoczysk, uszczelnia się względem cylindra trzema pierścieniami nałożonymi na skórzaną natłoczkę, która wskutek ciśnienia wody przyciska równomiernie owe pierścienie do ściany cylindra. Niezbędnem jest należyte smarowanie osi krążków i samego cylindra. Wodę sączącą się z dławnic odprowadzają oddzielne rurki ściekowe do przewodu odpływowego. Tak pokrywę cylindra, jako też i tłok, trzeba zaopatrzyć w przyrządy odpowietrzające.

Sprawność dźwigów bezpośrednio napędzanych 60 do 70%,
„ „ pośrednio „ 55 do 67%,
Prędkość dźwigów bezpośrednio napędzanych 0,3 do 0,5 m/sek,
„ „ pośrednio „ do 1,5 m/sek.

c. Uwagi ogólne o dźwigach.

Zawieszenie kosza, dźwigającego klatkę, powinno tak być uśrodkowane, aby się nie pojawiały naciski boczne, przyciskające kosz do prowadnic.

Bezpieczniki, ochronniki i ocalniki p. poniżej w przepisach policyjnych.

Koszt jazdy. Całkowity przejazd, t. j. wjazd i zjazd dźwiga, o nośności 500 kg i wysokości podnoszenia 20 m, kosztuje:

a) przy napędzie elektrycznym i cenie 15 kop. za kilowat-godzinę, około 1 kop.

b) przy napędzie wodą z wodociągów miejskich, ciśnieniu 3 atm. i cenie 8 kop. za m^3 wody, około 5 kop.

Projekt przepisów policyjnych, dotyczących urządzenia i obsługi dźwigów.

Przepisy te, wydane przez biuro pruskiego min. spraw wewn., w dniu 4 września 1899 r., obowiązują tymczasem tylko wewnętrzny zarząd państwa pruskiego.

I. Rozciągłość przepisów.

§ 1. I. Za dźwigi w myśl przepisów niniejszych uważać należy wszelkie dźwigi (windy), których kosze, klatki, budki lub pomosty jeżdżą między stałemi prowadnicami pionowemi.

II. Nie podlegają przepisom niniejszym wyciągi w kopalniach, oraz zapady (trapy) i zapadanki teatralne.

II. Podział dźwigów.

§ 2. Dźwigi dzielą się na:

1. dźwigi osobowe, nie wyłączając tych towarowych, którymi dźwigowy może jeździć, czyli towarowo-osobowych,
2. dźwigi towarowe.

III. Postanowienia ogólne.

§ 3. I. O ile to możliwe, należałoby urządzać dźwigi-samostoje na dworze, albo dźwigi na zewnętrznych ścianach budynków, albo w schodniach lub świetlnikach otoczonych ścianami murowanemi, a natenczas tor dźwigowy nie wymaga oddzielnego ogrodzenia murowanego lub niepalnego, a szczelnego.

II. Jeżeli jednak dźwig ma łączyć wewnętrzne przestrzenie budynku, leżące ponad sobą, to zasadniczo tor dźwigowy w całej rozciągłości należy ogrodzić ścianami murowanemi, albo innemi, lecz szczelnemi i z materyału niepalnego. Dźwigownię taką trzeba pokryć stropem ogniotrwałym, albo też wyprowadzić ją przynajmniej 0,2 m ponad strzechę budynku, a w takim razie można pokryć ją oszkleniem (z siatką ochronną pod niem), zostawiając ponad strzechą otwory dla wywiewu. Jako ściany ogniotrwałe należy tymczasowo uważać, oprócz murowanych, tylko ściany ustroju Monier'a lub Rabitz'a.

III. Zwalnia się od szczelnego i niepalnego ogrodzenia dźwigi następujące:

1. Dźwigi, które łączą wewnątrz budynku galerye ponad sobą leżące.
2. Dźwigi, które łączą tylko dwa, tuż nad sobą leżące piętra, z warunkiem, aby dźwigownia górą otrzymała pokrycie bezpieczne od ognia, którem mogą być nawet pokrywy lub klapy.
3. Dźwigi łączące piwnicę z przyziomem, jak pod 2.
4. Małe dźwigi (dźwiżki) por. § 26.
5. Dźwigi do gicht w przemyśle wszelkiego rodzaju.
6. Dźwigi w wiatrakach.

IV. Przebicie stropów poza dźwigownią, w celu przeprowadzenia przeciwwag, lin, łańcuchów, przyrządów nastawniczych i t. p., o ile ich otwory są większe niż 100 cm^2, trzeba urządzać w sposób przepisany dla samych dźwigowni.

§ 4. I. Otwory dla światła dozwala się i w takich dźwigowniach, których ogrodzenie musi być murowane lub niepalne.

II. Otwory w ścianach, wychodzące na dwór, należy zamykać oknami, którychby niepowołani otwierać nie mogli. Otwory zaś w ścianach lub drzwiach, wychodzące do wnętrza budynku, należy szczelnie i trwale przesłonić szkłem na siatce, przyczem pole otworów tak zaszklonych na każdem piętrze nie ma przekraczać 0,05 m^2.

III. Otwory wejściowe do dźwigowni z ogrodzeniem murowanem lub niepalnem mają otrzymać również ogniotrwałe zamknięcia, za jakie można uważać i zamknięcia drewniane, obustronnie blachą żelazną obite.

§ 5. W obrębie przestrzeni, zakreślanej w czasie jazdy obrysiem kosza, klatki lub pomostu, nie wolno składać żadnych przedmiotów, z wyjątkiem przyrządów niezbędnych do ruchu lub do sprawdzania dźwiga.

§ 6. I. O ile dźwigowni, zgodnie z § 3, nie ogradzają ściany szczelne, należy ją z wszech stron tak ogrodzić, aby ludzie nie mogli się przechylać w obręb dźwigowni, ani też wpaść do niej przez nieochronione otwory drzwiowe.

II. Drzwi do dźwigowni prowadzące nie powinny otwierać się w stronę dźwigowni, podobnie też drzwi klatki lub drzwiczki kosza nie mają otwierać się na dźwigownię.

III. Ogrodzenia dźwigowni powinny być w zasadzie niepalne; jeśli się je zaś wytwarza z siatek drucianych, to prześwit ich oczek nie ma przekraczać 2 cm.

§ 7. I. Każdy dźwig o wysokości podnoszenia ponad 2 m, o ile na niego można wchodzić w celu ładowania lub wyładowania towarów, albo o ile ludzie nim mogą jeździć (por. **§ 2, 1**), musi być zaopatrzony albo w ocalnik (przyrząd zachwytujący), albo w hamulec samodziałający, opuszczający kosz lub klatkę z bezpieczną prędkością. Przyrządy te należy przytwierdzać na koszu lub klatce i tak urządzać, aby nie pozwalały przekraczać największej, dla danego dźwiga dozwolonej prędkości.

II. Kosze i klatki spoczywające bezpośrednio na nurniku mogą się obyć bez przyrządów powyżej wspomnianych, jeżeli na cylindrze napędnym będzie przyrząd, który zapobiega przekraczaniu dozwolonej prędkości opadania.

III. Ocalniki i hamulce trzeba tak urządzić, aby towary ładowane lub osoby niepowołane nie mogły przeszkadzać ich działaniu.

§ 8. I. W każdym dźwigu powinien być przynajmniej jeden przyrząd zatrzymujący go samoczynnie w położeniach krańcowych.

II. Dla dźwigów ręcznych starczy w tym celu zagroda na torze.

§ 9. I. Przeciwwagi powinny być prowadzone w ten sposób, aby ani górą, ani dołem nie mogły zejść ze swych prowadnic.

II. Przeciwwagi leżące poza dźwigownią należy ogradzać w taki sam sposób jak samą dźwigownię (p. § 3, IV i § 6, I).

III. W dźwigach, których pomosty spoczywają bezpośrednio na nurnikach, trzeba połączenie między nurnikiem a pomostem, klatką lub koszem urządzić tak bezpiecznie, aby ich oderwanie przez naciąg przeciwwag było wykluczone.

IV. Przymocowanie lin, pasów, łańcuchów i t. p. do kosza lub klatki można uskuteczniać li tylko za pośrednictwem wieszaków zaufnych.

§ 10. Przedsionki dźwigowni, oraz klatki lub kosze, używane do przejazdu osób, należy podczas ich użytkowania oświetlać dostatecznie światłem dziennem lub oświetleniem sztucznem.

IV. Postanowienia szczegółowe o urządzeniu dźwigów.

A. Dźwigi osobowe, oraz te towarowe, którymi jeździć może dźwigowy, czyli towarowo-osobowe.

§ 11. Klatka powinna chronić osoby w niej się znajdujące od mogących spaść części napędnych. O ile tej ochrony nad klatką lub koszem nie ma, to trzeba dźwigownię pod częściami napędnemi przekryć bezpiecznie.

§ 12. I. Klatkę należy osłonić ze wszystkich stron i górą, z wyjątkiem otworu wejściowego, ścianami szczelnemi, albo siatką drucianą o oczkach nie ponad 2 cm prześwitu.

II. Drzwi zamykające otwór wejściowy klatki nie są niezbędne, jeżeli ściany dźwigowni po stronie wejść są pełno i gładko przeprowadzone przez całe wysokości piętr, w oddaleniu nie większem niż 5 cm od klatki. Ściany z siatki drucianej, o oczkach nie przekraczających 2 cm, uważają się za gładkie.

§ 13. I. Każdy otwór wejściowy do dźwigowni należy zaopatrzyć w drzwi zamykane, leżące równo z powierzchnią wewnętrzną ścian dźwigowni.

II. Każde z tych drzwi powinny dać się otworzyć tylko wtenczas, gdy klatka za niemi się zatrzymała; a naodwrót możliwość ruszenia z miejsca klatką powinna się pojawiać dopiero wtenczas, gdy wszystkie drzwi wejściowe do dźwigowni będą już zamknięte.

III. Otwarcie drzwi jednoskrzydłowych, mniejszych niż 2,5 m², prowadzących do dźwigowni, nie potrzebuje ryglować nastawnicy, pod warunkiem że się drzwi te od zewnątrz dają otwierać tylko zapomocą oddzielnego klucza i tylko wtenczas, gdy klatka się za niemi zatrzymała, i że one same się zatrzasną, gdy się je luźno puści.

§ 14. I. Nastawiak ruchu klatki powinien się znajdować w niej samej, a obsługiwać go wolno wyłącznie tylko z wnętrza samej klatki, z wyjątkiem przypadków określonych ustępami II i III § 29.

II. Przy każdym dźwigu powinny być 2, od siebie nawzajem niezależne przyrządy, któreby klatkę samoczynnie zatrzymywały w położeniach krańcowych, wyłączając jednocześnie siłę napędną. Jeden z tych przyrządów ma działać niezależnie od linki nastawniczej dźwiga.

III. Stosując bębny w dźwigarce, trzeba do niej dodać przyrząd, któryby zapobiegał opadaniu klatki po przesunięciu nastawnicy na bezruch.

§ 15. I. Jeżeli pomost nie wspiera się bezpośrednio na części, która go napędza, to trzeba go zawieszać przynajmniej na dwóch cięgnach nośnych (linach, łańcuchach itp.), tak złączonych z ocalnikiem, aby, przy zerwaniu się lub niebezpiecznem wydłużeniu chociaż j e d n e g o cięgna, ocalnik niezwłocznie rozpoczynał swe działanie.

II. Cięgna te należy tak obliczać, aby, po zerwaniu się jednego z nich, pozostałe były obciążone nie więcej niż na $^1/_3$ swej nośności.

III. Naprężenie w przekrojach lin oblicza się jako złożone z ciągnienia i gięcia powstającego w punkcie wchodzenia liny na krążek.

§ 16. Dźwig napędzany bębnem powinien posiadać o c h r o n n i k od uderzeń spadającego cięgna nośnego (liny, łańcucha i t. p.).

§ 17. Klatkę, która jeździ w dźwigowni otoczonej szczelnemi ścianami, należy zaopatrzyć w sygnał dający się słyszeć na zewnątrz, a dostępny dla każdego jeżdżącego dźwigiem, oraz w zrozumiałe objaśnienie, jak korzystać z tego sygnału.

§ 18. I. Na każdych drzwiach prowadzących do dźwigowni, oraz w samej klatce trzeba przytwierdzić tabliczkę z czytelnym napisem **„dźwig osobowy"** i z oznaczeniem bezpiecznej nośności w kg i w liczbie osób, włączając w to już dźwigowego, oraz z przestrogą, że jeździć dźwigiem wolno tylko w towarzystwie dźwigowego.

II. Wagę osoby liczy się po 75 kg.

§ 19. Dźwigi na hamulcu w młynach, oraz dźwigi gichtowe, którymi dźwigowy może też jeździć, nie podlegają przepisom §§ 11-go do 18-go. Jednakże przynajmniej najniższe drzwi dźwigowni i najwyższy otwór do ładowania powinny pozostawać w zależności od ruchu kosza. Drzwi zaś na piętrach pośrednich powinny przynajmniej same się zatrzaskiwać, gdy się je puści, a dać się otwierać z zewnątrz tylko kluczem oddzielnym. Liny, łańcuchy i t. p. należy obliczać: przy zastosowaniu kilku cięgien nośnych podług § 15 ustępu II i III, w przeciwnym zaś razie podług § 23.

B. Dźwigi towarowe.

§ 20. Jeżeli tor dźwiga nie jest z wszystkich stron otoczony ścianami lub wykratowaniem, to kosz dźwiga trzeba tak urządzić, aby towary nie mogły z niego wypadać.

§ 21. I. Każdy otwór do ładowania ma być tak zamykany, aby ludzie nie mogli wpaść lub przechylać się do dźwigowni.

II. Zamknięcia te powinny zasadniczo być tego rodzaju, aby się dały otwierać lub aby się same otwierały tylko wtedy, gdy kosz nadszedł do ich otworu, oraz aby wszystkie musiały być zamknięte, a przynajmniej zaczynały się już zamykać, zanim kosz może ruszyć z miejsca.

III. Gdy dźwig nie posiada dźwigowni, ze wszystkich stron szczelnie ograniczonej materyałem niepalnym i gdy dla ładowania nie wchodzi się do kosza, a również przy dźwigach budowlanych starczy takie zamknięcie otworu do ładowania, któregoby nie można na bok odstawić, a które zabezpiecza ludzi od wpadania i przechylania się w przestrzeń toru dźwiga.

§ 22. Nastawiaki należy umieszczać poza dźwigownią, a przyrządu nastawniczego nie powinno się nawet módz dosięgnąć z kosza.

§ 23. I. Liny, pasy lub łańcuchy trzeba tak obliczać, aby się nie wytężały poza $^1/_3$ swej nośności.

II. Liny oblicza się na wytrzymałość złożoną, t. j. na ciągnienie i gięcie w punkcie, w którym lina wchodzi na krążek.

§ 24. Jeżeli nie można z zewnątrz widzieć, w jakiem, dowolnem położeniu kosz się znajduje, to trzeba na każdem piętrze ładunkowem umieścić przyrząd, któryby wskazywał to położenie.

§ 25. I. Przy każdym otworze ładunkowym umieszcza się tabliczka z czytelnym napisem **„dźwig"** *), z oznaczeniem dozwolonej nośności, oraz z przestrogą, że ludziom tym dźwigiem jeździć nie wolno.

---

*) Lepszym będzie napis: „d ź w i g t o w a r o w y"

II. Przy otworach stale zagrodzonych trzeba nadto umieścić przestrogę, zakazującą się wychylać otworem.

§ 26. Do małych dźwigów (dźwiżków) niedostępnych dla ludzi, o nośności do 100 kg i przekroju dźwigowni do 0, m^2,7 a przeznaczonych do podnoszenia potraw, akt, mniejszych wyrobów i t. p., z powyższych przepisów stosują się tylko §§ 3, 6, 8, 9 i 10 rozdziału III-go, oraz § 23 i 25 rozdziału IV.

V. Użytkowanie dźwigów.

§ 27. I. Właściciel dźwigów, wzgl. jego zastępca, oraz osoby, którym poruczono obsługę dźwigów, nie powinni pozwalać na użytkowanie dźwiga znajdującego się w stanie nie zupełnie bezpiecznym.

II. Osoby, którym poruczono obsługę dźwigów, obowiązane w czasie pracy prawidłowo używać przyrządów bezpieczeństwa i nastawniczych, a zauważywszy jakąkolwiek nieprawidłowość, powinny niezwłocznie powiadomić o tem właściciela lub jego zastępcę.

III. Smarowania prowadnic, oraz części prowadniczych i nastawniczych, należy dokonywać z kosza lub klatki, które w tym celu mają posiadać stosowne urządzenia.

§ 28. Dopiero gdy wszystkie drzwi, prowadzące do dźwigowni, oraz drzwi klatki będą zamknięte, dozwala się ruszyć z miejsca dźwigiem. Drzwi klatek dla ruchu osobowego wolno otwierać dopiero wtenczas, gdy klatka przystanie na przystanku, a nastawnica już odstawiona (na bezruch).

§ 29. I. Dźwiga osobowego lub towarowo-osobowego można używać wyłącznie tylko, gdy dźwigowy towarzyszy w przejeździe. Dźwigowi powinni się dokładnie zapoznać z urządzeniem i obsługą dźwiga, co znawca (§ 31, ustęp I) zaświadcza w książce sprawdzań dźwiga (§ 31, ustęp V), w której też sami dźwigowi muszą zapisać oświadczenie, że podjęli się obsługi dźwiga z pełną odpowiedzialnością.

II. Towarzyszenie dźwigowego podczas jazdy staje się zbytecznem, a starczy sam jego nadzór, jeżeli dźwigiem jeżdżą zawsze te same, nie zmieniające się osoby, albo jeżeli dźwig łączy wyłącznie tylko 2 piętra nawzajem ze sobą.

III. Jeżeli dźwigi osobowe w mieszkaniach prywatnych obsługują wyłącznie tylko jedno mieszkanie, a zajmujący to mieszkanie wykaże, że jest zupełnie obznajmiony z prowadzeniem, urządzeniem i nadzorem dźwiga, i oświadczy nadto, że przyjmuje na siebie odpowiedzialność za prawidłowe używanie przyrządów bezpieczeństwa i urządzeń nastawniczych przez te osoby, którym pozwoli jeździć samodzielnie, to nawet nadzór dźwigowego nad takimi dźwigami staje się niewymagalnym. Dźwigi te jednakże, oprócz sprawdzań we właściwych odstępach czasu przez znawcę (§ 31), należy poddawać nadto stałemu nadzorowi zaufnego fabrykanta dźwigów i jego sprawdzaniom w okresach nie dłuższych niż roczne.

§ 30. I. Prędkość jazdy dźwigów osobowych i towarowo-osobowych nie ma przekraczać 1,5 m/sek. Przy dźwigarce powinno znajdować się urządzenie, któreby zapobiegało powiększeniu prędkości opadania poza tę granicę.

II. Dźwigi osobowe i towarowe, zaopatrzone w hamulce samoczynne przy spadaniu, po odłączeniu klatki lub kosza od lin nośnych, powinny przy spadaniu nie przekroczyć prędkości 1,5 m/sek.

VI. Odbiór dźwigów i nadzór nad nimi.

§ 31. I. Uprzednie zatwierdzanie mechanicznego ustroju dźwiga nie jest wymagalne, natomiast przed oddaniem do użytkowania nowego dźwiga należy go poddać sprawdzeniu przez znawcę pod tym względem, czy ustrój mechaniczny dźwiga czyni zadość wymaganiom niniejszych przepisów. Podanie o odbiór przedstawia właściciel dźwiga właściwemu znawcy.

II. W czasie odbioru należy sprawdzać każdy przepisany przyrząd bezpieczeństwa oddzielnie, a mianowicie przy jazdach próbnych z największem dozwolonem obciążeniem. Niezawodność ocalników i hamulców doświadcza się i z największem dozwolonem obciążeniem i z klatką pustą, lecz zawsze przy największej, dozwolonej prędkości opadania. Przy tych sprawdzaniach cięgna nośne należy odczepić od klatki, a przynajmniej na tyle zluzować, aby były zupełnie zwisłe. Dźwigi z ocalnikami powinny się, po zluzowaniu lub odczepieniu cięgna nośnego, zakleszczyć, przebiegłszy nie więcej niż 0,25 m spadu.

III. O wyniku sprawdzania znawca wystawia piśmienne świadectwo i wszywa je do dostarczonej przez wykonawcę książki sprawdzań, wraz z poświadczonym, jednym egzemplarzem rysunku i opisu dźwiga, które wykonawca dźwiga powinien dostarczyć w dwóch egzemplarzach.

IV. Znawca przesyła miejscowej władzy policyjnej te dokumenty dźwigowe do wiadomości, a jeżeli i odbiór policyjno-budowlany również wypadnie zadawalniająco, to policya wydaje wykonawcy dźwiga piśmienne pozwolenie na oddanie dźwiga do użytkowania, dołączając do tego pozwolenia dokumenty dźwigowe.

V. Świadectwo odbioru części mechanicznej dźwiga, wystawione przez znawcę, dostarczony przez wykonawcę opis ustroju, poświadczenie uzdolnienia dźwigowych, oraz książka sprawdzań powinny dostosowywać się do wzorów dołączonych do niniejszych przepisów, które należy też wydrukować w książce sprawdzań.

VI. Właściciel dźwiga, na każde żądanie urzędników nadzorczych lub znawcy, obowiązany przedstawić dokumenty dźwigowe.

§ 32. I. W odstępach czasu, nie dłuższych niż dwuletnie, należy poddawać dźwigi osobowe i towarowo-osobowe ponownym, powtarzającym się sprawdzaniom przez znawcę. Dźwigi o napędzie ciernym w młynach nie podlegają temu przepisowi, nawet jeżeli niemi jeździć mogą i ludzie.

II. Przy powtarzających się sprawdzaniach należy dźwig doświadczać w ten sam sposób jak przy odbiorze, a wyniki zapisuje znawca do książki sprawdzań.

III. Urządzenia i przysposobienia niezbędne do sprawdzania powinien wykonać właściciel dźwiga na swój koszt i na termin, jaki mu uprzednio naznaczy znawca.

IV. Zauważone przez znawcę nieprawidłowości należy usunąć w terminie przez niego naznaczonym, co gdy się nie stanie, znawca obowiązany zawiadomić policyę miejscową o istniejących nieprawidłowościach.

V. Jeżeli znawca zauważy, że stan, w jakim się dźwig znajduje, grozi wprost niebezpieczeństwem, to powinien on za pośrednictwem policyi zarządzić niezwłoczne zaprzestanie użytkowania, zapisując zarazem do książki sprawdzań, iż to zarządził.

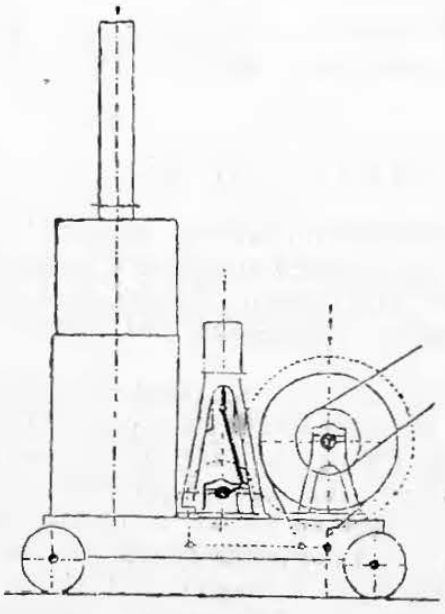
§ 33. Za znawców w myśl niniejszych przepisów uważają się te osoby, które miejscowa policya na znawców naznaczy.

V. WYCIĄGI (KOPALNIANE).

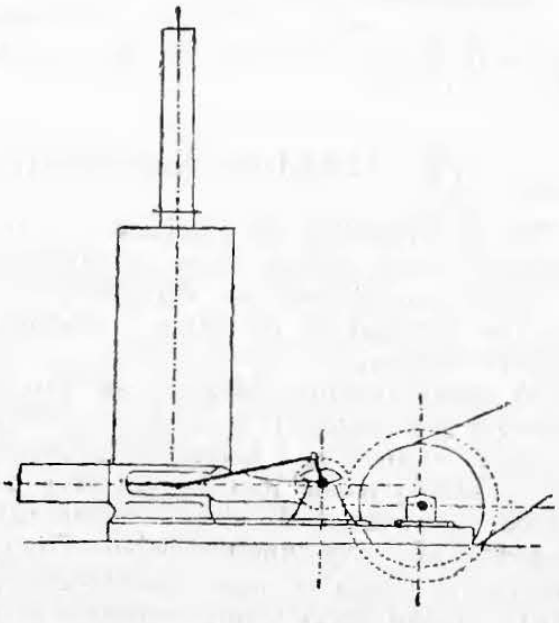
a. Kołowroty i kieraty.

Dźwigarki obrotowe p. str. 675. W kołowrotach napędzanych ludźmi ramię siły bywa $a = 1{,}5$ do 2 m. Dane o możliwej pracy dziennej człowieka silnego przy korbie lub w kołowrocie przez 8 go-

Rys. 565.



Rys. 566.

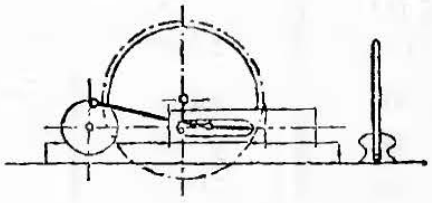


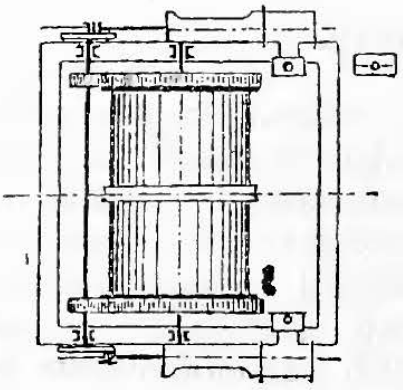
dzin rzeczywiście pracującego p. Dział VII, Silniki, rozdz. I, silniki żywe. Pracę istotną jednego człowieka przy kołowrocie liczy się podł.

Rzihy *) na 15000 do 12000 kgm/godz. przy dzionce ośmio-względnie dwunastogodzinnej i dobywaniu z głębizn **) nie przekraczających 100 m.

Do większych ciężarów, albo przy szybszem dobywaniu używa się **kieratów konnych** o ramieniu siły 5 do 6 m. Rzeczywisty, średni, dzienny wydatek pracy konia przy ośmiogodzinnej dzionce i głębiźnie do 100 m wynosi 700000 do 800000 kgm.

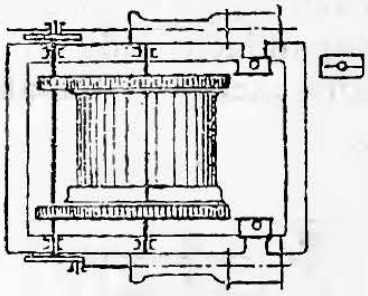
Kołowroty parowe do szybów, kamieniołomów i większych budowli. Kocioł parowy 4 do 12 atm nadciśnienia, wraz z silnikiem i dźwigarką, ustawia się na wspólnej, mocnej płycie żeliwnej (albo z belek żelaznych) (rys. 565 i 566). Silnik parowy ze stawidłem nawrotnem, najczęściej z jarzmem Stephenson'a, albo z suwakiem nawrotnym.

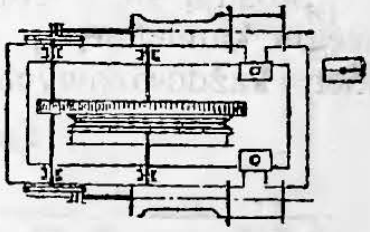




W górnictwie stosują najczęściej kołowrót parowy (rys. 567) bez własnego kotła parowego: Silnik bliźniaczy, ze stawidłem suwakowem w jarzmie, z hamulcem ręcznym lub nożnym w postaci hamulca taśmowego na wale głównym, albo na przystawce z przepustnicą. Używa się do spuszczania ciężkich

Rys. 567.





części maszyn lub obudowy szybowej przy pogłębianiu.

Kołowroty parowe

jednej z fabryk niemieckich.

Średnica cylindra mm	Skok mm	Bęben Średnica mm	Bęben Długość mm	Ilość obrotów na min.	Siła wyciągająca przy 4 atm. nadciś. pary kg
175	250	500	1200	160	10000
200	300	500	1300	135	15000
235	400	600	1400	110	20000
260	400	600	1500	110	25000
275	460	700	1600	100	30000
300	500	700	1700	90	40000

*) Zeitschr: d. V. d. Ing. 1894, str. 642 i nast.

**) Głębokość szybów kopalnianych i t. p. urządzeń górniczych, zwaną po niemiecku „die Teufe" zwać będziemy „głębizną."

Kołowroty parowe lub napędzane powietrzem

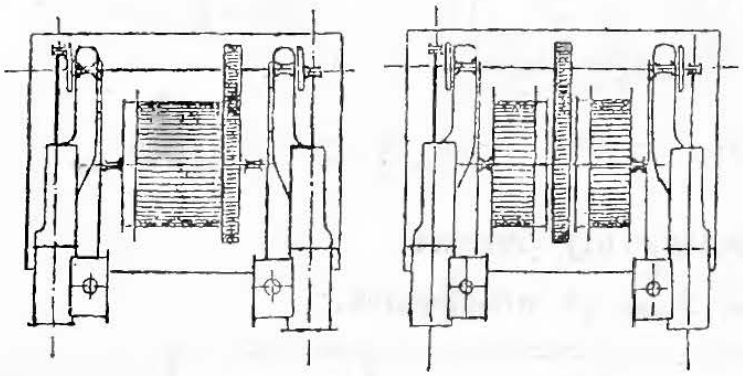
jednej z fabryk niemieckich.

Średnica cylindra mm	Skok mm	Bęben: Średnica mm	Bęben: Szerokość	Ilość obrotów/min	Siła wyciągająca przy 4 atm. nadciśnienia pary kg	
150	200	700	Z jednym lub dwoma bębnami 500 do 1000 mm szerok.	200	850	Prędkość wyciągania 1,5 do 2 m/sek.
175	250	800		160	1150	
200	300	1000		135	1525	
235	400	1200		110	2000	
260	400	1400		110	2550	
275	460	1500		100	2850	
300	500	1650		90	3350	
325	500	1800		90	3750	
350	500	1900		90	4600	

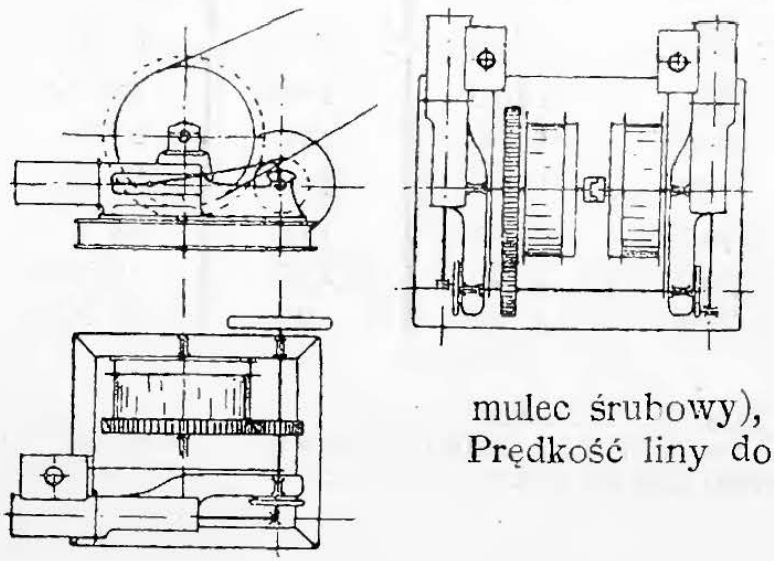
b. Mniejsze wyciągi parowe.

Stosują się w kopalniach węgla brunatnego, mniejszych kopalniach węgla kamiennego, w kopalniach rudy o małej głębiźnie, a wielkich każdorazowych ładunkach, w kopalniach srebra i złota, jak również w kopalniach drogich kamieni, o znacznej głębiźnie, a małych każdorazowych ładunkach.

Rys. 568.



Rys. 569.



Silnik jednocylindrowy lub bliźniaczy, o stawidle suwakowem w jarzmie, napędza wprost lub przez przystawkę jeden albo dwa bębny do lin, osadzone na wspólnej osi lub też oddzielnie, a napędzane niezależnie od siebie, ponajczęściej za pośrednictwem sprzęgieł (rys. 568 do 574).

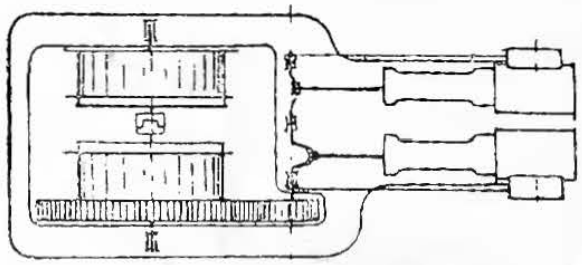
Hamulce ich bywają taśmowe lub klockowe (rys. 574), a dociągają się pedałem lub śrubą (hamulec śrubowy), rzadziej naciskiem pary. Prędkość liny do 5 m/sek.

c. Wyciągi parowe napędzane silnikiem bez przystawki.

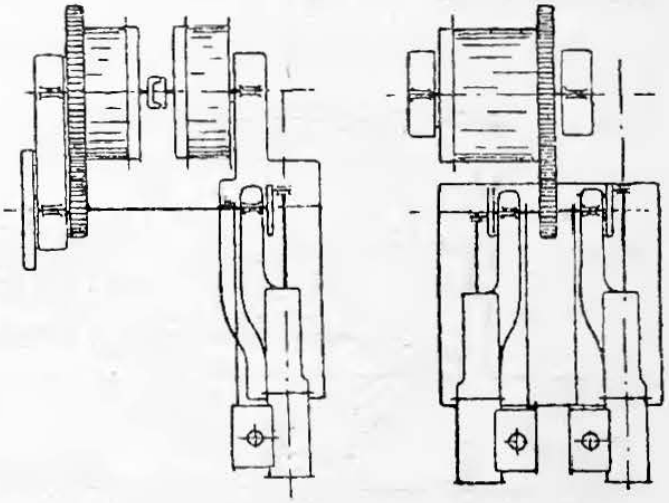
(Na wielkie ciężary i znaczne prędkości).

Jazda bez prowadnic w szybie stosuje się jedynie wyjątkowo i to z prędkością tylko od 0,5 do 1 m/sek.

Rys. 570.



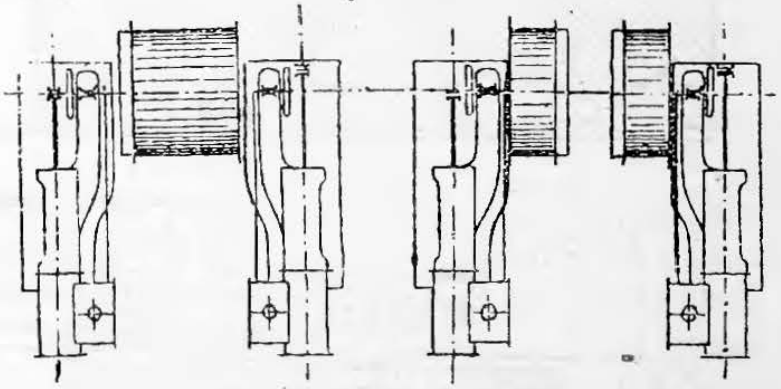
Rys. 571.



1. Klatki (kosze) wyciągowe.

Klatki piętrowe, o pomostach leżących ponad sobą, a na każdym z nich po dwa wózki obok siebie, w nowszych zaś czasach ponajczęściej za sobą. Pomostów bywa 1, 2, 3, 4, z ilością wózków 2, 4, 6, 8. W wyciągach bliźniaczych stawiają często tylko po jednym wózku na każdym piętrze, a natenczas ilość piętr bywa 6 do 8.

Rys. 572.



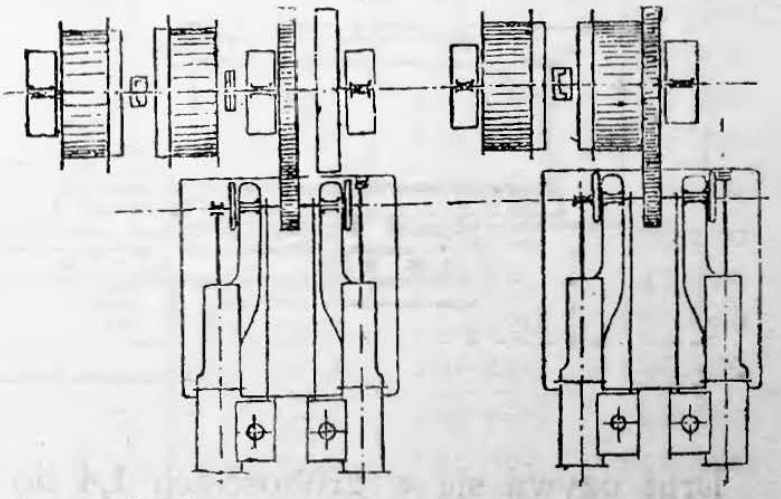
Waga klatek wraz z wieszakami:

na 2	4	6	8 wózków
1500 do 2500	2200 do 3500	3200 do 4200	4000 do 4500 kg.

Waga własna wózków . . . . . 300 do 350 kg.
przy ładowności węglem . . . . . od 600 do 650 kg.

Do **prowadzenia klatek** (koszy, kubłów) służą liny prowadnicze (wyprężone naciążeniem), listwy drewniane lub szyny żelazne (syst. Briart'a).

Rys. 573.



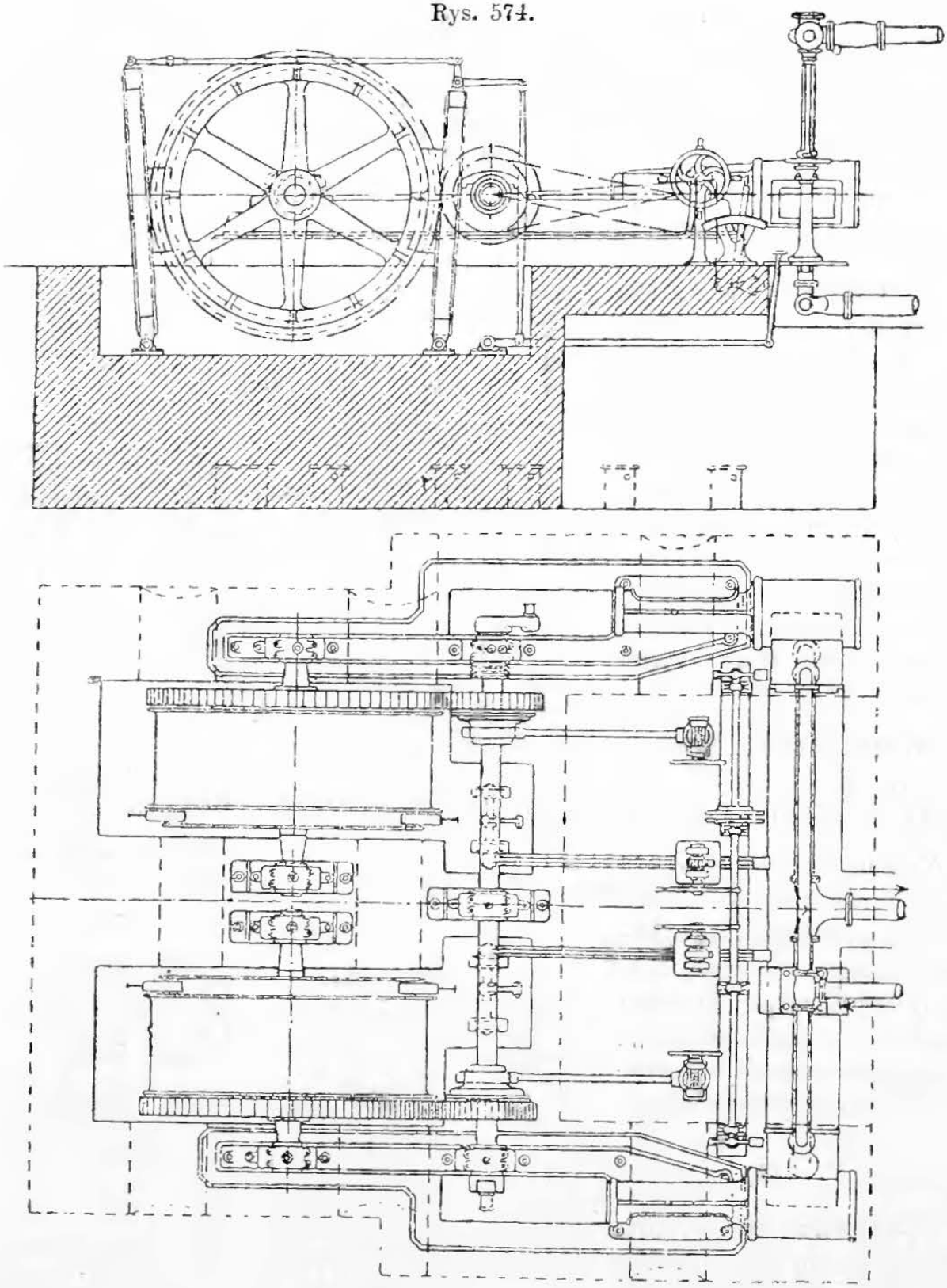
2. Liny.

Prędkość lin średnia 10 do 12 m/sek. liczona na całą głębiznę; największa zaś 15 do 25 m, zależnie od stanu szybu i jego głębizny.

Liny wyciągowe, okrągłe lub płaskie (konopne, aloesowe, z drutu stalowego) **obliczają się** na największy naciąg, z doliczeniem

własnej wagi samej liny, a dla wyciągów osobowych, zależnie od przepisów policyjno-górniczych, z bezpieczeństwem 6 do 8-mio krotnem. Wytrzymałość ich należy sprawdzać co kwartał, odcinając kawałek liny, 1 m długości, tuż ponad pętlą, jako próbkę do prób na zerwanie i gięcie. Średnice bębnów i kół do lin nie mają być mniejsze od 1000 krotnej średnicy oddzielnych drutów.

Rys. 574.



Drut używa się w grubościach 1,4 do 2,8 mm, rzadko większej, liny zaś w średnicach 22 do 52 mm, nawet do 70 mm.

Bliższe szczegóły o linach konopnych i drucianych p. str. 520.

(Ciąg dalszy na str. 748).

Liny druciane

jednej z większych fabryk niemieckich.

Ciężary rozrywające, podane w tablicach poniższych, są sumami ciężarów rozrywających poszczególne druty liny. Próby na rozerwanie lin w całości dawały wyniki do 10% mniejsze.

1. Okrągłe liny wyciągowe.

Grubość drutu mm	Ilość drutów w linie	Ilość dusz konopnych w linie	Średnica liny mm	Przybliżona waga 1-go mb. liny kg	Ciężar zrywający linę w kg, druty lanostalowe, uprzywilejowane, o wytrzymałości na rozerwanie 12000 kg/cm²	15000 kg/cm²	18000 kg/cm²
1,6	56	8	20	1,20	13520	16900	20280
	84	1	22	1,70	20280	25350	30420
	96	7	24	1,85	23170	28960	34760
	114	1	26	2,25	27500	34380	41250
	133	1	28	2,60	32100	40120	48150
1,8	56	8	23	1,50	17100	21370	25650
	84	1	25	2,10	25660	32100	38490
	96	7	27	2,30	29320	36650	43980
	114	1	29	2,75	34800	43500	52200
	133	1	31	3,25	40600	50750	60900
2,0	96	7	30	2,85	36200	45250	54300
	114	1	32	3,40	42990	53730	64480
	133	1	35	4,00	50150	62690	75220
	162	1	38	5,00	61070	76340	91600
	180	1	41	5,70	67860	84830	101800
2,2	96	7	33	3,45	43780	54730	65670
	114	1	35	4,10	52000	65000	78000
	133	1	38	4,80	60660	75830	90990
	162	1	42	5,90	73900	92380	110850
	180	1	45	7,00	82100	102630	123150
2,5	96	7	37	4,45	56520	70650	84780
	114	1	40	5,30	67150	83940	100780
	133	1	44	6,20	78340	97930	117500
	162	1	48	7,50	95430	119290	143150
	180	1	52	9,00	106000	132500	159000
2,8	96	7	42	5,60	70930	88660	106400
	114	1	45	6,70	84240	105300	126360
	133	1	49	7,80	98280	122850	147420
	162	1	53	10,60	119700	149630	179550
	180	1	58	11,30	133000	166250	199500
3,1	96	7	47	6,85	86970	108710	130460
	114	1	50	8,20	103250	129060	154880
	133	1	55	9,60	120560	150700	180840
	162	1	59	13,00	146730	183410	220100
	180	1	64	13,80	163060	203830	244590

2. Liny płaskie.

Grubość drutu mm	Ilość drutów w linie	Szerokość liny mm	Grubość liny mm	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający linę w kg: druty żelazne lub ze stali besemerskiej	druty lanostalowe, uprzywilejowane, o wytrzymałości na rozerwanie 12000 kg/cm²	15000 kg/cm²	18000 kg/cm²
					5500 kg/cm²			
1,8	120	68	16	3,10	16800	36600	45750	54900
	144	77	18	3,70	20150	43920	54900	65880
	168	82	19	4,30	23510	51240	64050	76860
	192	93	20	5,15	26870	58560	73200	87840
	224	110	19	5,70	31350	68320	85400	102480
	256	124	20	6,90	35830	78080	97600	117120
	288	135	24	7,70	40300	87840	109800	131760
	320	150	25	8,50	44780	97600	122000	146400
2,0	120	76	18	3,80	20730	45240	56500	67860
	144	85	20	4,55	24880	54300	67800	81450
	168	91	22	5,30	29020	63350	79100	95000
	192	104	23	6,35	33170	72400	90500	108600
	224	120	22	7,10	38700	84460	105600	126700
	256	138	23	8,50	44230	96520	120650	144800
	288	150	26	9,50	49760	108520	135700	162870
	320	165	28	10,60	55300	120640	150800	180960

3. Liny wielolinkowe (kable).

Grubość drutu mm	Średnica liny mm	Ilość drutów w linie	Przybliżona waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający linę w kg: druty żelazne lub ze stali besemerskiej	druty lanostalowe, uprzywilejowane, o wytrzymałości na rozerwanie 9000 kg/cm²	12000 kg/cm²
1,6	32	120	2,50	9650	21700	28950
	36	144	3,40	11600	26100	34800
	41	210	4,60	16900	38000	50700
	46	252	5,75	20300	45650	60700
	51	294	7,00	23650	53200	70950
1,8	36	120	3,20	12200	27450	36600
	40	144	4,10	14640	32940	43920
	46	210	5,80	21350	48040	64050
	51	252	7,30	25620	57650	76960
	57	294	9,00	29890	67250	89670
2,0	40	120	3,90	15080	33930	45240
	45	144	4,80	18100	40720	54300
	51	210	7,00	26400	59400	79200
	57	252	8,70	31700	71300	95000
	63	294	11,50	36950	83140	110850

4. Uprzywilejowane liny wyciągowe z drutów lanostalowych

na bębny wielkich średnic.

Średnica bębna	Średnica liny	Ilość drutów w linie	Grubość drutów w linie	Przybl. waga stu metr. liny	Ciężar zrywający linę niecynkowaną	Ciężar zrywający linę cynkowaną
mm	mm	sztuk	mm	kg	kg	kg
500	9	42	1,0	32	3990	3610
	10	49	„	37	4655	4210
	12	72	„	54	6840	6190
	13	84	„	63	7980	7220
	15	96	„	72	9120	8250
	16	114	„	86	10830	9800
550 do 600	10	42	1,1	38	4790	4320
	11	49	„	44	5590	5040
	13	72	„	65	8210	7410
	14	84	„	76	9580	8650
	16	96	„	87	10940	9880
	17	114	„	103	13000	11740
650 do 700	11	42	1,2	45	5710	5250
	13	49	„	53	6660	6120
	15	72	„	78	9790	9000
	16	84	„	91	11420	10500
	18	96	„	104	13050	12000
	19	114	„	113	15500	14250
750 do 800	12	42	1,3	52	6720	5710
	14	49	„	62	7840	6660
	16	72	„	91	11520	9790
	17	84	„	107	13440	11420
	19	96	„	122	15360	13050
	20	114	„	145	18240	15500
900 do 1000	13	42	1,4	62	7770	6720
	15	49	„	72	9060	7840
	17	72	„	106	13320	11520
	19	84	„	123	15540	13440
	21	96	„	141	17760	15360
	22	114	„	168	21090	18240
1000 do 1250	14	42	1,5	71	8900	7770
	16	49	„	83	10390	9060
	19	72	„	122	15260	13320
	20	84	„	142	17810	15540
	22	96	„	162	20350	17760
	23	114	„	192	24170	21090
1250 do 1500	15	42	1,6	81	10120	8900
	17	49	„	94	11810	10390
	20	72	„	138	17350	15260
	21	84	„	161	20245	17810
	23	96	„	184	23140	20350
	25	114	„	219	27470	24170

na bębny małych średnic.

Średnica bębna	Średnica liny	Ilość drutów w linie	Grubość drutów w linie	Przybl. waga stu metr. liny	Ciężar zrywający linę niecynkowaną	Ciężar zrywający linę cynkowaną
mm	mm	sztuk	mm	kg	kg	kg
250	9	96	0,5	18	2300	1830
	10	120	„	23	2880	2290
	11	144	„	27	3460	2750
	12	168	„	32	4030	3200
	13	210	„	39	5040	4000
	14	252	„	48	6050	4800
250 do 300	10	96	0,6	25	3260	2780
	12	120	„	32	4080	3480
	13	144	„	39	4900	4170
	14,5	168	„	45	5710	4870
	16	210	„	58	7140	6090
	17,5	252	„	68	8570	7300
300 do 350	13	96	0,7	34	4410	3840
	15	120	„	44	5520	4800
	16	144	„	53	6620	5700
	17	168	„	62	7730	6700
	18	210	„	77	9660	8400
	20	252	„	93	11590	10080
350 do 400	14	96	0,8	44	5760	5080
	16	120	„	58	7200	6300
	17,5	144	„	69	8640	7600
	19	168	„	81	10080	8900
	20,5	210	„	101	12600	11100
	22	252	„	121	15120	13300
400 do 450	16	96	0,9	56	7390	6570
	18	120	„	73	9240	8200
	19	144	„	87	11090	9800
	21	168	„	102	12930	11500
	23	210	„	128	16170	14300
	25	252	„	153	19400	17200
450 do 500	18	96	1,0	70	9120	8250
	20	120	„	90	11400	10300
	22	144	„	108	13680	12300
	24	168	„	126	15960	14400
	26	210	„	158	19950	18000
	28	252	„	189	23940	21600
500 do 600	20	96	1,2	100	13050	10940
	24	120	„	125	16320	13680
	27	144	„	150	19580	16410
	29	168	„	175	22840	19150
	31	210	„	218	28560	23940
	35	252	„	262	34270	28720

5. Liny druciane ze skrętek płaskich.

Druty o przekroju owalnym mają $K_z = 8500$ kg/cm², okrągłe zaś $K_z = 12000$ kg/cm²; na zamówienie wartości te można powiększyć o 10%.

45 drutów i 1 dusza konopna.

Przekrój drutów owalnych = 25 do 26% przekroju drutów okrągłych.

Średnica liny	Grubość drutów okrągłych	Przekrój drutów okrągłych	Ciężar rozrywający linę	Przybl. waga 1-go mb. liny	Średnica liny	Grubość drutów okrągłych	Przekrój drutów okrągłych	Ciężar rozrywający linę	Przybl. waga 1-go mb. liny
mm	mm	mm²	kg	kg	mm	mm	mm²	kg	kg
11	1,00	32,0	4 540	0,39	24	2,35	173,4	24 520	2,09
12	1,15	41,6	5 830	0,50	25	2,45	188,6	26 640	2,27
13	1,23	47,6	6 620	0,56	26	2,55	204,4	28 920	2,47
14	1,35	57,2	8 240	0,71	27	2,65	220,8	31 260	2,67
15	1,44	65,2	9 210	0,78	28	2,75	237,8	33 610	2,87
16	1,52	72,7	10 330	0,88	29	2,85	255,4	36 170	3,10
17	1,62	82,4	11 720	1,00	30	2,97	277,2	39 140	3,30
18	1,74	95,1	13 430	1,14	31	3,07	296,2	41 860	3,58
19	1,85	107,4	15 190	1,29	32	3,20	321,6	45 370	3,90
20	1,95	119,4	17 210	1,47	33	3,27	335,8	47 540	4,15
21	2,05	132,0	18 620	1,58	34	3,39	361,0	50 970	4,40
22	2,15	145,2	20 490	1,74	35	3,50	384,8	54 330	4,70
23	2,26	160,4	22 680	1,93					

115 drutów i 1 dusza konopna.

Przekrój drutów owalnych = 9,5% przekroju drutów okrągłych.

13	0,95	do	0,55	52,5	6 720	0,56	27	2,08	do	1,19	247,9	31 750	2,62
14	1,05	„	0,60	63,2	8 100	0,67	28	2,17	„	1,23	268,8	34 470	2,85
15	1,12	„	0,64	71,8	9 200	0,77	29	2,25	„	1,27	288,4	36 930	3,05
16	1,20	„	0,68	81,9	10 520	0,87	30	2,33	„	1,32	309,8	39 670	3,30
17	1,29	„	0,73	94,9	12 160	1,00	31	2,41	„	1,37	331,9	42 510	3,50
18	1,37	„	0,76	106,1	13 580	1,12	32	2,49	„	1,41	353,8	45 310	3,75
19	1,45	„	0,82	120,0	15 370	1,27	33	2,56	„	1,44	373,0	47 680	3,95
20	1,52	„	0,85	131,3	16 810	1,39	34	2,65	„	1,50	400,9	51 340	4,25
21	1,60	„	0,91	146,4	18 760	1,55	35	2,74	„	1,54	427,2	54 700	4,55
22	1,69	„	0,96	164,1	20 940	1,75	36	2,82	„	1,60	454,3	58 130	4,80
23	1,77	„	1,00	178,7	22 890	1,90	37	2,90	„	1,64	479,8	61 410	5,15
24	1,85	„	1,00	191,1	24 500	2,05	38	2,98	„	1,69	507,2	64 910	5,45
25	1,93	„	1,09	212,1	27 110	2,25	39	3,06	„	1,73	534,0	68 380	5,75
26	2,00	„	1,14	228,9	29 290	2,42	40	3,14	„	1,78	562,7	72 070	6,05

140 drutów i 1 dusza konopna.

Przekrój drutów owalnych = 12,3 do 14,5% przekroju drutów okrągłych.

13	0,72	do	0,66	51,0	6 750	0,57	27	1,57	do	1,42	242,2	31 740	2,65
14	0,78	„	0,71	59,6	7 800	0,65	28	1,62	„	1,49	261,0	34 200	2,85
15	0,83	„	0,76	68,2	8 900	0,74	29	1,69	„	1,54	282,1	36 850	3,08
16	0,90	„	0,83	81,0	10 600	0,88	30	1,75	„	1,60	302,9	39 630	3,30
17	0,95	„	0,88	90,8	11 990	1,00	31	1,80	„	1,65	320,9	42 070	3,50
18	1,02	„	0,93	103,4	13 560	1,14	32	1,87	„	1,70	344,3	45 090	3,80
19	1,08	„	0,99	116,0	15 190	1,26	33	1,93	„	1,77	369,0	48 280	4,03
20	1,15	„	1,05	131,0	17 140	1,42	34	1,99	„	1,82	391,6	51 340	4,28
21	1,21	„	1,10	144,2	18 870	1,58	35	2,05	„	1,85	411,6	54 100	4,55
22	1,27	„	1,10	153,8	20 150	1,68	36	2,10	„	1,93	437,5	57 280	4,80
23	1,33	„	1,21	174,7	22 810	1,90	37	2,18	„	1,99	469,5	61 410	5,15
24	1,40	„	1,27	193,0	25 170	2,10	38	2,25	„	2,05	499,5	65 420	5,50
25	1,44	„	1,32	206,0	26 980	2,25	39	2,30	„	2,10	522,3	68 310	5,70
26	1,51	„	1,38	225,9	29 550	2,45	40	2,36	„	2,15	549,4	71 980	6,10

6. Liny z drutu kształtowego.

a) Ustrój cienko-drutowy.

Średnica liny mm	Średnica koła powinnaby być nie mniejsza niż m	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający przy drutach lanostalowych o $K_z = 12000$ kg	Średnica liny mm	Średnica koła powinnaby być nie mniejsza niż m	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający przy drutach lanostalowych o $K_z = 12000$ kg
12	1,50	0,85	11000	27	3,25	4,00	58700
13	1,50	0,95	13100	28	3,50	4,30	62500
14	2,00	1,10	15200	29	3,50	4,65	66400
15	2,00	1,25	17300	30	3,75	5,10	73500
16	2,00	1,40	20400	31	3,75	5,46	79400
17	2,25	1,60	23300	32	4,00	5,81	85300
18	2,25	1,85	26200	33	4,00	6,17	88300
19	2,25	2,00	27400	34	4,25	6,55	92200
20	2,50	2,20	31100	35	4,25	6,75	98500
21	2,50	2,40	35000	36	4,50	7,00	104800
22	2,75	2,74	38800	37	4,50	7,60	116200
23	2,75	2,85	42000	38	4,75	8,15	120700
24	3,00	3,10	45200	39	4,75	8,70	125200
25	3,00	3,40	48300	40	5,00	9,30	129700
26	3,25	3,70	54900				

b) Ustrój grubo-drutowy.

Średnica liny mm	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający w kg: drut z miękkiej stali o $K_z = 5500$ do 6000 kg/cm²	uprzyw. drut lanostalowy o $K_z =$ 9000 do 10000 kg/cm²	uprzyw. drut lanostalowy o $K_z =$ 12000 kg/cm²	Średnica liny mm	Przybl. waga 1-go mb. liny kg	Ciężar rozrywający w kg: drut z miękkiej stali o $K_z = 5500$ do 6000 kg/cm²	uprzyw. drut lanostalowy o $K_z =$ 9000 do 10000 kg cm²	uprzyw. drut lanostalowy o $K_z =$ 12000 kg/cm²
20	2,45	16430	27150	34300	33	6,25	41340	68300	86280
21	2,65	17630	29120	36780	34	6,95	46300	76500	96600
22	2,85	18800	31050	39230	35	7,10	50000	82650	104400
23	3,15	20790	34340	43380	36	7,80	51690	85400	107880
24	3,50	23160	38260	48330	37	8,25	52840	87300	110300
25	3,75	24950	41230	52080	38	8,50	56240	92300	117360
26	3,85	25430	42180	53280	39	8,80	60120	99360	125500
27	4,25	28000	46260	58450	40	9,20	61630	101820	128610
28	4,76	31600	52250	66000	41	9,45	63140	104310	131760
29	5,10	32300	53360	67400	42	10,15	68070	112460	142050
30	5,42	36000	59470	75100	43	10,70	71350	117900	147000
31	5,55	37860	60600	79000	44	11,00	73970	112220	154380
32	6,00	39730	65640	82920	45	11,70	78200	129200	163200

Zwykłe średnice bębnów, cew i t. p.

Skok silnika . . .	1	1,2	1,6	1,8	2	2,2 m
Bębny walcowate. .	3	4	6	7	8	8 do 10 m
Stożki i średnie . .	3	4 do 5	5 do 5,5	6,5	7,5	8 do 12 m
cewy najmniejsze	2	3	3,5	4	4,5	5 m
Koła napędne, linowe			4 do 7	6 do 8	7 do 9	8 do 10 m.

3. Zrównoważanie wagi liny.

Liny należy **zrównoważać** szczególnie przy wielkich głębiznach, przy których nieraz waga liny znacznie przewyższa ciężar dobywany. Dla tego też ujawnia się dążność do stosowania lin lekkich, o wytrzymałości na rozerwanie do 20000 kg/cm², aby tym sposobem ułatwić sobie otrzymanie bardziej równomiernego obciążenia wyciągarek, a zarazem aby zmniejszyć największy moment ich obciążenia.

Wyciągarki o bębnach walcowatych wyrównoważa się przywiewieszonym do klatki ogonem, t. j. zwieszającą się u klatki liną, której waga bywa ponajczęściej taka, aby w górnym końcu skoku moment ciężaru nie stawał się jeszcze ujemnym, nawet w razie gdy waga liny wyciągowej jest większa od ciężaru dobywanego. Waga tego ogona równałaby się natenczas wadze liny wyciągowej z potrąceniem wagi ciężaru dobywanego.

Wyciągarki o napędnych kołach linowych miewają ogon równej wagi jak sama lina wyciągowa: Moment statyczny ciężaru w czasie wyciągania pozostaje zatem niezmiennym.

Wagę liny, zamiast ogonem, można też wyrównoważyć zupełnie skutecznie przez zastosowanie:

1. **Cew** (bobin), t. j. bębnów z wysokiemi obrzeżami bocznemi, dla prowadzenia układających się na sobie zwojów liny płaskiej (z konopi, aloesu lub drutu stalowego), zastępującej zwykłą linę wyciągową.

Cewy oblicza się, uwzględniając przedewszystkiem właściwą średnicę bębna, w przystosowaniu do grubości drutów w linie.

Oznaczmy przez:

d grubość liny w cm,

r najmniejszą, R największą średnicę nawoju w cm,

S wagę liny nawiniętej na cewę w kg,

G ciężar dobywany (ładunek wózków) w kg,

Q wagę klatki z wieszakiem i pustymi wózkami w kg,

T głębiznę w cm,

a otrzymamy równanie na jednakowe momenty ciężaru w początku i w końcu jazdy:

$$r(S+Q+G) - RQ = R(Q+G) - r(Q+S),$$

a z niego:

$$R = r\left(1 + \frac{2S}{2Q+G}\right) = \psi r.$$

Z wzoru na przybliżoną wartość długości łuku spirali Archimedesa (p. str. 116) mamy nadto warunek:

$$r = \sqrt{\frac{Td}{\pi\left(\frac{R^2}{r^2} - 1\right)}}.$$

2. Bębny stożkowate, których promień wzrasta z wartości r do R, stosownie do zmieniających się momentów obustronnych ciężarów, w sposób podobny jak w cewach. Warunek stałości momentu ciężaru będzie podobnie:

$$R = r\left(1 + \frac{2S}{2Q + G}\right) = \psi r.$$

Jeżeli α oznacza kąt pochyłości stożka, l długość bębna owiniętego w cm, i jeśli zwoje liny przylegają do siebie, to będzie:

$$\sin\alpha = \frac{R - r}{l}, \quad \text{a} \quad l = \frac{Td}{\pi(r + R)}.$$

Przy wielkiej głębiźnie szybów i znacznej wadze liny, stożek będzie bardzo tępy (t. j. α wielkie); a natenczas można dogodnie wykonać taki bęben, zwijając śrubowo, w postaci stożka, swoisty kształtownik rowkowaty, przyczem zmniejszają jeszcze odstęp między sąsiednimi zwojami kształtownika, w miarę wzrastania średnicy. Należy też uwzględnić kąt odchylenia liny, zwiększającego się wskutek grubości ramion sąsiedniego, wyżej położonego kształtownika rowkowatego; l staje się bowiem większem, α natomiast mniejszem.

Dokładne, statyczne wyrównoważenie liny określa jako tworzącą bębna pewną krzywą słabo zakrzywioną.*)

Tego rodzaju wyrównoważenie lin nie nadaje się do dobywania z różnych chodników (poziomów), a to z powodu niejednostajnej prędkości, z jaką nawija się lina.

Inne sposoby zrównoważania stosują się rzadko: Wspomnimy jeszcze o przeciwwagach, których moment zmienia się za pośrednictwem pośredniczych bębnów równoważących, ustawionych obok walcowych bębnów wyciągowych.

Liny o przekroju zmniejszającym się ku dołowi, w miarę zmniejszającego się naciągu przez własny ciężar liny, nadawałyby się do wyciągania z rozmaitych chodników na wielkiej głębiznie (ponad 1000 do 2000 m), lepiej jednak w takim razie cały skok wyciągania podzielić na części obsługiwane oddzielnymi wyciągami.

4. Obliczenie wyciągarek.

Wymiary bębna wypada dobrać z uwzględnieniem grubości liny i niezbędnej ilości zwojów (kąt odchylenia liny możliwie mały; krańcowe położenia lin mają tworzyć ze sobą kąt nie ponad 2 do 3°), z uwzględnieniem najmniejszej, początkowej średnicy cewy lub bębna stożkowatego, wreszcie bezpieczeństwa przeciw ślizganiu się liny na kołach napędnych ($\mu = 0{,}3$ do $0{,}4$ przy ciśnieniu na obwód 8 do 12 kg/cm², por. hamulce taśmowe str. 538).

Skok silnika i średnica cylindra zależą od wartości największego, mającego się przezwyciężyć momentu: każdy cylinder z osobna, przy najkorzystniejszem położeniu swej korby, powinienby być w możno-

*) J. v. Hauer, die Fördermaschinen der Bergwerke, 3-cie wyd. 1885; dalej czasopismo „Glückauf", 1895, Nr. 23 do 26.

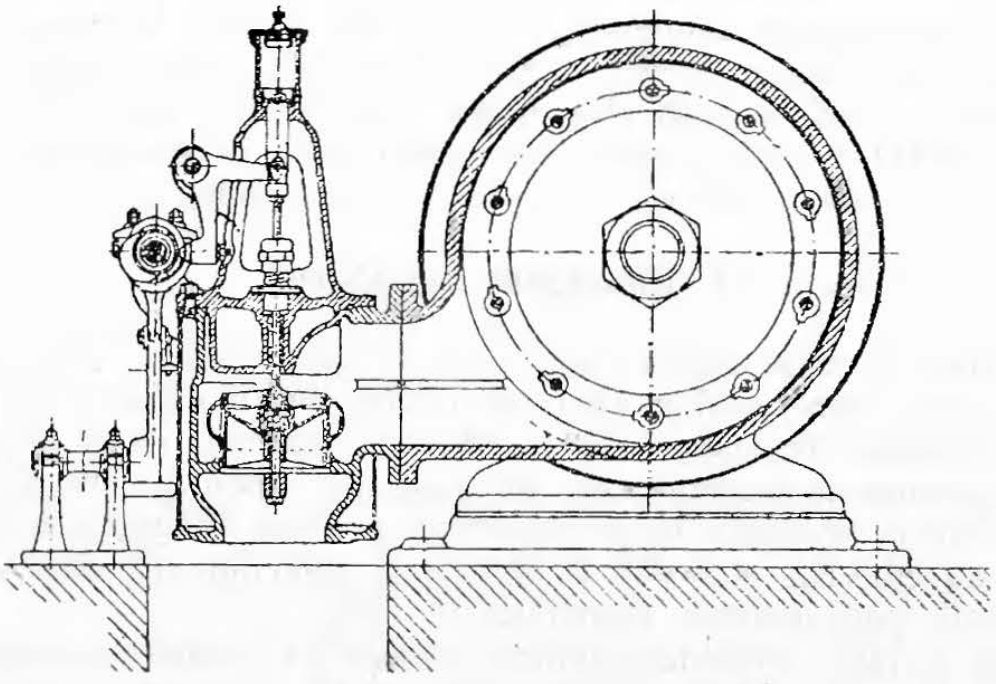
ści przezwyciężenia momentu największego, jakiby się mógł pojawić, przynajmniej zaś momentów przy ruszaniu z najniższego chodnika, w czasie jazdy, oraz przy wznoszeniu klatki ponad podchwyty; (wznoszenie w końcu wspomniane staje się zbyteczne, jeżeli podchwytów, t. zw. kapsów, wcale niema, albo gdy są one przegibne, np. ustroju „Stauss'a"). Na wszystkie straty powodowane tarciem, począwszy od tłoka, a skończywszy na klatce (łącznie ze stratami powstającemi na obwodzie korbowym, przy przekształcaniu się nacisku tłoka na siłę w obwodzie) liczą 30 do 40%. Z im większym zapasem się tu liczy, tem bezpieczniej można albo zupełnie zaniedbywać w obliczeniach przyspieszenie mas po ruszeniu z miejsca, oraz nieokreślone jeszcze straty podczas jazdy w stanie jej ustalenia, albo też przekazywać je drugiemu cylindrowi silnika.

Dobrem ruszaniem z miejsca (rozruszaniem) odznaczają się obliczone zgodnie z powyższymi warunkami silniki bliźniacze, oraz silniki sprzężone, których mały cylinder, przy średniej (z całego przejazdu) prędkości jazdy i przy zrównoważeniu liny, nie wymaga ponad 40% napełnienia. W braku wyrównoważenia liny można połowę jej wagi (dla jednej z klatek) doliczyć do ładunku i w sposób podobny sprawdzić napełnienie cylindra dla tak zwiększonego ładunku. Średnia prędkość tłoka v_m, obliczona podług średniej prędkości liny v_s, powinnaby pozostawać w granicach od 1,5 do 2,5 m/sek, co wyrazi się wzorem:

$$v_m = \frac{2s}{\pi D} v_s = 1{,}5 \text{ do } 2{,}5 \text{ m/sek},$$

w którym D oznacza średnicę bębna, a s skok tłoka w m.

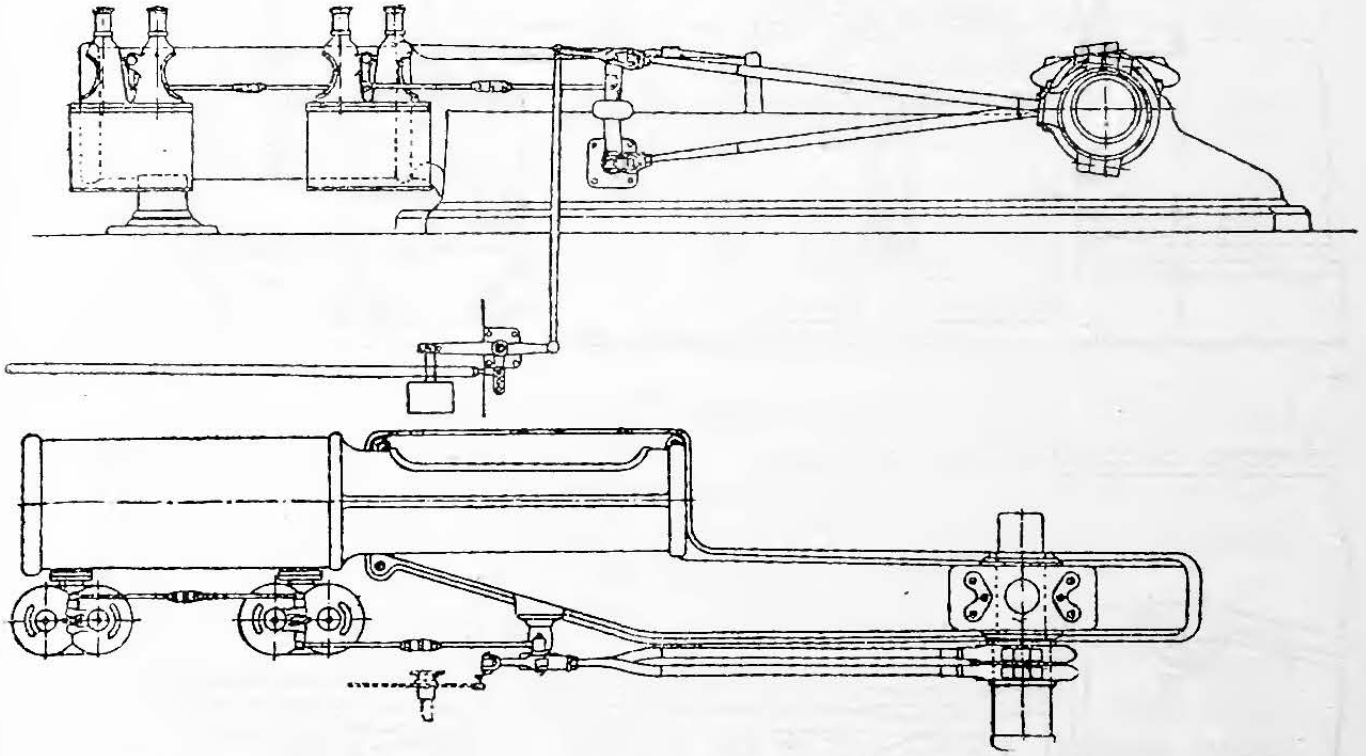
Rys. 575.



Dobre stosunki są np. w silnikach bliźniaczych: średnica cylindrów = połowie skoku, w silnikach sprzężonych: średnica małego cylindra = połowie skoku. Ciśnienie pary: 8 do 12 atm, dawniej stosowano 4 do 7 atm.

Gdy wydatek wyciągu podczas ściśle określonego czasu jest zawarunkowany, to podstawę obliczenia wyciągarek powinien stanowić wykres prędkości jazdy. Licząc na tarcie wewnętrzne (własne) silnika 20 do 25%, na tarcie kół linowych, na sztywność lin, opory klatek w prowadnicach i na opór powietrza ogółem 3%, a mianowicie + 3% dla klatki wyciąganej, a — 3% dla opuszczanej, wypada przedewszystkiem oznaczyć naciski przyspieszeń wszystkich mas wirujących i suwających się, (bębny z wałem, udział korb i korbowodów, koła linowe, liny, klatki z ładunkiem i ogonami), sprowadzając poszczególne naciski do średniej średnicy bębna. Wreszcie z potrzebnego nacisku po stycznej w obwodzie korbowym określa się nacisk tłoka za pomocą wykresu nacisków po stycznej.

Rys. 576.



Przytem wszystkiem trzeba jednak uczynić zadość warunkowi zasadniczemu, aby każdy cylinder silnika z osobna zdołał przezwyciężać największy z momentów statycznych naciągu liny.

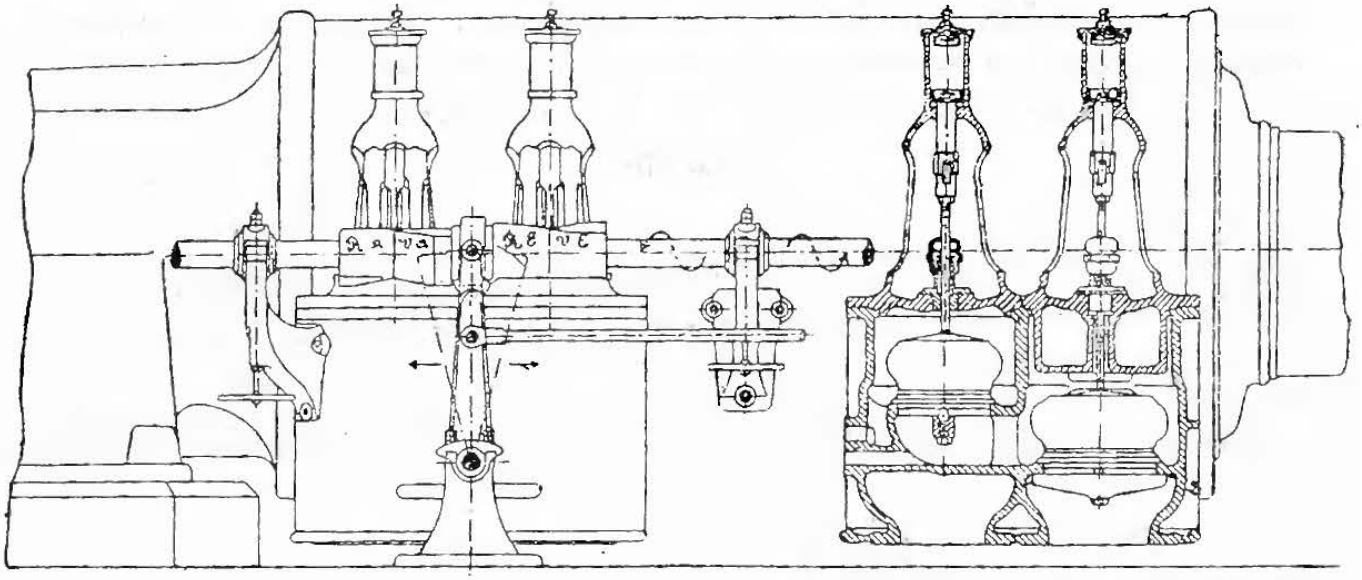
Na pierwszych 50 do 70% drogi nadają wykresowi prędkości wyciągania (jazdy w górę) kształt linii prostolinijnie lub parabolicznie zwolna się wznoszącej, a mianowicie aż do $1^1/_2$ lub 2-krotnej wartości tej prędkości, jaka średnio jest niezbędna dla przebieżenia całej drogi; dalej zaś kształt linii prostolinijnie spadającej ku końcowi drogi, gdzie wyciąg zatrzymuje się albo przeciwparą, albo też, tracąc rozpęd, samoczynnie.

5. Stawidła.

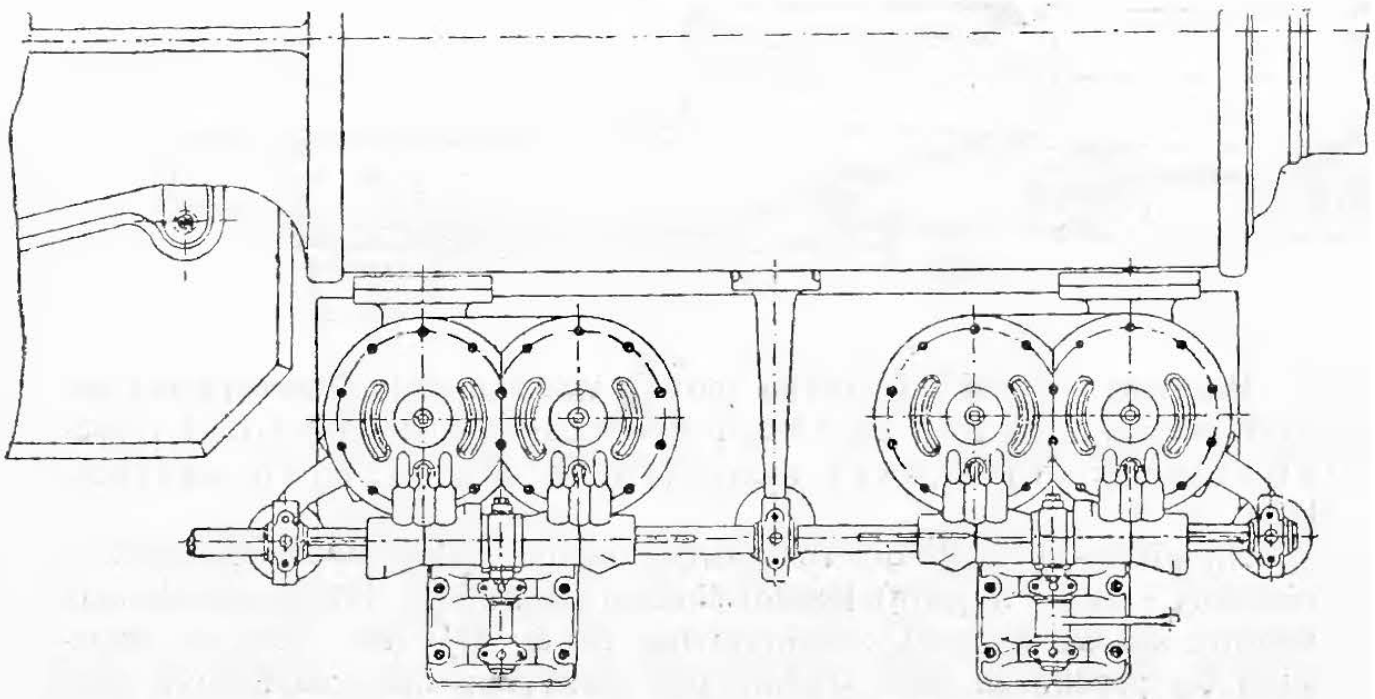
Do mniejszych silników (poniżej 1000 mm skoku) stosują zazwyczaj suwaki w jarzmie, do większych zaś wyłącznie zawory na-

stawiane jarzmem, albo też ~~kulakami~~ iskrami, w ustrojach przeróżnych. Przy poddźwignięciu (ruszaniu z miejsca) i przy wznoszeniu klatki ponad podchwyty (kapsy) powinno stawidło umożliwiać napełnienia do 98%, przyczem sprężanie i wlot przedzwrotowy będą równe prawie zeru, lepiej zaś przewidzieć nawet wlot nieco pozwrotowy. Korby i korbowody trzeba statycznie wyważyć, w celu umożliwienia dokładnej jazdy podczas oględzin szybu.

Rys. 577.



Rys. 578.



W miarę wzrastającego rozprężania, wskutek zmniejszania się pracy na jeden obrót przy wzrastającej prędkości, i niezależnie od wyłuszczonych powyżej właściwości przy pełnem napełnieniu, rozdział pary powinien się zbliżać do warunków, w jakich pracuje silnik normalny, a więc posiadać i sprężanie pary i przedzwrotowy wlot jej i wylot. Przymioty te można łatwo osiągnąć, stosując stawidła kształtówkowe (tarcze niekoliste), przy stawidłach w jarz-

mie natomiast jedynie bądźto zapomocą osobnego jarzma rozprężającego, (rzadko jednak stosowanego z powodu trudnej obsługi), bądź też przez dodanie wymykadeł zaworowych, które przestawia albo miarkownik (regulator), albo też stały ksiuk (wyskok) w skrajnem położeniu stawidła.

Dobre stawidła powinien módz obsługiwać jeden człowiek, a w razie potrzeby dodają w tym celu stawidła pomocnicze *) (silnik pomocniczy Goffint'a, Beer'a).

Układ zaworów. Najczęściej zawór wlotowy i wylotowy osadzają we wspólnej skrzyni zaworowej, mieszczącej się obok cylindra, rzadko zaś, jak u zwyczajnych silników zaworowych, nad i pod cylindrem. Boczny układ zaworów ułatwia obsługę i dozór, ułatwia on również i samo wykonanie i ustawienie. Większe przestrzenie szkodliwe, jakie powoduje boczny układ zaworów, nie wpływają dotkliwie na ogólne zużycie pary, są one natomiast nader pożyteczne przy puszczaniu przeciwpary, mianowicie pod względem sprężania (kompresyi). Mimo zaworów bezpieczeństwa, łączących zazwyczaj wnętrze cylindra z dopływem pary, a to w celu zapobieżenia stratom pary i świstowi, sprężanie pary dosięga niejednokrotnie 17-tu do 20-tu atm. (P. rys. 575 do 578 na str. 750 do 752).

6. Hamulce.

Zwalnianie i zatrzymywanie klatki podczas jazdy prawidłowej powinno się dokonywać przez sam rozdział pary, hamulce zaś mają służyć tylko do trzymania w czasie bezruchu, a więc przy postoju wśród szybu, albo na nadszybiu, gdy brak podchwytów, wreszcie przy nieprawidłowym ruchu na wypadek przeszkód i t. p.

Hamulce wykonywa się jako hamulce klockowe, wyłożone drzewem, które się trą o pierścienie żelazne, rzadziej żeliwne. Klocki (najczęściej 4) przyciąga się i ciśnieniem pary i ciężarami, które działają na przystawkę drążkową (1 : 8 do 1 : 14) (t. zw. hamulce opadnikowe), albo ślimaczą; często zaś stosują wszystkie 3 rodzaje łącznie, ale tak urządzone, aby każdy mógł działać z osobna.

Luzuje się hamulce przez cofnięcie tłoka parowego parą, albo przeciwciężarami. Podniesienie ciężarów zapomocą dźwigarki linowej lub też łańcuchowej, zaopatrzonej w wechwyty, które się łatwo i wygodnie dają wymykać.

Wielkość potrzebnej siły hamującej P w kg, działającej na obwodzie, zależy od tego, czy hamulec ma wchłonąć w siebie tylko pracę naciągu liny, czy też ma on zatrzymywać i całą wyciągarkę.

Najmniejsza, niezbędna siła hamująca w wyciągach bliźniaczych, przy oznaczeniu S, G i Q podł. str. 748, będzie:

$$P = \frac{R}{r}(S + G + Q),$$

*) V. Hauer, Fördermaschinen 1885, dalej Ritterhaus, Civilingenieur 1879, tom XXV str. 323.

jeśli R jest promieniem bębna do środka liny w cm,
r — promieniem pierścienia hamulcowego w cm.

Dobre ustroje przy ciśnieniu w cylindrze hamulcowym 5 atm. (a nawet przy wyższem ciśnieniu pary) zachowują przeważnie stosunek:

$$\frac{B}{S+Q} = 2{,}5 \text{ do } 3,$$

w którym to wzorze B oznacza normalny nacisk wywierany na każdy klocek hamulcowy.

Przy wartości $\mu = 0{,}5$ (drzewo na żeliwie, na sucho, p. str. 217) otrzymamy dla 4-ch klocków:

$$P = 5\,(S+Q)\frac{R}{r} \quad \text{do} \quad 6\,(S+Q)\frac{R}{r}.$$

Siła ta bywa zawsze większa od określonej powyżej, niezbędnej, najmniejszej wartości

$$P = \frac{R}{r}(S+G+Q),$$

zwalnia ona zatem podczas hamowania i rozpęd mas.

Jeżeli l_1 oznacza drogę w cm, jaką klatka przebiega jeszcze po zapadnięciu hamulców, L pracę rozpędu mas będących w ruchu w kgcm, i to w chwili zapadnięcia hamulców, to

$$P l_1 \frac{r}{R} = (S+G+Q)\,l_1 + L,$$

czyli

$$P = (S+G+Q)\frac{R}{r} + L\frac{R}{r}\frac{1}{l}.$$

Ponajczęściej wymagają, aby l_1 pozostawało w granicach wartości $4\pi R$ i $8\pi R$, a natenczas w celu należytego hamowania rozpędu mas należy powiększyć wartość siły

$$P = (S+G+Q)\frac{R}{r} \quad \text{o} \quad 0{,}08\frac{L}{r} \quad \text{do} \quad 0{,}04\frac{L}{r},$$

obliczając przytem wartość na L dla prędkości liny 15 m/sek.

Nacisk statyczny B_0, jaki powinien wywierać na klocki opadnik w hamulcu opadnikowym, wypada liczyć około $0{,}7\,B$ do B.

7. Bezpieczniki.

Każdą wyciągarkę należy zaopatrzyć w jeden lub dwa **wskazy** (wskaźniki głębizny), któreby wskazywały każdoczesne położenie klatki w szybie. Wskazy te napędza się albo oddzielną korbką z czopa korbowego, albo też z oddzielnych wałów pomocniczych łańcuchami, stadłami ślimaczemi i t. p. Ustrój bywa stojący ze wskazówką (klateczką) dla jednej lub dla obydwóch klatek, albo też z obracającą się wskazówką tylko dla jednej klatki, ze wskaźnicą (cyferblatem) kołową lub łukową.

Ze wskazem łączą **dzwonek ostrzegawczy,** który dzwoni przez ostatnie $1^1/_2$ obrotu bębna, gdy klatka dobiega do nadszybia. Jeżeli

klatka przejeżdża ponad nadszybie, to wyłącza ona samoczynnie **wymykadło,** którego wymyk odczepia ciężar, a ten znów przestawia suwak cylindra hamulcowego, wymyka wechwyt opadnika w hamulcu opadnikowym, zamyka wreszcie i zawory lub przepustnice na przewodach pary do wyciągarki.

Nieraz wydanie pozwolenia na urządzenie wyciągu czynią zależnem od zastosowania takiego **bezpiecznika,** któryby również samoczynnie wprowadzał hamulce w działanie i odcinał parę i t. p., lecz któryby rozpoczynał swe działanie pod wpływem miarkownika (regulatora) bardzo statecznego nawet wtedy, gdy wczasie jazdy, w dowolnym punkcie szybu, klatka przekroczy określoną granicę prędkości, albo gdy klatka dojeżdża do nadszybia z prędkością nadmierną, któraby niedozwoliła drugiej, opuszczającej się klatce osieść spokojnie na podchwytach.

VI. PRZENOŚNIKI I PODNOŚNIKI.*)

[Do ciał sypkich i bryłowatych, zboża, mąki, węgli i t. p.].

a. Przenośniki poziome.

1. Przenośniki ślimakowe (ślimaki). Oznaczmy przez:

D średnicę, a S skok ślimaka w m,
n jego ilość obrotów na min.,
l długość ślimaka w m,
L wydajność rzeczywistą w l/sek.,
L_1 wydajność największą w l/sek.,
γ ciężar towaru w kg/l,
E moc potrzebną w kgm/sek.,

a otrzymamy dane praktyczne:

$$D \geqq 0{,}42 \text{ m}, \qquad S \sim 0{,}7\, D, \qquad n = \frac{45}{\sqrt{D}}.$$

Jeśli przekrój strumienia towaru jest $0{,}42 \frac{\pi D^2}{4}$, to

$$L_1 = 1000 \cdot 0{,}42 \frac{\pi D^2}{4} 0{,}7\, D \frac{n}{60} = 171 \sqrt{D^5}, \text{ albo } D = 0{,}128 \sqrt[5]{L_1^2}.$$

Moc $E = (1{,}35 \text{ do } 1{,}8)\, l L \gamma$ kgm/sek.,
$= (0{,}018 \text{ do } 0{,}024)\, l L \gamma$ *MK*.

2. Przenośniki taśmowe są to taśmy (gumowe z przekładką tkaniny konopnej) okrężne (bez końcy), naciągnięte na poziome wałki

*) H. Fischer, Z. d. V. d. Ing. 1891, str. 934 i nast.; M. Buhle, Urządzenia składowe i przenośnicze towarów hurtnych (masowych), Z. d. V. d. Ing. 1899, str. 85 i nast.: tenże, O zabiernicach przedmuchowych do zboża, Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 921, 953.

i na nich się wspierające, od 0,2 do 1,25 m szerokości. Wałki drewniane lub żelazne, średnicy 0,08 do 0,1 m, rozstawia się: obciążone na 2 do 4 m, nieobciążone na 4 do 6 m. Towar wpada z leja na taśmę w jednym jej końcu, a spada w drugim końcu w rynnę zrzutową, o ile nie zastosowano zrzutnicy, która w dowolnym punkcie taśmy zgarnia towar i zrzuca go w rynnę zrzutową.

Zrzutnica taka składa się najczęściej z wózka na szynach, z dwoma wałkami ponad sobą ułożonymi:

Taśmę prowadzi się górą po górnym wałku, dalej w dół poza dolny wałek i spodem pod nim przeprowadza się ją dalej do wałka wyprężającego, napiętego ciężarem lub śrubą. Wózek można przesuwać, przyczem taśma suwa się po wałkach, i można go też zatrzymać i przyczepić w dowolnym punkcie do toru. W miejscu, gdzie taśma przegina się z górnego wałka ku dolnemu, towar spada w lej na wózku umieszczony i zaopatrzony w prawy i lewy wysypnik, które zamyka się zasuwą lub klapą, aby można było towar zesypywać dowoli w prawe lub lewe przegrody.

Prędkość taśmy bywa:

dla zboża lekkiego, otrębów, mąki . $v = 2{,}0$ m/sek.,
dla zboża ciężkiego . . . . . $v = 2{,}5$ m/sek.;

i stosownie też do tego dobierają średnicę **wałka wyprężającego:**

$$d \gtrless 0{,}8 \text{ m, względnie } d \gtrless 1{,}2 \text{ m.}$$

Z równania krzywej zrzutu $y = \frac{g}{2}\frac{x^2}{v^2}$ (początek spółrzędnych w punkcie przecięcia się obwodu wałka zrzucającego z pionem przez jego środek przełożonym) otrzymujemy wysokość a krawędzi przewałowej (przewału) rynny zrzutowej, a mianowicie dla oddalenia $x = 0{,}6\,d$ będzie $a = 0{,}3\,d$.

Odległość wzajemna obydwóch wałków w wózku powinna się równać w przybliżeniu 0,68-krotnej szerokości B taśmy, jeżeli chcemy mieć możność pochylenia dna rynny zrzutowej pod kątem 45^0.

Taśmę prowadzi się na wałkach: albo płasko, po wałkach walcowatych, albo też nadaje się jej kształt żłobowaty, wytaczając górne wałki wklęsło, lepiej zaś zastępując każdy taki wałek parą wałków o osiach ku sobie pochylonych. Przekrój strumienia (towaru) bywa:

w pierwszym przypadku $\sim 0{,}03\,B^2$ w m^2,
w drugim „ $\sim 0{,}07\,B^2$ w m^2,

przyczem obydwa brzegi taśmy na szerokości $0{,}1\,B$ powinny pozostawać niezajęte towarem.

Największa wydajność bywa:

taśmy płaskiej . . . . . $L_1 = 30\,B^2 v$ l/sek.,
taśmy żłobowatej . . . . . $L_1 = 70\,B^2 v$ l/sek.

Jeżeli oznaczymy przez:

T naciąg w taśmie w kg,
q całkowite obciążenie taśmy w kg/m,
h ugięcie (strzałkę) taśmy pomiędzy wałkami w m,
w odstępy między osiami wałków w m, to

$$T \sim q \frac{w}{8} \frac{w}{h};$$

a z wzoru tego dla najczęściej stosowanych wymiarów ($w = 25\,h$, $w = 4$ m) otrzymamy:

$$T \sim 12{,}5\,q.$$

Licząc grubość taśmy $0{,}01\,B$, przekrój strumienia towaru na taśmie żłobowatej, jak wyżej podano, $0{,}07\,B^2$, a ciężkość właściwą towaru 800 kg/m³, taśmy zaś 1400 kg/m³, otrzymamy obciążenie pasa:

$$q = B \cdot 0{,}01\,B \cdot 1400 + 0{,}07\,B^2 \cdot 800 = 70\,B^2,$$

a więc $T = 12{,}5\,q = 875\,B^2$.

Wartości te podstawimy we wzory poniższe na **moc potrzebną** do napędzania przenośnika, a składającą się z części składowych niezbędnych do przezwyciężenia oporów:

tarcia przy górnym wałku:

$$E_0 = 2\,T \cdot 0{,}07\,\mu v = 122{,}5\,\mu v\,B^2,$$

tarcia przy dolnym wałku:

$$E_1 = 1{,}765\;T \cdot 0{,}2\,\mu v = 308{,}9\,\mu v\,B^2,$$

tarcia przy wałkach napędnym i wyprężającym:

$$E_2 = 4\,T \cdot 01\,\mu v = 350\,\mu v\,B^2,$$

tarcia przy wałkach wspierających, przy drodze przenoszenia F m:

$$E_3 = 2 \cdot 28\,F\,B^2 \cdot 0{,}1\,\mu v = 5{,}6\,F\,\mu v\,B^2.$$

A zatem **moc zużyta na bieg jałowy** będzie:

$$E_l = (780 + 5{,}6\,F)\,\mu v\,B^2.$$

Na poruszanie ilości przenoszonej L w l/sek po drodze l m potrzeba mocy:

$$E_4 = \frac{l\,L\gamma}{v} \cdot 0{,}1\,\mu v = \frac{l\,L\gamma}{10}\,\mu.$$

A że towar trzeba do wałka zrzutowego podnosić na wysokość $1{,}5\,B$, więc moc potrzebna na wykonanie tej pracy będzie:

$$E_5 = \gamma\,L \cdot 1{,}5\,B.$$

Moc pożyteczna jest zatem:

$$E_n = \left(1{,}5\,B + \frac{l\,\mu}{10}\right) L\gamma.$$

A **całkowita moc zużyta,** przy założeniu $\mu = 0{,}05$, będzie więc: $E = E_l + E_n = (39 + 0{,}28\,F)\,v\,B^2 + (1{,}5\,B + 0{,}005\,l)\,L\gamma$ w kgm/sek.

3. Przenośniki drgawkowe (podł. przywileju E. Kreiss'a w Hamburgu) są to żelazne rynny poziome lub lekko pochylone, ustawione na wahakach, a otrzymujące od napędu korbowego ruch drgawkowo wahający, skutkiem którego towar rzuca się za każdem drgnięciem naprzód, zawsze w tym samym kierunku, nie narażając się na uszkodzenia. Zrzut towaru następuje przez otwór w dnie rynny.

b. Podnośniki (pionowe).

1. Rynny zsuwowe używają się do przenoszenia towaru z góry na dół, pionowo lub też w kierunku pochyłym. Rury drewniane o równym przekroju, wymagają przynajmniej **spadków** następujących:

dla zboża	25 do 30°
„ śrutu wysokiego przemiału	40 „ 50°
„ „ płaskiego „	50 „ 60°
„ drobnego mlewa z pod kamienia . .	60 „ 65°
„ kaszki grubej	45 „ 50°
„ „ cienkiej	50 „ 55°
„ miału	55 „ 60°
„ otrąb	60 „ 65°
„ mąki	70 „ 80°.

Jeżeli rynna wyrzuca towar bezwłocznie, to można spadki te zmniejszyć o 10° do 20°.

2. Podnośniki kubełkowe służą do podnoszenia z dołu do góry. Składają się one z taśmy konopnej z umocowanymi na niej kubełkami, a przeprowadzonej przez 2 wałki ponad sobą ustawione, o średnicy 0,5 do 0,6 m, z których górny jest napędnym. Całość osłania się obudową, która dla taśm rozczepia się na dwie rury, łączące się górą i dołem. Górą jest rozszerzony łeb z otworem wyrzutowym i czapką zdejmowaną, dołem zaś pudło z lejem dopływowym i drzwiczkami bocznemi, przez które można wsadzać wałek. Podnośniki kubełkowe bywają ponajczęściej pionowe, rzadziej zaś nieco pochyłe.

Jeżeli oznaczymy przez:

D średnicę wałków w m, (zwykle 0,5 do 0,6 m),
n ilość obrotów na min.,
v prędkość obwodową wałków w m/sek,
a wyskok kubełków w m (mierzony prostopadle do taśmy),
b szerokość kubełków w m,
t głębokość kubełków przy taśmie w m,
M ilość towaru podnoszonego w m³/sek, a więc $M = 0{,}001\ L$ (L p. str. 755),
h głębokość przewału pod osią wałka w m, (t. j. krawędzi, poprzez którą wyrzucony towar ma się zesuwać),
w prześwit między ściankami obudowy w m, to należy zakładać:

$$a = 0{,}14\ D, \qquad n = \frac{36}{\sqrt{D}} \text{ do } \frac{60}{\sqrt{D}},$$

$$w = D + 2 \cdot 0{,}02\ D + 2 \cdot 0{,}14\ D + 2 \text{ luzy} = 1{,}4\ D.$$

Dla $n = \frac{36}{\sqrt{D}}$ będzie $h \geqq 0{,}17\ D$, $t = 1{,}16\ a$;

odstęp dwóch kubełków od siebie $= 1{,}2\ a$,
użyteczna pojemność kubełka $\sim 0{,}45\ a^2 b$.

Przy kącie zesypu*) $\varrho = 45°$ będzie:

$$M = 0{,}45\ a^2 b \frac{\pi D n}{60} \frac{1}{1{,}2\ a} = 0{,}1\ b \sqrt{D^3};$$

---

*) Podług H. Fischer'a materyały poniżej wyszczególnione, przy luźnem nasypaniu, posiadają podane tu naturalne **kąty zesypu** ϱ:

jagły	23°	żboże	30°	czysty, suchy czarnoziem	37°
wilgotny piasek czysty	24°	piasek suchy . . .	32°	czysta glina sucha . . .	40°
wilgotny czarnoziem	27°	żwir drobny i gruby .	36°	sucha mąka wapienna . .	50°

Jeżeli nasyp ubić lub ścisnąć, to ϱ zwiększy się znacznie (porównaj też Dział XV, rozdz. III).

$$v = 1{,}29\,\pi \sqrt[3]{\frac{M}{b}}; \qquad b = 0{,}5\,D.$$

Dla wartości $\varrho = 30^0$, będzie:

$$M = 0{,}05\,b\sqrt{D^3}.$$

Moc pożyteczna, przy zaniedbaniu tarcia, wyraża się wzorem:

$$E_n = \gamma_0 M H \text{ kgm/sek.},$$

w którym H oznacza podnios (wysokość podnoszenia) w m, γ_0 ciężkość właściwą towaru w kg/m^3, a więc $\gamma_0 M$ będzie wagą towaru podnoszonego w kg/sek. **Rzeczywista moc zużyta** będzie:

$$E \backsim 1{,}35\,\gamma_0 M (H + 1) \text{ kgm/sek.}$$

3. Zabiernica przedmuchowa Duckham'a zdoła podnosić zboże do 22 m wysokości, przenosząc je zarazem do 200 m w kierunku poziomym.

VII. SILNICE DO PODNOSZENIA CIECZY.*)

A. Podnośnice i przelewnice.

1. **Podnośnica kubełkowa** nadaje się zwłaszcza do cieczy brudnych. Prędkość łańcucha do 1 m/sek. Sprawność 0,6 do 0,7.

2. **Podnośnica śrubowa** stosuje się przeważnie do odwadniania i buduje w znacznych wymiarach. Prześwit bębna (ułożonego nieruchomo, zazwyczaj pod 30^0) do 1,75 m; długość obracającej się śruby do 10,5 m. Podnios do 4,5 m. Ilość obrotów śruby $n < 21 : R$, jeżeli przez R wyrazimy promień śruby w metrach. Sprawność mała.

Uwaga. Jeżeli śruba złączona stale z bębnem, tworząc w nim kanał śrubowaty, obraca się wraz z bębnem, to otrzymamy **przelewnicę ślimakową**, o sprawności $\eta = 0{,}75$ do 0,90.

3. **Podnośnica paciorkowa** (paternoster) używa się do cieczy gęstopłynnych. Podnios do 3 m; rura podnośnicza 12 do 15 cm prześwitu; odstęp między paciorkami 0,8 do 1 m; prędkość łańcucha 0,9 do 1,2 m/sek; $\eta = 0{,}65$ do 0,75.

4. **Przelewnica kubełkowa.** Na obwodzie bębna zamkniętego, z większemi tarczami bocznemi, stawia się łopatki zakrzywione lub załamane, wytwarzając w ten sposób szereg przegródek o postaci kubełkowej. Wodę można przelewać ponad oś koła. Podnios do 5 m; średnica koła 5 do 10 m; prędkość obwodowa 1 do 3 m/sek.;

---

*) Podług: Konrad Hartmann und J. O. Knoke, Die Pumpen, 2 wydanie: Berlin 1897, u J. Springer'a.

ilość obrotów 2 do 5/min; skuteczność objętościowa $\lambda = 0{,}8$ do $0{,}85$; sprawność $\eta = 0{,}7$ do $0{,}8$.

Uwaga. Jeżeli łopatki sięgają aż do samego wała, t. j. gdy średnica bębna skurczy się do średnicy wała, a łopatki spiralnie zakrzywione lub podobnie załamane wytwarzają szereg głębokich przedziałek (w zasadzie trójkąciastych) to **przelewnicę** taką zwiemy **przedziałkową.**

5. **Rzutnica,** czyli przelewnica łopatkowa, jest kołem łopatkowem, o znacznej prędkości obwodowej, obracającem się w podkolinie, która kończy się przewałem. Przez ten przewał rzutnica, nadając wodzie znaczną prędkość, przerzuca wodę siłą jej rozpędu. Sprawność bardzo mała.

Wydajność podnośnic i przelewnic. Oznaczmy przez

Q ilość cieczy podnoszoną w m^3/sek.,
q ilość cieczy w m^3, podnoszoną przez jedną przegródkę,
γ ciężkość właściwą cieczy w kg/m^3,
H podnios (wysokość podnoszenia) w m,
n ilość obrotów na min.,
N moc potrzebną w MK,
η sprawność mechaniczną,
λ stopień wydajności (dobrze wykonane kubełki wykazują $\lambda \sim 1$; w podnośnicach i przelewnicach o ściankach, popychających przed sobą ciecz, bywa $\lambda = 0{,}8$ do $0{,}9$), a otrzymamy:

w **podnośnicach kubełkowych i paciorkowych** $Q = \frac{\lambda v q}{a}$,

jeśli v oznacza prędkość łańcucha w m/sek., a zaś odstęp wzajemny kubełków lub paciorków,

w **przelewnicy przedziałkowej** $Q = \lambda \frac{nz}{60} q$,

jeśli z oznacza ilość przedziałek,

w **rzutnicach** $Q = \lambda \frac{\pi (D^2 - D_1^2)}{4} B \frac{n}{60}$,

jeśli B oznacza szerokość koła w m, D średnicę zewnętrzną, a D_1 średnicę wewnętrzną łopatek w m,

w **podnośnicy śrubowej** i przelewnicy ślimakowej $Q = \lambda \frac{nz}{60} q$,

jeśli z oznacza ilość zwojów śruby.

Moc potrzebną w MK otrzymamy z wzoru:

$$N = \frac{1}{\eta} \frac{\gamma Q H}{75}.$$

B. Pompy.

Ciecz podnosimy:

a) ciśnieniem powietrza lub pary [przesysaki i ssawy (lewary), przetłoczki parowe (monte-jus), tętniki (pulsometry) i t. p.];
b) strumieniem wody napędnej [strumiennice wodne (smoczki wodne), tarany wodne], albo powietrza lub pary [smoczki parowe];

c) szybkowirującemi kołami łopatkowemi (wirnikami), np. w pompach odśrodkowych;
d) tłokami [pompy tłokowe].

W rozdziale niniejszym oznaczać będziemy przez:

H_s wysokość ssania w m,
L_s długość przewodu ssawnego w m,
F_s przekrój przewodu ssawnego w m^2,
H_d wysokość tłoczenia w m,
L_d długość przewodu tłocznego w m,
F_d przekrój przewodu tłocznego w m^2,
A wysokość słupa cieczy, równoważącego ciśnienie atmosferyczne, w m, np. dla wody $A = 10{,}333$ m (por. str. 275 i 276),
g przyspieszenie ciężkości 9,81 m/sek^2.

a. Podnoszenie ciśnieniem powietrza lub pary.

1. Przesysaki (lewary).

Dla nich oznaczamy dodatkowo przez:

H_s podnios od wlotu aż do wierzchołka przesysaka w m,
H_f spad od wierzchołka przesysaka do wylotu w m,
v i v_a prędkość cieczy w przewodzie przesysaka i przy wylocie w m/sek,
h_s i h_f wysokości prędkości, odpowiadające oporom ruchu w przewodzie przed i za wierzchołkiem przesysaka.

Możność działania zależy od trzech warunków poniższych:

$$H_s + \frac{v^2}{2g} + h_s \leqq A; \qquad H_f - H_s > h_s + h_f;$$

$$H_s + (H_f - H_s)\,\frac{\frac{v^2}{2g} + h_s}{\frac{v_a^2}{2g} + h_s + h_f} \leqq A.$$

Gdy $H_f > A$, można jeszcze zapewnić działanie, zwężając przekrój wylotu ($v_a > v$).

Powietrze zbierające się u wierzchołka przesysaka należy od czasu do czasu usuwać, do czego stosują też przyrządy samoczynnie odpowietrzające.

W celu doprowadzenia przesysaka do działania należy napełnić go cieczą od wlotu aż do wierzchołka i dalej jeszcze, np. zapomocą dyszaka parowego (inżektora ssącego powietrze parą).

2. Przetłocznice działające ciśnieniem pary (przetłoczki parowe, tętniki).

Tętniki (pulsometry) mogą ssać do 8 m, a tłoczyć do 50 m, przy większych podniosach stawia się kilka tętników w szereg ponad sobą.

Zwyczajne, dobrze zbudowane tętniki wydają z 1 kg pary od 3000 do 5000 kgm pracy pożytecznej, t. j. mierzonej ilością wody

podniesionej na dany podnios. W podwójnie działających tętnikach, (z ograniczeniem wstrzykiwania) wydajność pracy wzrasta do 8000 kgm/kg pary.

Wydajność ta przy małych podniosach bywa mniejsza niż przy dużych. Zgodnie z danemi powyższemi zagrzanie się wody bywa około 2^0 C przy podniosie do 10 m, a po $1{,}5^0$ C na każde dodatkowe 10 m podniosu. Tętniki o działaniu podwójnem zagrzewają wodę tylko o 1^0 C na każde 10 m podniosu.

b. Strumiennice. *)

1. Strumiennice do wody.

Smoczki wodne, w których strumień wodny, równomiernie płynący ssie wodę z niższego poziomu i zabiera ją ze sobą. Wydajność do 150 m^3/godz. Spad wody napędnej 3 do 800 m. Sprawność zależy od stosunku wysokości napędnej do podniosu i waha się od $\eta = 0{,}15$ do 0,40, a bywa ona tem lepsza, im bardziej ów stosunek zbliża się do jedności.

Smoczki wodne budują się w różnych wielkościach, a znajdują one zastosowanie w górnictwie (do wywadniania), przy posadowieniu budowli, odwadnianiu piwnic i t. p. Nie posiadając części ruchomych, i wobec prostoty swego ustroju, smoczki te nadają się szczególniej też do podnoszenia wody brudnej lub zaszlamionej.

Tarany wodne. Strumień wody płynie w nich z przerwami, a praca rozpędu masy płynącego i nagle zaworem zatrzymanego strumienia powoduje uderzenie masy wodnej, które wywołuje ciśnienie niezbędne do przetłoczenia pewnej części tej wody na większą wysokość. Ilość wody napędnej 0,003 do 0,1 m^3/min; sprawność $\eta = 0{,}7$. Nadają się one tam, gdzie mamy dostatek wody napędnej, o małem ciśnieniu, a chcemy podnieść małe ilości wody na wielkie wysokości.

2. Smoczki parowe (strumiennice parowe do cieczy).

Smoczki parowe przetryskowe, albo też krócej przetryskacze parowe, służą do podnoszenia strumieniem pary przeróżnych cieczy, które mogą się bez szkody mieszać z wodą skraplającą się z pary, a więc wody studziennej, wody ze statków (jako pompy odnurne), cieczy szlamiastych, kwasów, ługów i t. p. przy swoistym zaś ustroju używają ich też za sikawki pożarne, zwłaszcza w zakładach fabrycznych.

Zużycie pary znaczne; ciecz zagrzewa się tem bardziej, im wyżej ją musimy podnosić. Wobec nikłej sprawności nie nadają się one do stałego odwadniania lub do większych ilości wody. Jeżeli jednak zagrzanie cieczy podnoszonej jest celowo pożyteczne, to przetryskacz parowy, z powodu prostoty ustroju i zaufności roboty, celuje nad innego rodzaju silnicami do podnoszenia wody.

---

*) Strumiennice są to przyrządy, w których strumień płynu (cieczy lub gazu) ssie lub przetłacza inny płyn (ciecz lub gaz); należą one zatem do gatunku zabiernic. Rozróżniamy smoczki, którymi ssiemy ciecze, oraz dyszaki, którymi ssiemy gazy, np. smoczek parowy (do wody, Giffard'a), dyszak parowy (do powietrza, t. j. exhaustor parowy).

Smoczkami parowymi, wtryskującymi, albo wprost wtryskaczami, nazywamy smoczki służące wyłącznie do zasilania kotłów parowych. Zwłaszcza nadają się one do parowozów, lecz i przy kotłach stałych pracują korzystnie, gdyż zużyte ciepło pary pozostaje w wodzie zasilającej.

Wtryskacze (smoczki) bywają **ssące,** albo też **niessące.** Woda napędzana wtryskaczem zdolna jest przemódz ciśnienie znacznie większe od ciśnienia pary napędnej. Wtryskacze na parę odlotową zasilają jeszcze kotły do 7 atm. ciśnienia samą parą odlotową. We wtryskaczach zagrzewa się woda do 70^0 — 90^0.

Nadto wypada rozróżniać wtryskacze **pojedyncze** i **podwójne** (uniwersalne Körting'a) z podwójnym zespołem dysz za sobą. Wtryskacze podwójne, prawidłowo zbudowane, zasilają zupełnie zaufnie kotły o 11 do 12 atm. nadciśnienia wodą dopływającą, zagrzaną do 65^0, bez ssania; urządzone zaś na ssanie mogą ssać wodę zagrzaną do 60^0 na 2 m wysokości, wodę zimną zaś na zgórą 6 m wysokości, wtłaczając ją również zaufnie. Budują je na wydajność od 0,6 do 40 m^3/godz.

Nastawienie ich jest znacznie prostsze niż wielu wtryskaczy pojedynczych.

Stosują też **wtryskacze samochwytne** (restarting), które, w razie zachłyśnięcia się (wskutek drgań parowozu, lub parowca) albo też po przerwie (np. wskutek nieszczelności rury ssawnej) samoczynnie na nowo rozpoczynają ssać wodę i ją wtryskiwać. Dobre wtryskacze samochwytne zasilają jeszcze zaufnie, ssąc wodę 42^0 C. na 2 m wysokości, zimną zaś do 4 m.

Ważnem jest, aby przewody łączące się z wtryskaczami wszelakiego rodzaju były zawsze dostatnie, a para aby do nich dochodziła możliwie z pełną prężnością. Pożądanem jest doprowadzać parę do wtryskacza wprost z najwyższego punktu kotła, nie zaś z przewodu idącego do silnika parowego, w tym bowiem przewodzie prężność z konieczności podlega ustawicznym wahaniom.

c. Pompy odśrodkowe.

(Oznaczenie wykreślne pomp łopatkowych (p. str. 765).

Przydatne osobliwie do podnoszenia większych ilości cieczy na mniejsze podniosy; wysokość ssania dla wody $H_s = 5$ do 8 m, tłoczenia H_d do 40 m (lecz natenczas korzystniej już będzie sprządz dwie pompy za sobą, dzieląc między nie dany podnios). Wlot obustronny jest najwłaściwszy, a łopatki powinny się zwężać ku obwodowi.

Oznaczamy przez:

r_e i r_a promień wewnętrzny i zewnętrzny wirnika, t. j. koła łopatkowego, w m,

v_e i v_a prędkość obwodową wewnętrznego i zewnętrznego końca łopatki w m/sek.

c_e i c_a bezwzględną prędkość wlotową i wylotową w m/sek.,

w_e i w_a względną prędkość wlotową i wylotową w m/sek.,

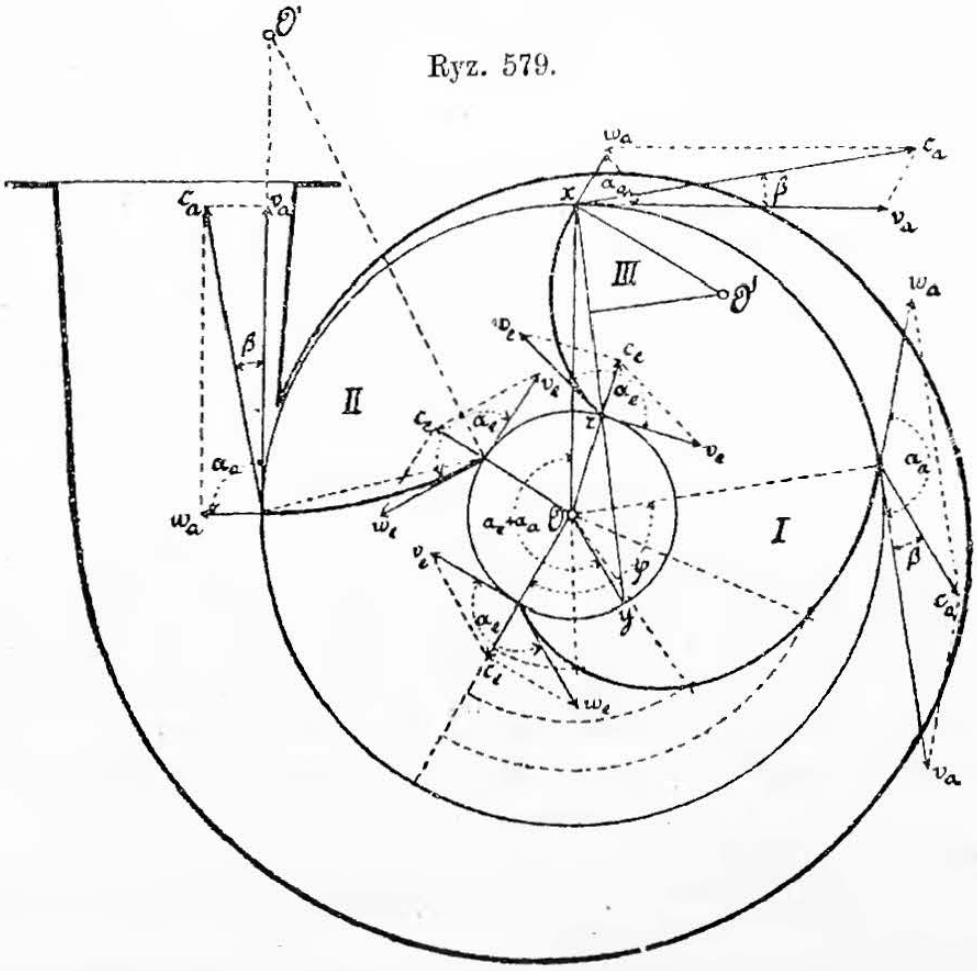
b_e i b_a wewnętrzną i zewnętrzną szerokość wirnika w prześwicie w m,
n ilość obrotów wirnika na min,
$H_w = h_s + h_r + h_d$ wysokości oporów w m, odpowiadające oporom ruchu w rurze ssawnej, w wirniku i rurze tłocznej,
H_s i H_d wysokości ssania i tłoczenia w m,
$H = H_s + H_d$ całkowity podnios hydrostatyczny w m,
v_s i v_d prędkość ssania i tłoczenia w m/sek.,
Q ilość cieczy podnoszonej w m^3/sek.,
A wysokość słupa cieczy, równoważącego ciśnienie powietrza (p. str. 275 i 276),
γ ciężkość właściwą płynu w kg/m^3.

Największa, **możliwa wysokość ssania** wynika z warunku:

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2g}\right) > 0,$$

a **prędkość obwodowa** wirnika będzie:

$$v_a = \sqrt{\frac{2g\,(H + H_w) + v_d^2}{1 + \dfrac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}}},$$



Ryz. 579.

w którym to wzorze α i β są kątami oznaczonymi w rys. 579. Aby zatem dany podnios przezwyciężyć możliwie najmniejszą prędkością obwodową, stosunek $\sin(\alpha_a + \beta) : \sin(\alpha_a - \beta)$ powinien być możliwie wielkim. Dla łopatki często używanej, t. j. wstecz zakrzywionej (kształt I w rys. 579), otrzymamy wartość tego stosun-

ku < 1; przy łopatce wskazanej przez Rittinger'a $= 1$, (kształt II rys. 579 z $\alpha_a = 90$), a przy łopatce wykrzywionej ku przodowi (kształt III) będzie ona > 1. Do znacznych więc podniosów najlepiej będzie stosować łopatki naprzód zakrzywione, lecz mają one tę wadę, że dla doprowadzenia ich do działania koniecznem jest nadanie im większej ilości obrotów niż podczas pracy normalnej.

Prędkości v_s i v_d bywają 1,0 do 2,5 m/sek.

Ilość obrotów na min będzie:

$$n = \frac{30}{\pi}\frac{v_a}{r_a} = 9{,}55\,\frac{v_a}{r_a}.$$

Zazwyczaj bywa $r_a = 2\,r_e$, lecz do wielkich podniosów lepiej $r_a > 2\,r_e$.

Wartość r_e bywa $= 0{,}5$ do $0{,}6\,d_s$, t. j. średnicy rury ssawnej, którą znów oznacza się z Q i v_s.

Uwzględniając grubość e łopatek, przy ilości łopatek z_e na obwodzie wewnętrznym, a z_a na zewnętrznym, otrzymamy wzór:

$$Q = \left(2\,\pi\,r_a - z_a\,\frac{c}{\sin\alpha_a}\right) b_a\,c_a \sin\beta = \left(2\,\pi\,r_e - z_e\,\frac{e}{\sin\alpha_e}\right) b_e\,c_e.$$

Ilość łopatek z_e stosuje się do wielkości wirnika i bywa zwykle $= 6$ do 12; z_a zwykle $= z_e$, u wielkich pomp bywa jednakże $z_a > z_e$; $c_e = v_s$, lecz nieraz $= c_a \sin\beta$.

Gdy $c_e = c_a \sin\beta$, upraszcza się równanie powyżej podane, jeśli chodzi o określenie z niego stosunku $b_a : b_e$, t. j. zwężania się łopatek. Wartość α_e określamy wzorem:

$$\operatorname{tg}(180^0 - \alpha_e) = \frac{c_e}{v_e}.$$

Kształt łopatek, podług C. Fink'a, ma być spiralą Archimedesa (kształt I rys. 579); wszystkie łopatki, szczególnie Rittinger'a, oraz łopatki naprzód zakrzywione (kształt II i III rys. 579) można bardzo dobrze zastąpić łukami koła, robiąc kąt

$$x\,O\,y = 360^0 - (\alpha_e + \alpha_a),$$

poczem kreślimy xy, połowimy xz i stawiamy na niej prostopadłą w punkcie podziału, która przecina się w O' z prostopadłą do w_a, wyprowadzoną z punktu x: Punkt O' jest środkiem krzywości szukanego łuku xz.

Moc potrzebna E_e w kgm/sek. określa się wzorem:

$$E_e = \gamma\,Q\left(H + H_w + \frac{v\,d^2}{2g}\right) + E_w,$$

$$= \gamma\,Q\,\frac{v_a^2}{2g}\left(1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}\right) + E_w = \frac{\gamma\,Q\,H}{\eta}.$$

E_e przybiera wartość najmniejszą dla $\alpha_a = 90 + {}^1/_2\,\beta$, a więc przy słabo wstecz zakrzywionych łopatkach. Podług Hartig'a moc zużyta na opory E_w jest $\sim 1{,}2\,v_a^2$ w kgm/sek.

Sprawność pomp odśrodkowych, najlepszej konstrukcyi: $\eta \lessapprox 0.8$.

Przed **rozruszaniem** pompy trzeba ją napełnić cieczą, którą najdogodniej wssać, np. dyszakiem wodnym lub parowym.

Pompy te napędza się w sposób przeróżny, a więc kołami zębatemi lub ciernemi, pasami (prędkość pasów $v < 10$ m), linami konopnemi lub bawełnianemi; do napędu bezpośredniego nadają się zwłaszcza też prądniki (elektromotory), oraz turbiny parowe. Wał poza pompą należy wesprzeć dwoma łożyskami; czopy powinny mieć długość dostateczną (p. wzór IV str. 491). Przy próbie wodnej, na 2 atm. nadciśnienia, pompy gotowe mają wykazywać zupełną szczelność.

Pompy odśrodkowe budują obecnie na wydajność do 300 m³/min.

Pompy odśrodkowe jednej z fabryk niemieckich:

Nr. pompy	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Wydajność . . . . . m³/min.	0,11	0,27	0,70	1,20	2,00	2,90	4,00	6,00	8,50	11,5
Średnica wewn. rury ssawnej i tłoczn. mm	40	60	90	120	150	180	210	250	300	350
Średnica kołnierzy . . . . . mm	135	175	215	260	290	320	365	400	450	520
Średnica koła pasowego . . . . . mm	80	100	120	150	200	250	300	350	400	450
Szerokość koła pasowego . . . . . mm	75	85	100	120	135	200	200	250	250	300
Moc potrzebna na podnios 1 m . . . *MK*	0,06	0,15	0,35	0,53	0,84	1,22	1,60	2,40	3,40	4,60
Waga przybliżona pompy . . . . . kg	50	85	165	275	450	650	850	1200	1750	2100
Waga przybliżona zawora ssawnego . . kg	8	14	30	50	85	120	150	250	370	430
Waga przybliżona zawora w smoku . . kg	18	25	50	76	115	180	260	380	520	630
Ilość obrotów/min. dla $H_d =$ 6 m . .	1340	1000	905	815	620	500	475	445	430	375
9 m . .	1610	2000	1080	980	740	600	575	535	510	450
12 m . .	1840	1375	1245	1115	850	685	650	610	585	515

d. Pompy tłokowe.

1. Działanie ssące pomp tłokowych.

Słup wody ssanej utrzymuje się w ruchu wskutek ciśnienia powietrza A (normalny stan barometryczny: 76 cm wysokości słupa rtęciowego, odpowiada słupowi wody $A = 10{,}333$ m). Ciśnienie to musi przezwyciężać wysokość ssania H_s (w m), liczoną od najniższego poziomu wody, aż do najwyższego punktu właściwego wnętrza pompy (p. rys. 580 str. 767), oraz wysokość oporu h_w (w m), odpowiadającą oporom tarcia i zaworów, wraz z oporem przyspieszenia mas. Nadmiar słupa wodnego, który powinien być > 0, będzie zatem:

$$A - H_s - h_w.$$

Dla innych cieczy trzeba wysokość ssania pomnożyć przez ich ciężkość właściwą, aby otrzymać H_s wyrażone w m słupa wodnego. Dla cieczy gorących należy od A odjąć właściwą danej ciepłocie prężność pary. Wysokość ssania dla cieczy ciepłych trzeba zatem stosownie zmniejszyć, przy wyższej ciepłocie czynić ją równą zeru, a nawet odjemną, bo prężność pary z danej cieczy może unicestwić ssanie.

*) Podług A. Riedlera.

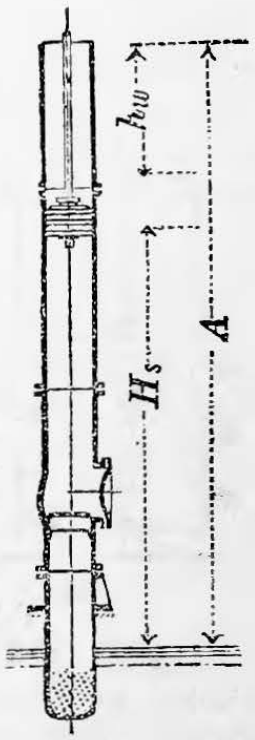
Opory ruchu h_w składają się:

1. ze straty wysokości ciśnienia, zużytego na wytworzenie prędkości wody v_s w rurze ssawnej, $= v_s^2 : 2g$. Przekrój rury ssawnej wypada przystosować do warunków miejscowych z uwzględnieniem kosztu. Prędkość wody bywa zwykle $v_s \sim 1$ m/sek w przewodach krótkich, w dłuższych zaś, ponad 50 m, zazwyczaj $v_s < 0{,}75$ m.

2. Z oporu tarcia w rurze ssawnej (p. str. 247 i nast.).

3. Z oporów powstających wskutek zmian kierunku i prędkości (p. str. 251 i nast.), zwłaszcza w siatce i zaworze smoka, oraz w zasuwie. W celu zmniejszenia tych oporów robią swobodny przekrój wlotowy w siatce smoka 2 do 3 razy większy od przekroju rury ssawnej. Siatki lub t. p. robią łatwo dostępne dla ich oczyszczania, a często zaopatrują je też w przyrząd do przepłókiwania. Zawory smoków powinny być z czystej gumy, pływającej w wodzie, o swobodnym przekroju $= 1{,}5$ do 2-krotnemu przekrojowi rury ssawnej. Zawieradła na rurze ssawnej mają posiadać pełny przelot rury.

Rys. 580.



4. Z oporu zawora ssawnego, t. j. z różnicy ciśnień pod i nad nim. Różnica ta przemaga opory przepływu przez zawór, a działając na jego powierzchnię od spodu, równoważy ona zarazem jego wagę (i ewentualne jego naciążenie), którą określa się właśnie zgodnie z tą różnicą.

5. Z oporu przyspieszania masy wody ssanej, która podczas każdego skoku pompy musi znów dojść do bezruchu.

Opory wymienione pod 1, 2 i 3 na początku każdego skoku równają się zeru; w środku skoku stają się największymi, o ile nie zastosowano powietrznika ssawnego, który ustala te opory na cały okres skoku. Opór z pod 4 jest prawie stały, a z pod 5 jest na początku skoku największy, w środku zaś $= 0$ (p. str. 553 i nast.).

Przebieg obliczeń. Wysokość ssania H_s określamy zgodnie z warunkami miejscowymi, poczem, obrawszy pewien przekrój rury ssawnej, obliczamy h_w i sprawdzamy, czy spełniliśmy z dostatecznem bezpieczeństwem warunek $A - H_s - h_w > 0$. Ponajczęściej starczą tu obliczenia szacunkowe. Przy dokładniejszem obliczaniu trzeba oznaczyć h_w tak dla początku skoku, jako też dla jego środka, oraz dla pośrednich położeń tłoka, uwzględniając potem największy z otrzymanych wyników.

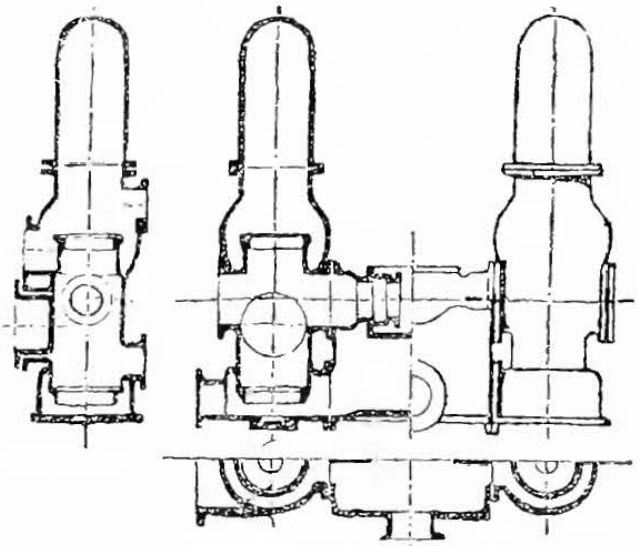
Część wielkości h_w, zużywająca się na wytworzenie prędkości wody v (opór z pod 1), równa się $v_s^2 : 2g$. Przyspieszenie słupa wody ssanej (opór z pod 5) równa się przyspieszeniu tłoka, pomnożonemu przez stosunek $F : F_s$, t. j. przekroju tłoka F do przekroju rury ssawnej F_s. Przy ruchu korbowym, o stałej prędkości kątowej, największe przyspieszenie tłoka $= v^2 : r$ ($v =$ prędkości czopa korbowe-

go, a r = promieniowi korby w m). A zatem część wielkości h_w, zużywająca się na przyspieszanie słupa wody ssanej, na początku skoku będzie:

$$= \frac{v^2}{r} \frac{F}{F_s} \frac{l_s}{9{,}81},$$

jeśli l_s oznacza długość słupa wody w m, powracającego każdorazowo do bezruchu. Gdy zaś słup wody ssanej ma rozmaite przekroje, to albo bierze się wartość średnią, albo też oblicza się (podług powyższego wzoru) straty dla każdego przekroju z osobna i bierze sumę tych wyników. Przy dokładnem obliczaniu przyspieszeń trzeba uwzględniać i masę zawora, podlegającą również przyspieszeniu.

Rys. 581.



Gdy urządzenie całe nie dopełnia warunku:

$A - H_s - h_w > 0$, wtedy

podczas przyspieszania słup wodny się rozrywa, następują uderzenia, a czasami nawet niedossanie, t. j. niezupełne wypełnienie pompy wodą.

W celu zapewnienia lepszego ssania, dodają ponajczęściej **powietrznik ssawny,** którego działalność polega przeważnie na tem, że tylko względnie krótki słup wody, między nim a właściwą pompą, podczas każdego skoku powraca do stanu bezruchu i wymaga ponownego przyspieszenia (opór pod 5), podczas gdy we właściwej rurze ssawej przez cały okres skoku panuje prędkość w przybliżeniu niezmienna. Z tego też powodu wypada powietrznik ssawny stawiać możliwie jaknajbliżej zaworów ssawnych (p. rys. 581 i 582 str. 772). Przestrzeń powietrzna w powietrzniku równa się 5 do 10-krotnej objętości skoku tłoka pompowego.

Inne środki, by uniknąć rozrywania się słupa wodnego, są: zmniejszenie prędkości tłoka, więc i jego przyspieszenia, a gdy skok i ilość skoków muszą pozostać bez zmiany, to powiększenie przekroju rury ssawnej, wreszcie ustawienie kilku pomp ze sobą sprzęgniętych, o wspólnej rurze ssawnej, lecz o korbach wzajemnie względem siebie przestawionych, co znakomicie wyrównywa nierówno nierności w prędkościach, a zatem zmniejsza też nieodzowne przyspieszenia, wzgl. zwalniania ruchu.

2. Działanie tłoczące pomp tłokowych.

Wysokość tłoczenia składa się z hydrostatycznej wysokości ciśnienia H_d w m i ze summy wszystkich oporów ruchu h_w' (liczonych w m słupa wody).

Te opory ruchu są następujące:

1. Strata wysokości ciśnienia na wytworzenie prędkości wody v_d w rurze tłocznej równa $v_d^2 : 2g$.
2. Opór tarcia w rurach tłocznych (p. str. 247 i nast.).
3. Opory wskutek zmian kierunku i prędkości w pompie i rurze tłocznej (p. str. 251 i nast.).
4. Opór zawora tłocznego (p. 4. str. 767).
5. Opór przyspieszania masy wody tłoczonej (znajdującej się czasowo w bezruchu), oraz zawora tłocznego.

Do zmian, zachodzących w tych oporach w okresie skoku, stosuje się to, co opisano przy działaniu ssącem, (p. str. 767).

Prędkość wody w małych pompach i przy niewielkiej długości rur tłocznych bywa $v_d = 1{,}5$ do 2 m/sek., przy wielkich ciśnieniach stosują większe prędkości, określając je z uwzględnieniem kosztów urządzenia i wzrastających wraz z oporami w przewodzie kosztów ruchu (p. str. 578 i nast.). Do wielkich pomp i długich przewodów stosują średnio $v_d = 1$ m/sek.

Przebieg obliczenia. Nacisk tłoka nadaje przyspieszenie masie wody tłoczonej, ciśnienie powietrza zaś, wysokość, na którą się wodę tłoczy, oraz opory zwalniają ruch tej masy. Obrawszy zatem pewne wymiary dla rur tłocznych, wypada sprawdzić obliczeniem, czy pod koniec skoku wspomniane siły zwalniające są dostatecznie wielkie, aby zdołały niezawodnie spowodować to zwolnienie ruchu mas wodnych, jakie odpowiada ruchowi korby, a które (dla przekroju rury tłocznej $= F_d$) równa się: $\frac{v^2}{r}\frac{F}{F_d}$. Warunek ten określa się wzorem:

$$A + H_d + h_w' > \frac{v^2}{r}\frac{F}{F_d}\frac{l_d}{9{,}81},$$

w którym, l_d oznacza w m długość słupa wody tłoczonej, doprowadzanej każdorazowo do bezruchu. (Przy nierównomiernych przekrojach tego słupa wody oblicza się prawy wyraz wzoru dla każdej części z osobna i dodaje wyniki, por. str. 768). Wysokość oporu h_w' składa się z oporów wyszczególnionych powyżej pod 1 do 4. Dla pomp bez powietrznika tłocznego wypada podstawić $h_w' = 0$, ponieważ przy końcu skoku prędkość wody staje się $= 0$. Warunku powyżej określonego powinna dopełniać i dowolna część masy tłoczonej, od dowolnego przekroju począwszy, aż do końca przewodu, i od tego też przekroju począwszy liczy się natenczas H_d i l_d (np. $H_d = 0$ dla poziomej części przewodu w samym jego końcu). Jeśli zwalnianie ruchu wody jest niedostateczne, to słup wody tłoczonej rozrywa się (co następuje zwłaszcza na zagięciach przewodu), a niechybnym skutkiem tego są uderzenia wody przy powrotnem złączaniu się słupa.

Dlatego też dodają ponajczęściej **powietrznik tłoczny,** który ujednostajnia prawie zupełnie prędkość ruchu słupa tłoczonego.

Niebezpieczeństwo rozerwania się słupa wody zmniejsza się natenczas znacznie, gdyż tylko część wody, znajdująca się między tło-

kiem a powietrznikiem, podlega zwalnianiu. Powietrznik tłoczny stawia się jak najbliżej zaworów tłocznych, w przeciwnym zaś razie nad samymi zaworami należałoby dodać oddzielny kołpak powietrzniczy. Objętość powietrza w powietrzniku tłocznym ma być możliwie wielka, w każdym zaś razie nie mniejsza niż 6 do 8-mio krotna objętość skoku.

Im dłuższy jest przewód tłoczny, tem też większą powinna być przestrzeń powietrzna w powietrzniku.

Objętość powietrznika należy obliczać z uwzględnieniem wahań ciśnienia, jakie się w nim pojawiają przy równomiernym odpływie wody, a które to wahania nie mają przekraczać pewnego, zgóry określonego procentu, w stosunku do całego ciśnienia w powietrzniku. Procent ten zakłada się tem mniejszy, im dłuższy ma być przewód tłoczny. I tak dla pompy o podwójnem działaniu i przy wahaniach ciśnienia nie mających przekraczać 1%, objętość powietrza w powietrzniku powinna równać się 20-to-krotnej objętości skoku pojedynczego. Wahania $x\%$ wymagają $(20 : x)$-krotnej objętości skoku, wszystko w założeniu, że korbowód jest nieskończenie długi. Jeżeli natomiast długość korbowodu równa się 5, 4, wzgl. 3-krotnemu promieniowi korby, to liczbę 20 wypada zastąpić liczbami 25, 27, wzgl. 30.

Przy pompach bliźniaczych można skuteczność każdej pary powietrzników ssących (wzgl. tłoczących) powiększyć, łącząc ich przestrzenie powietrzne ze sobą rurami.

Warunkowi powyżej wyłuszczonemu można też uczynić zadość, (pomijając zmniejszenie przyspieszania i zwalniania tłoka), przez zwiększenie przekroju przewodu tłocznego, albo też przez sprzęgnięcie na jedną rurę tłoczną kilku pomp pracujących równolegle, których korby jednakże muszą względem siebie być przestawione.

3. Wymiary pomp tłokowych i moc przez nie zużywana.

Podstawą obliczeń jest wydajność Q (w m^3/sek.). Dane bywają nadto wysokości ssania i tłoczenia H_s i H_d, oraz długości przewodów ssawnego i tłocznego L_s i L_d. Dobrać trzeba stosowną ilość obrotów n i skok s (w m). Ilość obrotów n określa się z uwzględnieniem ruchu mas wody i ustroju zaworów, oraz ich zamykania się w czasie właściwym. Skok s tłoka ustanawia się natomiast z uwzględnieniem prędkości tłoka, jego nacisku (napędnego) i kosztów budowy pompy. Naogół pompa wypadnie tem taniej, im mniejszy będzie jej skok s. Pompy znajdujące się w handlu, osobliwie stojące, miewają $s = D$, a nawet $s < D$. Do obliczenia bierze się tylko **skuteczny przekrój tłoka** (uwzględniając przekroje tłoczysk przechodzących). We wzorze:

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{60\,Q}{i\,s\,\lambda\,n} \text{ w m}^2,$$

liczy się $i = 1$ dla pomp o pojedynczem, a $i = 2$ przy podwójnem działaniu; skuteczność objętościowa $\lambda = 0{,}95$ do $0{,}97$ dla dobrego, a $\lambda = 0{,}90$ dla mniej prawidłowego wykonania. Nieszczelności tłoka i zaworów,

opóźnione przymykanie się zaworów, dossawanie powietrza, wydzielanie się gazów lub par z cieczy, wszystko to wpływa na zmniejszenie się skuteczności objętościowej λ.

Jeżeli podstawimy $H_s + H_d = H$ (w m), to otrzymamy poniższy wzór na **moc potrzebną** dla napędzania pompy w MK:

$$N = \frac{\gamma Q (H + h_w + h_w')}{75} = \frac{1000 Q H}{75 \eta}.$$

Nie uwzględniając oporów bardzo długich przewodów, (które wypada obliczać oddzielnie), można liczyć, że **sprawność** dobrze wykonanych pomp tłokowych będzie $\eta = 0{,}90$ do $0{,}93$, zwykłych zaś $\eta = 0{,}80$ do $0{,}85$.

4. Części pomp tłokowych.

Grubość ścianek w częściach walcowatych kadłuba pompowego, oraz w skrzynkach zaworowych, oblicza się według wskazówek podanych na str. 576 i nast.

Wszelkie miejsca wzajemnego przenikania się brył (geometrycznych), jako też przyłącza na większych otworach, należałoby albo obliczać oddzielnie, albo też pogrubiać należycie i wyokrąglać.

W **kadłubie pompowym** nie powinno być jam powietrznych (t. j. takich miejsc, w którychby się mogło zbierać powietrze), zwłaszcza zaś pod pokrywą ssawnej skrzynki zaworowej i w najwyższych punktach samego cylindra pompowego, a całość należy tak urządzić, aby wszystko wssane powietrze uchodziło z wnętrza pompy przez zawory tłoczne. Powietrze bowiem znajdujące się we wnętrzu pompy, nietylko że zmniejsza jej skuteczność objętościową λ, lecz powoduje nadto jeszcze uderzenia przy otwieraniu się zaworów tłocznych.

Większe **nurniki** (p. str. 542) oblicza się podług **2.** str. 421, biorąc dla żeliwa $k_z = 300$ kg/cm^2 jako ciągnienie bezpieczne.

Grubość ścianek **powietrznika tłocznego** obliczamy podług **1.** str. 421, biorąc ciągnienie bezpieczne dla żeliwa $k_z = 150$ kg/cm^2, a dla żelaza kowalnego $k_z = 600$ do 700 kg/cm^2.

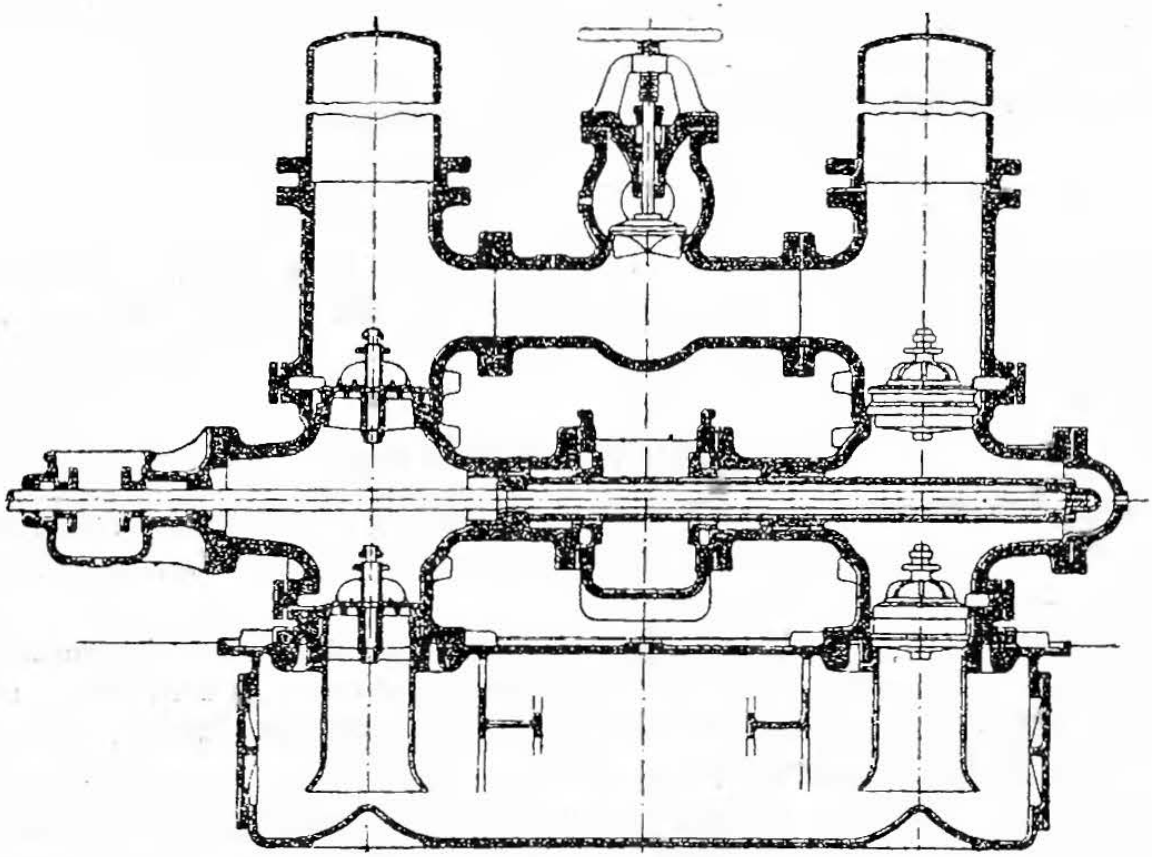
Przybory powietrznika tłocznego: Manometr, zawór bezpieczeństwa, wodoskaz lub zawory dozorcze (próbne) i pompka napowietrzająca, albo też zawór na kadłubie pompy do wssawania powietrza.

Przybory powietrznika ssawnego: Wakumetr (wskaźnik rozprężenia), wodoskaz, zawór dopowietrzający, urządzenie do odssawania nadmiaru powietrza oddzielną pompką odpowietrzającą, albo też przez skraplacz silnika parowego. Przy większej wysokości ssania potrzeba nadto przyrządu do napełniania rury ssawnej wodą pod ciśnieniem, przyczem niezbędny jest zawór w smoku, oraz zawór bezpieczeństwa na rurze ssawnej. Do odpowietrzenia dłuższych przewodów ssawnych nadaje się jeszcze lepiej dyszak parowy.

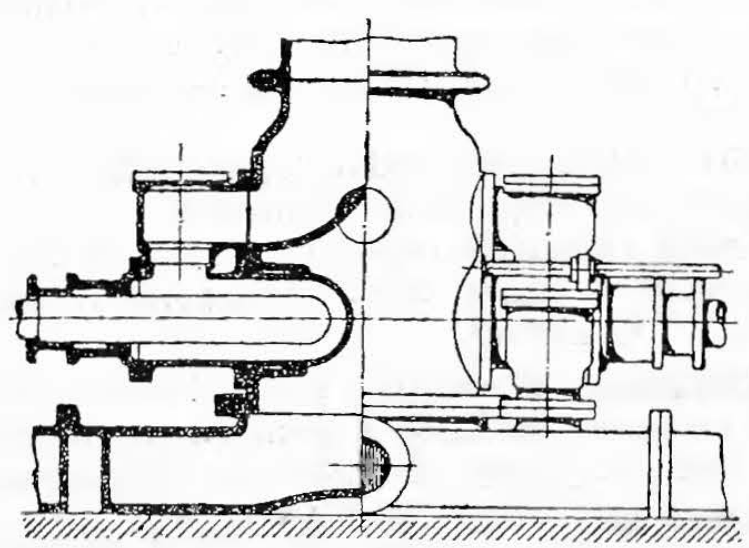
Nadto do napełniania wodą wnętrza pompy, przed jej rozruszeniem, potrzebny jest zawór łączący przestrzeń tłoczną z wnętrzem pompy; dalej zawieradło (t. j. zasuwa lub zawór) do odcięcia prze-

(Ciąg dalszy na str. 773).

Rys. 582.



Rys. 583.



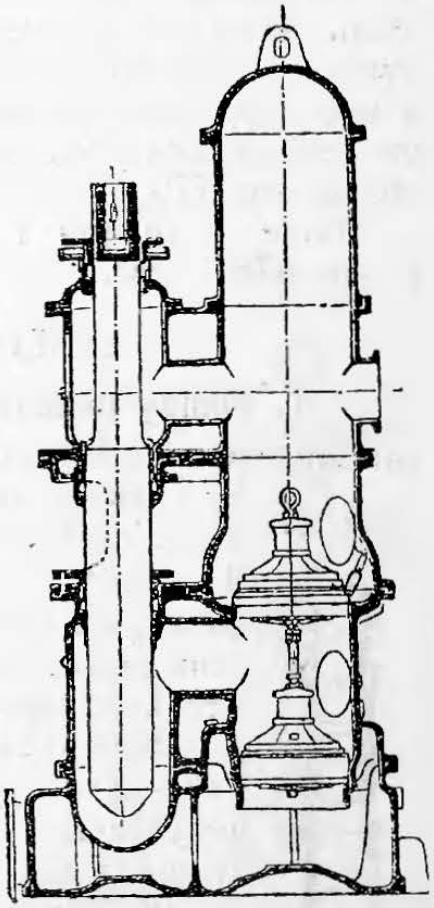
Rys. 584.

wodu tłocznego od pompy przy oględzinach jej wnętrza (por. przyłącza odnośne w rys. 582 str. 772). O zaworach p. str. 608 i nast.

5. Ustrój pomp tłokowych.

Pompy tłoczące budują się przeważnie w ustroju pomp nurnikowych, a na większe wydajności zazwyczaj jako pompy zdwojone (rys. 582), a to w celu osiągnięcia równości sił przy ruchu naprzód i wstecz.

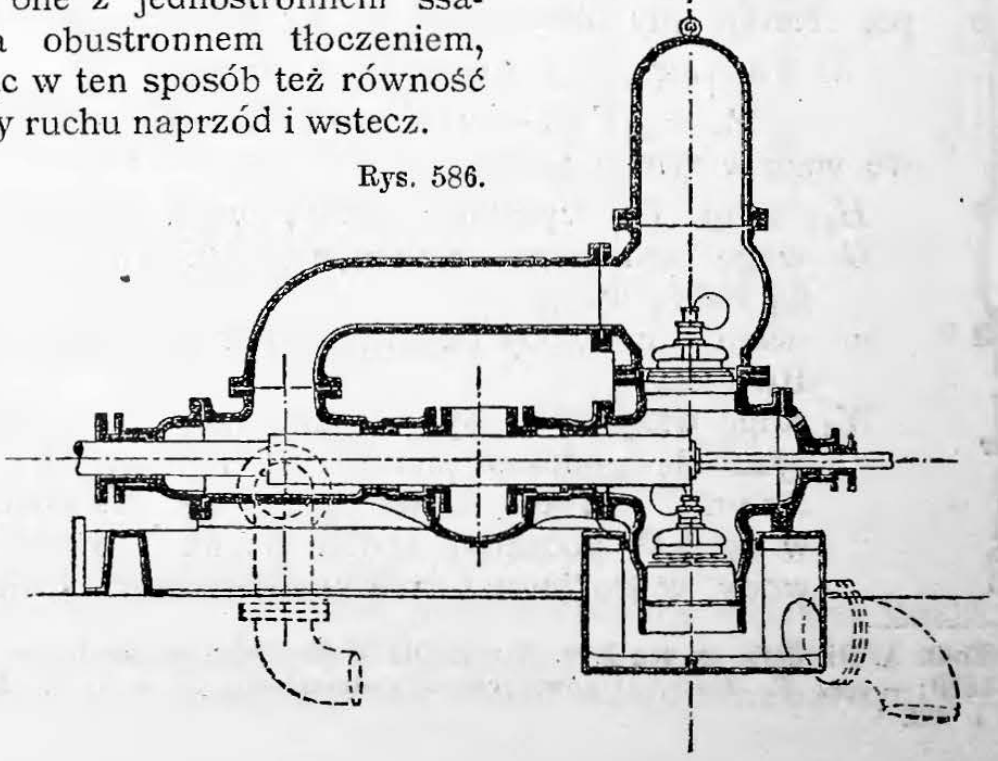
Rys. 585.



Gdy pompa tłoczy pod wysokie ciśnienie (np. podziemne wywadniarki w kopalniach), natenczas względnie grube tłoczysko staje się przyczyną dotkliwego zmniejszenia przekroju skutecznego jednego z tłoków (rys. 582), powodując zarazem znaczną nierówność siły przy ruchu naprzód, względnie do wstecznego. W takich warunkach korzystnem będzie odwrócić dławnice na zewnątrz i złączyć oczepy nurników zespórkami zewnętrznemi (rys. 583), przyczem równocześnie trudno dostępne dławnice, w rys. 582 ku środkowi skierowane, znajdą się od stron zewnętrznych, będą zatem dostępniejsze.

Układ pionowy, t. j. pompę stojącą, napędzaną z pasa, przedstawiono w rys. 589, a zastąpiono w niej dwie dławnice jedną. W celu zaoszczędzenia jednego zawora ssawnego i jednego tłocznego, zastępują też pompy zdwojone **pompami różnicowemi,** przedstawionemi w rys. 585 w układzie stojącym, a w rys. 586 w układzie leżącym. Pracują one z jednostronnem ssaniem, a obustronnem tłoczeniem, osięgając w ten sposób też równość siły przy ruchu naprzód i wstecz.

Rys. 586.



Jeżeli przez F m² oznaczymy przekrój tłoka tarczowego, wzgl. większego nurnika, to przekrój f m² mniejszego nurnika określimy z warunku jednakowego wydatku przy skoku naprzód i wstecz, czyli z równania $F - f = f$ na:

$$f = {}^1/_2 F.$$

A jeżeli siła działająca ma być jednakowa przy ruchu naprzód i wstecz, to przekrój f określamy z warunku:

$$F(H_s + h_w) + (F - f)(H_d + h_w') = f(H_d + h_w'),$$

w którym h_w i h_w' oznaczają wysokości oporów ssawnych i tłocznych, średnie z całego skoku. W tym razie w czasie skoku podwójnego (jeśli skok = s m) wydatek wody będzie: $(F - f)s + fs = Fs$, a więc taki sam jak dla pompy o pojedynczem działaniu, i tak samo też wypada obliczać wymiary pompy, zakładając $i = 1$ we wzorze na str. 770.

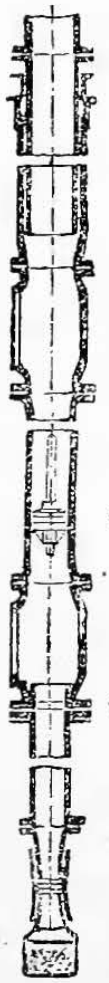
[Dane o **rurach** i **kształtkach** na przewody ssawne i tłoczne p. str. 578 i nast.].

e. Wywadniarki (kopalniane).*)

1. Pompy podnoszące o tłokach zaworowych (rys. 587)

zalecają się układem jednoosiowym; w tłoku znajdują się zawory (zawory przy v i v rys. 587). Trudność uszczelnienia tłoka ogranicza podnios do 50 m. Prędkość tłoka poniżej 1 m/sek. Swobodny przelot zawora bywa zaledwie $^1/_3$ przekroju tłoka, prędkość wody w zaworze równa się zatem przynajmniej trzykrotnej prędkości tłoka, dla tego też prędkość tłoka musi być względnie nie wielka.

Rys. 587.



Wydatek wody w m³ jest: podczas podskoku $(F - f)s$, podczas opadania tłoka fs, razem więc Fs, przyczem F oznacza przekrój tłoka, f przekrój żerdzin w m², s zaś skok tłoka w m.

W dowolnym przekroju żerdzin, które napędzają pompę, działają siły określające się wzorami poniższymi:

a) Naciąg przy podskoku (w kg):

$$P_a = \gamma F H_s + \gamma (F - f) H_d + G + W_a;$$

we wzorze tym oznacza:

H_s, wzgl. H_d wysokość ssania, wzgl. tłoczenia, w m,
G wagę żerdzin pod badanym przekrojem, wraz z wagą tłoka, w kg,
γ wagę 1 m³ wody podnoszonej w kg, zazwyczaj $\gamma =$ 1000 kg,
W_a sumę wszystkich oporów drugorzędnych, pojawiających się podczas podskoku, jako to: tarcia tłoka, dławnic i wody, oraz oporu siły przyspieszającej w kg. W początku skoku można zaniedbać tarcie wody, w środku zaś opór przyspieszania. (Dokładniej-

*) Podł. A. Riedler'a, p. też J. v. Hauer. Die Wasserhaltungsmaschinen der Bergwerke, 1889; — oraz E. Josse, O nowszych wywadniarkach, Z. d. V. d. Ing. 1895 str. 364 i 403.

sze obliczenie oporu przyspieszania dla pomp tłoczących wskazano poniżej, str. 777).

b) Nacisk przy opadaniu tłoka w kg:

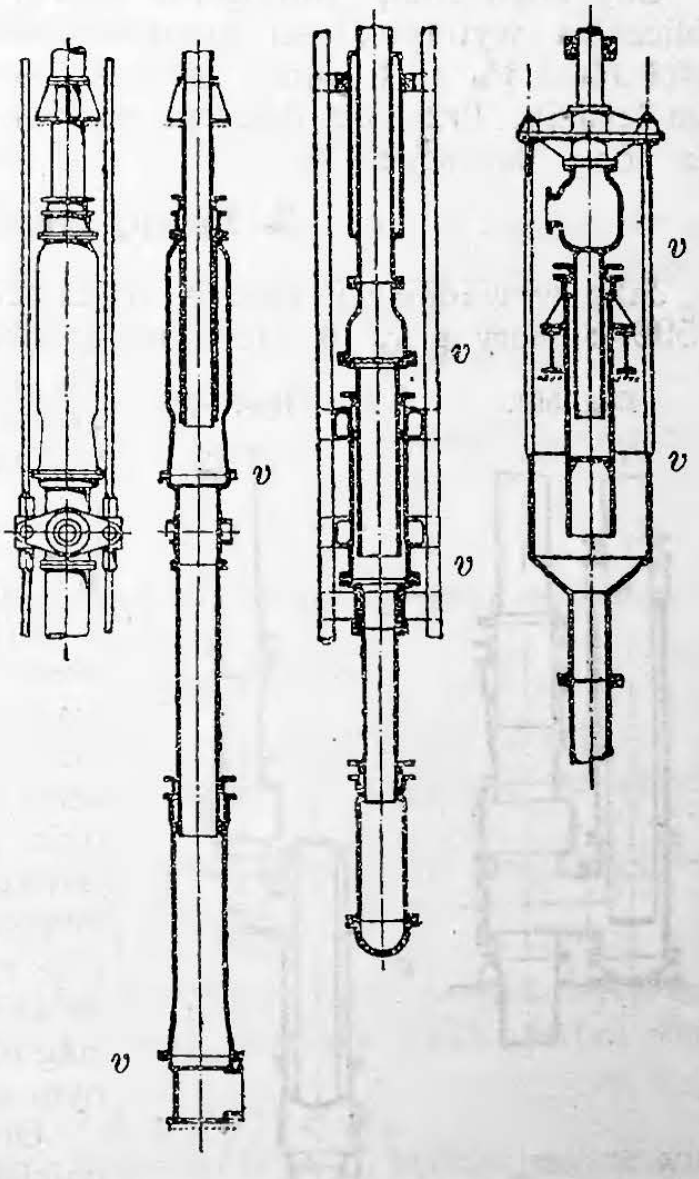
$$P_n = \gamma f H_d - G + W_n,$$

w którym to wzorze oznaczamy nadto przez W_n w kg sumę oporów drugorzędnych, pojawiających się podczas opadania tłoka (por. powyżej W_a).

Gdy długość żerdzin jest znaczna, P_n powinno być < 0, ponieważ trudno prowadzić żerdziny bezpiecznie od wyboczenia.

Wymiary i moc potrzebna obliczają się jak dla pomp o działaniu pojedynczem (str. 770), przyczem liczy się $i = 1$; $\lambda = 0{,}9$; $n = 10$ do 20 podskoków na min. przy żerdzinach ponad 100 m długich, a $n =$ do 30 podskoków/min. przy żerdzinach krótszych niż 50 m; η bywa 0,80 do 0,85 przy tłokach tarczowych, a $\eta = 0{,}90$ przy nurnikach.

Rys. 588. Rys. 589. Rys. 590.



Pompy pogłębiarskie są to zwykłe pompy podnoszące, lecz z urządzeniem do ich stopniowego zagłębiania; wieszają je zazwyczaj na linach drucianych, a wznoszą i opuszczają za pośrednictwem dźwigarki parowej, ustawionej na powierzchni ziemi. Tłoczysko napędzają często żerdzinami z lin drucianych. Przy znacznych długościach i większych obciążeniach żerdzin linowych wypada uwzględniać niedoskok (stratę na skoku) wskutek rozciągania się lin.

2. Pompy Rittinger'a

(rys. 588, 589 i 590) są również jednoosiowe, a bywają one pojedynczo lub podwójnie działające. W rysunkach miejsca, w których znachodzą się zawory, oznaczono literami v.

Pompy Rittinger'a o pojedynczem działaniu (rys. 589 i 590). W rys. 590 żerdziny zastępuje sama rura podnośnicza, za której pośrednictwem poruszamy tłokiem. Siły pojawiające się w tych żerdzinach rurowatych wskutek napędzania poszczególnych pomp, piętrami ponad sobą ustawionych, obliczamy

podług wzorów na P_a i P_n, podanych na str. 774 i 775 dla pomp podnoszących o tłokach tarczowych, podstawiając za F przekrój zewnętrzny (całkowity) tłoka rurowatego, a za f przekrój jego ścianek. W rys. 589 przedstawiono pompę, której kadłub dokonywa skoku, poruszany oddzielnemi żerdzinami zdwojonemi, a której tłok jest nieruchomo osadzony.

Pompę Rittinger'a o podwójnem działaniu, w układzie różnicowym, przedstawia rys. 588. Dwa nurniki, większy o przekroju F i mniejszy o przekroju f, działają równocześnie, a oddzielne żerdziny zdwojone poruszają kadłub pompy. Zatrzymując oznaczenia poprzednie, ze str. 774, otrzymamy:

$$P_a = \gamma F H_s + \gamma f H_d + G + W_a,$$
$$P_n = \gamma (F - f) H_d - G + W_n.$$

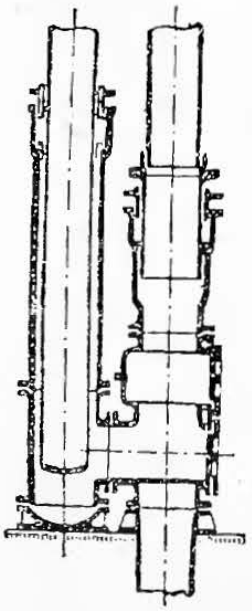
Dobierając należycie stosunek f do F, możemy otrzymać siły jednakowe przy podskoku i opadaniu.

Gdy kilka pomp Rittinger'a piętrzy się ponad sobą, to wypada obliczenia wytrzymałości przeprowadzać, uwzględniając sumy wartości P_a i P_u tych pomp, które się znajdują pod badanym przekrojem żerdzin. Przebieg obliczenia podobny jak podano poniżej pod **3.** dla pomp tłoczących.

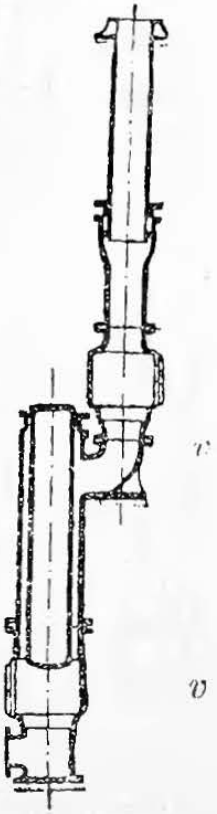
3. Pompy tłoczące.

Jako wywadniarki stosują najczęściej pompy tłoczące (rys. 591 i 592, zawory przy v), które, mając układ dwuosiowy, zajmują więcej miejsca. Pompa tłoczy podczas skoku w dół, a napędza się ją rozwidleniem żerdzin. Większe podniosy dzielą na części, licząc na każdy scał (komplet) pompowy po 100 do 150 m podniosu.

Rys. 591.



Rys. 592.



Przy **obliczaniu żerdzin** należy mieć na względzie poniższe dwa warunki zasadnicze, którym powinien czynić zadość każdy przekrój żerdzin: 1) podczas opadania żerdzin nie powinno się w nich pojawiać ciśnienie, co osiąga się zazwyczaj przez naciążanie i 2) podczas podskoku, t. j. wznoszenia się żerdzin, pojawiający się w nich naciąg nie ma stawać się niebezpiecznym ich wytrzymałości.

Obliczenie rozpoczyna się od najniższego scału pompowego i przeprowadza dla każdej poszczególnej żerdziny, a mianowicie dla początku podskoku, gdyż wtenczas siły na przyspieszenie są największe (tarcia wody nie potrzeba zatem uwzględniać).

Naciąż niezbędny do opadania obliczamy, równając potrzebny do opadania nacisk P_n (na tłok danego scału tłoczącego) z wagą tu działać mającą, a w takim razie żerdziny nie potrzebują już przenosić żadnego nacisku. Z uwzględnieniem sił na przyspieszenie mas wody i żerdzin, otrzymamy wzór:

$$(G + B)\left(2 - \frac{q_n}{9{,}81}\right) = P_n = \gamma F H_d \left(1 + \frac{F}{F_d}\frac{q_n}{9{,}81}\right) + R,$$

w którym oznacza:

G wagę żerdzin (z tłokiem i okrakiem) między danym scałem tłoczącym, a najbliższym, poniżej leżącym, którą to wagę oznacza się z warunków wytrzymałości dla scału poprzedzającego (niższego), w kg,

B szukaną wagę naciążu, którym należy naciążyć dany scał tłoczący, w kg,

R opór tarcia w prowadnikach i dławnicach, który, stosownie do warunków ustroju, liczą na 5 do 10% wartości statycznego nacisku na tłok $\gamma F H_d$, w kg,

F przekrój tłoka w m^2,

F_d przekrój rury tłocznej w m^2,

γ ciężkość właściwą cieczy podnoszonej w kg/m^3,

H_d wysokość tłoczenia pompy w m,

q_n największe przyspieszenie podczas opadania w m/sek^2 (w silnikach z kołami rozpędowemi, o stosunku promienia korbowego do długości korbowodu $= 1:5$, zależnie od ustroju bywa wartość $q_n = 0{,}8\, v^2 : r$ do $1{,}2\, v^2 : r$, pomnożone jeszcze przez stosunek ramion wahaka (balansiera).

Jeżeli z obliczenia prawej części wzoru powyższego wypadnie:

$$P_n > G\left(1 - \frac{q_u}{9{,}81}\right),$$

to trzeba naciążyć jeszcze tłok wagą B, owarunkowaną wzorem:

$$(G + B)\left(1 - \frac{q_n}{9{,}81}\right) = P_n.$$

Zamiast tego naciążenia możnaby zwiększyć wagę G żerdzin ponad potrzebną ze względów wytrzymałości, lecz sposób ten stosują rzadziej.

Do oceniania wartości B można przy zwykłych warunkach zamiast wzoru powyższego stosować poniższy:

$$G + B = 1{,}3\, \gamma\, F\, H_d,$$

podług którego dla z ponad sobą się piętrzących, jednakowych scałów tłoczących otrzymamy przybliżoną wartość całkowitej wagi żerdzin (wraz z naciążami)

$$\Sigma (G + B) = 1{,}3\,(z + 1)\,\gamma F H_d.$$

W szybach bardzo głębokich waga $\Sigma (G + B)$ będzie jeszcze większa, a to ze względu na wytrzymałość żerdzin.

Wytrzymałość żerdzin przy podskoku należy obliczać dla najwyższego i najniższego przekroju każdej żerdziny, t. j. działki żerdzin leżącej między sąsiedniemi pompami. Przekroje żerdzin zwięk-

BIBLIOTEKA OKRĘGOWA W LUBLINIE

szają się ku górze, zgodnie z prawami o prętach równej wytrzymałości na ciągnienie (p. str. 342 i 343). Jako naciąg P_a liczy się sumę wag i sił wszystkich, pod badanym przekrojem znajdujących się żerdzin (Σ_u), co wyrażamy wzorem:

$$10000\, f k_z = P_a = \Sigma_u \left[(G + B)\left(1 = \frac{q_a}{9{,}81}\right) + \gamma F H_s + R \right],$$

w którym oznacza:

H_s wysokość ssania oddzielnego scału tłoczącego, w m,

q_a największe przyspieszenie podczas podskoku w m/sek² (w silnikach o kole rozpędowem wypada je oznaczyć w sposób podobny jak powyżej podany dla q_n).

f przekrój żerdzin w m²,

k_z bezpieczne ciągnienie w żerdzinach w kg/cm² [dla drzewa $k_z = 60$ do 70 kg/cm², dla żelaza (kowalnego) $k_z = 500$ do 600 kg/cm²; w złączach ześrubowanych lub znitowanych można liczyć 0,8 wartości powyższych].

Wagę poszczególnej żerdziny obliczamy z jej długości l (w m), przekroju f (w m²), podług wzoru: $f l \gamma_g \beta$, w którym oznacza:

γ_g wagę 1-go m³ żerdzin w kg [dla drzewa $\gamma_g \sim 800$ kg/m³, dla żelaza spawalnego 7800 kg/m³, dla żelaza zlewnego 7850 kg/m³, dla stali 7860 kg/m³],

β liczbę większą niż 1, uwzględniającą zwiększenie wagi żerdzin skutkiem złączeń (dla żelaznych żerdzin okrągłych $\beta = 1{,}25$, dla żerdzin z kształtowników żelaznych i z drzewa $\beta = 1{,}35$).

Przy znaczniejszych głębiznach szybu względy wytrzymałości wymagają tak znacznych przekrojów żerdzin w górnej części szybu, że warunek dla skoku w dół:

$$P_n < G\left(1 - \frac{q_n}{9{,}81}\right),$$

dopełnia się z nadmiarem, bo waga ciężkich żerdzin przewyższa znacznie siłę P_n potrzebną do przezwyciężenia oporów. Jeżeli, zgodnie z warunkiem zasadniczym, powyżej już wyłuszczonym, ciśnienie w żerdzinach ma istotnie być wykluczone, to do wykonywania pracy pomp nie można posiłkować się wagą najwyższej żerdziny, ani też suwającemi się częściami silnika, złączonemi wprost (nie za pośrednictwem wahaka) z żerdzinami.

Ten nadmiar wagi (jeszcze bardziej się pojawiający w pompach podnoszących i Rittinger'a, p. str. 774 i 775), należy odciążyć przeciwwagami, o ile nie chcemy tego uczynić przez dławienie pary podczas opadania żerdzin i przez nadmierne ciśnienie pary podczas ich podnoszenia.

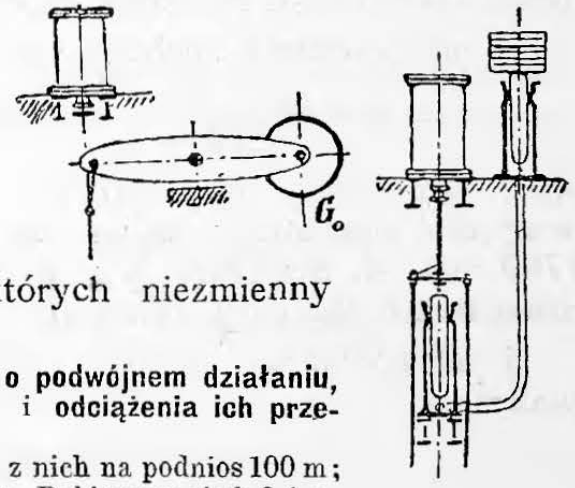
Przy silnikach parowych o podwójnem działaniu wypada nadto odciążyć i nacisk pary podczas opadania żerdzin, jeżeli istotnie uniknąć w nich chcemy ciśnienia. Przy takiem odciążeniu silnik potrzebuje tak podczas opadania, jak i podczas podnoszenia żerdzin wywierać tylko połowę tej siły, z jakąby musiał podnosić żerdziny bez tego odciążenia; ono bowiem równa się sile, z jaką sam silnik pod-

nosi żerdziny, a dwie te siły współdziałają sobie przy podnoszeniu żerdzin.

Sposoby odciążania są następujące:

1. Wahak z przeciwwagą (rys.
2. Przeciwciśnienie wody (rys. 5) żerdziny pompowe napędzają równocześnie tłok, na który z dołu działa ciśnienie wody z akumulatora, ustawionego na powierzchni ziemi.

Rys. 593.



3. Stałe przeciwciśnienie pary, np. cylinder odciążający ponad lub pod cylindrem silnika.
4. Odciążający słup wodny, np. dodane scały pompowe, bezzaworowe, za pośrednictwem których niezmienny słup wodny odciąża żerdziny.

Przykład obliczenia żerdzin **wywadniarki o podwójnem działaniu**, z warunkiem uniknięcia ciśnień w żerdzinach i **odciążenia ich przewagą.**

Pięć jednakowych scałów tłocznych, każdy z nich na podnios 100 m; $Q = 3{,}5$ m³/min; $n = 7$ skoków podwójnych/min. Dobieramy skok 2,4 m, a natenczas średnica nurnika wypada 530 mm.

Z obliczenia siły niezbędnej dla opadania (podł. str. 777) otrzymujemy wagę czynną dla każdego scału: $G + B = 28000$ kg; waga nurnika $= 2200$, a więc u najniższego scału wypada dowiesić naciąż $28000 - 2200 = 25800$ kg.

Dolny przekrój najniższej żerdziny obliczamy podług wzoru na wytrzymałość przy podskoku, podanego na str. 778, wprowadzając wartości sił, oraz wagi tłoka i naciążu, a otrzymamy średnicę $d = 85$ mm.

Następnie obliczamy górny przekrój tej najniższej żerdziny, a więc tuż pod drugim scałem (od dołu), szacując tymczasowo dla określenia wagi samej żerdziny jej przekrój średni (co należy potem sprawdzić) i dodając tę wagę do naciągu żerdziny w jej dolnym końcu, a otrzymamy górną średnicę tej żerdziny 95 mm, średnicę zaś prętów jej okraka (tworzącego ramę wokoło drugiego scału) = 80 mm.

Z danych tych obliczamy wagę tej żerdziny na 5800 kg, wagę ramy z rozwidleniem = 1600 kg; waga nurnika drugiego scału (licząc kolejno od dołu) = 2200 kg, a zatem u tego scału trzeba dowiesić do żerdziny naciąż: $28000 - (5800 + 1600 + 2200) = 18400$ kg.

Żerdzinę między drugim a trzecim scałem obliczamy w sposób podobny, uwzględniając siły i wagi dla obydwóch dolnych pomp i dla żerdziny między niemi.

Po całkowitem przeprowadzeniu takiego obliczenia, otrzymamy wreszcie ciężar działający u wahaka silnika parowego, a więc wagę ogólną wszystkich 5-ciu żerdzin, nurników, okraków i naciąży, w sumie 181000 kg. Średni nacisk niezbędny do przezwyciężenia oporu w czasie opadania nurników określamy z obliczenia na 121000 kg. A więc niezbędna do odciążenia żerdzin przeciwwaga na przeciwległem (równodługiem) ramieniu wahaka silnikowego byłaby $181000 - 121000 = 60000$ kg. Chcąc przy silniku parowym, o podwójnem działaniu, odciążyć jeszcze i nacisk pary podczas opadania żerdzin, w celu należytego wyzyskania podwójnego działania silnika, trzeba do obliczonej przeciwwagi dodać jeszcze $^1/_2 \cdot 121000$ kg, a natenczas cała przeciwwaga byłaby 120500 kg.

Wywadniarki bezżerdzinowe (podziemne) należy projektować tak jak zwykłe pompy parowe, uwzględniając jednakże zacieśnione miejsce i zapewniając dogodny dostęp do poszczególnych części, w których ustroju wypada unikać wszelkiej nieprzejrzystości. W ostatnich latach coraz to więcej stosują napęd elektryczny (prądnikami) do podziemnych wywadniarek. *)

*) O. Lasche, Napęd elektryczny wywadniarki podziemnej, Z. d. V. d. Ing. 1898, str. 1341 i nast.; B. Gerdau, Nowsze wywadniarki podziemne w kopalniach, Z. d. V. d. Ing. 1899, str. 29 i nast.

Sprężarki

VIII. DMUCHAWY I ~~KOMPRESORY~~.

A. Uwagi ogólne.

Ilość powietrza, jaką ma dostarczać dmuchawa, bywa zwykle dana zgóry, a mianowicie w kg, albo m^3, i sprowadza się do 0^0 i prężności 760 mm sł. rt. (słupa rtęciowego).

1 m^3 powietrza suchego (podł. str. 279) waży:

$$\gamma = 0{,}4645\,\frac{b}{273+t} = 353{,}04\,\frac{p'}{273+t} = 341{,}66\,\frac{p}{273+t};$$

jeżeli oznaczymy temperaturę w stopniach przez t, a prężność bezwzględną powietrza: w mm sł. rt. przez b; w starych atmosferach (760 mm. sł. rt.) przez p'; wreszcie w nowych, t. j. metrycznych atmosferach (kg/cm^2), przez p.

1 m^3 powietrza średnio wilgotnego (o stałej $R = 29{,}4$ kgm/m) waży:

$$\gamma = 0{,}4625\,\frac{b}{273+t}.$$

Objętość właściwa powietrza jest: $v = 1:\gamma$. Dalsze szczegóły patrz str. 279 i nast.

Dmuchawie trzeba nadać takie rozmiary, aby przy najmniejszej gęstości powietrza, jaka w danej miejscowości wydarzyć się może, dmuchawa jeszcze zdolną była wydawać potrzebną ilość powietrza. Oblicza się zatem dmuchawy na najwyższą temperaturę i najmniejsze ciśnienie barometryczne danej miejscowości, wypada więc uwzględniać i wysokość położenia danej dmuchawy kuźniczej ponad poziomem morza.

W celu możliwego zmniejszenia rozmiarów dmuchawy zaleca się czerpać powietrze z miejsca, gdzie ono bywa względnie najchłodniejsze i najsuchsze, a zatem wedle możności nie z silniczni (sali silników) ani z kotłowni.

Pożyteczna praca dmuchawy składa się: 1) z pracy na sprężanie (kompresyę), 2) z pracy na przetłaczanie powietrza, 3) z pracy nadającej powietrzu w kanałach potrzebną prędkość.

W dmuchawach pracujących na wyższe sprężе (sciśnienia) miarodajnemi są tylko dwie pierwsze części składowe pracy, przy małej różnicy ciśnień, czyli małym sprężu (przewietrzniki, czyli wentylatory i t. p.) uwzględnia się zazwyczaj tylko drugą część składową pracy, aczkolwiek część trzecia bywa nieraz bardzo znaczna nawet w dmuchawach o nader małym sprężu.

Zaniedbane części pracy pożytecznej uwzględniamy w ten sposób, że dorzucamy je do oporów szkodliwych, przez co zmniejszamy pozornie sprawność dmuchawy.

Dmuchawy miewają przeróżne ustroje, z których ważniejsze są:

Dmuchawy tłokowe, stosowane przeważnie w kuźnictwie, dostarczające zazwyczaj wiatr średniej prężności.

Kompresory (sprężnice), które sprężają (ściskają) powietrze na wyższe spręże, a znajdują zastosowanie w przeróżnych gałęziach przemysłu.

Wietrzaki o tłokach zębnikowatych, np. wietrzaki Root'a, stosowane do ognisk kowalskich i jako przewietrzniki i t. p.

Przewietrzniki, czyli wentylatory, przeróżnego ustroju, przeważnie na mniejsze spręże, bywają albo natłaczające (nawietrzniki), albo wysysające (wywietrzniki).

Dyszaki, czyli strumiennice do powietrza, przeważnie parowe, bywają albo natłaczające, czyli nadyszaki, częściej zaś wysysające, czyli wydyszaki (exhaustory).

B. Przewietrzniki (wentylatory).*)

a. Przewietrzniki odśrodkowe (wietrzaki).

1. Sposób obliczenia.

Poniżej stosować będziemy oznaczenia następujące:

u_1 prędkość wirnika (koła łopatkowego) na obwodzie wewnętrznym w m/sek.,

u_2 prędkość wirnika na zewnętrznym obwodzie łopatek w m/sek.,

c_0 prędkość dopływowa, z jaką powietrze wpływa do opony, w m/sek.,

c_1 bezwzględna prędkość wlotowa, z jaką powietrze wpływa do wirnika, w m/sek.,

c_2 bezwzględna prędkość wylotowa, z jaką powietrze z wirnika wypływa, w m/sek.,

c_3 bezwzględna prędkość odpływowa, z jaką powietrze odpływa z opony, w m/sek.,

w_1 względna prędkość wlotowa, w_2 zaś wylotowa z wirnika, w m/sek.,

n ilość obrotów wirnika na min.

D_1 wewnętrzna, D_2 zaś zewnętrzna średnica wirnika w m,

b_1 szerokość wirnika u wlotu, w m,

b_2 szerokość wirnika u wylotu, w m,

Q wydajność (objętościowa) powietrza w m^3/sek.,

v objętość właściwa powietrza średnio nawilżonego w m^3/kg, por. str. 768 i tabl. II na str. 282.

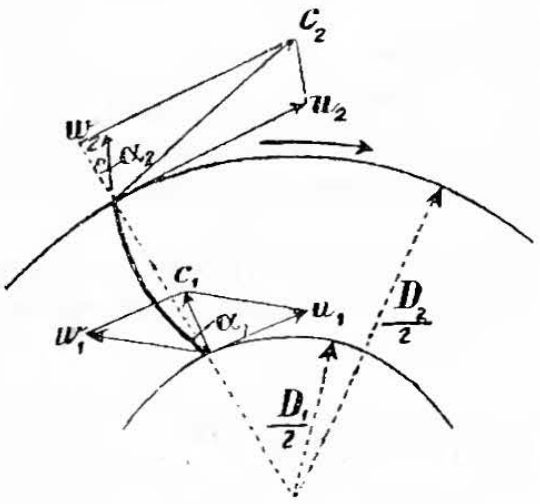
h średnia różnica ciśnień (prężności) po obu stronach przewietrznika w mm sł. wod. czyli kg/m^2, którą poniżej w skróceniu zwać będziemy sprężem bez względu na to, czy to będzie spręż, czy też rozprężu.

f spółczynnik, którego wartość dla większych przewietrzników = 1,2 do 1,4, a dla mniejszych = 1,4 do 1,7,

*) J. v. Hauer, Die Wettermaschinen, 2 wyd. Lipsk 1889.

γ waga powietrza przetłaczanego w kg/m³,
g przyspieszenie ciężkości = 9,81 m/sek.².

Rys. 595.



1. Prędkość obwodowa wirnika.

Prędkość obwodowa końcowej cząstki łopatki, skierowanej po promieniu jest:

$$u_2 = f\sqrt{g\,h\,v},$$

a dla powietrza średniej prężności (podł. tabl. II str. 282), dla $v = 0{,}8$ m³/kg:

$$u_2 = 2{,}8\,f\sqrt{h}.$$

Wzorem tym można się posiłkować nawet wtedy, gdy cząstka łopatki jest nieco pochylona względem promienia.

Gdy jednakże kąt α_2 tego pochylenia (rys. 595) jest znaczniejszy, to zaleca się wzór poniższy: *)

$$u_2 = f\left[\frac{D_1}{D_2}\,\frac{b_1}{b_2}\,c_1\,\frac{\operatorname{tg}\alpha_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{D_1}{D_2}\,\frac{b_1}{b_2}\,c_1\,\frac{\operatorname{tg}\alpha_2}{2}\right)^2 + g\,h\,v}\right],$$

a dla średniej prężności powietrza:

$$u_2 = f\,[4\operatorname{tg}\alpha_2 + \sqrt{(4\operatorname{tg}\alpha_2)^2 + 7{,}85\,h}].$$

α_2 uważamy za dodatne, gdy się końce łopatek (względnie do kierunku ruchu) wstecz pochylają (p. rys. 599 i 600), za ujemne zaś, gdy się końce łopatek pochylają naprzód (p. rys. 601 str. 785).

2. Średnica wirnika.

Prędkość c_0, z jaką powietrze dopływa w otwór opony, biorą zazwyczaj = 8 m/sek.

Pelzer dobiera c_0 zwiększające się ze sprężem, a m. dla:

$h =$	10	20	50	100	150	200	250	300	350	mm sł. wod.
$c_0 =$	4,7	6,6	10,5	15,0	18,3	21,0	23,5	25,8	27,8	m/sek.

Średnica d otworu ssawnego w oponie, wynika z wzorów:

$\frac{1}{4}\pi d^2 = Q : c_0$ przy jednostronnym dopływie, a
$\frac{1}{4}\pi d^2 = \frac{1}{2} Q : c_0$ przy obustronnym dopływie.

Jeżeli D_2 jest zewnętrzną, a D_1 wewnętrzną średnicą wirnika, to zaleca się:

$$D_2 = 2\,d \text{ do } 3\,d; \qquad D_1 = d \text{ do } 1{,}5\,d;$$

poczem otrzymamy **ilość obrotów** $n = 60\,\dfrac{u^2}{\pi D_2}$.

---

*) **Przewietrzniki sprzężone,** wymagając mniejszych prędkości obwodowych, nadają się na wyższe spręże. Doświadczenia z takim przewietrznikiem, przy $u_2 = 50$, 75 i 100 m/sek., wykazały $h = 290$, 525 i 900 mm sł. wod., p. Z d. V. d. Ing. 1892, str. 434.

Gdy dana jest ilość obrotów silnika napędzającego, zaleca się niekiedy powiększyć średnicę D_2 przewietrznika, aby go módz sprzęgnąć bezpośrednio z wałem silnika:

$$D_2 = \frac{60\,u_2}{\pi\,n}.$$

W podobnych razach zalecają się również przewietrzniki pracujące w szeregu za sobą (np. Guibal'a, Harzé'go).

Szerokość łopatek b_1 ustanawia się z warunku, aby powietrze we wnętrzu przewietrznika, przy przejściu do wirnika, możliwie mało zmieniało swą prędkość, który to warunek, z uwzględnieniem dławienia strumienia, określa:

$b_1 = 0{,}25\ d$ do $0{,}4\ d$ przy dopływie jednostronnym,
$b_1 = 0{,}5\ d$ do $0{,}8\ d$ przy dopływie obustronnym.

Dalej szerokość łopatki zwęża się zazwyczaj ku obwodowi, zwłaszcza przy znaczniejszych sprężach, bez tego bowiem prędkość przepływu powietrza przez kanał międzyłopatkowy zmniejszałaby się w miarę zwiększającego się przekroju: różnice obustronnych ciśnień na łopatkę zwiększałyby się niepomiernie, powodując silny szum przewietrznika. Stosują często $b_2 = b_1\,(D_1 : D_2)$, co przy prostych łopatkach daje stałą wielkość przekroju w kanale międzyłopatkowym. Przewietrzniki pracujące w szeregu za sobą miewają zazwyczaj stałą szerokość łopatki, a mianowicie:

$$b_2 = b_1 = 0{,}25\ D_2 \text{ do } 0{,}33\ D_2,$$

oraz szerokość stawideł przepustowych:

$$s = \frac{2\,Q}{b\,u_2\,i},$$

przyczem przez i oznaczono ilość przepustów, ponajczęściej $i = 1$.

Rittinger radzi ilość łopatek $z = 15\ D_2$, wzór ten jednakże, w zastosowaniu do wielkich średnic, daje za wielką liczbę łopatek. Często wykonywują tylko połowę łopatek w całej ich długości, pośrednie zaś między niemi zastępują krótkiemi łopatkami na obwodzie (por. rys. 602 str. 786).

Przewietrzniki pracujące w szeregu miewają mniej łopatek (8 do 15).

3. **Moc zużywana** w MK będzie: $N = \frac{Q\,h}{75\,\eta}$.

Sprawność η u wielkich przewietrzników kopalnianych bywa 0,4 do 0,7, lecz granicy wyższej dosięga się tylko wyjątkowo. Małe przewietrzniki bywają mniej sprawne: u nich bywa $\eta = 0{,}3$ do $0{,}5$.

Wpływ wylotni. Wzory powyższe wyprowadzono w założeniu, że powietrze wypływa z przewietrznika z prędkością umiarkowaną (8 m/sek). Przy wywietrznikach można prędkość tę jeszcze zmniejszyć przez urządzenie pierścieniowatej, rozszerzającej się wylotni (rys. 596), albo przez stosowne poszerzenie przewodów odpływowych, przez co zmniejsza się nietylko ilość obrotów, lecz i praca zużywana. Spręż nawietrzników musi się natomiast przystosować do oporów w przewodach nawietrzających, zależnych zwłaszcza też od prędkości ruchu.

Usunięcie opony wywietrznika powoduje konieczność znacznego zwiększenia jego ilości obrotów i mocy przez niego zużywanej, albowiem powietrze, uchodząc z wirnika z prędkością c_2, zabiera też zawartą w sobie pracę rozpędu, która na sekundę, w koniach mechanicznych, wyrazi się wzorem:

$$N_0 = \frac{1}{75} Q \frac{{c_2}^2}{2g} \gamma,$$

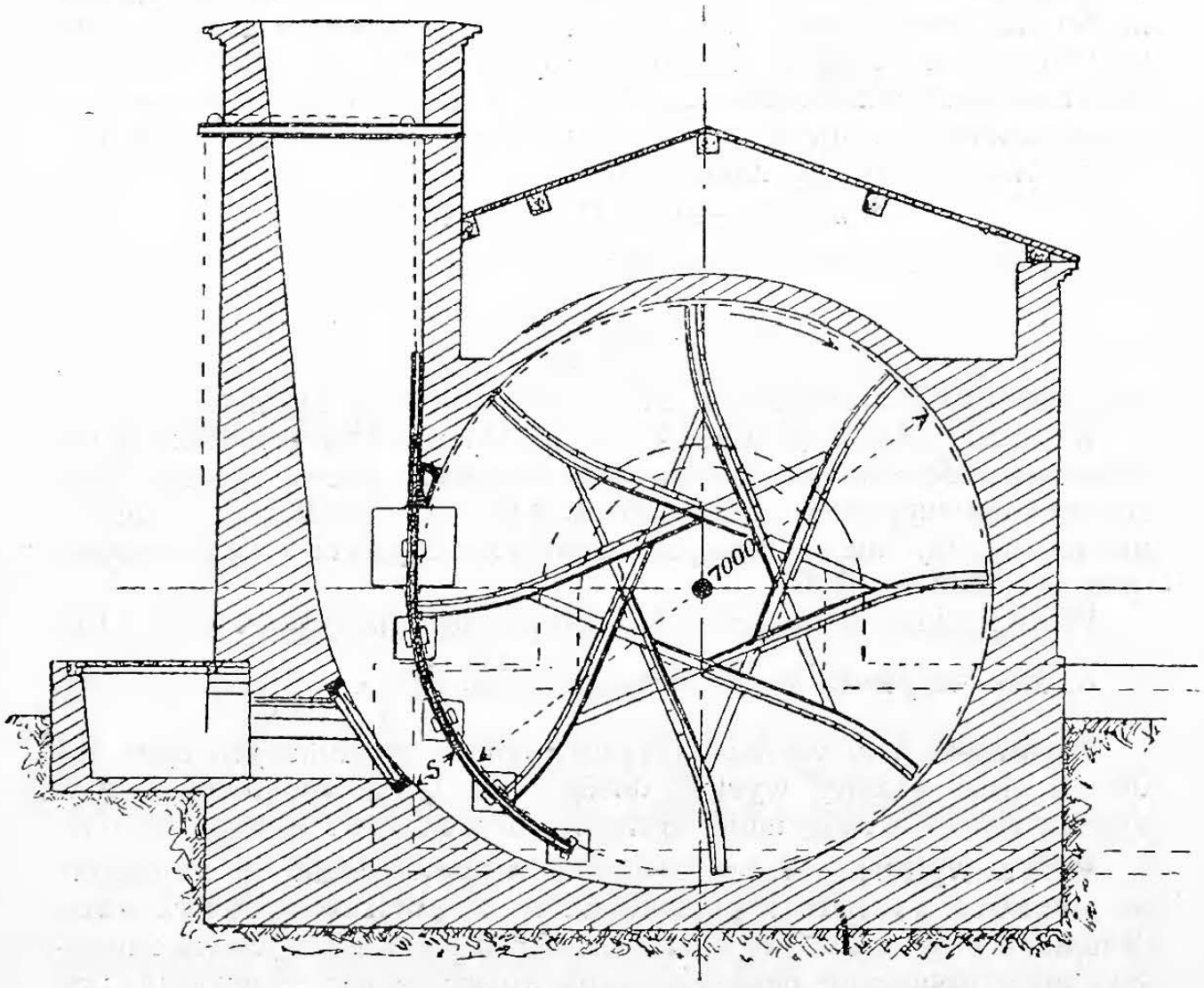
a dla średnich warunków przedstawi się w postaci:

$$N_0 = 0{,}00086\, Q\, {c_2}^2.$$

Prędkość wylotową (z wirnika) wykreślamy w sposób przedstawiony w rys. 595 (str. 782), składając u_2 z w_2, względna zaś prędkość wylotowa będzie:

$$w_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b \cos \alpha_2}.$$

Rys. 596.

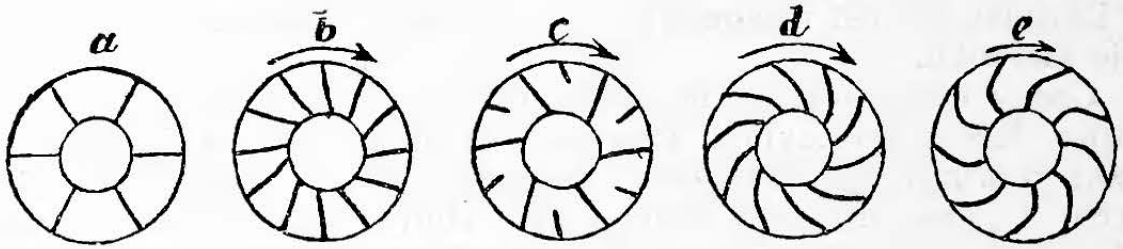


Przewietrzniki o należycie ukształtowanej wylotni przemieniają większą część tej pracy rozpędu na sprężę dodatkowy, a powietrze uchodzące z wylotni z tak zmniejszoną prędkością c_3 unosi z sobą już tylko moc $0{,}00086\, Q\, {c_3}^2\, MK$.

2. Kształt łopatek.

Trudno orzec, który z wielu używanych kształtów łopatek byłby bezwzględnie najlepszy: przeróżne, w rys. 597 do 601 przedstawione kształty okazały się w stosownych okolicznościach zupełnie właściwymi.

Rys. 597. Rys. 598. Rys. 599. Rys. 600. Rys. 601.



Jeżeli α_1 (rys. 595 str. 782) jest kątem pochylenia początkowej cząstki łopatki (u wlotu) względem promienia, to warunkiem:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = 0{,}052 \frac{n D_1}{c_1},$$

określamy wlot bez zderzenia. Jednakże dopełnienie tego warunku posiada tu mniej doniosłości niż przy pompach odśrodkowych, a to z powodu sprężystości powietrza.

W rys. 597 do 601 przedstawiono różne kształty łopatek: *a* proste łopatki w kierunku promieni są ustrojem najprostszym, a sprawność ich znośna. Kształt *b* łopatki wstecz pochylone, lecz na obwodzie zewnętrznym kończące się w kierunku promieni: sprawność (p. Rittinger'a) lepsza niż łopatek *a*. Kształt *c* o wstecz pochylonych, prostych łopatkach wymaga większej ilości obrotów, a bezwzględna prędkość wylotowa jest mniejsza niż u obydwóch poprzednich. Kształt *d* przewyższa jeszcze pod tym względem łopatkę *c* i nadaje się zwłaszcza do przewietrzników o małym sprężu. Naodwrót łopatka kształtu *e* umożliwia mniejsze ilości obrotów, a większe prędkości wylotowe, posiada zatem dobrą sprawność przy znaczniejszych sprężach. F. Pelzer stosuje z dobrym skutkiem łopatki proste, w kierunku promieni, lecz dodaje do łopatek paraboidalne czerpaki, przez co wytwarza przewietrznik będący typem przejściowym między odśrodkowymi, a śrubowatymi.

3. Sposoby wykonania.

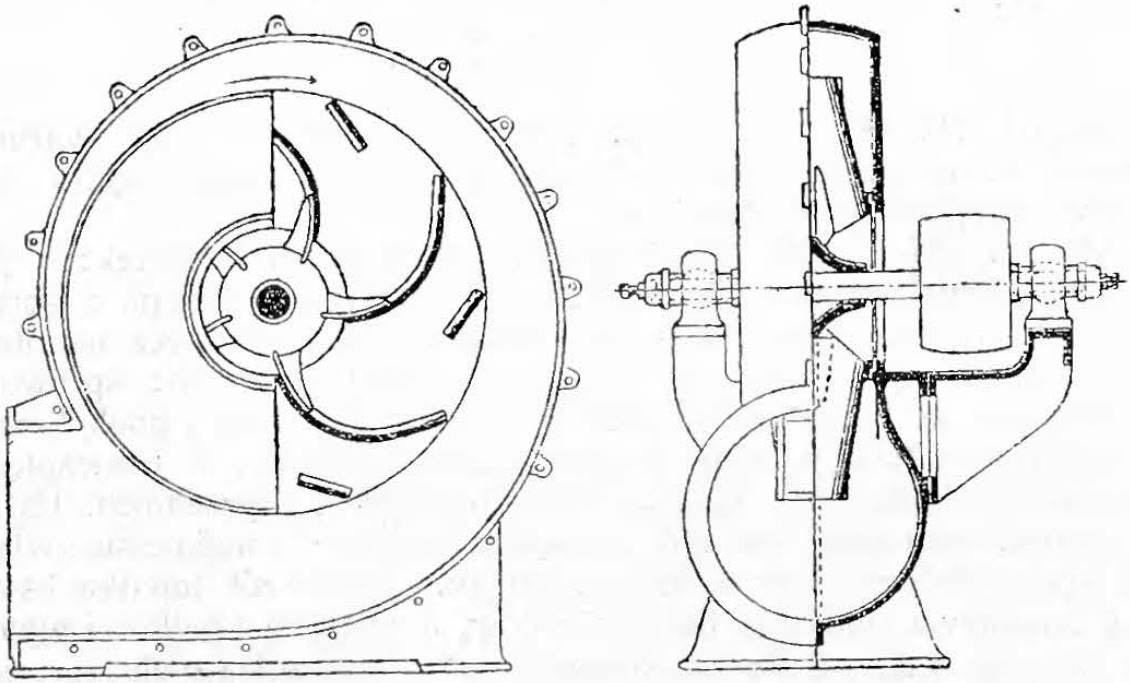
Kanały międzyłopatkowe można z boku osłonić albo tarczami pierścieniowatemi, łączącemi się z łopatkami w wirnik, albo też tylko oponą, a natenczas wirnik składa się wyłącznie z piasty i łopatek które poruszają się w tej oponie możliwie dokładnie przylegającej do boków łopatek. Pierwszy z wspomnianych sposobów wykonania odznacza się naogół lepszą sprawnością. Dopływ jednostronny warunkuje większe rozmiary wirnika, mimo to okazuje się niekiedy dogodniejszym w ustroju, a jest poprostu wskazany, gdy przy większej prędkości obwodowej, w celu zmniejszenia ilości obrotów, i bez tego trzebaby było stosować wielkie średnice.

Opony bywają murowane, żeliwne, blaszane, niekiedy i drewniane, często zaś spód murowany, a część wierzchnia z blachy.

Stożek naczółkowy na osi odchyla łagodnie kierunek strumienia powietrznego w sposób podobny, jak naczółki filarów mostowych odchylają prąd rzeczny. Oś powinna być dostatecznie wytrzymała i dosyć sztywna, aby nie podlegała drganiom. Na osie nadaje się najlepiej stal tyglowa, a należy je zabezpieczyć od przesunięć w kierunku po osi i zaopatrzyć w przyrządy nastawne dla tego właśnie kierunku.

Czopy obliczamy na możliwie małe ciśnienie k na panwie łożyskowe, biorąc spółczynnik w wzoru IV, na str. 491, $w \leqq 15000$. Łożyska powinny być nastawne i przegibne (t. j. o panewkach wahliwych) z panwiami spiżowemi i prawidłowo smarowane, do czego zalecają się zbiorniczki smaru i kurki do jego spuszczania.

Rys. 602.



Napęd. Napęd pasami skórzanymi nawet największych przewietrzników okazał się właściwszym niż napęd linami. Bezpośredni zaś napęd silnikiem przez sprzęgnięcie osi zaleca się, gdy się tylko ilości obrotów ze sobą zgadzają. Nawietrzniki do palenisk nadmuchowych na parowcach napędza się silnikami parowymi, szybkobiegami, sprzęgając ich osie (np. ustrój Westinghouse'a, z cylindrami 110 do 140 mm średn., 100 do 130 mm skoku i $n \sim 500$). Przy napędzie bezpośrednim dobrze będzie ustawić silnik i przewietrznik na wspólnej płycie podstawowej. Małe przewietrzniki odśrodkowe można też napędzać ręcznie, albo ciśnieniem wody napędnej – w nowszych czasach stosują obszernie bezpośredni napęd elektryczny (prądnikami).

Przykład. Do przewietrzania budynku mamy obliczyć wywietrznik odśrodkowy, na $Q = 10$ m³ powietrza na sek., o rozprężu $h = 20$ mm sł. wod. Napęd silnikiem gazowym, wedle możności bezpośredni przez sprzęgnięcie osi. Moc potrzebną:

$$N = \frac{1}{75}\frac{Qh}{\eta}, \text{ licząc } \eta = 0{,}45, \text{ otrzymamy: } N = \frac{1}{75}\frac{10 \cdot 20}{0{,}45} = 5{,}9\ MK.$$

Stosujemy leżący silnik gazowy o 6 MK i 160 obrotach/min.

Jeżeli końce łopatek będą skierowane po promieniu, to prędkość obwodowa wywietrznika będzie:

$u_2 = 2{,}8\, f \sqrt{h}$, a licząc $f = 1{,}4$, otrzymamy $u_2 = 2{,}8 \cdot 1{,}4 \sqrt{20} = 17{,}5$ m/sek.

Dopływ obustronny, a więc $\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{1}{2}\frac{Q}{c_0} = \frac{1}{2}\cdot\frac{10}{8} = 0{,}625$ m²; $d = 0{,}892$ m;

$D_2 \backsimeq 2{,}5 \cdot 0{,}892 = 2{,}23$ m, co zaokrąglamy na $D_2 = 2{,}25$ m. Wreszcie

$$n = 60\frac{u_2}{\pi D_2} = 60\,\frac{17{,}5}{3{,}14 \cdot 2{,}25} = 142{,}8,$$

a więc za małe, by wywietrznik módz sprzęgnąć z wybranym silnikiem. Zmniejszenie średnicy D_2 pogorszyłoby sprawność, nie może się ono zatem zalecać, natomiast możemy łopatki pochylić wstecz, szacunkowo na $a_2 = 20°$, a wprowadzając nadto wartości: $b_1 = b_2$, $D_1 = 0{,}6\ D_2$, $c_1 = 8$ m/sek i $gv = 7{,}85$ we wzór na u_2 (str. 782), otrzymamy:

$$u_2 = 1{,}4\left[0{,}6 \cdot 8\frac{0{,}364}{2} + \sqrt{\left(0{,}6 \cdot 8\,\frac{0{,}364}{2}\right)^2 + 7{,}85 \cdot 20}\right] = 18{,}77 \text{ m/sek.},$$

z czego (podł. str. 782) obliczamy $n = 159$, a wynik ten możemy uznać za zupełnie dostatecznie zgodny, zwłaszcza wobec niepewności, z jaką oszacowaliśmy tylko wartość spółczynnika f.

Wysokosprężne nawietrzniki odśrodkowe (wietrzaki, bąki).

jednej z większych fabryk niemieckich.

Średnica wirnika D_2	Do **ognisk kuziennych** przy sprężu 120 do 160 mm sł. wod.			Do **kopulaków** odlewniczych przy sprężu 280 do 320 mm sł. wod.			Koła pasowe:		Średnica odpływu	Waga nawietrznika
	Ilość ognisk o dyszach 30 mm prześwitu	n_{max}	Moc potrzebna	Waga żeliwa stopionego	n_{max}	Moc potrzebna	Średnica	Szerokość		
mm			*MK*	ton/godz.		*MK*	mm	mm	mm	kg
300	1 do 3	3500	0,25	.	.	.	70	50	90	60
350	3 „ 6	3350	0,75	0,50 do 0,75	4750	1,8	80	60	105	75
400	6 „ 10	3050	1,35	0,75 „ 1,25	4000	2,9	100	70	120	115
475	10 „ 15	2350	2,20	1,25 „ 2,00	3250	4,5	120	80	150	170
600	15 „ 20	1800	3,20	2,00 „ 3,00	2500	6,5	150	90	200	320
675	20 „ 25	1600	3,50	3,00 „ 3,25	2250	7,0	150	100	225	400
750	25 „ 35	1450	4,25	3,25 „ 4,00	2000	8,5	200	100	250	500
850	35 „ 45	1300	5,25	4,00 „ 5,00	1775	10,0	225	125	290	625
950	45 „ 55	1100	6,50	5,00 „ 6,75	1550	12,0	250	150	320	800
1075	55 „ 80	975	7,75	6,75 „ 8,00	1375	13,5	275	160	370	1100
1200	80 „ 100	850	9,00	8,00 „ 10,00	1200	15,5	300	180	400	1600
1350	100 „ 120	775	10,50	10,00 „ 12,25	1015	17,5	325	200	460	1850
1500	120 „ 150	675	12,00	12,25 „ 17,50	950	20,0	350	200	500	2200

Wietrzaki powyższe można stosować do ognisk kuziennych, kopulaków, płomieniaków, dymarek i t. p. ognisk, do pieców w hutach szklanych, czyli w szkłowniach, do topienia metali w tyglach, do palenisk nadmuchowych przy kotłach parowych w celu użytkowania odpadków paliwa, do przedmuchiwania powietrza przez towary nasypane lub nawarstwione, do przewietrzania zbożowni (elewatorów, silo), do piaskownic wydmuchowych (do mglenia strumieniem piasku twardych powierzchni, np. szklanych), do przewietrzania słodowni i t. p.

Osiągać można nimi spręż do 750 mm sł. wod. Potrzebną moc podano w tablicy wyłącznie tylko dla samego wietrzaka, bez przystawek, pędni, strat w przewodach nawietrzających i t. p.

Do kopulaków w besemerniach używają wietrzaków o średnicach wirnika D_2 do przeszło 3 m, na spręż wiatru 500 do 1000 mm sł. wod. Odśrodkowe wywietrzniki kopalniane, z jedno- lub obustronnymi dopływami i naziemnym przewodem łączącym je z szybem, miewają średnice $D_2 = 1{,}8$ do 4,5 m i wywietrzają 20 do 100 m³

powietrza na sek., pracując z rozprężem 100 mm i wyżej w przewodzie ssawnym. Liczą w kopalniach bez gazów wybuchliwych po 2 m³/min na robotnika i 10 m³/min na konia, a z gazami wybuchliwymi po 3 m³/min na robotnika, zostawiając 10 m³/min na każdego konia. Ilości te zwiększają nieraz o 25%.

Przewietrzniki kopalniane

jednej z fabryk niemieckich.

Średnica wirnika D_2 . . . . mm	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500	4750
Największa ilość wiatru 60 Q m³/min	1100	1350	2120	3175	4150	5425	6875	7650
Spręż h . . . . . mm sł. wod.	100	130	170	200	230	250	275	285
Ilość obrotów na min. n	388	392	352	314	284	254	233	225
Przekrój szybu przewietrzającego $A = 0{,}38\,Q : \sqrt{h}$ . . . . . m²	0,679	0,750	1,030	1,420	1,733	2,278	2,625	2,795

Przewietrzniki z prądnikami na osi (elektryczne)

jednej z fabryk niemieckich.

Prądnik przy 105 Voltach	Przewietrznik: Średnica wirnika	Przewietrznik: Szerokość łopatki	Ilość obrotów na min.	Ilość powietrza 60 Q	Spręż h_{max}	Moc potrzebna	Waga ogólna
Amperów	mm	mm	n_{max}	m³/min	mm sł. w.	MK	kg
2	300	150	1100	12—18	20	0,125	100
3	300	100	1950	15—20	50	0,25	110
5	350	120	1800	20—30	60	0,5	145
10	430	150	1650	30—45	75	1	210
15	500	170	1480	45—60	90	1,5	350
20	600	200	1280	65—80	100	2,5	520
30	750	230	1100	90—120	110	4	800
50	900	250	980	120—160	125	6	1150
75	1050	270	880	160—200	140	9,5	1500
100	1200	300	770	200—250	150	12	2000

Uwaga: Przewietrznik i prądnik stoją na wspólnej płycie, a osie ich złączono bezpośrednio sprzęgłem sprężynującem.

b. Przewietrzniki śrubowate (o wirniku śrubowatym).

Na jednakową wydajność przewietrzniki śrubowate mogą być znacznie mniejsze od odśrodkowych, zalecają się zatem tam, gdzie potrzeba poruszać wielkie ilości powietrza przy bardzo nieznacznych sprężach, a więc przedewszystkiem do przewietrzania budowli (p. Tom II Dział XVI), do usuwania oparów lub pyłu, do chłodzarń i suszarń i t. p. By uniknąć oporu w przewodach, mogące-

go wymagać wyższych spręży, stawiają często takie przewietrzniki wprost w otwór ściany sali przewietrzanej. Nikłą ich sprawność można polepszyć, dodając kierownice (łopatki kierownicze), podraża to jednakże ich budowę i dlatego mało znajduje zastosowania.

Skrzydła *) bywają płaskie, albo o krzywiźnie podobnej jak w napędnych śrubach parowców. W dmuchawach śrubowych La Motte'a wirnik jest pełną powierzchnią śrubową; przewietrzniki śrubowate Blackman'a posiadają wirnik obracający się swobodnie w przestrzeni ssawnej, a skrzydła wygięte w taki kształt, że stają się zarazem czerpakami, czerpiącymi powietrze i na obwodzie i na krawędziach w kierunku promieni leżących.

Oznaczenia te same jak na str. 781 i 782. Średnicę zewnętrzną wirnika określa wzór:

$$D_2 = 1{,}3\sqrt{\frac{Q}{c_1}},$$

w którym Q oznacza ilość powietrza w m^3/sek., c_1 jego prędkość dopływową (zazwyczaj $c_1 = 8$ do 10 m/sek.).

Prędkość obwodowa będzie:

$$u = f\sqrt{hgv},$$

a przy średnich warunkach (podł. tabl. II str. 282) dla $v = 0{,}8$ m^3/kg

$$u = 2{,}8\, f\sqrt{h}.$$

Dla dmuchawy śrubowej La Motte'a . . . . jest $f = 1{,}9$ do 4,5,
„ wirników śrubowatych o skrzydł. płaskich „ $f = 2{,}8$ do 3,5,
„ „ „ „ wichrowat. „ $f = 2{,}2$ do 2,9.

Potrzebna **moc** w MK będzie:

$$N = \frac{Q\,h}{75\,\eta},$$ przyczem bywa $\eta = 0{,}2$ do 0,3.

Daleko wyższą sprawność, bo $\eta = 0{,}5$ do 0,6, posiadają wspomniane już powyżej przewietrzniki systemu Pelzer'a, będące typem przejściowym między odśrodkowymi, a śrubowatymi. Wirnik z łopatkami w kierunku promieni i dopływem jednostronnym posiada z tylnej strony osłonę pełną, w postaci stożka o wierzchołku skierowanym w stronę wnętrza wirnika. Od strony czerpiącej osłona wirnika jest pierścieniowata i składa się z bębna, oraz dostawionego doń stożka z podstawą w obwodzie zewnętrznym wirnika. Do łopatek dodano w obrębie wspomnianego bębna, jako czerpaki, skrzydła paraboidalne, które stanowią niejako przewietrznik śrubowaty, przypominający ustrój Blackman'a. Powietrze zaczerpnięte i wssane przez te skrzydła przechodzi między łopatki płaskie, promienisto

*) Wirnik przewietrzników odśrodkowych posiada łopatki na wzór kół wodnych, pomp odśrodkowych i t. p., natomiast u wirnika przewietrzników śrubowatych łopatki te nazywać będziemy skrzydłami tak z powodu pewnego podobieństwa w kształcie, jako też i pokrewnego poniekąd działania; zresztą i śmigi wiatraka niektórzy nazywają skrzydłami.

rozstawione, które stanowią drugą, odśrodkowo działającą część przewietrznika. Wylot powietrza na obwodzie.

Małe przewietrzniki tego ustroju budują w oponach lub oprawach żeliwnych, albo blaszanych, wielkie, do 5 m średnicy i więcej, przeważnie w oprawie wytworzonej przez samą ścianę, w którą się wstawiają, przyczem łożyska wspierają się na oddzielnych podporach murowanych lub żelaznych.

Przewietrzniki śrubowate

na sprężˇ $h = 2$ do 6 mm słupa wodnego.

Średnica wirnika D_2 mm	Ilość powietrza $60\,Q$ m³/min	Ilość obrotów na min. n_{max}	Moc potrzebna MK	Koło pasowe: średnica mm	Koło pasowe: szerokość mm	Waga kg	Średnica wirnika D_2 mm	Ilość powietrza $60\,Q$ m³/min	Ilość obrotów na min. n_{max}	Moc potrzebna MK	Koło pasowe: średnica mm	Koło pasowe: szerokość mm	Waga kg
200	15	2500	0,05	40	50	12	1200	650	500	3,0	300	125	425
250	25	2300	0,11	60	50	20	1500	1000	400	4,0	400	150	720
300	40	2000	0,20	80	60	27	1750	1400	350	5,5	500	150	1000
400	65	1500	0,30	100	60	40	2000	1800	300	7,0	550	150	1125
500	105	1200	0,50	125	60	75	2350	2325	260	9,5	650	150	1350
650	190	900	0,90	150	80	135	2500	2850	230	11,5	700	160	1800
800	280	800	1,50	200	100	200	2750	3400	215	13,5	800	180	2000
1000	450	600	2,20	250	120	300	3000	4150	200	16,5	830	200	2500

Uwaga: Przewietrzniki powyższe budują się w mocnej oprawie pierścieniowatej z obustronnymi kołnierzami dla lepszego zamurowania w ścianę i z nadlanemi nóżkami do ustawienia na podłodze lub wspornikach. Zazwyczaj budują je na obrót w prawo, patrząc od strony koła pasowego, i z dopływem powietrza od strony przeciwległej.

C. Dmuchawy tłokowe i kompresory (sprężnice).

a. Oznaczenie rozmiarów.

Oznaczamy przez:

F pole tłoka w cylindrze dmuchawy, z potrąceniem przekroju tłoczyska, w m² (a więc skuteczne pole tłoka),

s skok w m,

D średnicę tłoka w m,

d średnicę tłoczyska w m,

G wydatek powietrza na wagę w kg/sek. (por. str. 280 i nast.)*),

Q wydatek objętościowy powietrza w m³/sek., sprowadzony do temperatury 0° i prężności 760 mm sł. rt.

$v = 1 : \gamma$ objętość właściwą powietrza, p. tabl. II na str. 282,

β spółczynnik, którego wartości podaje tabl. III na str. 282,

*) Ilości wiatru i t. p. z dmuchaw wielkopiecowych, oraz dmuchaw besemerni, tomasowni i t. p. Tom II, Dział XIII, Kuźnictwo.

λ skuteczność objętościową, t. j. stosunek wydatku objętościowego na jeden skok do objętości przebieżonej przez tłok, czyli do objętości skoku,
n ilość obrotów na min.,
i (= 1, wzgl. 2) liczbę określającą, czy dmuchawa jest o działaniu pojedynczem, czy też podwójnem,
a otrzymamy dla dmuchaw jednocylindrowych wzór:

$$s\,F = \frac{60}{i}\,\frac{G\,v}{\lambda\,n} = \frac{60}{i}\,\frac{Q}{\beta\lambda n}\,,\ ^{*})$$

w którym $F = {}^1/_4\,\pi\,(D^2 - d^2)$ dla obustronnie } przechodzącego
$F = {}^1/_4\,\pi\,(D^2 - {}^1/_2\,d^2)$ dla jednostronnie } tłoczyska.

W dmuchawach bliźniaczych lub trojaczych za Q trzeba podstawiać wartości ${}^1/_2\,Q$, wzgl. ${}^1/_3\,Q$.

Średnia prędkość tłoka, $c = \frac{2\,n\,s}{60}$, bywa w dmuchawach zazwyczaj = 1 do 1,5 m/sek., wyjątkowo zaś, przy starannem wykonaniu do $c = 2$ m/sek.

Dmuchawy w stalowniach miewają i większe prędkości tłoka $c \geqq 2$ m/sek., przyczem $n = 30$ do 50.

W dmuchawach wielkopiecowych bywa:

przy silnikach wahakowych s do 3 m, a $n = 10$ do 15,
„ „ stojących $s = 1$ do 1,5, a $n = 20$ do 30,
„ „ leżących $s < 2$ m, a $n = 30$ do 40.

Skuteczność objętościowa λ zależy od szczelności tłoka i zaworów, a zmniejsza się nadto wskutek straty prężności powietrza przy przechodzeniu przez zawory ssawne, zwłaszcza zaś wskutek rozprężania się powietrza w przestrzeń szkodliwą. Wpływ w końcu wspomniany wypada oddzielnie uwzględniać w obliczeniach przy wyższych sprężach. Mamy:

$$\lambda = \psi\,\chi,$$

czynnik ψ przedstawia stosunek $s_1 : s$ (p. rys. 603), a przy stopniowem sprężaniu $s_1' : s$ (p. rys. 604, str. 793), czyli stosunek drogi s_1 tłoka przy otwartych zaworach ssawnych do całej długości ~~skoku~~ s, czynnik χ natomiast ma uwzględniać resztę strat. W dmuchawach i kompresorach (sprężnicach) do stalowni liczą $\chi = 0{,}9$, w wielkopiecowych $\lambda = \psi\,\chi = 0{,}9$ do 0,95.

Niezależnie od strat w samej dmuchawie, ogólna skuteczność objętościowa λ pogarsza się jeszcze przez straty w przewodach i ogrzewaczach wiatru, zależnie od jakości i stanu tych urządzeń.

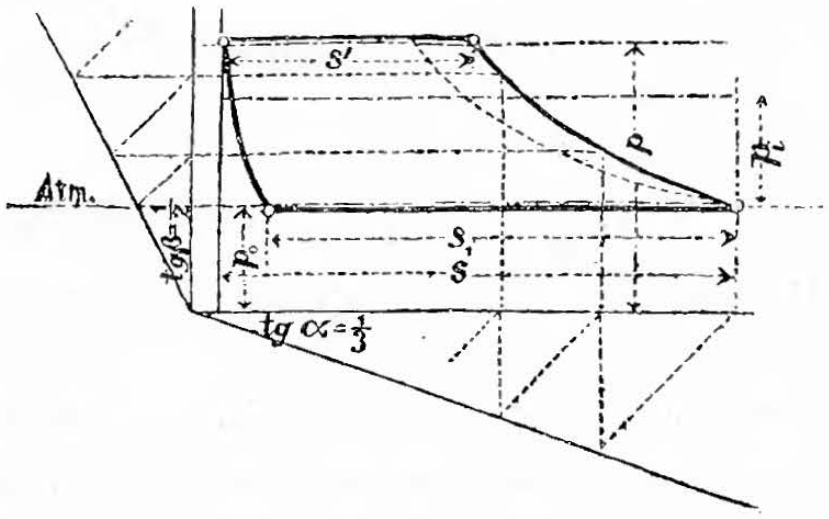
b. Oznaczenie mocy potrzebnej.

Ze składowych części pracy, wyszczególnionych dla dmuchaw na str. 780, zasługuje tu na uwzględnienie przedewszystkiem praca sprę-

*) Jeśli dmuchawa spręża powietrze stopniowo w kilku cylindrach, to wzór powyższy określa wymiary wielkiego cylindra.

żania i przetłaczania, podczas gdy praca dodatkowa w celu nadania prędkości strumieniowi wiatru, oraz na przezwyciężenie oporów zaworowych, dolicza się wprost do oporów szkodliwych.

Rys. 603.



O ile nie zastosujemy bardzo skutecznego chłodzenia, to sprężanie będzie adiabatyczne (p. str. 291). W celu utrzymania w lepszym stanie powierzchni cylindra chłodzą jego ścianki, np. w dmuchawach stalowni; w kompresorach zaś na wyższe spręże okazało się skutecznem chłodzenie przez wprowadzanie (wraz z powietrzem) wody rozpylonej do wnętrza cylindra.

Dla określenia potrzebnej mocy wykreślamy przedewszystkiem wykres ciśnień (rys. 603), w którym prężność ssania p_1 zmniejszamy o 2 do 3%, względnie do istotnej prężności p_0 powietrza zewnętrznego, a prężność tłoczenia p_2 zwiększamy o 3 do 5%, względnie do istotnej prężności p w przestrzeni tłocznej.

Mamy tu na myśli prężność tłoczenia tuż przy dmuchawie, gdyż prężność w końcu przewodu zmniejsza się w miarę oporów napotykanych w przewodzie (p. str. 300). A zatem jako prężność tłoczną w przestrzeni tłocznej przy dmuchawie należy liczyć prężność w końcu przewodu, zwiększoną o stratę prężności, niezbędną na przezwyciężanie oporów w przewodzie.

Krzywą sprężania wykreślamy w sposób podany na str. 289, przyczem, stosując wartość $\operatorname{tg}\alpha = 1/3$, $\operatorname{tg}\beta = 1/2$, zbliżamy się do wzoru $pv^{1,41} =$ stałej (adiabata), który możemy słusznie stosować do dmuchaw bez skutecznego chłodzenia.

Przy zastosowaniu chłodzenia skutecznego sprężanie powietrza następuje podług wzorów: $pv^{1,3}$ do $pv^{1,2} =$ stałej. Obrawszy natenczas wartość $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}2$, otrzymamy $\operatorname{tg}\beta = 0{,}267$ do $0{,}245$, zgodnie z powyższymi wzorami na sprężanie. Jeżeli nadto podług wzorów poniżej podanych obliczymy jeszcze wartości s' i s_1, to możemy wykreślić krzywą sprężania, znając już jej punkty końcowe, a mianowicie przez wykreślanie dowolnej ilości punktów pośrednich na podstawie zasady następującej: Średnia geometryczna rzędnych dwóch dowolnych punktów krzywej i średnia geometryczna odciętych tychże dwóch punktów są rzędną i odciętą szukanego punktu pośredniego krzywej sprężania. *)

Rozprężanie w przestrzeni szkodliwej można określać na zasadzie prawa Mariotte'a (str. 276).

*) M. Tolle, Nowy sposób wykreślania krzywej politropicznej, Z. d. V. d. Ing. 1894 str. 1456.

Z wielkości wykresu pola wykresu powyższego łatwo oznaczyć **średnią prężność ~~nakreśloną~~ wskazaną** (indykowaną) p_i w cylindrze dmuchawy. Prężność tę można też obliczyć bezpośrednio podług wzoru:

$$p_i = \frac{n - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{n-1} \frac{s'}{s} p^2 - \frac{s_1}{s} p_1,$$

w którym n oznacza wykładnik wzoru na krzywą sprężania: $p v^n =$ stałej (p. powyżej), a

$$\frac{s'}{s} = (1+m)\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} - m, \quad \text{oraz} \quad \frac{s_1}{s} = 1 + m - m\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}},$$

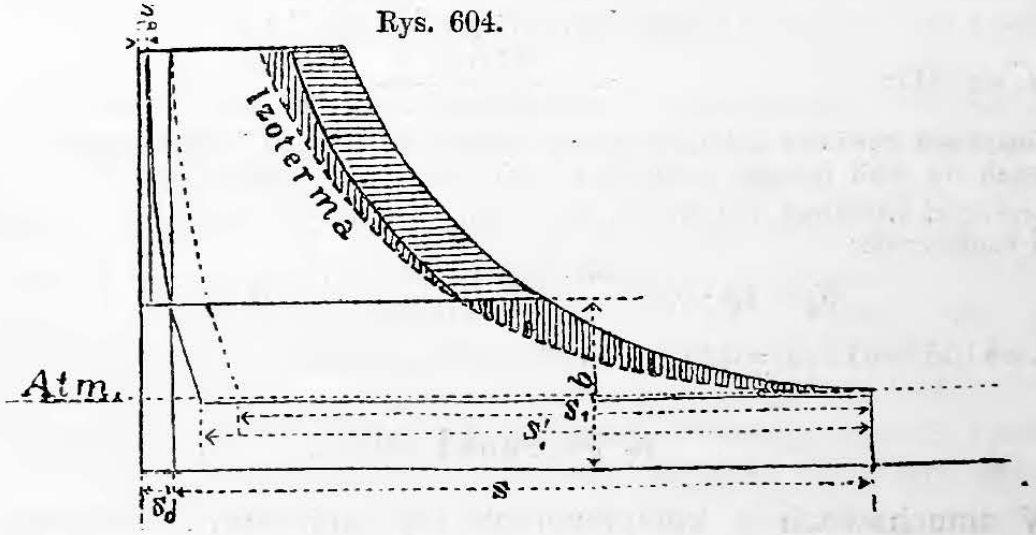
przyczem znów m oznacza stosunek objętości przestrzeni szkodliwej do objętości skoku Fs.

Gdy cylindry dmuchawy i silnika mają jednakowe skoki i jeśli oznaczymy przez:

p_i' średnią prężność (ciśnienie) w cylindrze parowym w kg/cm^2,
F skuteczny przekrój tłoka dmuchawy w cm^2,
F' skuteczny przekrój tłoka silnika parowego w cm^2,
η sprawność scału, to otrzymamy:

$$p_i' F' = \frac{1}{\eta} p_i F.$$

Rys. 604.



W wielkich dmuchawach wielkopiecowych bywa $\eta = 0{,}85$,*) w dmuchawach stalowni i w kompresorach (sprężnicach) $\eta = 0{,}75$ do $0{,}83$. Przy stopniowem sprężaniu w dwóch cylindrach (które zaleca się do wielkich kompresorów (sprężnic) o wysokim sprężu, tak w celu zaoszczędzenia pracy, jako też w celu równomierniejszego rozdziału sił), można liczyć, że w ~~pośredku~~ przelotnia (receiver) przy prawidłowem chłodzeniu powietrze powraca do temperatury początkowej **) i zgodnie z tem kreślić wykres (rys. 604, w którym pole poziomo zakreskowanę przedstawia pracę zyskaną przez stopniowanie sprężania).

*) Trappen, Dingler's Polyt. Journ. 1885 Tom 256, str. 119.
**) A. Riedler, Verhandl. d. V. f. Gewerbefl. 1890, str. 294.

Szacunkowo będzie: $N_i = \varepsilon \alpha \frac{Q}{\beta} \frac{10000\,(p-1)}{75}$,

jeśli Q i β zatrzymają znaczenie podane na str. 790, a nadto jeżeli oznaczymy przez:

N_i moc nakreśloną silnika parowego w MK,

p prężność bezwzględną w przestrzeni tłocznej w kg/cm^2,

ε spółczynnik obejmujący już i sprawność, a mianowicie dla dmuchaw wielkopiecowych $\varepsilon = 1{,}3$ do $1{,}4$, dla dmuchaw do stalowni i dla kompresorów $\varepsilon = 1{,}35$ do $1{,}5$,

α spółczynnik zależny od prężności i chłodzenia, a który przy braku chłodzenia można liczyć:

dla $p =$	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7 kg/cm^2
$\alpha =$	0,99	0,97	0,94	0,91	0,88	0,86	0,77	0,7	0,65	0,57	0,52	0,47	0,44;

a w kompresorach (sprężnicach) skutecznie chłodzonych, ze sprężaniem w jednym cylindrze podług prawa $p v^{1{,}25} =$ stałej.

dla $p =$	3	4	5	6	7	8	9 kg/cm,
$\alpha =$	0,61	0,53	0,48	0,43	0,4	0,37	0,34.

Przykład. Mamy szacunkowo obliczyć **moc potrzebną do kompresora,** który pracuje ze sprężeniem pojedynczem (nie stopniowanem), a który ma wydawać na godz. 400 m^3 powietrza sprowadzonego do 0° i 760 mm sł. rt. Spręż (nadciśnienie) na końcu przewodu o 50 mm średnicy w prześwicie i 1000 długości ma być 5 atm, a więc prężność bezwzględna 6 atm (kg/cm^2). Zakładając średnią prężność w przewodzie 6,4 atm. i temperaturę + 20°, obliczamy stratę prężności w przewodzie, podł. str. 300, na 0,76 atm. przyczem we wzór ów należy podstawić wartości:

$$Q = \frac{400}{3600} \cdot \frac{10333}{10000} \cdot \frac{1}{6{,}4} \cdot \frac{273+20}{273},$$

a podł. str. 279:

$$\gamma = \frac{64000}{29{,}4\,(273+20)}.$$

Kompresor powinien zatem sprężać powietrze do 6,76 atm. bezwzględnych.

Jeżeli we wzór powyżej podany na N_i podstawimy wartość $\beta = 0{,}9$, odpowiadającą prężności atmosfery 750 mm sł. rtęc. temperaturze + 25°, to otrzymamy przy chłodzeniu skutecznem:

$$N_i = 1{,}4 \cdot 0{,}41 \frac{400 \cdot 10000\,(6{,}76-1)}{0{,}9 \cdot 3600 \cdot 75} = 54.5\ MK,$$

a bez chłodzenia ($\alpha = 0{,}45$ zamiast 0,41) $N_i \backsim 60\ MK$.

c. Stosunki sił.

W dmuchawach i kompresorach (sprężnicach), zwłaszcza przy wysokich sprężach powietrza i znacznem rozprężaniu pary, siły działające podlegają silnym wahaniom, dochodząc przy końcach skoku (na zwrotach) do wartości bardzo znacznych. Tu bowiem największa prężność pary w cylindrze silnika pojawia się równocześnie z rozprężeniem powietrza w przestrzeń szkodliwą cylindra kompresora, działając skutecznie w tym samym kierunku. Wykres łącznego nacisku tłoków podł. rys. 477 str. 616, a obliczenie koła rozpędowego podług zasad podanych na str. 618 i nast., przyczem stopień niejednostajności: $\delta_s = 1:12$ do $1:20$, uważa się za wystarczający.

By uniknąć sumowania się nacisków obu tłoków na zwrocie, stosowano: wlot pozwrotowy; przestawienie korby silnika, względnie do korby dmuchawy; odpowietrzanie przestrzeni szkodliwej do przestrze-

ni ssawnej i t. p., lecz żaden z tych środków nie okazał się niezawodnym. Wytrzymałość napędu obliczamy podług nacisków największych, zużywanie się części pozostaje natomiast w prostym stosunku do średniej wartości nacisku.

Wpływ mas poruszanych staramy się wyrównoważyć przeciwwagami na kole rozpędowem, a jeśli się to okaże niewykonalnem, to wyrównoważenie możemy osiągnąć jeszcze innymi sposobami, jako to: nierównomiernym rozdziałem pary, o ile ustrój stawidła zapewnia trwałość takiego nierównomiernego nastawienia; albo też zmniejszamy skuteczny przekrój wierzchu tłoka, przeprowadzając dodatkowe tłoczysko jałowe, dostatecznej średnicy poprzez górną pokrywę cylindra.

d. Zawory i tłoki dmuchaw.

Zawory (p. str. 608 i nast.) Prędkości przepływu powietrza przez zawory zalecają się następujące:

$u_{max} = 15$ do 25 m/sek przez zawory ssawne,

$u_{max} = 25$ do 35 m/sek przez zawory tłoczne,

przyczem u_{max} równa się $^1/_2\,\pi$-krotnej prędkości średniej.

Strata prężności na przyspieszenie wynosi naówczas zaledwie 1% prężności ssania, wzgl. tłoczenia. Jeszcze większe prędkości na krótkich drogach i przy prawidłowym ustroju można uznać za dozwolone.

Ogólny przelot swobodny zaworów ssawnych bywa $^1/_4$ do $^1/_8\,F$, tłocznych zaś $^1/_8$ do $^1/_{12}\,F$; w dmuchawach do besemerni jeszcze nieco mniejszy.

Przy niewłaściwym ustroju zaworów nadciśnienie niezbędne dla nadania przyspieszenia grzybkowi, w celu otwarcia zawora, oddziaływa swemi uderzeniami szkodliwie na części napędne. Aby więc zmniejszyć wedle możności owe uderzenia szkodliwe, należy nietylko masę ruchomych części zawora doprowadzić do możliwie małej wielkości, ale nadać grzybkom zawora nadto taki kształt, aby przedstawiały możliwie wielkie, skuteczne pole (powierzchnię) działaniu owego nadciśnienia powietrza. Zawory odciążone byłyby zatem niestosowne. Stosunkowo więcej baczności wymagają pod tym względem zawory tłoczne, gdyż otwierają się one podczas znaczniejszej prędkości tłoka.

Zamknięcie się zaworów powinno następować na zwrocie skoku, zwłaszcza przy uszczelnieniu metalowem, a to w celu zapobieżenia uderzeniom samych zaworów. W tym celu skok zawora powinien być mały (w dmuchawach do stalowni, przy siodłach metalowych, 5 do 12 mm), niezbędny przelot zaś wypada wytworzyć przez dostatni obwód grzybków i wystarczającą ich ilość.

Zawory należałoby tak naciążać, aby, w miarę zmniejszającej się prędkości tłoka przy zbliżaniu się ku końcowi skoku, zawór zaczynał opadać. W tym celu obliczamy różnicę prężności $(p - p_1)$, niezbędną do wytworzenia największej prędkości u_{max} w przelocie zawora, uwzględniając i dławienie strumienia, a mianowicie ze wzoru:

$$p - p_1 = \frac{u_{max}^2}{2g} \cdot \frac{p}{29{,}4\,(273 + t)\,\varphi^2},$$

w który przy zaworach tłocznych podstawiamy: za p prężność bezwzględną, wytwarzaną przez kompresor, w atm.; za t temperaturę powietrza przepływającego, w stopniach; za φ spółczynnik prędkości (p. str. 294); $g = 9{,}81$ m/sek^2; wreszcie

$$u_{max} = \psi \frac{1}{\alpha} \frac{\pi}{2} c,$$

W wyrażeniu powyższem oznacza: α spółczynnik dławienia (p. str. 294), ψ stosunek pola tłoka do przelotu wszystkich zaworów, c średnią prędkość tłoka w m/sek. Przy zaworach ssawnych podstawiamy za p prężność atmosfery zewnętrznej, a więc $p \sim 1$ kg/cm^2.

Jeżeli f jest skutecznem polem powierzchni grzybka w cm^2, to nacisk powietrza na grzybek będzie: $P = (p - p_1) f$ i do tego też nacisku należy przystosować siłę zamykającą zawór. W celu możliwie skrajnego zmniejszenia masy części ruchomych zawora naciąża się go wedle potrzeby wyłącznie tylko sprężynami (obliczenie podł. 2. str. 417).

Uwagi powyższe stosują się zwłaszcza do dmuchaw szybkochodzących, o wysokim sprężu i do kompresorów, ponieważ przy znacznych sprężach (z powodu złączonego z nimi silnego zagrzewania się powietrza) stosowanie szczeliw sprężystych (skóry, pilśni, gumy) jest wykluczone, a zatem uderzenia zaworów stają się dotkliwszemi.

Do dmuchaw wielkopiecowych okazały się najwłaściwszemi proste klapy skórzane, bez wzmocnienia, oraz pilśniowe, obszyte skórą.

W dmuchawach do stalowni przy sprężu do 1 atm. można stosować jeszcze szczeliwo sprężyste w zaworach (pilśń wzmocnioną krążkami blaszanymi, albo sztuczny kauczuk, t. zw. Vulkanfibrę); jednakże przy używanych obecnie wyższych sprężach należy uszczelniać zawory na metal. *)

Zawory Riedler'a, o ruchu spętanym, nawet przy zamykaniu zapobiegają uderzeniom zaworów, dla tego też dmuchawy z takimi zaworami mogą mieć szybszy bieg, a co zatem idzie i mniejsze rozmiary.

Zawory dmuchaw szybkochodzących.

1. Zawory wodzone ustroju Lang-Hörbiger'a. **)

Grzybkiem jest pierścień kołowy z cienkiej blachy stalowej, wodzony kilku cienkimi, giętkimi paskami stalowymi, przyczepionymi jednym końcem do pierścienia, drugim zaś do siodła zaworowego. Dla zmniejszenia uderzeń zaworów tłocznych (od niedawna i ssawnych) umieszczono tuż nad pierścieniem zaworowym, równolegle do niego, drugi pierścień stalowy, ku któremu pierścień zaworowy się podnosi, a powietrze zawarte między tymi dwoma pierścieniami służy za odbój.

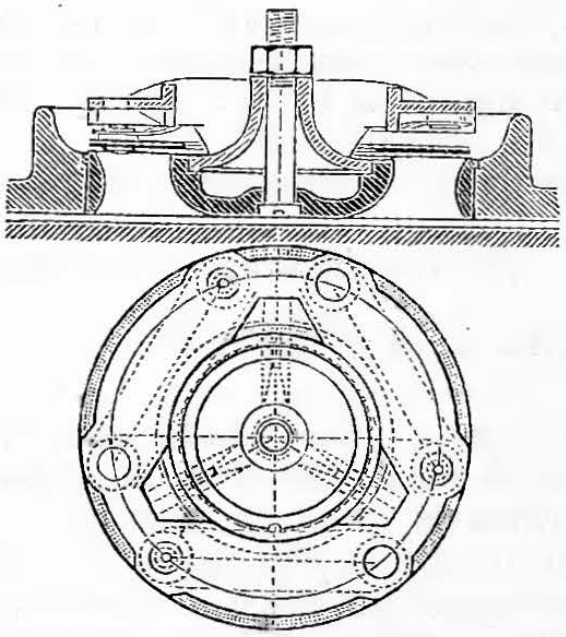
---

*) G. Perl. Zawory dmuchaw, oraz stosunki ich ruchu, Z. d. V. d. Ing. 1895, str. 464 i nast.

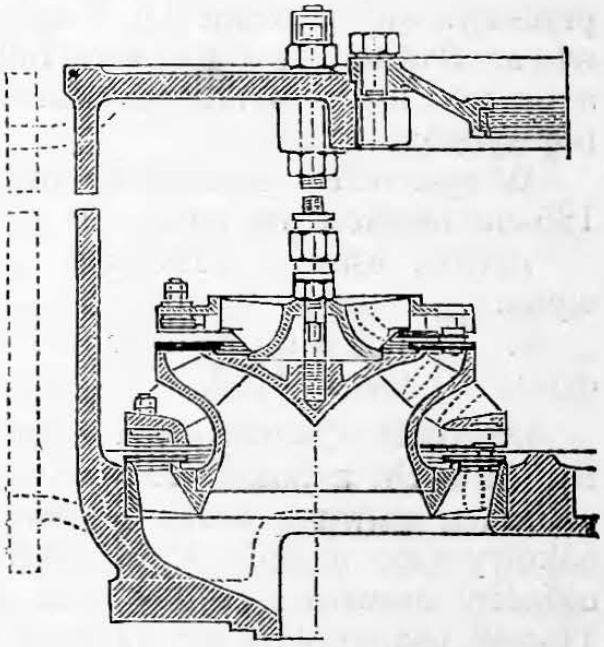
**) Z. d. V. d. Ing. 1901 str. 218; Stahl u. Eisen 1901 str. 503; Dingler's Pol. Journ. 1900 str. 390.

Rys. 604-a przedstawia ustrój takiego zawora, rys. 604-b zaś zawora na większe ilości powietrza, z przegrodą piętrową.

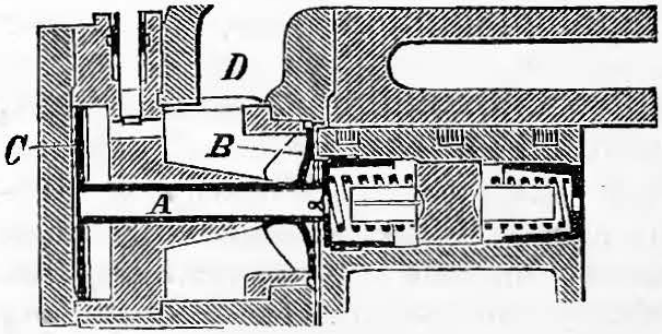
Rys. 604-a.



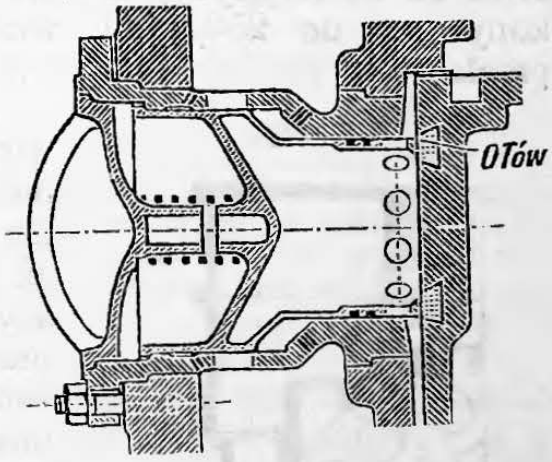
Rys. 604-b.



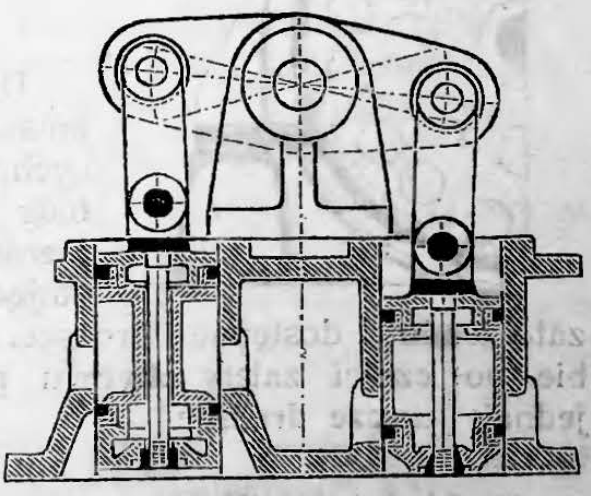
Rys. 604-c.



Rys. 604-d.



Rys. 604-e.



Zalety: Mała masa; pewne prowadzenie wodzikami, a więc bez tarcia; wielki przelot; prostota, bo bez stawidła.

2. Zawory zamykane tłokiem, ustroju Stumpf'a*) (rys. 604-c).

Na wydrążonem wrzecionie *A* osadzono z jednego końca grzybek *B*, z drugiego większy tłoczek *C* w postaci krążka.

Podczas ssania prężność z przestrzeni tłocznej utrzymuje zawór na siodle, cisnąc od strony we-

*) Dingler 1900, str. 394; Stahl u. Eisen 1901, str. 501.

wnętrznej na tłoczek *C*. Gdy zaś podczas tłoczenia prężność w cylindrze stanie się większą niż w przestrzeni tłocznej, natenczas działa ona na tylną stronę tłoczka *C*, za pośrednictwem przewodu w wydrążonem wrzecionie, a tłoczek, wraz z wrzecionem i grzybkiem, przesuwa się w stronę ku wnętrzu cylindra, przez co zawór się otwiera. Pod koniec skoku sam tłok, uderzając o grzybek, zamyka go, a w celu złagodzenia tego uderzenia dodano w tłoku stosowny odbój sprężynujący.

W rys. 604-d przedstawiono nowszy ustrój na szybszy bieg, do 135-ciu obrotów na min.

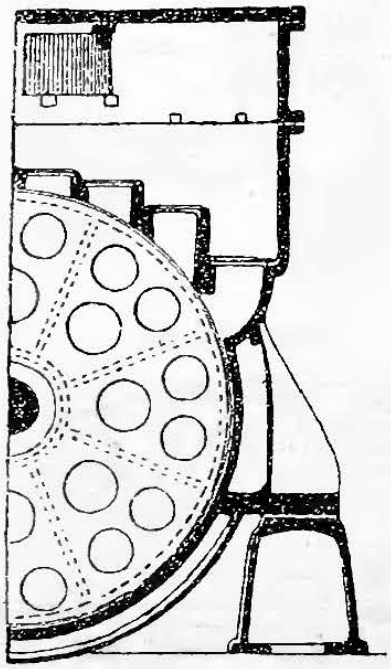
Zawory ssawne zastępują się tu przeważnie suwakami obrotowymi.

3. Zawory tłoczkowe o ruchu spętanym, ustroju Gordon'a **) (rys. 604-e).

Dźwignia dwuramienna porusza zawsze parę takich zaworów tłoczkowych, a mianowicie ssawnych lub tłocznych, albo też wreszcie jeden ssawny, drugi tłoczny. Dźwigni tej nadaje się zaś ruch wahakowy albo mimośrodem osadzonym na wale korbowym, albo też układem drążków podobnym do napędzających stawidło korlisowskie. Tłoczki uszczelniają się na małe ciśnienia przez dokładne doszlifowanie, na wielkie zaś przez podwójne pierścienie tłoczkowe.

Zalety: Uniknięcie uderzeń zaworowych; prostota; zrównoważenie sił działających, a więc możność wielkiej ilości obrotów (wykonywano do 250/min.); wielki skok zawora; szybkie otwieranie przelotów.

Rys. 605.



Tłoki (p. str. 542 i nast.) dmuchaw wielkopiecowych uszczelniają się często materyałami miękkimi (skórą, konopiami, drzewem, a zwłaszcza płótnem), przyczem za smar służy grafit, aczkolwiek w nowszych ustrojach przeważają szczeliwne pierścienie metalowe ze smarem olejnym. Dmuchawy do stalowni i kompresory miewają zawsze metalowe uszczelnienie tłoków.

e. Układ dmuchaw.

Dmuchawy leżące (rys. 605) są wogóle tańsze i łatwiejsze do obsługi od stojących, wymagają jednak więcej pracy na bieg jałowy, a cylindry ich ścierają się nierównomiernie (p. str. 548). Dmuchawy stojące nie mają wprawdzie tych wad, są zato trudniej dostępne i droższe. Dmuchawy wahakowe, łącząc w sobie po części zalety obydwu powyżej wspomnianych układów, są jednak jeszcze droższe.

**) Dingler 1900 str. 395.

W dmuchawach stojących znajduje się na wierzchu albo cylinder parowy, albo też wiatrowy; wypadałoby urządzić dolny cylinder tak, aby można było tłok jego wyciągnąć w dół. W celu zmniejszenia wysokości ustroju dmuchaw stojących stosują przeróżne sztuczne urządzenia jako to: mieszczą krzyżulec pomiędzy obydwoma cylindrami, rozwidlają (zdwajają) korbowód, układają wał korbowy pomiędzy cylindrami i t. p.: Wszystkie te sposoby okazały się mniej doskonałymi, aniżeli układ najprostszy (t. j. o wspólnem tłoczysku przechodzącem przez obydwa cylindry, z korbowodem przyczepionym do dolnego końca tego tłoczyska), mimo to, że układ taki wymaga nader wielkiej wysokości.

Silnik napędzający podlega ogólnym zasadom budowy silników parowych. (Często przy dmuchawach stosowany pozwrotowy wlot pary nie nadaje się do szybkiego biegu). Nawet przy dmuchawach wielkopiecowych stawiają dziś już wymagania oszczędnego zużywania pary: gazy wielkopiecowe nie są bowiem obecnie tak mało cenne, jak dawniej, gdyż zużywają je przeważnie na ogrzewanie wiatru.

Kompresory bez kół rozpędowych marnują bardzo wiele pary, mimo to, zalecając się prostotą swego ustroju i obsługi, znajdują jednak szerokie zastosowanie, zwłaszcza gdy chodzi o względnie małe wydajności, np. w kolejnictwie do hamulców napędzanych sprężonym powietrzem i t. p.

D. Wietrzaki o tłokach zębnikowatych.

Dwa, zazwyczaj jednakowe tłoki zębnikowate wirują około osi równoległych, z prędkością jednakową, lecz w odwrotnym kierunku, zzębiając się niejako ze sobą. Otacza je dokładnie przylegająca opona, a z przestrzeni między ich zębami zawartej wytłaczają one powietrze w kierunku prostopadłym do płaszczyzny przechodzącej przez ich osie. Obrysy zazębienia tłoków podlegają prawidłom zazębienia kół (p. str. 448 i nast.), chociaż prędkość jednakową obydwóch osi zapewniają oddzielne przyrządy, np. osadzone na osiach oddzielne koła zębate, o większej ilości zębów.

Wietrzaki Root'a stosują się w odlewnictwie, do ognisk kuziennych i do przewietrzania kopalń, a budują je do 7,6 m średnicy i 4 m szerokości tłoków zębnikowatych, zazwyczaj tylko dwuzębnych. Napęd przeważnie pasowy; małe wietrzaki można napędzać ręcznie lub nogą. Doświadczenia E. Hartig'a wykazały skuteczność objętościową λ i sprawność η, przy sprężu h mm sł. wod., zestawione poniżej:

$h = 38$ mm sł. wod. $\quad \lambda = 0{,}79 \quad \eta = 0{,}405$
$h = 820$ „ „ „ $\quad \lambda = 0{,}12 \quad \eta = 0{,}143.$

A. Ledebur zaleca wietrzaki Root'a na sprężе aż do 400 mm sł. wod., przyczem bywa $\lambda = 0{,}75$, a $\eta = 0{,}45$.

Wydajność istotna w m^3/sek będzie w przybliżeniu:

$$Q = \lambda \frac{n}{60} \pi R^2 B,$$

jeżeli przez n oznaczymy ilość obrotów na min., przez R największy promień, a przez B szerokość tłoka zębnikowatego, w m.

Wietrzaki Root'a

jednej z fabryk niemieckich.

Nr. wietrzaka	Ilość obrotów na minutę	Do kopulaków: Waga żeliwa stopionego ton/godz.	Do kopulaków: Moc potrzebna przy sprężu 300 mm sł. wod. MK	Do kopulaków: Moc potrzebna przy sprężu 450 mm sł. wod. MK	Do ognisk kuziennych: Ilość obsługiwanych dysz o prześwicie 25 mm	30 mm	35 mm	Moc potrzebna MK	Średnica odpływu mm	Koła pasowe: Ilość	Średnica mm	Szerokość mm	Waga kg
1	400	.	.	.	1 prz. 20 mm		.	0,1	40	1	75	60	40
1 a	400	.	.	.	1	.	.	0,2	60	1	90	60	50
2	400	.	.	.	2	1	.	0,3	80	1	100	80	80
2 a	400	.	.	.	3	2	1	0,5	100	1	125	90	100
3	400	.	.	.	6	4	3	0,8	125	1	200	100	200
4	390	0,6 do 0,8	2	3	9	6	4	1,0	150	1	250	120	300
5	380	1,1 „ 1,4	3	4,5	15	11	8	1,5	175	1	300	130	420
6	370	1,6 „ 2,0	4	6	23	17	12	2,0	200	2	275	100	850
7	325	2,4 „ 2,8	6	9	35	25	18	3,0	225	2	300	110	1350
8	320	3,0 „ 3,6	8	12	45	32	24	4,0	250	2	325	110	1700
9	300	4,0 „ 5,0	10	15	60	43	31	5,5	300	2	350	120	2200
10	280	5,2 „ 6,5	13	20	80	58	42	7,0	325	2	400	130	2600

Uwagi: Wietrzaki podane w tablicy mają żelazne tłoki zazębiające się z małym luzem. Wnętrze opony się nie smaruje. Nr. 1 do 5 napędzają się jednym pasem, są bez łożysk zewnętrznych, a osie zzębiają się gryzowanemi kołami zębatemi z odlewu kowalnego; w Nr. 6 do 10 każda oś napędza się oddzielnym pasem, poza każdem kołem pasowem jest jeszcze łożysko zewnętrzne, a osie zzębiają się kołami żeliwnemi, o zębach struganych. Odpływ kierują zazwyczaj w górę. Moc podana rozumie się dla samego wietrzaka, przy wskazanym sprężu, bez oporów pędni i przystawek. Wagi podano dla Nr. 1 do 6 bez, dla Nr. 7 do 10 łącznie z płytą posadową.

Wyższe spręże można osięgnąć wietrzakami takimi, uszczelniając powierzchnie względem siebie: **Wietrzakiem precyzyjnym** Encke'go można bez nadmiernych strat dosięgać sprężu 750 mm sł. wod. przy pojedynczem uszczelnieniu, przy potrójnym sprężu zaś do 3000 mm sł. wod.

Wietrzaki Fabrye'go, zazwyczaj o dwóch, trójzębnych tłokach wirujących, miewają średnice tłoków do 4 m, przy szerokości 3 m. Jako niedające wyższych spręży używają się one przeważnie tylko do przewietrzania kopalń. Spręż stosowny $h > 20$ mm, zazwyczaj 40 do 60 mm sł. wod. Sprawność η do 0,5.

E. Dyszaki parowe.

Dyszaki parowe, czyli strumiennice parowe do powietrza (lub gazów), stosują się przeważnie jako wydyszaki (t. j. ssące) do ognisk. np. kopulaków, płomieniaków i t. p.; nadyszaki zaś (t. j. tłoczące) mogą znaleść właściwe zastosowanie tylko tam, gdzie znaczne nawilżenie powietrza lub gazu nie jest szkodliwe (np. do gaziarek, t. j. generatorów gazu). Do palenisk nadmuchowych przy kotłach parowych stosują również dyszaki, a jedna z fabryk niemieckich wyrabia je (z odszumkami, oraz iglicami nastawnemi do pary lub bez nich) w 10-ciu wielkościach, o średnicach rur parowych 10 do 50 mm, a przewodach wiatru 100 do 700 mm w prześwicie.

Do pieców martynowskich stosują skrócone dyszaki nadmuchowe (do palenisk) o wydajności 20, 40 i 60 m^3 wiatru/min.

DZIAŁ SIÓDMY.

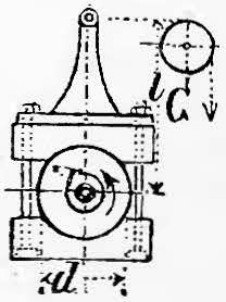
SILNIKI.

Część ogólna.

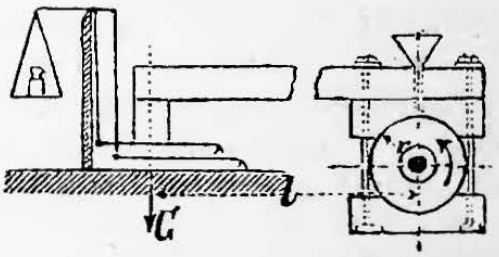
Hamownice *) służą do oznaczenia mocy pożytkowej N_n (w MK), wydawanej przez dany wał, ponajczęściej przez główny wał silnika, albo też mocy odbieranej przez główny wał silnicy roboczej (robnika).

Na koło hamulcowe, osadzone na danym wale, nakładamy dwa klocki hamulcowe (z twardego drzewa, albo metalowe) tak, aby je módz przyciągać śrubami. Do jednego z klocków przytwierdzamy dźwignię, której koniec swobodny pociągamy ciężarkami G, za pośrednictwem linki przechodzącej przez krążek (rys. 606), albo też opieramy go na pomoście wagi dziesiętnej (rys. 607); w tym razie długość dźwigni bywa 3 do 5 m, a układ ten jest starszy i znany pod nazwą **wędzidła lub hamownicy Prony'ego.** Kierunek obrotu wałów wskazano w rysunkach strzałkami.

Rys. 606.



Rys. 607.



Śruby dociągamy tak długo, dopóki nie osiągniemy normalnej ilości obrotów n na minutę, zmieniając równocześnie ciężarki G lub obciążające szalkę wagi tak, aby otrzymać stan równowagi, przedstawiony w rys. 606 wzgl. 607-ym. Natenczas moment tarcia będzie się równał momentowi obciążenia dźwigni, a cała praca wała przemienia się na pracę tarcia, ta zaś na ciepło, oraz na pracę ścierania się koła i klocków hamulcowych. Waga własna urządzenia pozostaje bez wpływu na wyniki przy wałach pionowych, a w urządzeniu podł. rys. 606 nawet przy wałach poziomych. Do pomiaru znaczniejszej mocy zastępują też klocki taśmą hamulcową.

Jeżeli przez G (w kg) oznaczymy, czy to ciężarki obciążające podł. rys. 606, czy też nacisk dźwigni na pomost wagi dziesiętnej (rys. 607) po potrąceniu nacisku, jaki wywiera dźwignia zluzowana w tem samem położeniu; przez l ramię dźwigni, mierzone od osi wała, w m; przez r promień koła hamowanego w m; a przez n normalną, spostrzeżoną ilość obrotów na min., to całkowita siła tarcia na obwodzie koła będzie: $P = Gl : r$, a zatem moc tarcia w kgm/sek. (p. str. 194 i 210), czyli moc hamowna:

$$E = \frac{Gl}{r}\,\frac{2\pi rn}{60} = \frac{\pi nGl}{30};$$

*) Dynamometry są albo **siłomierzami,** do mierzenia naciągów lub nacisków, albo też **hamownicami** do mierzenia pracy wydawanej w jednostce czasu, a więc mocy.

albo moc pożytkowa wała w MK:

$$N_n = \frac{\pi n G l}{30 \cdot 75} = 0{,}001396\, n G l.$$

Jeżeli średnica koła hamowanego jest d cm, a szerokość jego b cm, to dobre stosunki wskazuje wzór:

$$b d \geqq \frac{75 N_n}{w_0},$$

w którym (podług C. v. Bach'a) wartość $w_0 = 2{,}5$ przy chłodzeniu wodą, a w_0 do 0,5 przy chłodzeniu powietrzem. Przy znacznych prędkościach, a zatem małych ciśnieniach na jednostkę powierzchni, można przy chłodzeniu wodą wartość w_0 powiększyć stosownie do okoliczności nawet do 5. W zwykłych warunkach biorą szerokość b koła równą 1,5-krotnej średnicy wała.

I. SILNIKI ŻYWE.

Całodzienna praca A (w kgm) silnika żywego (p. str. 193 i 194) staje się największością przy pewnej wywieranej, średniej sile P (w kg), pewnej średniej prędkości v (w m/sek.) punktu przytknięcia siły P w kierunku jej działania i przy pewnym średnim czasie trwania t (w sek.) roboty, czyli wydatek pracy będzie wówczas najkorzystniejszy, a mianowicie:

$$A = P v t \text{ w kgm.}$$

Jeżeli prędkość, z jaką pracuje silnik żywy, będzie v_1 (zamiast v), a trwanie roboty całodziennej t_1 (zamiast t), to średnią **siłę** P, jaką silnik będzie wywierał, określa Maschek wzorem:

$$P_1 = \left(3 - \frac{v_1}{v} - \frac{t_1}{t}\right) P.$$

Siła P, prędkość v, moc E i całodzienna praca A silników żywych.

(Istotny czas roboczy $t = 8$ godz. $= 28\,800$ sek.).

Silnik sam, albo działający na silnicę	P kg	v m/sek.	$E = Pv$ kgm/sek.	$A = 28\,800\, Pv$ kgm
Robotnik, bez silnicy. .	15	0,8	12	345 600
„ przy dźwigni.	5	1,1	5,5	158 400
„ przy korbie *)	10	0,8	8	230 400
„ przy taranku (kafarku) . .	14	0,45	6,3	181 440
„ w kieracie. .	12	0,6	7,2	207 360
„ przy linie kołowrotu . . .	25	0,3	7,5	216 000
„ ciągnąc za łańcuch	30	0,4	12	(nie bez przerw)

*) A. Riedler podaje dla roboty bez przerw przy korbie $P = 7$ do 8 kg, $v = 0{,}9$ m/sek., a więc $E = 6{,}3$ do 7,2 kgm/sek., $A = 181\,440$ do $207\,360$ kgm.

Silnik sam, albo działający na silnicę	P kg	v m/sek.	$E = Pv$ kgm/sek.	$A = 28800 Pv$ kgm
Robotnik, w deptaku .	64	0,15	9,6	276480
Koń, bez silnicy . . .	60	1,25	75	2160000
„ w kieracie *) . . .	45	0,9	40,5	1166400
Wół, bez silnicy . . .	60	0,8	48	1382400
„ w kieracie	65	0,6	39	1123200
Muł, bez silnicy . . .	50	1,1	55	1584000
„ w kieracie	30	0,9	27	777600
Osioł, bez silnicy . . .	40	0,8	32	921600
„ w kieracie . . .	14	0,8	11,2	322560

Moc silnego mężczyzny przy dźwigni sikawki, na czas dwóch minut, do 0,5 *MK*, średnio zaś 0,37 *MK*. **)

Rziha***) z 30-tu oddzielnych spostrzeżeń nad najprzeróżniejszemi zajęciami średnio silnych robotników (ważących po 65 do 80 kg), przy 12-to godzinnej dzionce, a więc około 10-cio godzinnem trwaniu istotnej roboty, podaje **średnią moc pożytkową mężczyzny** na:

$N_n = {}^1/_{21}\ MK$, albo całodzienny wydatek pracy na:

$A = (75 : 21) \cdot 60 \cdot 60 \cdot 10 = 128570$ kgm.

Praca ta przedstawia równoważnik około 300-tu ciepłostek (p. str. 325). Przerwy z powodu znużenia wynoszą średnio 35% istotnego czasu roboczego.

Na 1-go *MK* pożytkowego liczą około 720 kg. wagi żywego silnika zwierzęcego. Waga żywego konia bywa 300 do 600 kg, wołu 900 do 1300 kg, muła 200 do 350 kg, osła 120 do 200 kg.

Lechalas ****), oznaczając przez Q wagę konia w kg, przez W wagę wozu w kg, przez L wagę ładunku (ciężaru pożytkowego) w kg, przez μ spółczynnik całkowitego tarcia wozów (p. str. 219), a przez $s = \operatorname{tg}\alpha \backsim \sin\alpha$ pochyłość danego szlaku drogi, określa **siłę pociągową konia** w kg, przy 10-cio godzinnej robocie, wzorem:

$$P = G(\mu \pm s) \pm Q_s, \text{ w którym } G = W + L;$$

a zatem siła pociągowa (w kg) na każde 100 kg wagi koni będzie:

$$p = \frac{100\,P}{Q} = 100\left[\frac{G}{Q}(\mu \pm s) \pm s\right].$$

Tablica na str. 804 podaje prędkości jazdy v w m/sek., odpowiadające wysiłom $p = 0$ do $p = 50$ kg na 100 kg konia. Prędkość ta jest w przybliżeniu:

$$v = 0{,}21\ (5 - 0{,}1\,p) + 0{,}007\,(5 - 0{,}1\,p)^3.$$

Dla $p = 20$ kg mamy $v = 0{,}8$ m/sek. i przy tych wartościach osięgamy największość mocy pożytkowej, wydanej przez każde 100 kg wagi konia, a mianowicie $pv = 16$ kgm/sek. [Dane te wysnuto z doświadczeń z końmi po 375 do 400 kg wagi]. Koszt przewozu wy-

*) Drągi kieratu 4,5 do 6 m długie.

**) C. v. Bach, Die Konstruktion der Feuerspritzen, str. 90 i 91, Stuttgart 1883.

***) F. Rziha, Średnia moc robotnika, Z. d. V. d. Ing. 1894, str. 642.

****) M. Lechalas, Rozprawa o przewożeniu, Annales der ponts et chaussées 1879, str. 364 i nast; nadto Centralbl. d. Bauv. 1888, str. 544.

pada zatem najtaniej, gdy $p = 20$ kg, to znaczy, gdy siła pociągowa zaprzęgu wynosi około $^1/_5$ jego wagi Q i zgodnie z tym warunkiem wypadałoby oznaczać najkorzystniejszy stosunek ilości $G : Q$, czyli $(W + L) : Q$.

p	v	p	v	p	v	p	v	p	v	p	v
0	1,94	6	1,58	12	1,215	8	0 885	24	0,65	30	0,47
1	1,88	7	1,52	13	1,16	19	0,84	25	0,62	32	0,415
2	1,82	8	1,45	14	1,11	20	0,80	26	0,59	35	0,34
3	1,76	9	1,39	15	1,05	21	0,76	27	0,56	40	0,215
4	1,70	10	1,33	16	0,985	22	0,72	28	0,53	45	0,105
5	1,64	11	1,27	17	0,93	23	0,68	29	0,50	50	0,00

Gdy chodzi o wybór ekonomicznie najkorzystniejszej linii przy **budowie lub przebudowie dróg**, można dla średnich wag koni, wozów i ładunków, używanych w danej okolicy, oznaczyć dla każdej poszczególnej pochyłości drogi właściwe wartości p, a podług nich dobrać z tablicy powyższej przynależyte wartości v, rozumie się, dla pochyłości w obydwóch kierunkach jazdy. Jeżeli v_1 oznacza prędkość w jednym kierunku, v_2 w kierunku odwrotnym, a przez $l = (h : s)$ oznaczymy długości poszczególnych części rysu pochyłych (gradienty) danej drogi w m, to średni czas jazdy dla przebycia drogi będzie w sek.

$$D = \frac{\Sigma (l : v_1) + \Sigma (l : v_2)}{2}.$$

Jeżeli zatem mamy dwie linie A i B, dla których oznaczyliśmy powyższe wartości D_A i D_B i po których to liniach przez n dni w roku ma przejeżdżać dziennie po m wozów tego gatunku, jaki służył nam za podstawę obliczenia, to przy 10-cio godzinnej dniówce w rubli za zaprzęg wraz z woźnicą i przy rocznej stopie procentowej $k\%$, otrzymamy kapitał K, który możemy dołożyć na budowę linii B ponad koszta linii A, a mianowicie:

$$K = \frac{100\ (D_A - D_B)\ m\ n\ w}{60 \cdot 60 \cdot 10 \cdot k}.$$

Przy ostatecznym wyborze wypada porównać jeszcze koszta utrzymania obydwóch linii. Na spadkach wymagających hamowania, a więc tam, gdzie wypadnie odjemna wartość na p, jak doświadczenie poucza, nie można brać do obliczenia prędkości przekraczającej $v = 1{,}66$ m/sek.

Jeżeli chcemy jeździć bez hamulców, to p, wzgl. P, nie powinno mieć wartości odjemnej, a zatem spadek nie może być większym niż:

$$s_m = \frac{G\,\mu}{G + Q}.$$

Zależność między całym ciężarem G, a ładunkiem, t. j. ciężarem pożytkowym L, określa nam przybliżenie wzór:

$$L = \frac{G - 30}{1{,}3}.$$

Jeżeli koń na poziomej, równej drodze uciągnie wraz z wozem jednokonnym ogółem ciężar G, to ciężar ten na każdego konia zmniejsza się:

w zaprzęgu	dwukonnym	o 2,2%	w zaprzęgu	pięciokonnym	o 27%
„ „	trzykonnym	„ 13 „	„ „	sześciokonnym	„ 36 „
„ „	czterokonnym	„ 20 „	„ „	ośmiokonnym	„ 50 „.

Te procentowe ubytki siły pociągowej, przy umiejętnem prowadzeniu koni, mogą się zmniejszać o jedną czwartą do jednej trzeciej swych wartości, jeżeli mamy dobre konie mniej więcej jednakowej siły i należycie włożone do roboty.

II. SILNIKI WODNE.

A. Koła wodne.*)

Stosować będziemy oznaczenia następujące:

Q ilość wody dopływającej w m^3/sek.,

c_1 prędkość, z jaką woda dopływa do końca górnej pogrody tuż przed silnikiem, w m/sek.,

c_2 prędkość, z jaką woda, opuściwszy silnik, odpływa w samym początku dolnej pogrody, w m/sek.,

H' jawny spad roboczy, t. j. różnica poziomów w oznaczonych powyżej punktach, czyli różnica wysokości zwierciadeł wody w czasie roboty, w m,

H spad do zużycia dla pracy koła, t. j. jawny wraz z utajonym, czyli wartość $= \frac{{c_1}^2}{2g} + H' - \frac{{c_2}^2}{2g}$, w m,

$N = \frac{1000\,Q\,H}{75}$ moc do zużycia, tkwiąca w sile wodnej, w MK,

$N_n = \eta N$ moc pożytkowa koła w MK,

$\eta = N_n : N$ całkowita sprawność koła,

n ilość obrotów na minutę,

$D = 2R$ średnica zewnętrzna koła w m,

b szerokość koła w prześwicie, a głębokość jego przegródek w m,

Z ilość łopatek,

$t = \pi D : Z$ podziałka łopatek w m (na obwodzie zewnętrznym),

α ilość ramion (sprych) jednej gwiazdy,

$v = \omega R = \frac{2\pi R n}{60}$ prędkość obwodowa koła w m/sek.,

$q = \frac{60\,Q}{Z n}$ zawartość wody w jednej przegródce międzyłopatkowej w m^3,

$f = \frac{q}{b}$ w m^2, $\varepsilon = \frac{Q}{a\,b\,v}$ spółczynnik napełnienia,

h_e strata spadu przy wlocie w m,

h_a strata spadu przy wylocie w m,

g przyspieszenie ciężkości $= 9{,}81$ m/sek^2.

a. Koła nasiębierne.

Wlot wody zazwyczaj na samym wierzchołku koła, przy znacznej prędkości koła jednakże nieraz i przed wierzchołkiem, a to w celu lepszego wyzyskania siły wodnej. Natenczas trzeba jednakże zapewnić pożądany kierunek obrotu przy rozruszaniu koła.

*) Podług C. v. Bach'a, Die Wasserräder, część II, Stuttgart 1886.

Dobierając prędkość obwodową v, trzeba o tem pamiętać, że w miarę zmniejszania się wartości v zwiększają się wielkości następujące: sprawność, lecz tylko do pewnej granicy; rozmiary koła, a zatem i koszt jego; stosunek przekładni, a więc i waga i koszta przystawek, oraz strata pracy skutkiem tarcia czopowego i międzyzębnego. Zazwyczaj bywa $v = 1{,}5$ do 2 m/sek., rozumie się, z uwzględnieniem szczególnych okoliczności danego zadania.

Składową poziomą c_h prędkości strumienia (rys. 609) oznaczamy tymczasowo z wzoru:

$$c_h = 2{,}5 \sqrt{v}.$$

Spad niezbędny do wywołania tej prędkości będzie:

$$h_0 = (1 + \zeta') \frac{c_h^2}{2g}, \qquad \text{a wartość } \zeta' = 0{,}10 \text{ do } 0{,}15.$$

Przy wlocie na samym wierzchołku koła otrzymamy na **średnicę koła** w m (p. rys. 608) wzór:

$$D = 2R = H - [h_0 + 0{,}5\, s_0 + \delta + x_0 - x' + x''], \quad . \quad . \quad . \quad \text{I.}$$

w którym oznacza:

$x' = R - \overline{JL}$ (por. str. 808);

s_0 = grubość strumienia (p. str. 808);

δ = grubość dopływnicy, czyli przedłużonego dna górnej pogródki (p. str. 808);

x_0 luz między obwodem koła, a spodnim krajem dopływnicy. Przy niezbyt szerokich kołach żelaznych dochodzą z wartością x_0 do 5 mm, jednakże lepiej dawać więcej luzu, by ułatwić powietrzu ujście z przegródki międzyłopatkowej. Przy kołach drewnianych wartość $x_0 < 15$ mm będzie możliwa jedynie przy małej szerokości kół. Najmniejsza wartość x_0 pozostaje również w zależności od przewidywanego stopnia obmarzania koła zimą;

x' nadwodność koła; określamy ją z uwzględnieniem przewidywanego wezbrania wody w pogrodzie dolnej, ponad stan normalny, na zasadzie którego sporządzamy projekt; zanurzanie się bowiem koła w wodzie może być tylko stanem wyjątkowym. Zazwyczaj starczy wartość $x'' = 0{,}03$ do $0{,}10$ m.

Przy przedwstępnej ocenie wartości D liczą:

$$D = H - (1{,}1 \frac{c_h^2}{2g} + 0{,}2) \text{ do } D = H - (1{,}1 \frac{c_h^2}{2g} + 0{,}1) \quad . \quad . \quad . \quad \text{II.}$$

Z tak określonej wartości D, obrawszy stosowną ilość obrotów n, oznaczamy $v = \pi D n : 60$ i obliczamy powtórnie c_h i h_0.

Głębokość przegródek $a = \frac{1}{6} \sqrt[3]{H}$ do $\frac{1}{4} \sqrt[3]{H}$,

przy której oznaczaniu należy jednak pamiętać, że im mniejszą będzie wartość a, tem większe będą i straty przy wlocie i szerokość koła, a zatem i jego koszt, że jednakże z drugiej strony i szerokość drzewa na wieńce drewniane nie jest nieograniczona.

Szerokość koła $b = \frac{Q}{a\,v\,\varepsilon}$, a wartość $\varepsilon = 1/4$ do $1/2$.

Gdy $b > 1{,}7$ m, staje się nieodzownym wieniec środkowy, a przynajmniej podparcie dna przegródek (bębna).

Szerokość strumienia: $b_0 = b - 0{,}4$ do $b - 0{,}2$ przy kołach bez wieńca środkowego,

$\frac{b_0}{2} = \frac{b}{2} - 0{,}4$ do $\frac{b}{2} - 0{,}2$ przy kołach z wieńcem środkowym.

Przy zastosowaniu oddechów, t. j. oddzielnych otworów dla ujścia powietrza, można zwiększyć szerokość strumienia względnie do powyżej podanych wartości.

Grubość strumienia $s_0 = \frac{Q}{b_0 c_h}$.

Grubość dopływnicy z blachy żelaznej: $\delta = 5$ do 8 mm.

Położenie **środka koła** M, względnie do punktu A, określamy wzorem:

$$y = \sqrt{2p}\sqrt{-(R - m + p) + \sqrt{2Rm - m^2 + (R - m + p)^2}},$$

w którym $p = 2\frac{c_h^2}{2g}$, a $m = \frac{s_0}{2} + \delta + x_0$.

Z wartości y oznaczamy $x' = R - \sqrt{R^2 - y^2}$.

Jeżeli przy wymiarach dobranych z równania I (str. 806) wartość na nadwodność x'' wypadnie nieodpowiednio, to należy zmienić stosownie D i przeprowadzić ponownie całe obliczenie.

Linia środkowa ABP strumienia (rys. 609) jest parabolą o wierzchołku A (oznaczonym przez h_0), o poziomej stycznej wierzchołkowej c_h, o pionowej osi głównej, przechodzącej przez A, o parametrze $2p$ i ognisku G, leżącem poniżej A o

$$AG = \frac{p}{2} = \frac{c_h^2}{2g} = \frac{h_0}{1 + \zeta'}.$$

Dowolny punkt P paraboli wykreślamy, odcinając z wierzchołka A na osi dowolne, równe kresy: $A1 = AI$, a łuk koła, zatoczony promieniem GI około ogniska G, przetnie poziomą, przełożoną przez punkt 1, w szukanym punkcie P paraboli, prosta zaś PI będzie jej styczną. (P. str. 108 i nast.).

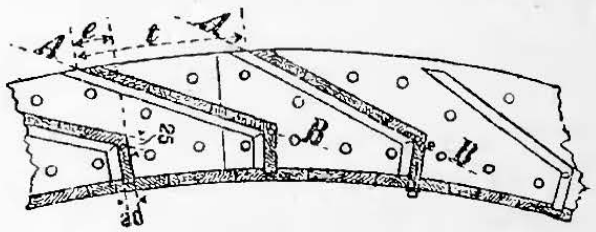
Cząstka wody, wstępująca w przegródkę koła w punkcie B (rys. 609), przebiega drogę bezwzględną BP. Punkt P'' **toru względnego** $BP''N$ tejże cząstki (po obracającem się kole) wykreślimy, odcinając na obwodzie tegoż koła, z końca promienia MPT, t. j. z punktu T, łuk $TU = BP' \cdot v : c_h$, a łuk kołowy, zatoczony promieniem MP około M, przetnie promień MU w szukanym punkcie P''.

Kształt łopatek.

Nie uwzględniając straty przy wylocie, wypadałoby nadawać łopatkom kształt toru względnego BN; jednakże ze względu właśnie na tę stratę należy postępować w sposób odmienny:

Krzywa łopatek żelaznych (rys. 608) składa się z dwóch łuków kołowych QQ_1 i Q_1Q_2 i prostego kawałka Q_2P_1; krzywa ta ma być styczną do toru względnego BN, ma przecinać obwód w punkcie Q, odległym od B o łuk $BQ \leqq {}^1/_2\, t = {}^1/_2\, QO$, wreszcie w punkcie Q_2 ma ona przechodzić stycznie w kierunek promienia Q_2P_1M, przyczem długość kresy prostej Q_2P_1 powinna przynajmniej być równa wysokości kątownika, łączącego łopatkę z dnem przegródki (bębnem). W kołach z podkoliną, t. j. otoczonych od spodu zakrzywionem dnem pogrody kołowej, czyli okoliny, krzywa łopatek zbliża się wedle możności do toru względnego.

Rys. 610.



Łopatki drewniane (rys. 610) bywają tylko załamane, a kąt ich przecięcia się z obwodem ma być 30°, co określa kierunki AB jako styczne do koła spółśrodkowego, lecz o promieniu 0,866 R (t. j. $R\cos 30^0$); dla większych napełnień zwiększają promień ten do 0,9 R, dla mniejszych natomiast zmniejszają go do 0,85 R. Wzajemne przysłonięcie się łopatek bywa $e \sim {}^1/_4\, t$. Druga część łopatki leży w kierunku promienia.

Podziałka i ilość łopatek, oraz ilość ramion.

Podziałka t łopatek, t. j. odległość środków dwóch sąsiednich łopatek, mierzona na obwodzie zewnętrznym, bywa ${}^4/_3$ do ${}^3/_2$ razy większa niż długość łuku CD (rys. 608), t. j. łuku obwodu, przecinanego przez strumień. Z wielkości t określamy tymczasowo ilość łopatek $Z = n\,D : t$, którą jednak ze względów na dogodniejszy ustrój koła zmieniamy o tyle, aby ilość łopatek stała się wielokrotną ilości a jego ramion, którą znów dobieramy podług średnicy D (w m):

$$a \sim D + 2 \text{ do } D + 3.$$

Straty i sprawność.

1. **Wlot.** Zakreśliwszy koło spółśrodkowe SS promieniem

$$R_s = \sqrt{(R - a)^2 + \frac{q\,Z}{2\pi b}},$$

kreślimy z punktu przecięcia się S_1 (rys. 608) tego koła z linią środkową ABS_1 strumienia równoległobok prędkości $S_1S_8S_5S_9$, w którym S_1S_5 jest prędkością bezwzględną cząstki wody, S_1S_8 zaś prędkością punktu S_1 samego koła. Z równoległoboku tego oznaczamy względną prędkość w_1 cząstki wody względem koła, a mianowicie $w_1 = S_1S_9 = S_8S_5$. Zaniedbując nieznaczną zresztą stratę, spowodowaną odderzeniem przy wlocie, określamy stratę spadu przy wlocie (w m) z wzoru:

$$h_e = \zeta' \frac{c_h^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g}.$$

2. **Wylot.** W rys. 608 kreślimy prostą QP_1 (tak, aby pole odciętej części przegródki $QQ_1Q_2P_1Q$ równało się $f = q : b$), oraz prostą QP_2, któraby połowiła to pole. Wyprowadzamy z Q prostą QP_5, styczną do krzywej łopatkowej, a zakreśliwszy półkole ponad QM jako średnicą, przedłużamy proste QP_1, QP_2, QP_5 aż do ich przecięcia się z obwodem tego półkola w punktach P_3, P_4, P_5, przez które kreślimy nadto promienie z M, t. j. $MP_3P'_3$ i t. d. Podług założeń zazwyczaj stosowanych otrzymamy natenczas stratę spadu (w m) przy wylocie ze wzoru:

$$h'_a = \frac{P_3P_3' + 4 \cdot P_4P_4' + P_5P_5'}{6} + \frac{v^2}{2g}.$$

W istocie jednak, jak to wykazują dokładniejsze badania *), strata przy wylocie bywa znacznie mniejsza, a mianowicie w zwykłych warunkach będzie ona:

$$h_a = {}^2/_3\, h'_a + x''.$$

3. **Tarcie czopów** powoduje stratę wielkości 1 do 3% mocy do zużycia N.

4. **Opór powietrza,** którego wpływ bywa naogół nieznaczny, oraz różne niedokładności powodują jeszcze pewne straty dodatkowe. Uwzględniamy je, pomniejszając sprawność, oznaczoną podług ustępu 1 do 3-go, jeszcze o 2 do 3%.

Sprawność całkowita należycie zbudowanych kół nasiębiernych przy znaczniejszych spadach dochodzi do $\eta = 0{,}85$.

Waga koła.

Wagę G (w kg) normalnych, żelaznych kół nasiębiernych można oceniać w sposób następujący:

1. Gdy na wale koła wodnego mieści się oddzielne koło zębate dla dalszego napędu, to z wykluczeniem wagi tegoż koła zębatego, waga samego koła wodnego bywa:

$$G = 540\, a\, (b\, D)^3/_2 \quad \text{do} \quad 580\, a\, (b\, D)^3/_2,$$

albo z mniejszą dokładnością $G = 460 \frac{N}{v}$ do $500 \frac{N}{v}$.

Małe koła szybkobiegnące, zwłaszcza w podkolinie, bywają o $12^1/_2$ do 25% cięższe, niż wykazuje wzór pierwszy.

Storcowe koło zębate, o średnicy 5 do 6 m i 180-ciu do 240-tu zębach, złożone z dzwon oddzielnych, waży w przybliżeniu:

$$G_r = 50000\, D_1\, b_1\, t_1 \quad \text{kg},$$

jeżeli oznaczymy przez D_1 średnicę obwodu podziałkowego, przez t_1 podziałkę, a przez b_1 szerokość zębów, wszystko w m.

---

*) C. v. Bach, Die Wasserräder, część II, str. 132 i nast.; Stuttgart 1886.

2. Gdy koło zębate, storcowe stanowi jedną całość z samem kołem wodnem, to waga ogólna obydwóch kół będzie:

$$G = 700\, a\,(b\,D)^{3}/_{2} \quad \text{do} \quad 750\, a\,(b\,D)^{3}/_{2},$$

względnie $$G = 600\,\frac{N}{v} \quad \text{do} \quad 650\,\frac{N}{v}.$$

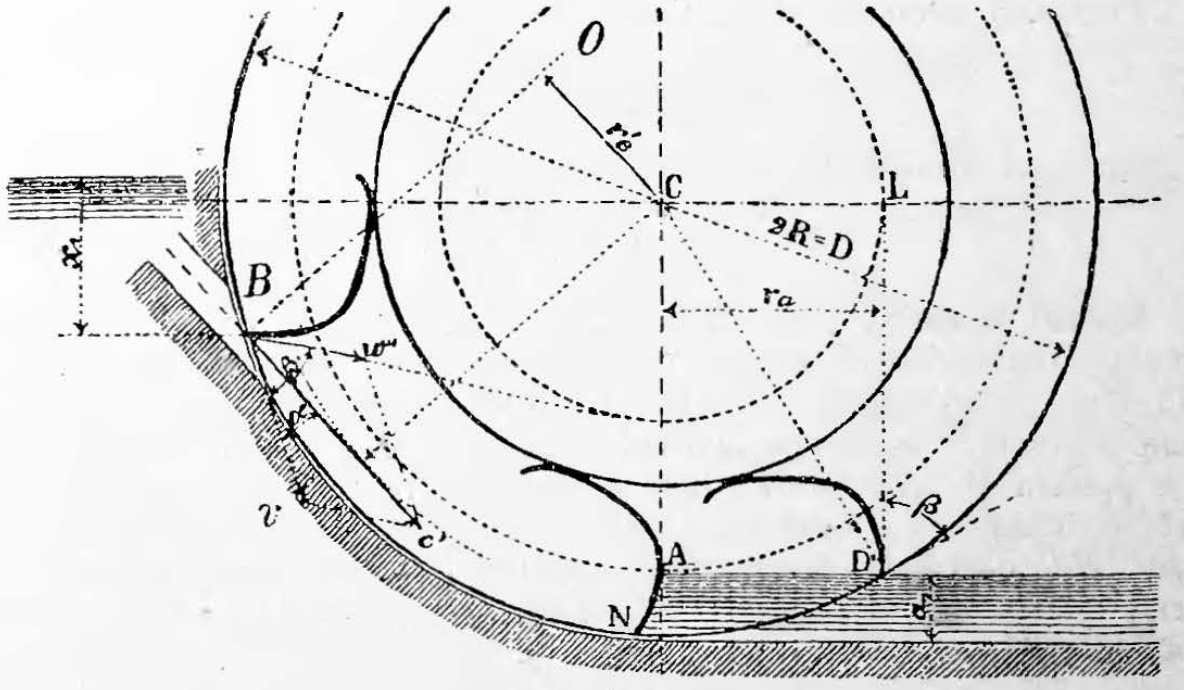
b. Koła wodne z wlotnicami i szatkownicami.

Wlot wody w koło uskutecznia się powyżej lub poniżej osi koła za pośrednictwem oddzielnej wlotnicy, nadającej strumieniowi pożądany kierunek.

Na wybór **średnicy koła** wpływa ten wzgląd, iż większe średnice zmniejszają wprawdzie stratę przy wlocie, zwiększają natomiast koszta urządzenia, co rozważywszy, o ile tylko wyjątkowe okoliczności nie będą wymagały niezwykłych rozmiarów, można dla kół przedstawionych w rys. 611 i 612 dobierać:

$D = H + 3{,}5$ m; oraz $v = 1{,}6$ do $2{,}2$ m/sek. (por. dane o v na str. 806).

Rys. 611.



Głębokość przegródek $a = 0{,}4\sqrt[3]{\frac{D}{H}}$ do $0{,}5\sqrt[3]{\frac{D}{H}}$,

niekiedy większa, zwłaszcza przy bardzo zmiennym poziomie dolnym.

Szerokość koła $b = \frac{Q}{a\,v\,\varepsilon}$, wartość $\varepsilon = {}^{1}/_{3}$ do ${}^{2}/_{3}$.

Podziałka łopatek $t = 0{,}5\,a$ do $0{,}7\,a$.

Ilość łopatek i ramion por. str. 809.

Zanur $a_1 = \frac{Q}{b\,v}$,

w założeniu, że woda poza kołem odpływa z prędkością w przybliżeniu równą v.

Luz między kołem żelaznem a kamienną jego podkoliną zwęża się do 5 mm, przy zastosowaniu zaś łożysk nastawnych pod wał koła bywa jeszcze mniejszy. Nasamprzód ustawiamy koło dotykiem do podkoliny tak, aby się o nią tarło, poczem odsuwamy je tylko o tyle, aby się właśnie przestało ocierać.

Kierunek skrajnej cząstki łopatki (rys. 611) określa się warunkami:

$$r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}; \quad \text{czyli} \quad \sin\beta = (R - a_1) : R,$$

od których można odstępować nieco w jedną lub drugą stronę, a mianowicie tem więcej, im mniej zależy na tem, aby się łopatki pionowo wynurzały z poziomu wody dolnej.

Krzywa łopatki. Część AN dla pionowego wynurzania się powinna być rozwijającą (ewolwentą) koła spółśrodkowego, o promieniu $CA = R\sin\beta = R - a_1$, albo przynajmniej łukiem koła, możliwie zbliżonym do kształtu tej rozwijającej. Pozostałą część łopatki, od A począwszy, należy z silnym zakrzywieniem (o wklęsłości odśrodkowo skierowanej) prowadzić tak daleko, aby woda się nie mogła przelewać do wnętrza koła.

Wlot. Wlotnica ma przecinać obwód pod kątem α, określonym przez warunek $\operatorname{tg}\alpha \sim 0{,}5$.

Prędkość wlotowa c' z najwyższej wlotnicy będzie zatem

$$c' = v\frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)},$$

a głębokość punktu B pod poziomem górnym

$$x_1 = (1 + \zeta')\frac{c'^2}{2g}, \qquad (\text{wartość } \zeta' \sim 0{,}12).$$

Kształt wlotnicy (rys. 612). Kreślimy $BO \perp c'$ (a zatem stycznie do koła spółśrodkowego o promieniu $r'_e = CO = R\sin\alpha$ w rys. 611 i w górnej części rys. 612) i około B jako środka zataczamy koło o średnicy s_1 = prześwitowi wlotnicy, t. j. 0,06 do 0,10 m, a z punktu O jako środka łuki koła $B_1'A_1$ i $B_1'''B_1''$, styczne do koła o średnicy s_1, oraz łuk BB_1 przez jego środek B. Łuki $B_1'A_1$ i $B_1'''B_1''$ określają dolną część wlotnicy, przedłużamy je dalej takiemi krzywemi A_1A_1' i $B_1''A_1''$, aby styczna w A_1'' była pozioma, oraz aby ilość wypływająca z B_1, t. j.

$$q_1 = \mu b_0 s_1 \sqrt{2gh_1},$$

mogła wpłynąć do wlotnicy przez przekrój $A_1'A_1''$. Warunek ten określają nam wzory (p. str. 242):

$$q_1 \leqq {}^2/_3\,\mu_0 b_0 \sqrt{2g}\,(\sqrt{h_1''^3} - \sqrt{h_1'^3}),$$

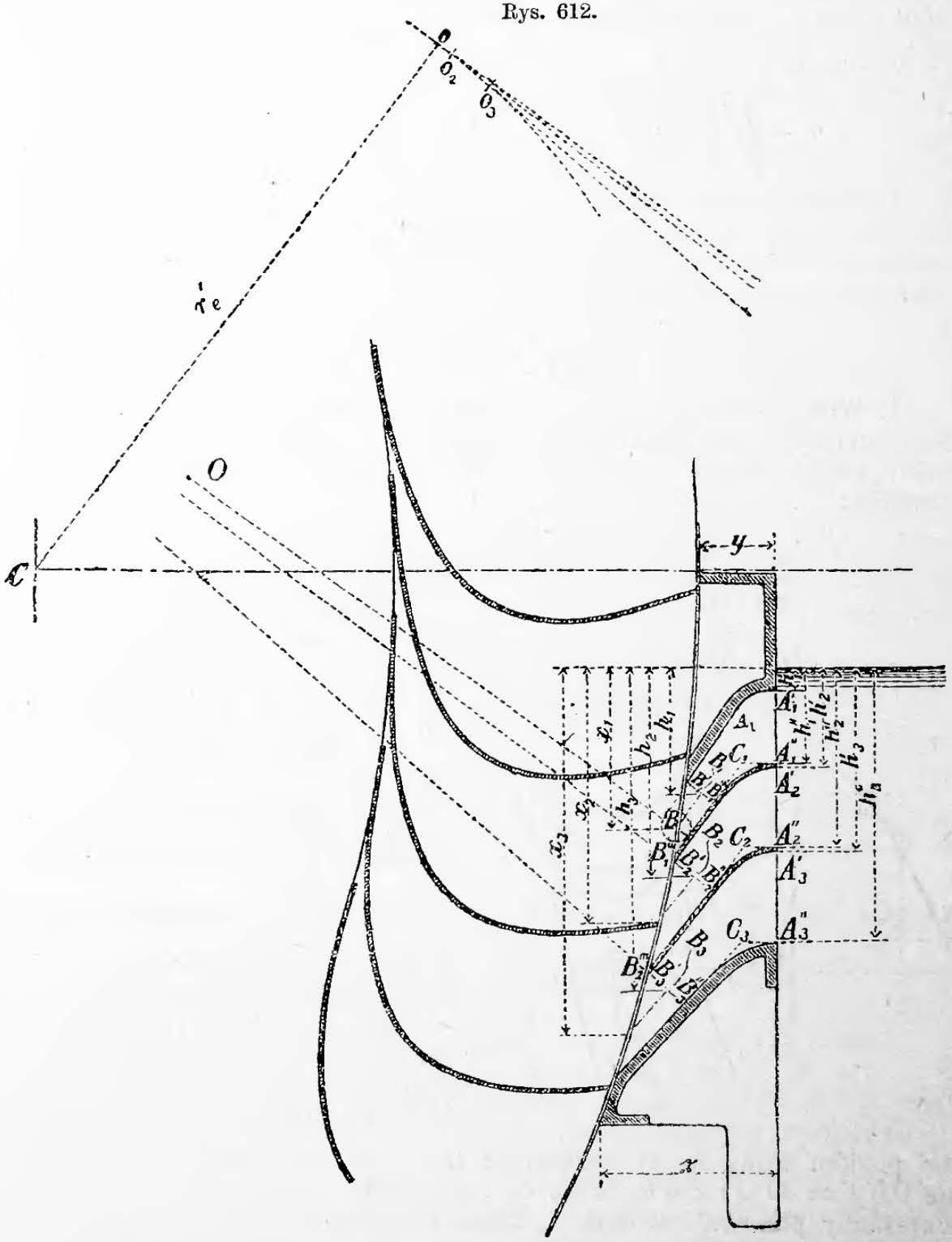
albo

$$h_1'' \geqq \sqrt[3]{\left[(h_1')^{3}/_2 + \frac{3q_1}{2\mu_0 b_0\sqrt{2g}}\right]^2},$$

w których μ oznacza spółczynnik wypływu z wlotnicy (μ do 0,94 przy łopatkach żelaznych, a o 5 do 10% mniejszy przy łopatkach drewnianych), b_0 szerokość wlotnicy w prześwicie, a $\mu_0 \leqq 0{,}90$ spółczynnik wypływu przy wejściu do wlotnicy, resztę zaś oznaczeń po-

dano w rys. 612. Dla prawidłowego nakierowania strumienia we wlotnicy niezbędnem jest, aby punkt A_1'' leżał ponad B_1' i aby różnica ich poziomów była dostateczna.

Rys. 612.



Grubość blach przedziałowych we wlotnicach wielokrotnych, czyli szatkownicach, $s_0 = 5$ do 8 mm, a pozostałe wymiary (rys. 612) $y \geqq 0{,}12$ m i $z \geqq 0{,}35$ m.

Następną wlotnicę szatkownicy, o prześwicie s_2, wykreślamy w sposób podobny, a mianowicie w rys. 612 z B_1''' kreślimy B_1''' O_2 styczną

do koła o promieniu CO i odcinamy na niej $B_1''' B_2' = s_0$, $B_2' B_2 = B_2 B_2'' = 0{,}5\, s_2$; z O_2 jako środka zataczamy łuk koła $B_2'' B_2'''$ i przedłużamy znów krzywą aż do A_2'', zachowując podobne warunki ilości przepływu, jak przy wlotnicy górnej, a mianowicie:

$$q_2 = \mu\, b_0\, s_2 \sqrt{2\, g\, h_2}, \qquad \text{(wartość } \mu = \text{do } 0{,}93 \text{ por. str. 812)},$$

$$\text{oraz} \quad h_2'' \geqq \sqrt[3]{\left[(h_2')^{3/2} + \frac{3\, q_2}{2\, \mu_0\, b_0 \sqrt{2\, g}}\right]^2}, \quad (\mu_0 \leqq 0{,}90.)$$

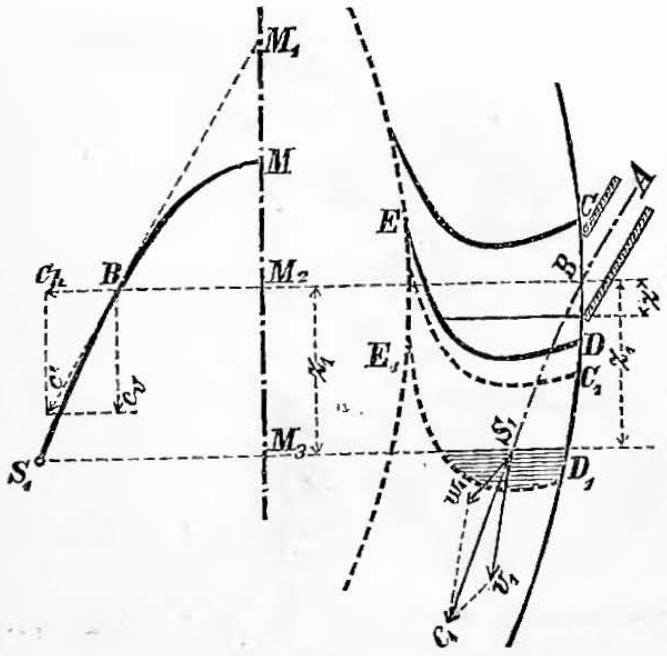
Podobnie można wykreślić ku dołowi i trzecią i czwartą wlotnicę, zazwyczaj jednak szatkownice miewają po 3 wlotnice. Mamy nadto warunek $\Sigma q = Q$, a zakładając dodatkowo np. $q_1 = q_2 = q_3$, możemy określić stosunki wielkości s_2 i s_3 do s_1.

Straty i sprawność.

1. **Wlot.** Jeżeli strumienie, wychodzące z poszczególnych wlotnic szatkownicy, wyobrazimy sobie złączone w jeden, to łączny ten strumień trafia obwód koła (rys. 612) w przybliżeniu na głębokości średniej:

$$x = \frac{q_1 x_1 + q_2 x_2 + q_3 x_3 + \cdots}{q_1 + q_2 + q_3 + \cdots}.$$

Rys. 613.



Prędkość bezwzględna w tym punkcie (rys. 613) będzie:

$$c' = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta'}} \sqrt{2\, g\, x} = \varphi \sqrt{2\, g\, x},$$

z wartościami $\zeta' = 0{,}15$, a $\varphi = 0{,}93$.

Wierzchołek M drogi parabolicznej MBS_1 określają wzory:

$$M_2 B = \frac{c_h\, c_v}{g} \quad \text{i} \quad M_1 M = M M_2,$$

w których c_h jest poziomą, a c_v pionową składową prędkości c'.

Przegródkę międzyłopatkową względnie do szatkownicy wkreślamy w koło nasamprzód tak, aby (rys. 613) $CB = CD$, a średni poziom wody w tej przegródce tak, aby przekrój wody równał się $0{,}5\, f = 30\, Q : Z\, n\, b$, przez co oznaczamy wysokość z. Następnie wkreślamy ponownie w koło tę samą przegródkę, lecz w położeniu $C_1 D_1 E_1$, obniżonem o

$$D D_1 = \frac{v}{g}\left[-(c_v - v_v) + \sqrt{(c_v - v_v)^2 + 2\, g\, z}\right],$$

(v_v oznacza tu pionową składową prędkości v w punkcie B), a w punkcie S_1, gdzie parabola MBS_1 przecina poziom wody w przegródce,

wykreślamy równoległobok ze znanych prędkości c_1 i v_1, w celu oznaczenia prędkości w_1, poczem określamy stratę spadu (w m) przy wlocie z wzoru:

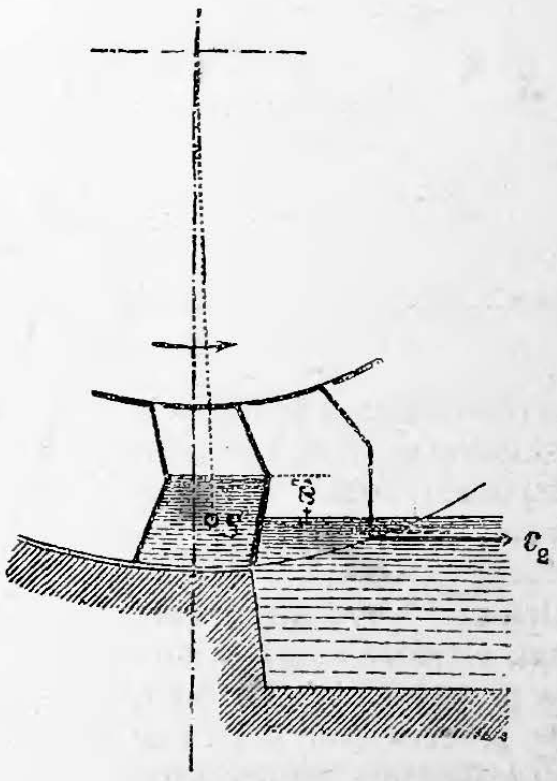
$$h_e = \zeta' \frac{{c_1}^2}{2g} + \frac{{w_1}^2}{2g}.$$

2. **Wylot** (rys. 614) Stratę spadu przy wylocie określa (w m) wzór przybliżony:

$$h_a = x'' + \frac{v^2 - {c_2}^2}{2g}.$$

Jeżeli $x'' = 0$, co przy kołach żelaznych da się prawie urzeczywistnić, a $c_2 = v$, to będzie $h_a = 0$.

Rys. 614.



3. **Reszta strat** (p. str. 810) w dobrych kołach bywa 3 do 5% mocy N, względnie spadu H.

Sprawność takich, prawidłowo zaprojektowanych i starannie wykonanych kół dosięga wartości $\eta = 0{,}85$ przy spadach 3 do 4 m, przyczem jeszcze prędkość wylotową, z jaką woda opuszcza koło, zużytkowują na wywołanie ruchu odpływowego w dolnej pogrodzie.

Waga koła żelaznego, o wieńcu kratownicowym i bocznych ściankach pierścieniowatych (z wyłączeniem wagi koła zębatego), bywa:

$G = 330\, a\, (b\, D)^{3}/_{2}$ do $360\, a (b\, D)^{3}/_{2}$,

albo z mniejszą dokładnością:

$$G = 420 \frac{N}{v} \quad \text{do} \quad 460 \frac{N}{v}.$$

Koła o stosunkowo małej średnicy, albo małej szerokości, ważą więcej.

c. Koła o nastawnym wlocie przelewowym.

Zazwyczaj bywa $D = 3\,H$ do $4\,H$, a $v = 1{,}4$ do $1{,}7$ m/sek.

Co do szczegółów tego koła por. dane z pod **b**.

Wlot (rys. 615). Położenie A stawidła, zaopatrzonego w przeciwnicę blaszaną, przy normalnym dopływie określamy z wzoru:

$$Q = \mu\, b_0\, h \sqrt{2\, g\, h},$$

w którym $\mu = 0{,}50$, a przy łopatkach drewnianych $\mu =$ do $0{,}45$.

Cały strumień wody wyobrażamy sobie zespolony w warstwie średniej (nie środkowej!) $A_{0,5} X S_1$, a z równania:

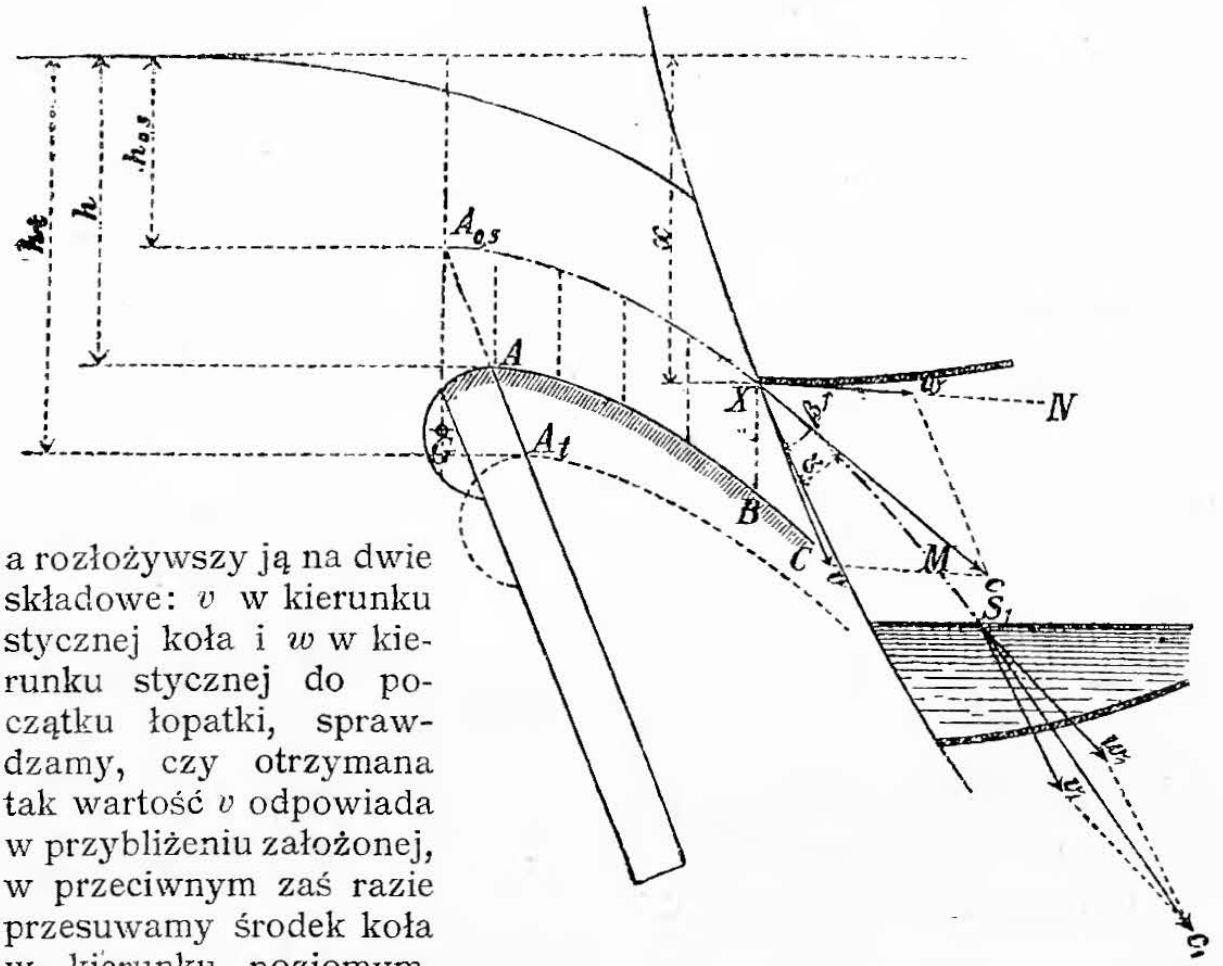
$$0{,}5\, Q = \mu\, b_0\, h_{0,5} \sqrt{2\, g\, h_{0,5}}$$

oznaczamy głębokość $h_{0,5}$ wierzchołka $A_{0,5}$ paraboli $A_{0,5} X$, której ognisko G leży o $A_{0,5} G = {}^{10}/_{11}\, h_{0,5}$ pod wierzchołkiem $A_{0,5}$.

Środek koła obieramy na poziomej, leżącej o $R - (H + a_1)$ ponad górnym poziomem wody, a mianowicie tak, aby obwód koła przeciął parabolę w punkcie X, leżącym 0,40 do 0,45 m pod tymże poziomem górnym. (Zanur a_1 w m, a szczegóły o nim p. str. 811). Z punktu X kreślimy prędkość określoną wzorem:

$$c = 0{,}95 \sqrt{2 g x},$$

Rys. 615.



a rozłożywszy ją na dwie składowe: v w kierunku stycznej koła i w w kierunku stycznej do początku łopatki, sprawdzamy, czy otrzymana tak wartość v odpowiada w przybliżeniu założonej, w przeciwnym zaś razie przesuwamy środek koła w kierunku poziomym, albo też zakładamy odmienne R, albo wreszcie odmienne v.

Najniższe położenie stawidła określamy z wzoru:

$$Q_{max} = \mu b_0 h_t \sqrt{2 g h_t},$$

jeżeli Q_{max} oznacza największą ilość wody (w m³/sek.), jaka się jeszcze ma przelewać.

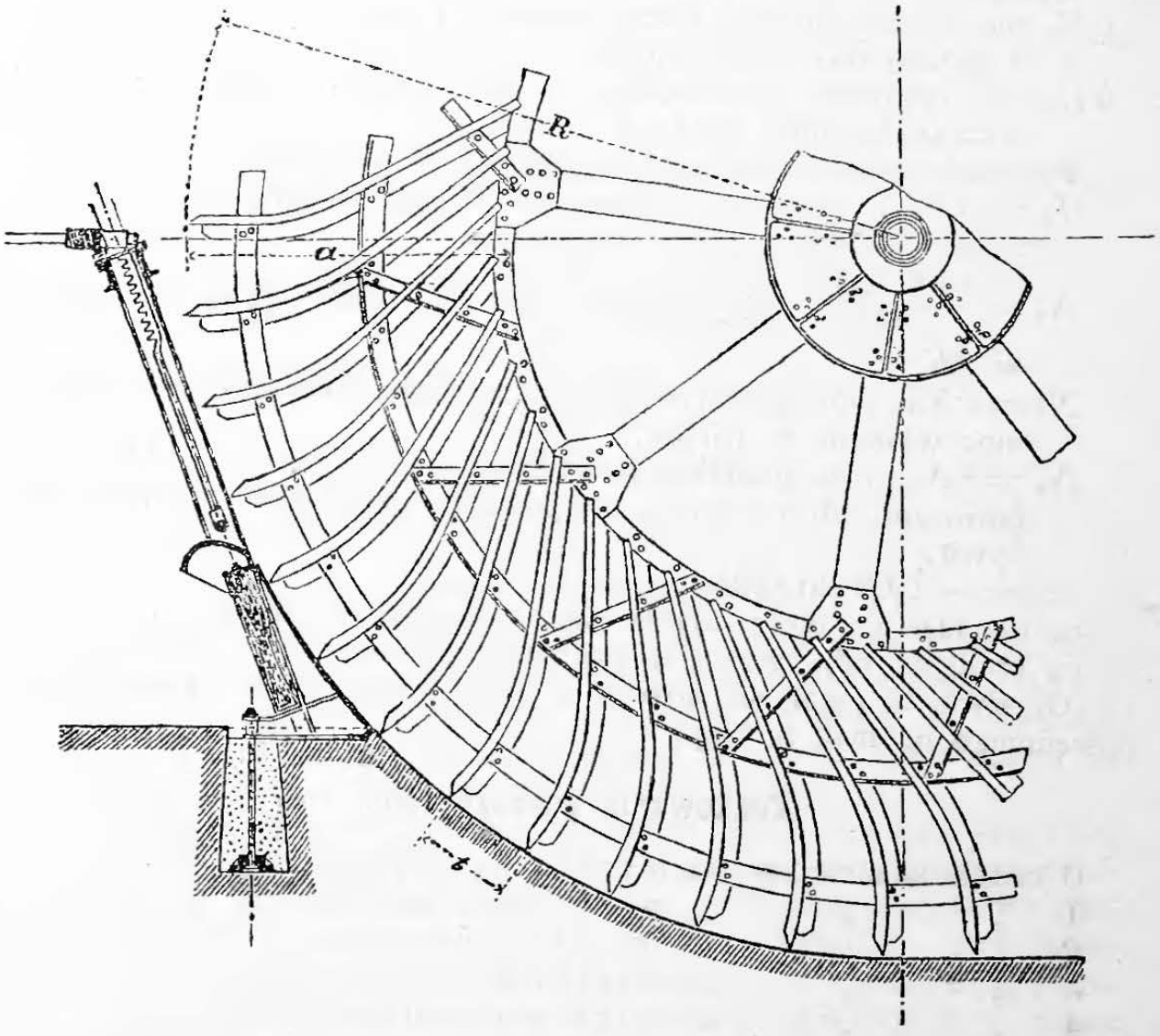
Koła ustroju Zuppinger'a na małe spady *) (rys. 616) nadają się do małych i średnich spadów, zwłaszcza jeżeli dolny poziom wody jest bardzo zmienny. Prędkość v bywa około 1,2 m/sek., sprawność zazwyczaj $\eta = 0{,}65$ do 0,75, o ile wielkość x'' (p. rys. 614) pozostanie małą.

Przy zanurze $a_1 = 0{,}3$ m pochyłość wynurzającej się z dolnego poziomu cząstki łopatki bywa 70 do 75° (względem poziomu), a przy najgłębszym zanurze wskutek wezbrania wody dolnej pochy-

*) Rozprawa Teichmann'a w Zeitschr. d. V. d. Ing. 1888, str. 53 i nast.

łość ta jeszcze nie ma być mniejsza od 45 do 55°. Głębokość a przegródek międzyłopatkowych bywa od $^1/_3 R$ do $^2/_3 R$ i powinno się ją tak ustanowić, aby woda nie wpadała do wnętrza koła. W rys. 616 podziałka łopatek jest $t = 0{,}5$ m.

Rys. 616.



d. Koła śródbierne o wlocie z pod stawidła

można niejako uważać za koła, do których woda wpada przez jedną wlotnicę, i dla tego można je obliczać, wzorując się na danych ustępu **b.** Ponieważ jednak niema tu rzeczywistej wlotnicy, któraby mogła nakierować strumień w pożądanym, najkorzystniejszym kierunku, a strumień sam się kieruje pod wpływem ciężkości po paraboli, więc też sprawność kół tych bywa mniejsza od sprawności kół opisanych pod **b** i **c.**

B. Turbiny.

Oznaczenia ogólne.

Wszystkie wymiary oznaczać będziemy w m, m/sek., m^3/sek., o ile nie zaznaczymy wyraźnie innych jednostek.

Oznaczamy zaś przez:

Q ilość wody do zużycia,

H_n jawny spad roboczy, t. j. różnicę poziomów górnej i dolnej wody tuż przy turbinie.

Ze spadu H_n tracimy:

ϱH_n na przezwyciężenie tarcia, wirów i t. p.;

ϱ = spółczynnik straty tarcia,

αH_n na prędkość bezwzględną, z jaką woda opuszcza turbinę;

α = spółczynnik straty u wylotu.

Pozostaje zatem jako spad do zużycia w wirniku:

$\varepsilon H_n = (1 - \varrho - \alpha) H_n$; ε = sprawność hydrauliczna.

Moc zaś będzie:

$N_a = \frac{1000\, Q\, H_n}{75}$, ogólna moc, jaką siła wodna wydaćby mogła, w MK;

$N_\varepsilon = \varepsilon N_a$, moc odpowiadająca sprawności hydraulicznej, a więc moc włożona w wirnik;

$N_e = e N_a$, moc pożytkowa, uzyskana na wale turbiny (MK_e), po potrąceniu strat i tarcia czopowego; sprawność mechaniczna bywa:

$e = \varepsilon - 0{,}02$ do $0{,}04$.

c_o oznacza prędkość dopływową w pogrodzie górnej,

c_u prędkość odpływową w pogrodzie dolnej.

(Obydwie te prędkości pozostają ponajczęściej bez wpływu bezpośredniego na moc turbiny).

Znakowania poszczególne.

0 będzie skaźnikiem dla wypływu z wieńca stałki,
1 „ „ „ wlotu do wirnika,
2 „ „ „ wylotu z wirnika,
3 „ „ „ dopływu w rurę ssącą,
4 „ „ „ odpływu z rury ssącej.

Prędkości, kąty, wysokości i t. p. dotyczące strumieni liczymy dla środka ciężkości przekroju poszczególnego strumienia.

A zatem oznaczać będziemy przez:

w_0, w_1, w_2, w_3, w_4 prędkości bezwzględne,

v_1, v_2 prędkości względne w wirniku,

u_1, u_2 prędkości obwodowe,

D_0, D_1, D_2 średnice stałki kierowniczej, wzgl. wirnika,

D_3 średnicę prześwitu wieńca wirnikowego przy przejściu w rurę ssącą turbin promienniczych,

D_3 i D_4 średnice prześwitów rury ssącej,

a_0, a_1, a_2, odstępy między kierownicami, wzgl. łopatkami w prześwicie, a raczej grubość strumienia w tym kierunku, o ile kanalik międzyłopatkowy nie wypełnia się strumieniem, np. w turbinach odrzutnych o strumieniu swobodnym,

b_0, b_1, b_2 szerokości kierownic, wzgl. łopatek,

f_0, f_1, f_2 przekroje strumieni poszczególnych ($f = a\, b$),

z_0, z_1, z_2 ilości kierownic, wzgl. łopatek (zazwyczaj $z_1 = z_2$),
s_0, s_1, s_2 grubości kierownic, wzgl. łopatek (dla blachy $s_1 = s_2$),
t_0, t_1, t_2 podziałki kierownic, wzgl. łopatek (t_0 w turbinach promienniczych należy rozumieć na odbwodzie $D_1 \pi$),
δ_0 kąt między w_0 a u_1,
δ_1 kąt między w_1 a u_1,
δ_2 kąt między w_2 a u_2,
β_1 kąt między v_1 a u_1,
β_2 kąt między v_2 a $-u_2$,
h_e zanur wlotu, t. j. wysokość poziomu wody górnej ponad f_0,
h_s spad w szczelinie, t. j. różnica poziomów f_0 i f_1,
h_r spad w wirniku, t. j. różnica poziomów f_1 i f_2,
h_a wzniesienie wylotu f_2 ponad poziom wody dolnej,
h_0, h_1, h_2, h_3, h_4 hydrauliczne wysokości ciśnienia,
n ilość obrotów wirnika na min., $n = \frac{60\, u_1}{D_1 \pi}$.

I. Podział turbin.

Miarodajnym dla podziału turbin będzie:

a. Sposób działania wody.

1. **Turbiny naporowe** (reakcyjne). Napór wody na łopatkę, który powoduje jej pracę, powstaje wskutek tak zwanego odporu (reakcyi) wody. Wielkości h_e i h_a mogą się wahać w szerokich granicach, trzeba tylko zachować ciągłość strumienia od górnego aż do dolnego poziomu wody (ssanie lub zanurzanie).

2. **Turbiny odrzutne** (teoretycznie właściwiej rozpędowe). Praca rozpędu, która tkwi w strumieniu, wpadającym ze znaczną prędkością na łopatkę, przenosi się na nią za pośrednictwem ciśnień strumienia na łopatkę. Odpory łopatki, hamując prędkość strumienia, odrzucają go poniekąd w bok, t. zn. zmieniają kierunek jego drogi. Naodwrót, strumień wpadając na łopatkę zakrzywioną i cisnąc na nią, odrzuca ją na bok ze swej drogi i powoduje przez to wirowanie wirnika. Strumień może przelatywać swobodnie po dłoni łopatki, t. j. po jej stronie pracującej, albo też może być wszechstronnie tak ujęty, aby właśnie tylko nie cisnął na grzbiet (stronę jałową) łopatki sąsiedniej. W turbinach **o strumieniu swobodnym** H_n zmniejsza się do wartości $H_n - h_a$, w turbinach **o strumieniu ujętym** można natomiast wyzyskać całe H_n.

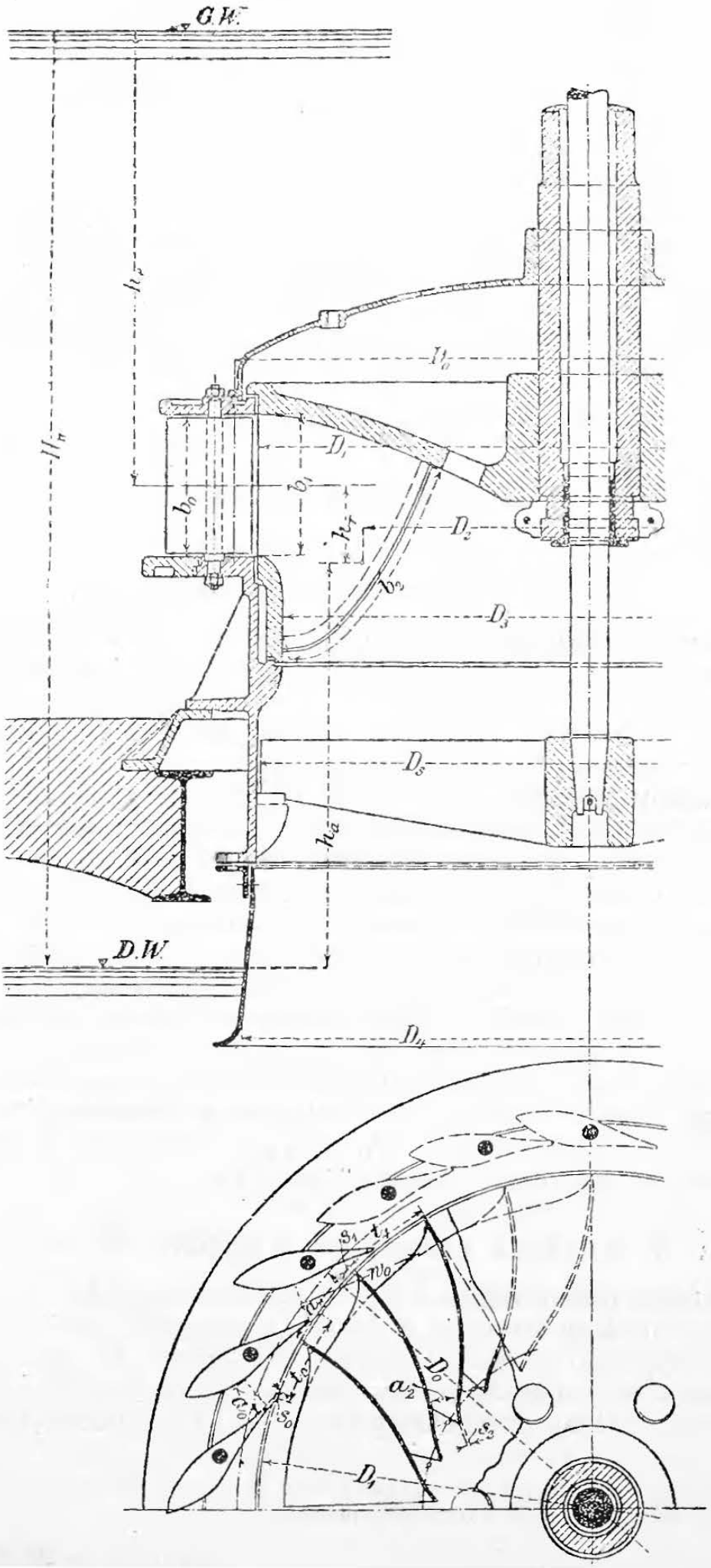
b. Kierunek przepływu, względnie do osi.

1. **Turbiny promiennicze,** t. j. o szczelinie walcowatej. Strumień płynie przez wirnik w zasadzie w kierunku promienia, aczkolwiek z pewnem odchyleniem od tego kierunku. Stosownie do tego, czy strumień kieruje się ku środkowi wirnika, czy też od środka na zewnątrz, rozróżniamy turbiny **dośrodkowe** (np. rys. 617) i **odśrodkowe.** *)

*) Turbiny dośrodkowe i odśrodkowe są zawsze promiennicze, a więc niema potrzeby dodawać jeszcze wyrazu promiennicze.

Ciąg dalszy na str. 821.

Rys. 617.



2. **Turbiny ośne,** t. j. o szczelinie pierścieniowatej. Żyłki wodne strumieni przelatują przez wirnik, biegnąc w przybliżeniu po powierzchniach walców współosiowych z osią turbiny, np. rys. 618.

3. **Turbiny o przelocie postożkowym,** t. j. o szczelinie również stożkowatej, są rodzajem pośrednim między 1 i 2. Wierzchołki stożków leżą na osi wirnika, a stosownie do kierunku przelotu przez wirnik, rozróżniamy turbiny **doosiowe** lub **odosiowe.** Rodzaje te naogół mało znajdują zastosowania.

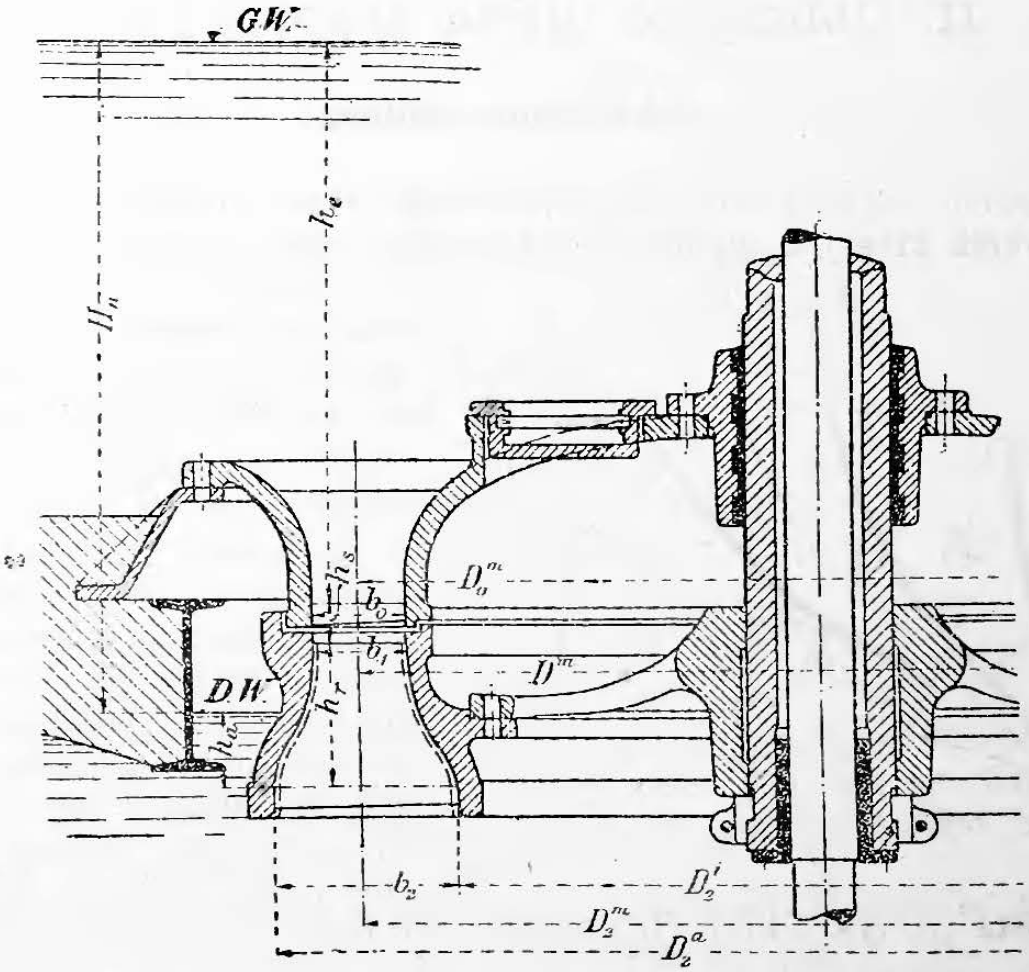
c. Obszar wlotu.

1. **Turbiny całkowiste** z kierownicami na całym obwodzie wieńca stałki, t. j. nieruchomej części turbiny.

2. **Turbiny cząstkowe** z kierownicami, a raczej wlotnicami na pewnych cząstkach obwodu, nadają się przeważnie na turbiny odrzutne.

Obydwa rodzaje bywają **nastawne** na dowolnie nastawianą ilość dopływu.

Rys. 618.



d. Sposób nastawiania.

1. **Turbiny o nastawianem ciśnieniu w szczelinie,** w których h_0 i h_1 zmieniają się (ustroje Fink'a, Zobel'a i t. p.) pod wpływem zasłonięcia poszczególnych, nie sąsiednich wlotnic (kanalików) stałki.

2. **Turbiny o nastawianym obszarze wlotu,** w których zasłaniamy kolejno sąsiednie wlotnice, zaczynając z jednego, lepiej zaś z dwóch

przeciwległych punktów. Wielkości h_0 i h_1 pozostają niezmienne dla wlotnic pracujących.

Urządzeń, któremi dławią strumienie wodne, w celu zmieniania mocy wydawanej, nie można uważać za urządzenia nastawne w ścisłem słowa znaczeniu. Skutek takich urządzeń (stawidła pierścieniowate, podnośne lub obrotne, przepustnice i t. p.) polega na zniszczeniu części H_n przez dławienie, oraz na zmianie wielkości h_2, h_3 i h_4, a więc na szybkiem zmniejszaniu sprawności.

e. Układ turbiny.

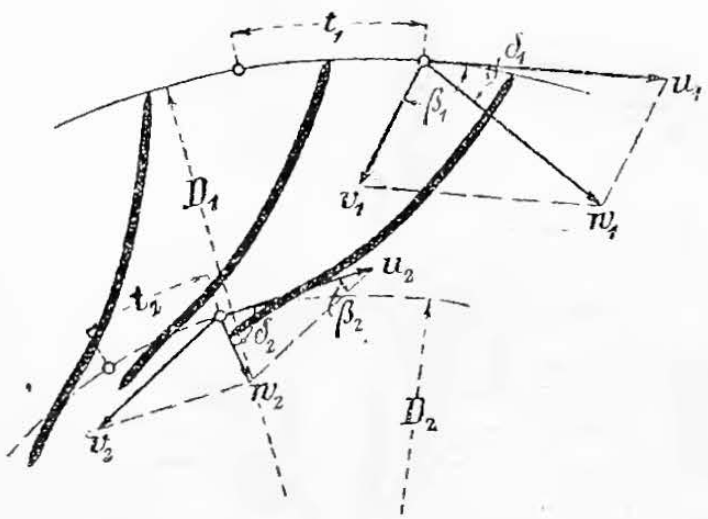
Turbina może być **stojąca,** albo **leżąca,** stosownie do tego, czy oś jej będzie pionowa, czy też pozioma; stawiamy zaś turbinę bądźto w otwartej studni turbinowej, bądź też w zamkniętej oponie walcowatej, albo ślimakowatej.

II. Obliczenie turbin naporowych.

a. Obliczenie ogólne.

Punktem wyjścia obliczeń bywa zazwyczaj dowolnie dobrany **spółczynnik straty u wylotu:** α, który ponajczęściej dotyczy miejsca o wskaźniku „2“, t. j. wylotu z wirnika. Niezależnie od kierunku, bezwzględna prędkość wylotowa będzie:

Rys. 619.



$$w_2 = \sqrt{2\,g\,\alpha\,H_n} \quad . \quad . \quad 1.$$

Ponieważ kierunek δ_2 prędkości w_2 (rys. 619) nie wpływa na moc pożytkową, więc obieramy go, kierując się względami postronnymi, np. dogodnością układu. Jeżeli zaniedbamy stratę wody przez luzy międzywieńcowe, to dowolna turbina całkowista (p. rys. 617 i 618) spełnia warunek:

$$D_2\,\pi\,b_2\,\frac{a_2}{a_2+s_2}\,w_2 \sin\delta_2 = Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2.$$

A że δ_2 bywa blizkie 90^0, możemy zatem przedwstępnie liczyć $\sin\delta_2 = 1$, z zastrzeżeniem późniejszej poprawki, a otrzymamy całkowitą powierzchnię wylotową F_3 (łącznie ze storcem łopatek):

$$F_3 = D_2\,\pi\,b_2 = \frac{Q}{w_2}\,\frac{a_2+s_2}{a_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3.$$

Wartości spółczynnika α.

Dla zwykłych turbin naporowych, o nastawianem ciśnieniu w szczelinie bywa $\alpha = 0{,}04$ do $0{,}06$, przyczem α odnosimy do $^3/_4\ Q$.

Dla takichże turbin o nastawianym obszarze wlotu, lecz dla całkowitego Q, będzie: $\alpha = 0{,}04$ do $0{,}08$ i więcej.

$\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ liczą przedwstępnie średnio 1,1.

Z ogólnego równania na pracę wynika warunek zasadniczy:

$$w_1 u_1 \cos\delta_1 - w_2 u_2 \cos\delta_2 = g(1 - \varrho - \alpha)\ H_n = g\,\varepsilon\,H_n \quad . \quad 4.$$

Wartości spółczynnika ϱ.

Stosownie do ustroju i wykonania łopatek i kierownic bywa $\varrho = 0{,}10$ do $0{,}17$, a przy lepszem wykonaniu (szlifowane łopatki i t. p.) średnio $\varrho = 0{,}12$, z tą zaś wartością otrzymamy:

$\varepsilon = 1 - \varrho - \alpha = 0{,}88 - \alpha$; spółczynnik e jest jeszcze o $0{,}02$ do $0{,}04$ mniejszy od ε, a zatem np. dla $\alpha = 0{,}04$ będzie:

$\varepsilon = 0{,}84$, a sprawność całkowita $e = 0{,}82$ do $0{,}80$.

Oprócz wzoru 4 mamy jeszcze warunki wlotu bez uderzeń:

$$\frac{w_1}{\sin\beta_1} = \frac{v_1}{\sin\delta_1} = \frac{u_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)}\ , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5.$$

które, wprowadzone we wzór 4, wraz z wartością $\delta_2 = 90^0$, określą nam:

$$u_1 = \sqrt{g\,\varepsilon\,H_n\left(1 - \frac{\operatorname{tg}\delta_1}{\operatorname{tg}\beta_1}\right)}\ , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6.$$

oraz

$$w_1 = \sqrt{g\,\varepsilon\,H_n\,\frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \delta_1)\cos\delta_1}} \quad . \quad . \quad . \quad 7.$$

W turbinach naporowych o normalnym biegu zazwyczaj $\beta_1 = 90^0$; wstawiwszy tę wartość we wzory 6 i 7, uprościmy je:

$$u_1 = \sqrt{g\,\varepsilon\,H_n}\ , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8.$$

oraz

$$w_1 = \frac{1}{\cos\delta_1}\sqrt{g\,\varepsilon\,H_n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9.$$

Gdy $\beta_1 = 90^0$, to, jak wykazuje wzór 8, prędkość obwodowa u_1 staje się niezależną od kąta δ_1, który natenczas możemy dobrać stosownie do wymagań samego ustroju, z uwzględnieniem jednakże związku wyrażonego przez wzór 9.

Względną prędkość wylotową v_2 z wirnika można w pewnych granicach dobierać dowoli, a zatem dobieramy ją:

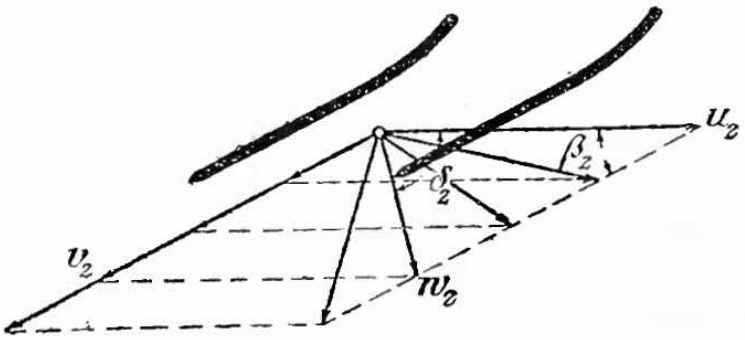
1. **w turbinach o nastawianem ciśnieniu w szczelinie** tak, aby przy nastawieniu na $^3/_4\ Q$ było $v_2 = u_2$ (rys. 620), wskutek czego w_2 będzie stosunkowo nie nadmierne zarówno przy pełnem Q, jako też przy małych jego częściach;

2. **w turbinach o nastawianym obszarze wlotu,** oraz przy urządzeniach, które dławią strumień, będzie ponajczęściej:

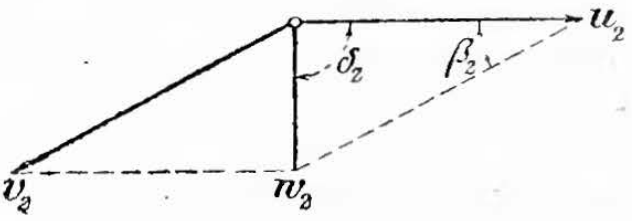
$\delta_2 = 90^0$, t. zn. $w_2 \perp u_2$, a $v_2 = \frac{u_2}{\cos\beta_2}$ (p. rys. 620-a).

W nowszych turbinach bywa prawie bez wyjątku $b_2 > b_1$. Obliczenie przeprowadzamy naprzód bez uwzględnienia strat wody przez luzy międzywieńcowe, a potem wedle uznania wprowadzamy poprawki wartości b_1 i b_2, zostawiając a_1 i a_2 bez poprawek (p. np. rys. 618). Ilość obrotów $n = \frac{60\, u_1}{D_1\, \pi}$ dobieramy (z uwzględnieniem ilości obrotów wała napędzanego lub silnic roboczych) zazwyczaj wedle możności wielką, a to w celu zmniejszenia kosztów napędu. W stosownych okolicznościach bywa $n = 1000$ i więcej.

Rys. 620.



Rys. 620-a.



b. Obliczenie poszczególnych rodzajów turbin.

1. Turbiny dośrodkowe o nastawianem ciśnieniu w szczelinie (obrotne kierownice Fink'a), z rurą ssącą.

Wyznaczywszy w_2 z wzoru 1 i zakładając $\delta_2 \sim 90^0$, co, gdy i $v_2 = u_2$, starczy do obliczeń przedwstępnych, oznaczamy z wzoru 3 wartość F_3 na $^3/_4\, Q$.

Średnicę D_3 wyznaczamy, doliczając do F_3 wielkość f_w (około $0{,}02\, F_3$) na zacieśnienie przekroju przez wał lub słup łożyskowy (p. rys. 617)

$$D_3^2 \frac{\pi}{4} = F_3 + f_w \quad \ldots\ldots\ldots \quad 10.$$

Podobnie przy oznaczaniu średnicy D_s rury ssącej uwzględniamy i dalsze zacieśnienie f_a przekroju przez skrzyżowane poprzecznice itp. ($f_a = 0{,}05$ do $0{,}08\, F_3$), a otrzymamy:

$$D_s^2 \frac{\pi}{4} = F_3 + f_w + f_a \quad \ldots\ldots\ldots \quad 11.$$

Przekrój F_4 obliczamy tak, aby wedle możności było $w_4 \sim c_u$, a zarazem aby przekrój F_3 przechodził łagodnie w F_4; pożądanem jest nadto, aby i w_4 przechodziło łagodnie z kierunku w_3 w kierunek c_u. Spad uzyskany $\frac{w_2^2 - w_4^2}{2g}$ zmniejsza stratę $\alpha\, H_n$, lecz zysku tego dotychczas nie uwzględniają w obliczeniach, gdyż brak jeszcze zaufnych spostrzeżeń, o ile się wartości w w istocie dostosowują do zwiększających się zwolna przekrojów rury ssącej.

$D_1 = D_3 + 0{,}075$ w małych turbinach, a wzrasta do

$D_1 = D_3 + 0{,}15$ m w turbinach o średnicy 3 m lub większej.

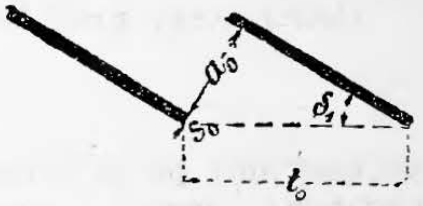
Następnie określamy δ_1 ze związku $\sin \delta_1 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$ (p. rys. 621), po dobraniu stosownych wartości na a_0, s_0 i t_0, a mianowicie:

a_0, w zależności od rozmiarów turbiny, od napływu lodu i t. p., bywa 50 do 110 mm; w turbinach nastawnych zaleca się $a_0 > a_2$.

s_0 stosownie do rozmiarów turbiny, 5 do 8, a nawet do 10 mm.

t_0 bywa 125 do 100 mm, lecz podziałka zależy od D_1, a mianowicie $z_0 t_0 = D_1 \pi$, a nadto z_0 powinno być liczbą parzystą.

Rys. 621.



Przy obrotnych kierownicach Fink'a kąt δ_1 jest zmienny, zaleca się zatem zakładać $\beta_1 = 90^0$, poczem obliczamy u_1 z wzoru 8, przez co określamy już i ilość obrotów n.

Ze wzoru 9, w założeniu $\beta_1 = 90^0$, obliczamy w_1.

Ze związku:

$$z_0 a_0 b_0 w_1 = Q, \quad . \quad 12,$$

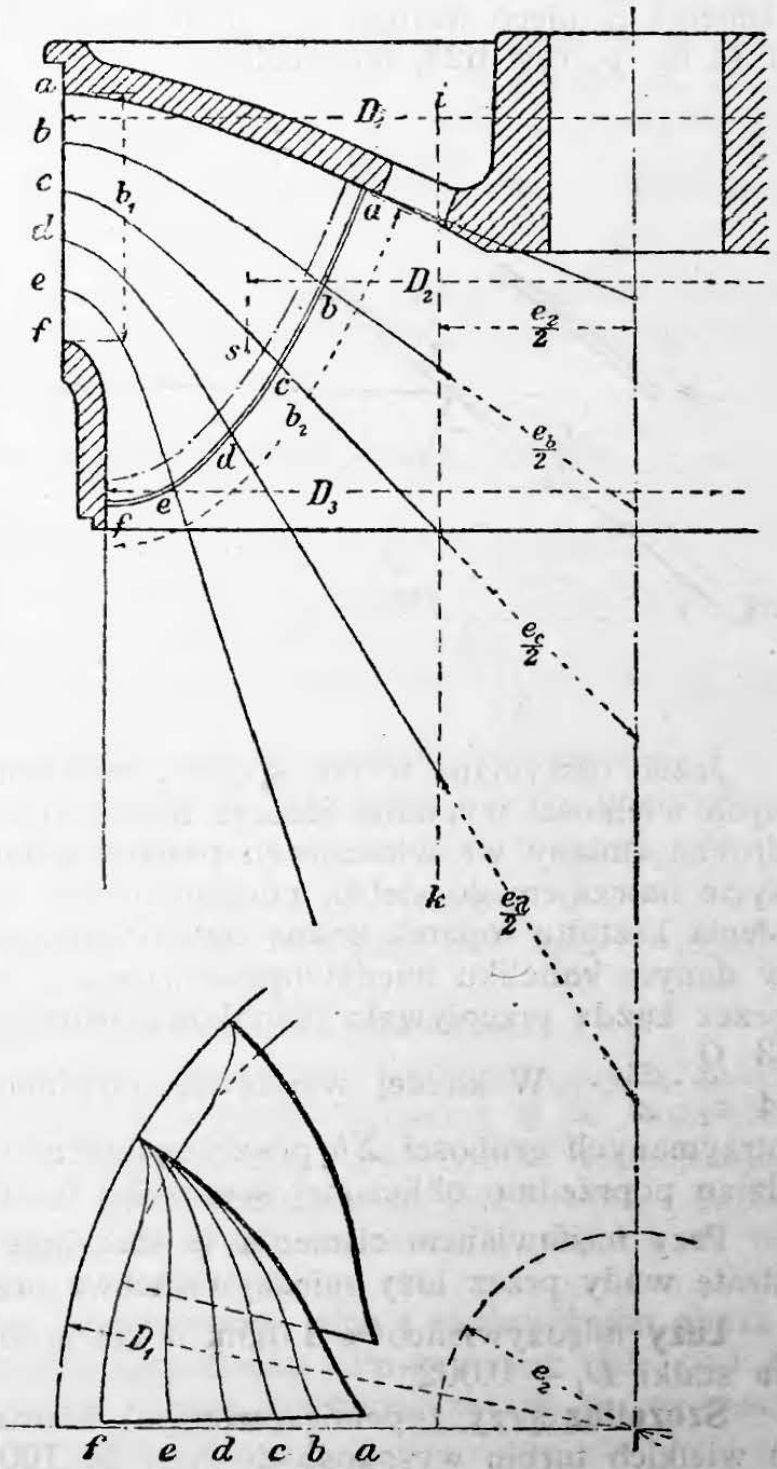
w który dla uproszczenia i na zapas podstawiliśmy w_1 zamiast w_0, określamy wartość b_0, czyniąc potem $b_1 = b_0$.

Oznaczywszy tak b_1 i F_3 (ze wzoru 3), możemy przystąpić do nakreślenia obrysu przekroju wirnika (kanału przelotowego), spełniając warunek (p. rys. 617 i 622):

$$D_2 b_2 = \frac{F_3}{\pi} = \text{stałej.} \quad 13.$$

Wykreślamy równoległobok prędkości przy wylocie (t. j. dla środka ciężkości s [rys. 622] pola wylotowego, na obwodzie o średnicy D_2), a mianowicie równoległobok z obliczonej już na wstępie prędkości w_2, oraz z $v_2 = u_2 = u_1 \frac{D_2}{D_1}$

Rys. 622.



(p. rys. 623, linie przerywane), a otrzymamy kierunek v_2, który dla obranych dowoli wartości odstępu międzyłopatkowego a_2 i grubości s_2 łopatek określi nam przybliżenie podziałkę t'_2.

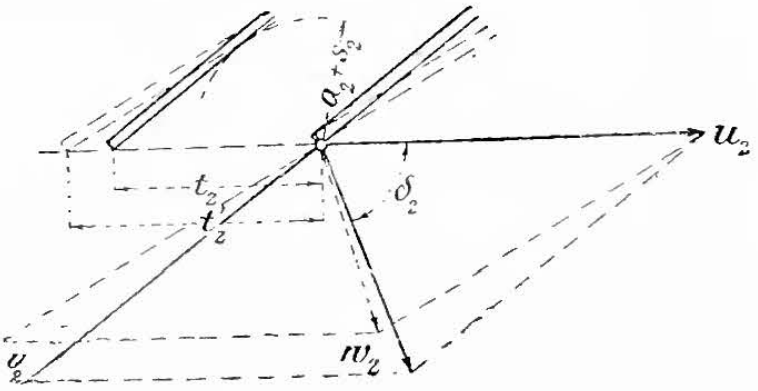
Wartość a_2 bywa 35 do 100 mm, zależnie od wielkości turbiny, względów na lód i t. p., a $s_2 = 4$ do 10 mm.

Obliczywszy przybliżoną liczbę łopatek:

$$z'_2 = \frac{D_2 \pi}{t'_2},$$

zaokrąglamy ją na całą, a (ze względu na formowanie) dostatecznie podzielną liczbę z_2, która powinnaby być większa od z_0. Liczba z_2 określa nam dokładną podziałkę t_2 na obwodzie o średnicy D_2; znając zaś t_2, wyznaczamy ostatecznie a_2 drogą prób (według potrzeby zmieniając nieco wartość w_2, albo same a_2), przez co ustalamy i wartość δ_2 (p. rys. 623, linie pełne).

Rys. 623.



Wartość b_2 oznaczamy z warunku:

$$z_2 a_2 b_2 v_2 = {}^3/_4 Q \quad . \quad 14.$$

Podług dokładnie już oznaczonych wartości $w_2 \sin \delta_2$, a_2 i s_2 i podług wzorów 2, 10 i 11 poprawiamy wreszcie obliczone przedwstępnie średnice D_3 i D_s.

Kształt dna wirnika powinien zapewniać łagodne, a równomierne przejście z przekroju $D_2 \pi b_2$ do $D_3^2 \frac{\pi}{4} - f_w$.

Jeżeli otrzymane w ten sposób, wzajemne stosunki poszczególnych wielkości wypadną jeszcze niezupełnie zadawalająco, to przez drobne zmiany we właściwych punktach można je dostosować należycie nawzajem do siebie, poczem można już przystąpić do wykreślenia kształtu łopatek znaną ogólnie metodą. W tym celu dzielimy w danym kanaliku międzyłopatkowym b_1 i b_2 na x części tak, aby przez każdą przepływała jednakowa warstewka wody, a mianowicie $\frac{3}{4} \frac{Q}{z_2} \cdot \frac{1}{x}$. W każdej warstewce powinno być $v_2 = u_2$, a suma otrzymanych grubości Σb poszczególnych warstewek służy za sprawdzian poprzednio obliczonej szerokości b_2 wirnika u wylotu.

Przy nastawianem ciśnieniu w szczelinie zaniedbujemy zazwyczaj stratę wody przez luzy międzywieńcowe przy b_1 i b_2.

Luzy międzywieńcowe 1 mm, a zatem średnica wewnętrzna wieńca stałki $D_1 + 0{,}002$.

Szczelina przy zupełnie otwartych kierownicach 20 do 30 mm, u wielkich turbin wysokospadowych do 100 mm, przez co znosi się

prawie w zupełności szkodliwy wpływ grubości s_0 i s_1, a zabezpiecza turbinę od uszkodzeń przez ciała obce.

Krawędzie przywieńcowe tak łopatek, jako i kierownic, zakrzywiamy podług rozwijających (ewolwent) koła podstawowego o średnicy e. Gdy krawędzie te leżą w płaszczyznach prostopadłych do osi wirnika, to średnica koła podstawowego dla kierownicy będzie:

$$e_0 = \frac{z_0 (a_0 + s_0)}{\pi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 15.$$

Dla łopatek natomiast średnica zasadnicza (rys. 622),

$$e_2 = \frac{z_2 (a_2 + s_2)}{\pi} \quad , \quad \ldots\ldots\ldots \quad 16.$$

jest poziomym rzutem średnicy koła podstawowego rozwijającej dla dowolnej warstewki łopatkowej, jeżeli średnicę tę odetniemy na kierunku stycznej do osi warstewki w jej końcu. I naodwrót na tych kierunkach oś obrotu wirnika i równoległa do niej, poprowadzona w oddaleniu $\frac{e_2}{2}$, odcinają kresy równe promieniom przynależnych kół podstawowych.

Gdy odstęp międzyłopatkowy a_2 nie może być jednakowy na całej rozciągłości szerokości b_2, to zmienność tę należy uwzględnić w obliczeniach.

Wskazówki do osiągnięcia żądanej ilości obrotów.

α. **Szybkowiry:** Wielkie n przy małych i średnich spadach:

a) Rozdzielamy Q na kilka turbin składowych, osadzonych na wspólnym wale, przez co zmniejszamy D_3 wzgl. D_1.

b) Zakładamy większą stratę przy wylocie ($\alpha = 0{,}10$), przez co zmniejszamy D_3, a zatem i D_1.

c) Zwiększamy β_1 do $\sim 150^0$, a δ_1 do $\sim 40^0$; por. wzór 6.

d) Zmniejszamy D_1 poniżej wartości D_3 (ustroje amerykańskie).

β. **Turbiny wolnowirujące:** Małe n przy większych spadach:

e) Zwiększamy D_1 do wartości $D_3 + 0{,}4$ i więcej.

f) Zakładamy mniejszą stratę przy wylocie ($\alpha = 0{,}02$ i mniej), przez co zwiększamy D_3, a zatem i D_1.

g) Zmniejszamy β_1 poniżej 90^0 (łopatki odlewane).

Tak w szybkowirach, jako i w turbinach wolnowirujących, przez nastawianie ciśnienia w szczelinie możemy zmieniać Q w dość ciasnych tylko granicach, o ile sprawność ma być dobra; zmniejszając Q poza tę granicę, obniżamy sprawność bardzo gwałtownie. Stosownie do warunków dopływu można też obliczać D_2, D_3 i t. d. na pełne Q.

2. **Turbiny dośrodkowe, nienastawne, albo z nastawianym obszarem wlotu, albo z dławieniem strumienia.** Postępujemy jak pod **a** i **b.** 1 z tą jedynie różnicą, że α możemy zwiększać aż do wartości 0,08, a wylot obliczamy na pełne Q.

3) **Turbiny odśrodkowe, nienastawne, albo z nastawnym obszarem wlotu, albo dławione.** Turbiny te budują się rzadko tylko jako naporowe, gdyż trudno nastawiać w nich ciśnienie w szczelinie, a prawie nie możliwe wyzyskanie wysokości ciśnienia $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$.

Całkowite pole wylotu obliczamy podług wzoru 3, zakładając α do 0,08. Średnice oznaczamy w zależności od przekroju niezbędnego dla dopływu wody do wnętrza wieńca kierowniczego (stałki), którego głębokość po promieniu bywa 150 do 200 mm, wirnika zaś 200 do 300 mm. Pozatem postępujemy jak pod **a** i **b. 1.**

4. **Turbiny ośne z nastawnym obszarem wlotu, bez rury ssącej.** Ponieważ szerokość wlotów i wylotów rozciąga się tu w kierunku promieni, więc wprowadzamy jeszcze oznaczenia dodatkowe: D_1 (bez drugiego skaźnika) oznacza średnicę dowolnego punktu wlotu; D_1^m średnią; D_1^a zewnętrzną; D_1^i wewnętrzną średnicę wlotu; podobne odróżnienia przez drugie skaźniki wprowadzamy i dla wielkości D_2, w, u, β, δ i t. p. Por. rys. 618.

W turbinach ośnych bywa zawsze $D_0 = D_1$ i $\delta_0 = \delta_1$, a w turbinach o wieńcu nieprzegrodzonym (przekrój jego zazwyczaj symetryczny) będzie nadto $D_0^m = D_1^m = D_2^m$, oraz $u_1^m = u_2^m$.

Dobrym stosunkiem będzie: $b_2 = 0{,}2$ do $0{,}25\ D_2^m$, a $b_1 \sim \frac{b_2}{2}$.

W turbinach bez nastawiania ciśnienia w szczelinie założenie $\delta_2 = 90^0$, czyli $w_2 \perp u_2$, jest dogodnem uproszczeniem, z którego wypadałoby wedle możności korzystać, a natenczas wzór 2 z pełną ścisłością możemy zastąpić wzorem 3, wzór 4 zaś sprowadzić do uproszczonej postaci:

$$w_1\ u_1 \cos \delta_1 = g\ \varepsilon\ H_n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17.$$

Wprowadzając we wzór 3 wartości $b_2 = 0{,}2\ D_2^m$ i $\frac{a_2 + s_2}{a_2} = 1{,}1$, otrzymamy przedwstępną wartość średnicy średniej:

$$D_2^m = \sqrt{\frac{1{,}75\ Q}{w_2}},$$

którą obliczamy, podstawiając prędkość w_2, oznaczoną dla całego Q i dla wartości $\alpha = 0{,}04$ do $0{,}08$. Wynik obliczenia zaokrąglamy na wymiar D_2 oznaczony równą liczbą i podług tego wymiaru poprawiamy b_2 zgodnie z wzorem 3. Niema potrzeby obliczania przekroju F_4, ponieważ turbina ośna zanurza się ponajczęściej swobodnie w wodę dolną. Podobnie jak dla turbin promienniczych, t. j. dośrodkowych lub odśrodkowych, oznaczamy δ_1 z wzoru $\sin \delta_1 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$, lecz liczbę z_0 wypadnie tu dostosować, t. j. zaokrąglić z uwzględnieniem jej podzielności przez 2 lub 3, stosownie do ustroju nastawiania obszaru wlotu.

Ponieważ prędkość obwodowa u_1 jest zmienna i niejednakowa na obwodzie wewnętrznym i zewnętrznym, więc w celu osiągnięcia wlotu bez zderzenia, wypada wartości β_1, δ_1 i w_1 dostosować do zmieniającej się średnicy D_1. Dlatego też niechętnie odstępują od wartości $\beta_1^m = 90^0$, która prowadzi do równomierniejszego kształtu łopatki, a z której to wartości podług wzoru 8 obliczamy prędkość obwodową u_1^m; z niej zaś dla znanego $D_1^m = D_2^m$ otrzymujemy bezpośrednio ilość obrotów n.

Ze wzoru 9, podstawiając $\beta_1^m = 90^0$, obliczamy w_1^m, a wielkość $b_0 = b_1$ oznaczamy na zasadzie rozumowania poniższego:

Ilość wody, przepływającej przez przekroje wszystkich wlotów w „1“, równa się ilości wypływającej z przekrojów wszystkich wylotów w „2“. Zaniedbując zatem na razie stratę wody przez luzy między wieńcami, którą uwzględnimy później, i zważywszy, że prędkości w kierunku osi są te same we wszystkich punktach szerokości b_1 i również niezmienne wzdłuż szerokości b_2, otrzymamy warunek:

$$D_1^m \pi b_1 \frac{a_0}{a_0 + s_0} w_1^m \sin \delta_1^m = D_2^m \pi b_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} w_2 \quad . \quad . \quad 19.$$

Gdy zaś $D_1^m = D_2^m$ i jeśli przypuścimy, że $\frac{a_0}{a_0 + s_0} = \frac{a_2}{a_2 + s_2}$, co będzie dość blizkiem prawdy, to otrzymamy wzór:

$$w_1^m = \frac{b_2}{b_1} \frac{w_2}{\sin \delta_1^m}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 20.$$

który przez podstawienie wartości w_2 i w_1 ze wzorów 1 i 9 przekształci się na:

$$b_1 = \frac{b_2}{\operatorname{tg} \delta_1^m} \sqrt{\frac{2\alpha}{\varepsilon}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 21.$$

Znając b_2 i b_1, możemy nakreślić obrys przekroju wirnika, bez krępowania się warunkami podobnymi, jak to miało miejsce przy turbinach promienniczych.

Ułożywszy (w sposób podobny jak przy obliczeniu turbin promienniczych) wzajemne stosunki wielkości przy wylocie „2“, a więc a_2, s_2, z_2 i t. d., przyczem znów możemy wprowadzić pewne poprawki do wartości w_2, wypada wreszcie określić takie kąty β_2, aby (stosownie do założenia) w_2 było niezmienne na całej szerokości b_2. Osiągamy to, nadając wylotowej części łopatek kształt powierzchni śrubowych, dopełniających jak wiadomo, warunku:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{tg} \beta_2^m \frac{D_2^m}{D_2}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 22.$$

który dla wartości $\delta_2 = 90^0$ sprawdza założenie:

$$w_2 = u_2 \operatorname{tg} \beta_2 = u_2^m \operatorname{tg} \beta_2^m = \text{stałej.}$$

Zmienne prędkości obwodowe u wlotu „1“ uwzględniamy w sposób następujący:

Ze wzoru 17, w połączeniu z 20 i 1 oraz z warunkiem $u_1 = u_1^m \frac{D_1}{D_1^m}$, otrzymamy wzór:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{b_2}{b_1} \frac{D_1}{D_1^m} \frac{u_1^m}{\sqrt{g \varepsilon H_n}} \sqrt{\frac{2\alpha}{\varepsilon}}, \quad \ldots \quad 23.$$

który, dla $\beta_1^m = 90^0$, przez podstawienie wartości u_1 ze wzoru 8 upraszcza się do:

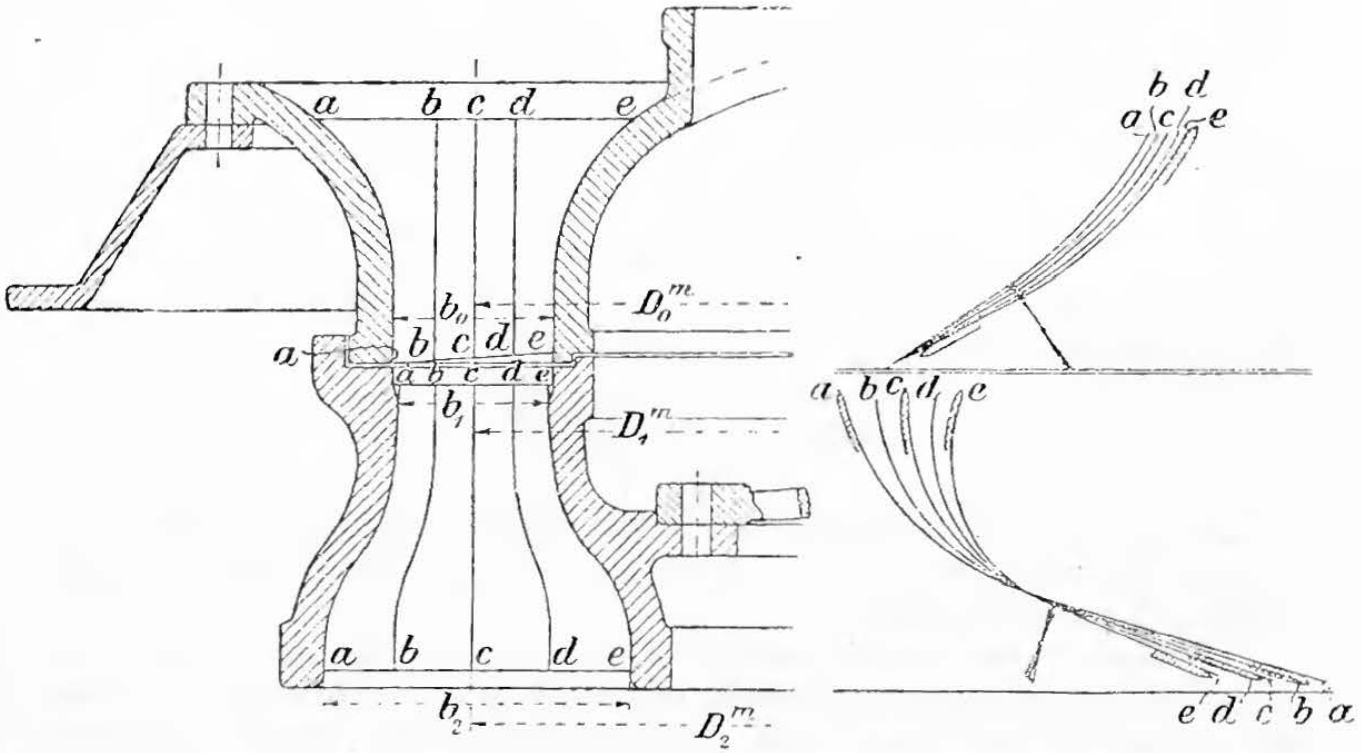
$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{b_2}{b_1} \frac{D_1}{D_1^m} \sqrt{\frac{2\alpha}{\varepsilon}} \quad \ldots \quad 24.$$

Wprowadziwszy jeszcze wartości z 21 we wzór powyższy, otrzymamy prawo zmienności kąta δ_1:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_1^m \frac{D_1}{D_1^m}, \quad \ldots \quad 25.$$

wprost odwrotne jak dla kąta β_2 przy wylocie.

Rys. 624.



Wartości w_1 obliczamy ze wzoru 17, który jednak, dla $\beta_1^m = 90^0$, przybierze postać dogodniejszą:

$$w_1 = u_1^m \frac{D_1^m}{D_1} \frac{1}{\cos \delta_1} \quad \ldots \quad 26.$$

Kąt wlotu do wirnika oznaczamy z przekształconego wzoru 6:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{1 - \frac{{u_1}^2}{g \varepsilon H_n}},$$

który, dla wartości $\beta_1^m = 90^0$, uprości się do:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \operatorname{tg}\delta_1 \frac{1}{1-\left(\frac{D_1}{D_1^m}\right)^2}, \quad \ldots\ldots 27.$$

a po wprowadzeniu wartości ze wzoru 25, do:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \operatorname{tg}\delta_1^m \frac{1}{\frac{D_1^m}{D_1} - \frac{D_1}{D_1^m}} \quad \ldots\ldots 28.$$

Wypada jeszcze poprawić wartości b_1 i b_2, a mianowicie rozkładając wieniec wirnika na x warstewek spółosiowych, o równych szerokościach wlotu $\frac{b}{x}$ i t. d. (p. rys. 624). Przepracowawszy całość na podstawie ostatecznych wartości w_1, v_1, a_0, s_0, a_2, s_2, wprowadzamy poprawki, zaniedbując na razie jeszcze stratę wody przez luzy międzywieńcowe, poczem według uznania można jeszcze całe b_2 przesunąć odrobinę ku osi wirnika.

c. Straty wody przez luzy międzywieńcowe.

Uwagi ogólne.

Przypuszczając, co się też zazwyczaj sprawdza, że przestrzeń, w którą woda wytryska przez luz międzywieńcowy, łączy się z wodą dolną (w rys. 617 przez rurę ssącą), możemy liczyć, że woda z luzu tego wytryska pod różnicą ciśnień:

$$H_s = H_n - \frac{{w_1}^2}{2\,g\,\varphi^2}, \quad \ldots\ldots 29.$$

o ile zaniedbamy opory w rurze ssącej, a przez φ oznaczymy spółczynnik prędkości. Przy szerokości σ luzu otrzymamy zatem stratę wody:

$$q = \mu\, D\, \pi\, \sigma \sqrt{2\,g\left(H_n - \frac{{w_1}^2}{2\,g\,\varphi^2}\right)} \quad \ldots\ldots 30.$$

Stosując ostre krawędzie i t. p. opory przepływu, można liczyć, że wartość spółczynnika μ będzie $\sim 0{,}6$.

1. Turbiny promiennicze.

Woda zawarta w luzach między wirnikiem a pokrywą, wzgl. ścianką rury ssącej, bierze udział w wirowaniu, dochodząc po zewnętrznej stronie do prędkości obwodowej około $\frac{u_1}{2}$, skutkiem czego w turbinach promienniczych istotna różnica ciśnień będzie:

$$H_s = H_n - \frac{1}{2\,g}\left(\frac{{w_1}^2}{\varphi^2} + \frac{{u_1}^2}{4}\right), \quad \ldots\ldots 31.$$

co odpowiada średniej wartości $H_s \sim 0{,}6\, H^n$.

W turbinach o nastawianem ciśnieniu w szczelinie można zaniedbywać stratę przez luzy, zwłaszcza jeżeli zastosujemy szczególne środki w celu możliwego ograniczenia ilości q przez zmniejszenie spółczynnika μ, jako to: należyty układ i wyborowe wykonanie turbiny, dozwalające zmniejszyć prześwit luzu σ; zasłonięcie luzu nastawnem, a przy wysokich spadach i wymiennem obrzeżem przyszczelniającem i t. p.

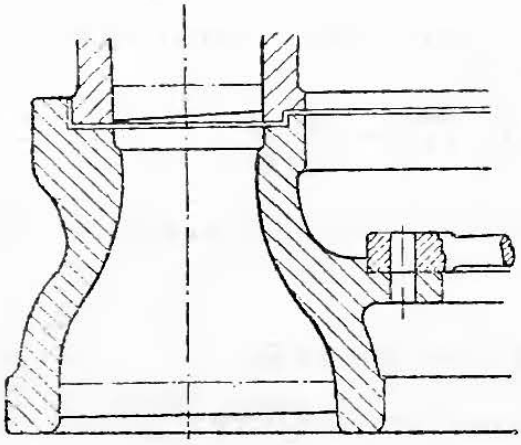
2. Turbiny ośne.

Wysokość H_s obliczamy również podług wzoru 29, wprowadzając weń jednak wartość w_1 podług wzoru 26, w który znów podstawiamy wartość δ_1 podług wzoru 25.

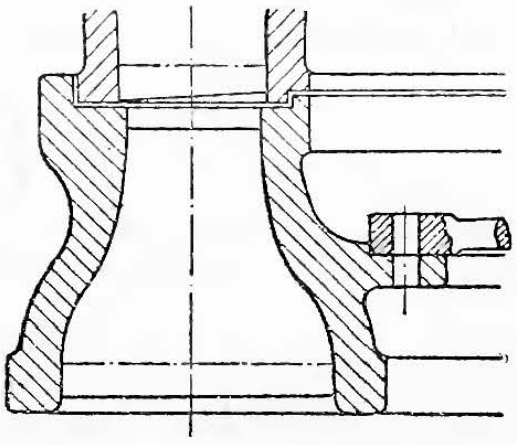
Prędkość w_1 przy obwodzie zewnętrznym jest mniejsza niż przy wewnętrznym $(w_1^a < w_1^i)$, skutkiem czego też strata wody przez luz zewnętrzny będzie względnie większa. O ile więc ciśnienie w szczelinie będzie nienastawiane, możemy uwzględnić straty te, oraz ich nierówność, a więc i zmniejszenie się ilości wody przepływającej przez wirnik, pomniejszając stosownie b_1 i b_2, czyli zmniejszając obustronnie wewnętrzny obrys przekroju wieńca w należytym stosunku, jak to wskazano liniami przerywanemi w rys. 618.

Rozumie się, że to zwężenie przelotu wirnika powinno się rozpoczynać dopiero poza właściwym wlotem, gdyż zwężenie tuż przy samym luzie, dławiąc w tem miejscu wodę przepływającą przez wirnik, zwiększałoby jeszcze w sposób wcale nie pożądany ciśnienie, które działa na wytrysk wody przez luzy. W rys. 625 przedstawio-

Rys. 625.



Rys. 626.



no ustrój prawidłowy, w rys. 626 natomiast ustrój wadliwy. Przesunięcie początku łopatek w głąb wirnika, a więc i całej szczeliny możliwie ze stałki w wirnik, zmniejsza również straty przez luzy. Nastawne obrzeża przyszczelniające są i tu pożądane, chociaż nie potrzebują dać się wymieniać, bo turbin ośnych prawie że nie stosują na wysokie spady.

III. Obliczenie turbin odrzutnych.

a. Obliczenie ogólne.

Z samej właściwości strumienia swobodnego wynika, że ciśnienia h_0 i h_1 w szczelinie muszą być zerem, dlatego też (niezależnie od innych warunków) w turbinach odrzutnych będzie zawsze:

$$w_0 = \varphi \sqrt{2 g h_e}, \quad \ldots \quad 32.$$

i $$w_1 = \varphi \sqrt{2 g (h_e + h_s)}, \text{ (p. rys. 627)}, \quad \ldots \quad 33.$$

z wartością $\varphi = 0{,}95$ do $0{,}98$.

Z tych samych też przyczyn wirowanie wirnika nie może spowodować żadnych przyspieszań lub zwalniań wody napędnej, jako skutku sił odśrodkowych, i tak też należy pojmować związki wzajemne między prędkościami u i v w turbinach odrzutnych. W przystosowaniu się do niezmiennych w danym przypadku wartości w_0 i w_1 wypada zatem wielkości u, v, β i t. d. tak ustosunkować, aby ostatecznie otrzymać pożądane wartości na α, wzgl. w_2, podług wzoru 1.

Wzniesienie h_a dobieramy z uwzględnieniem miejscowych stosunków podporu wody (o ile nie zastosujemy turbiny o strumieniu ujętym), pamiętając o tem, że h_a zawsze będzie stratą spadu, niedającą się już wyzyskać.

Z powierzchni wylotowej woda wypływa z prędkością $w_2 \sin \delta_2$, przy oznaczaniu wielkości wylotu musimy jednak oprócz grubości s_2 łopatki uwzględnić jeszcze pewien swobodny prześwit l_2 między strumieniem a grzbietem sąsiedniej łopatki (p. rys. 627), a zatem we wzorach 2 i 3 zastąpić wielkość $a_2 + s_2$ wielkością $a_2 + s_2 + l_2$.

Wymiar a_2 bywa od 30 mm przy małych spadach, do 5 mm lub mniej nawet przy spadach bardzo wysokich; swobodny odstęp l_2 bywa 4 do 2 mm; grubość s_2 łopatek, od 7 mm począwszy, do 2 mm dla łopatek bronzowych.

Co się tyczy wartości α, δ_2 i t. p., to odsyłamy do obliczeń turbin naporowych; przy spadach bardzo wysokich wypada jednak starać się o możliwe zmniejszenie wartości α, o ile tylko względy ustroju, dotyczące wielkości a_2, b_2, s_2 i t. d., na to pozwolą: przy wysokich bowiem spadach nawet względnie dość mała wartość α da nam już bezwzględnie wielkie prędkości w_2, któreby mogły wymagać szczegółowego zabezpieczenia dolnej pogrody od podmycia, niemówiąc już o przykrem pienieniu się wody i szumie.

Turbiny odrzutne bywają albo całkowiste, albo cząstkowe, a każdy z tych ustrojów w obliczeniu niektórych wielkości, zwłaszcza ilości obrotów, wymaga nieco odmiennego postępowania.

Dla turbin całkowistych wzór 2 przekształca się na:

$$D_2 \pi b_2 \frac{a_2}{a_2 + l_2 + s_2} w_2 \sin \delta_2 = Q,$$

zazwyczaj z wartością $\delta_2 = 90^0$, przez co upraszcza się na:

$$D_2 \pi b_2 = \frac{Q}{w_2} \frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2}, \quad \ldots \quad 34$$

bez względu na to, czy układ będzie ośny, czy też promienniczy.

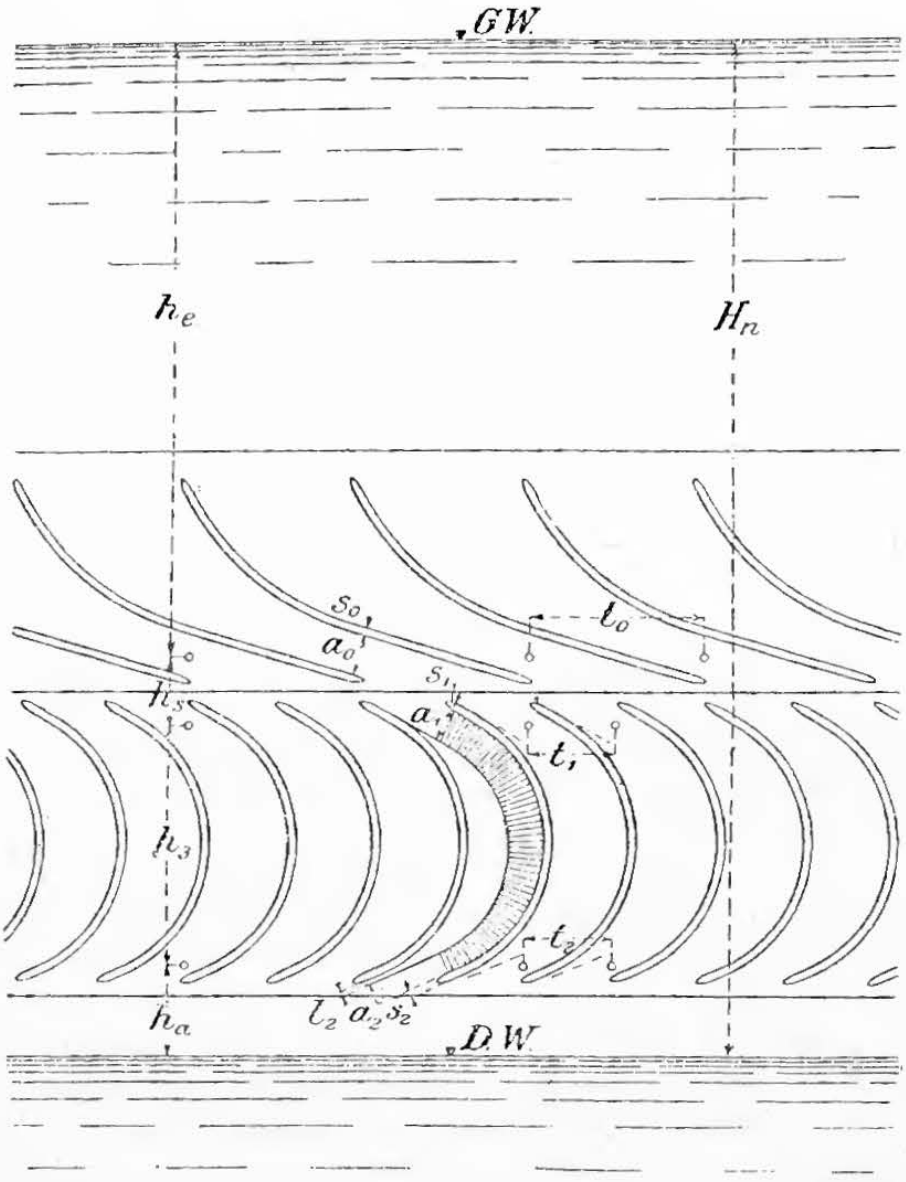
W obliczeniach przedwstępnych można liczyć:

dla $a_2 = 30$ mm, wartość $\frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} = 1{,}4$,

„ $a_2 = 15$ mm, „ $\frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} = 1{,}5$,

„ $a_2 = 5$ mm, „ $\frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} = 1{,}8$.

Rys. 627.



W turbinach cząstkowych możemy dobierać dość swobodnie wielkości D_2 i b_2, od siebie nawzajem niezależne, ponieważ wlotnice nie otaczają wirnika wokoło, a zatem i wielkość wylotu wieńca $D_2 \pi b_2$ przestaje być miarodajną dla wypływu.

Prędkość obwodową oblicza się przedwstępnie z wzoru:

$$u_1 = (0{,}42 \text{ do } 0{,}48)\sqrt{2\,g\,(h_e + h_s)} \quad \ldots \quad 35.$$

Ze znanej prędkości u_1 i pożądanej ilości obrotów n oznaczamy:

$$D_1 = \frac{60\,u_1}{\pi\,n}.$$

Przelot przez wirnik określamy równaniem:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} + h_r - \zeta\frac{v_2^2}{2g},$$

z którego wyprowadzamy wzór:

$$v_1 = \sqrt{v_2^2(1+\zeta) - 2g h_r} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 36.$$

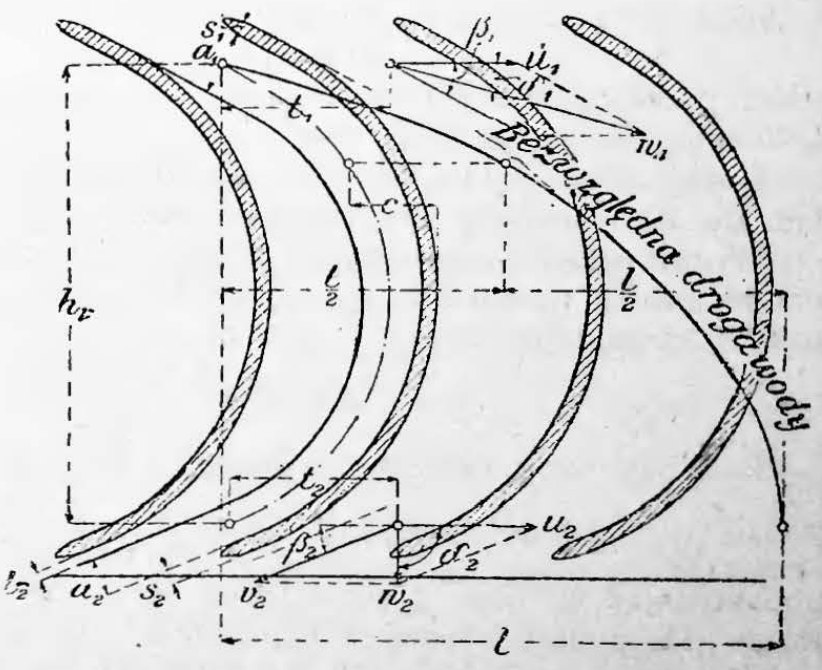
Wielkość $\zeta\frac{v_2^2}{2g}$ jest wysokością ciśnienia, straconą na opory zakrzywień, oraz na tarcie wody po dłoni łopatkowej. Wartości spółczynnika ζ jeszcze dokładnie nie oznaczono; oceniają ją na 0,06 do 0,1, a wzrasta ona w miarę zmniejszania się promienia krzywości łopatki; dlatego też promień ten nie powinien być zbyt mały, a zaleca się na niego 5 do 6-cio krotna grubość strumienia.

W przeciwstawieniu do turbin naporowych wartości v_1 i v_2 pozostają we wzajemnej zależności względem siebie, nie można ich zatem dobierać dowoli. Zaleca się, obrać za punkt wyjścia związek wzajemny wielkości u_2, v_2 i w_2, rozpoczynając od $u_2 = u_1\frac{D_2}{D_1}$ i zakładając tymczasowo $\delta_2 = 90^0$, z zastrzeżeniem wprowadzenia późniejszej poprawki.

Z równoległoboku prędkości u_2, w_2 oznaczamy v_2 i β_2, a dalej z wartości $a_2 + l_2 + s_2$ tymczasową wartość podziałki t_2', oraz ilości z_2' łopatek, którą w sposób powyżej już wspomniany zaokrąglamy na ostateczną liczbę z_2 i obliczamy podziałkę t_2.

Ze wzoru 36 dla znanego v_2 oznaczamy v_1, które z prędkościami w_1 i u_1 składamy w równoległobok, przez co otrzymujemy kierunki v_1 i w_1 (rys. 628). Gdybyśmy doszli do stosunków niepożądanych, to wypada stosownie zmienić wartości u_1, δ_1, v_2, albo δ_2, gdyż wartości pozostałych wielkości nie zależą od woli projektującego.

Rys. 628.



Wykreślenie łopatek. Ponieważ niema tu mowy o wypełnionych wylotach f_2 (jak przy turbinach naporowych), więc niema też i potrzeby stosowania określonych krzywych na zakończenia łopatek turbin odrzutnych, np. stosowania rozwijających koła (ewolwent) lub t. p. Krzywa może się kończyć tuż przed końcem „2“ łopatki, zostawiając kawałeczek prostej przy

samym wylocie, co znów pozwala nam stosować stosunkowo większe promienie krzywości (p. rys. 627 i 628). Szczegóły dotyczące kształtu łopatek i kierownic podano poniżej pod **b.**

b. Obliczenia poszczególnych rodzajów turbin.

1. **Stojące turbiny odśrodkowe, całkowiste, nienastawne,** albo z nastawianym obszarem wlotu.

Ze wzoru 34 z wartością α do 0,06 obliczamy całkowity wylot wieńca. Średnice określamy podług przekrojów niezbędnych dla doprowadzenia wody do wieńca stałki, którego głębokość bywa 150 do 200 mm (po promieniu), głębokość zaś wirnika $= \frac{D_2 - D_1}{2} = 200$ do 250 mm.

Mamy: $h_r = h_s = 0$, oraz $h_e = H_n - h_a$, co powoduje sporą stratę spadu. Układ ten mało już znajduje zastosowania; na wysokie spady ważniejszemi są:

2. **Stojące turbiny odśrodkowe, cząstkowe, nastawne.**

I tu można wyzyskać tylko spad $h_e = H_n - h_a$.

Punktem wyjścia dla obliczenia będą wzory:

$$w_0 = w_1 = \varphi \sqrt{2 g h_e}, \quad \ldots\ldots 37.$$

oraz $$u_1 = (0{,}42 \text{ do } 0{,}48) \sqrt{2 g h_e} \quad \ldots\ldots 38.$$

Średnicę D_1 oznaczamy z u_1 i z pożądanego n.

Prędkość w rurze dopływowej bywa 1 do 1,5 m/sek, a z niej i z danego Q oznaczamy średnicę tej rury, którą, w razie potrzeby, można zwężyć u wejścia do stałki, — chociaż możliwie dobry przepływ jest zasadniczo nader ważny.

W turbinach cząstkowych wlotnice otaczają tylko pewną część p obwodu wirnika ($p < 1$, w turbinach całkowistych $p = 1$), a więc:

$$p\, z_0\, a_0\, b_0\, w_1 = Q, \quad \ldots\ldots 39,$$

jeżeli przez z_0, tak jak poprzednio, oznaczać będziemy ilość wlotnic, obliczoną dla całego obwodu.

Ponajczęściej bywa $a_0 = 50$ do 30 mm, $b_0 =$ mało co ponad 150 mm do 100 mm, aby niepotrzebnie nie zwiększać wzniesienia h_a.

Wobec cząstkowego obszaru wlotu obliczamy całkowitą powierzchnię wylotową wprawdzie z wzoru 34, lecz z uwzględnieniem wartości p, a mianowicie:

$$p\, D_2\, \pi\, b_2 = \frac{Q}{w_2} \frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2} \quad \ldots\ldots 40.$$

Podobny wzór możemy stosować i do powierzchni wlotowej:

$$p\, D_1\, \pi\, b_0 = \frac{Q}{w_1 \sin \delta_1} \frac{a_0 + s_0}{a_0}, \quad \ldots\ldots 41.$$

podstawiając w niego przedwstępnie $\delta_1 = 15^0$ do 30^0. Z tego właśnie wzoru 41, podług obranych wartości a_0, b_0, s_0 i δ_1, oznaczamy ułamek p, który wprowadzamy we wzór 39, w celu określenia przybliżonej liczby z_0' kierownic, a raczej wlotnic, czyli kanalików kierowniczych.

Ostateczna liczba z_0 łopatek niepotrzebuje być nawet liczbą całkowitą, bo w turbinach cząstkowych jest rzeczą obojętną, czy się podziałka t_0 mieści w obwodzie $D_1 \pi$ bez reszty, czy też nie.

Przy wykonaniu, do obliczonej ilości $p z_0$ wlotnic dodają zazwyczaj jeszcze na zapas jedną lub dwie, a nic to nie szkodzi, tembardziej że nastawianie obszaru wlotu i tak pozwala na dokładniejsze przystosowanie się do ilości dopływu.

Ze wzoru 40 i obliczonej wartości p oznaczamy b_2, a stosunki będą dobre, jeżeli z obliczeń wypadnie na b_2 wartość $\sim 2 b_0$. Przy wykonaniu poszerzamy b_2 do wartości 2,5 do $3 b_0$ (nie poprawiając jednakże odstępów a_2 i t. d.), aby dać strumieniowi możność szerszego rozpostarcia się na dłoni łopatkowej.

Dopóki p wypada około 0,3 lub więcej, zaleca się rozdział wlotnic na dwa przeciwległe łuki, przez co zapobiegamy jednostronnym obciążeniom wała i łożysk i umożliwiamy sobie założenie należycie odciążonych zasuw nastawnych. Gdy jednakże p będzie mniejsze od 0,2 lepiej złączyć wlotnice w jedną tylko szatkownicę.

Przy spadach wysokich urządza się nieraz tylko jedną jedyną wlotnicę, a zaleca się to, gdy $\frac{Q}{w_1}$ będzie mniejsze niż 50 cm².

Wykreślenie łopatek dla turbin z pod 1 i 2. Opadanie cząsteczek wody pod wpływem ciężkości podczas przelotu przez wirnik można ponajczęściej zaniedbywać, a natenczas będzie $h_r = 0$; a

$$v_1 = v_2 \sqrt{1 + \zeta}.$$

Tak samo przy znaczniejszych spadach można zaniedbywać i różnice między wartościami w_0 u górnego i dolnego kraju strumienia w stosunku do samej prędkości w_0, jaka się pojawia w osi ciężkości strumienia.

Końce kierownic zakrzywiamy podług powierzchni walcowatych i podług rozwijającej koła, aczkolwiek woda wypływająca nie będzie się ściśle trzymała tej krzywizny.

I łopatki zakrzywiają się zazwyczaj podług powierzchni walcowatych, których krzywa tworząca łączy łagodnie kierunki β_1 i β_2 i często bywa poprostu łukiem koła. Początek łopatki robią prosty na długości $\sim a_1$, koniec zaś na długości 10 do 15 mm, p. rys. 628.

Promień krzywości ϱ, dopiero co wspomnianej krzywej tworzącej, trzeba tak ustosunkować, aby strumień nie mógł się odłączyć od dłoni łopatki, w którym to celu w każdym punkcie łopatki promień krzywości powinien dopełniać warunku:

$$\varrho < \frac{D}{2} \cdot \frac{v^2}{u^2 \cos\varphi + 2uv},$$

jeśli przez φ oznaczymy kąt zawarty między kierunkiem ϱ i przedłużeniem średnicy D, która przechodzi przez badany punkt łopatki, i jeżeli prędkości v i u liczyć będziemy również dla punktu badanego. Przekroje strumieni i t. p. w turbinach cząstkowych obliczamy poprostu jak w całkowistych na ilość wody $\frac{Q}{p}$, rozłożoną na cały obwód.

Luzy międzywieńcowe turbin odrzutnych mogą bez szkody być większe, a szczelina bywa 30 do 50 mm.

3. **Leżące turbiny cząstkowe, odśrodkowe,** nastawne znajdują zastosowanie przeważnie wtedy, gdy ilość $p z_0$ wlotnic wypada mniejsza niż ~ 6; w takim bowiem razie układ dośrodkowy powodowałby znaczną stratę h_a.

Obliczamy je jak turbiny z pod 2, jednakże h_r nie jest tu zerem, aczkolwiek i ono bywa znikomo małe w stosunku do znacznych prędkości v_1 i v_2.

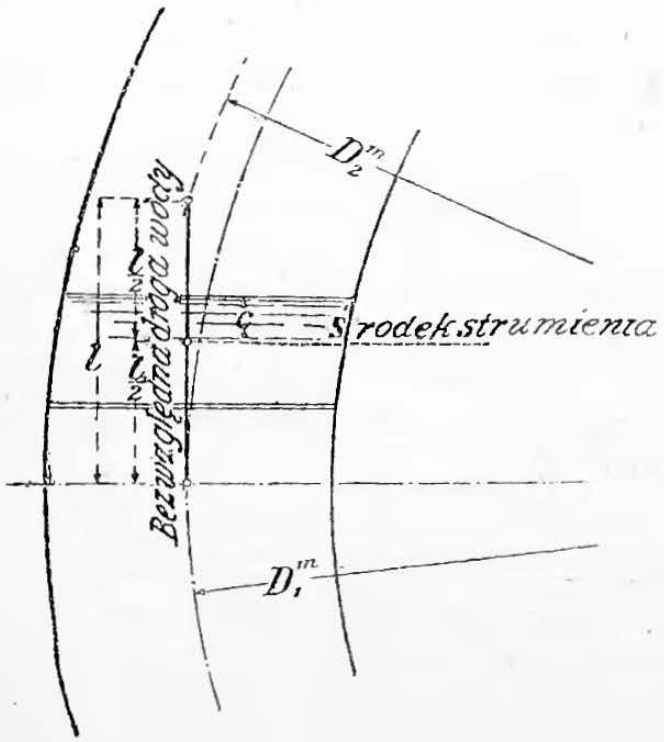
4. **Stojące turbiny ośne, całkowiste,** z nastawianym obszarem wlotu. Stosunki i oznaczenia będą podobne jak dla ośnych turbin naporowych, pod **b.** 4. str. 828; po części można też zaczerpnąć wskazówek do obliczania z ustępów poprzednich.

Ze wzoru 40 i wartości $b_2 = 0{,}2\, D_2^m$, oraz z podanych już poprzednio wartości na $\frac{a_2 + l_2 + s_2}{a_2}$ (str. 834) otrzymamy:

$$D_2^m = \sqrt{(2{,}2 \text{ do } 2{,}9)\frac{Q}{w_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 42.$$

Cząsteczki swobodnego strumienia przebiegają przez wirnik po drogach leżących nie na powierzchniach walcowych, lecz w płaszczyznach pionowych, dlatego też nie możemy zakładać tu $D_2^m = D_1^m$. Przedwstępnie można liczyć $D_2^m = 1{,}05\, D_1^m$, a następnie wypadnie wartość tę stosownie poprawić. W rys. 628 i 629 przedstawiono drogi bezwzględne.

Rys. 629.



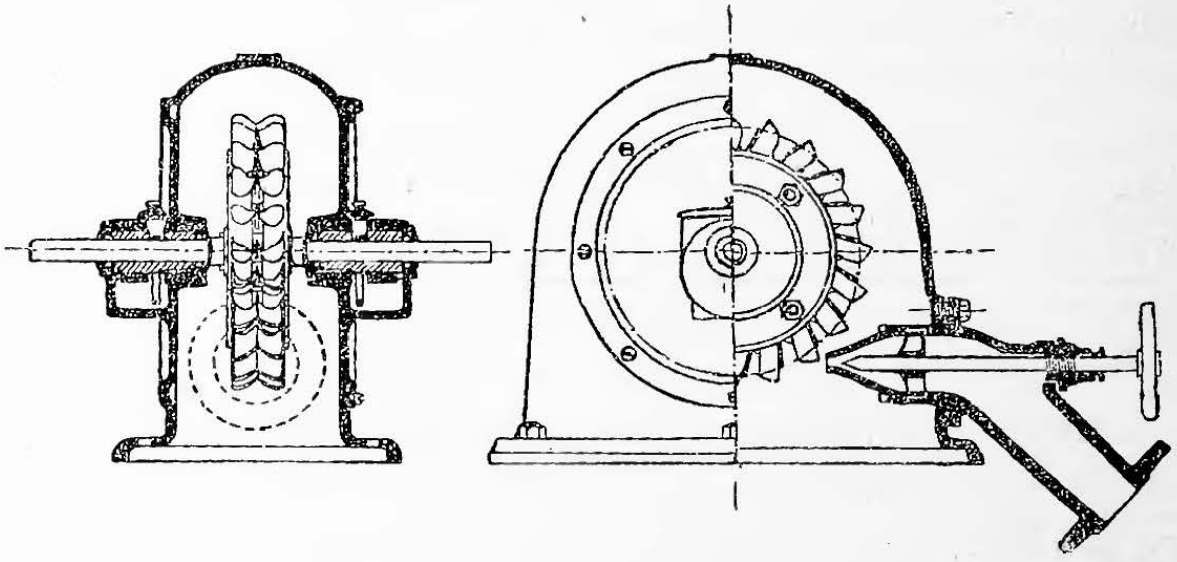
Oznaczywszy u_1 podług wzoru 35, otrzymamy $u_2 = 1{,}05\, u_1$, a znając w_2, oznaczamy v_2; następnie podług wzoru 36 (bo h_r nie jest zerem) oznaczamy v_1. Sposób wkreślenia krzywej łopatkowej między kierunki β_1 i β_2 podobny do poprzednio już opisanego.

Łopatki ustawiamy skośnie (p. rys. 629), aby powierzchnię dłoni łopatkowej módz nakierować możliwie prostopadle do bezwzględnej drogi strumienia.

5. **Turbiny Pelton'a** wyróżniają się od pozostałych turbin kształtem swych łopatek (p. rys. 630): strumień wpada na nie ze stożkowatej dyszy o wytrysku okrągłym, albo kwadratowym, w ten sposób, że łopatki rozszczepiają strumień na dwie połowy, z których każda, po swej połowie łopatki odpływa w bok.

Jeśli zaniedbać tarcie w przewodzie doprowadzającym wodę, to bezwzględna jej prędkość wytryskowa z dyszy będzie $w_0 = \varphi \sqrt{2g(H_n - h_a)}$. Załóżmy, że prędkość obwodowa turbiny jest $u_1 = \frac{w_0}{2}$, a ponieważ δ_1 równa się prawie zeru, otrzymamy względną

Rys. 630.



prędkość strumienia po łopatce:

$$v = \frac{w_0}{2} - u = \frac{w_0}{2}.$$

Jeżeli ustosunkujemy turbinę tak, aby kąt β_2, zawarty między prędkością obwodową, a względną wylotową, był możliwie jak najmniejszy, to i sama prędkość wylotowa, a zatem i α będą bardzo małe.

Strumień wytryskujący z dyszy powinien trafiać możliwie prostopadle na rzez (ostrze) łopatki bliźniaczej, której szerokość (w kierunku osi wirnika) bywa $b = 5\,d_0$ do $8\,d_0$, jeżeli przez d_0 oznaczymy średnicę dyszy w prześwicie, określającą się wzorem: $\frac{d_0^2 \pi}{4} w_0 = Q$. Aby średnice wytrysków dyszowych, a zatem i szerokości łopatek, przy większej ilości dopływu nie wypadały zbyt wielkie, rozstawiają kilka dysz po obwodzie. Ze spadu $H_n - h_a$, jaki możemy zużyć, oraz z pożądanej ilości obrotów n oznaczamy średnicę wirnika, jako też ilość łopatek. Jeżeli przez $\frac{D_1}{2}$ oznaczymy odległość środkowej żyłki strumienia od osi obrotu w m, to otrzymamy związek:

$$u = \frac{D_1 \pi n}{60} = 0{,}44 \sqrt{2g(H_n - h_a)} \text{ do } 0{,}46 \sqrt{2g(H_n - h_a)}.$$

Turbina Pelton'a nadaje się zwłaszcza na małe ilości dopływu, a wysokie spady (18 do 500 m). Z powodu sił odśrodkowych, działających na łopatki przy wielkich prędkościach obwodowych, warunkowanych wysokimi spadami, wypada starannie przytwierdzać łopatki na obwodzie wirnika (stanowiącego zazwyczaj pełny krąg), oraz wyważać dokładnie sam wirnik. Nie mniej ważnem będzie, przy tak

wielkiej ilości obrotów zapewnić zaufny sposób smarowania. Małe turbiny nastawiają się przez zmniejszanie przekroju wytrysku zapośrednictwem trzpienia stożkowato zaostrzonego, przesuwanego za pokręcaniem wrzeciona nagwintowanego (rys. 630). Dysze takie jako też i łopatki wykonują się z bronzu. Większe turbiny miewają natomiast w dyszach przekroje prostokątne, które nastawiamy przez zwężanie otworu wytryskowego, albo też przez skrawanie warstewek ze strumienia po obu jego bokach.

Sprawność mechaniczna bywa $e = 0{,}70$ do $0{,}90$.

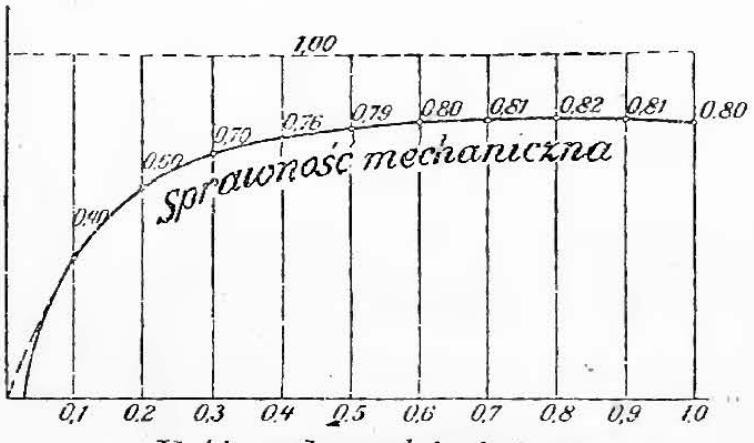
Turbiny Pelton'a.

Wielkość	1	2	3	4	5	6
Średnica D_1 w mm	65	97	130	195	260	345
Średnica dyszy d_0 w mm . . .	4—8	7—11,5	10—15	14—23	21—30	28—40
n_{max} (przy $H = 300$ m)	4925	3298	2462	1641	1231	927
Średnica rury dopływowej w mm .	25	40	60	80	100	125
N_e (przy $H = 300$ m) w MK . .	2,8—11	8—23	18—40	35—95	70—162	142—288

IV. Obszar zastosowania turbin.

Turbiny można stosować do dowolnego spadu: nawet spad 0,5 m da się już wyzyskać turbiną z dobrym skutkiem.

Rys. 631.



Najwłaściwszemi są naporowe turbiny nastawne, można niemi bowiem wyzyskać cały spad roboczy H_n bez zewnętrznej straty spadu h_a, powodowanej nadwodnością turbin odrzutnych; niezależnie zaś od tego rury ssące właściwego kształtu mogą doprowadzić w nich prędkość wylotową w_2 do wartości i kierunku prędkości c_u, z jaką woda odpływa z dolnej pogrody.

Między turbinami naporowemi naczelne miejsce należałoby się odśrodkowym turbinom z nastawianem ciśnieniem w szczelinie, których wykres sprawności dla rozmaitych ilości dopływu, przy zastosowaniu obrotnych kierownic ustroju Fink'a, przedstawiono w rys. 631.

Gdy ilość dopływu nie spada w zwykłych warunkach poniżej $^1/_3\ Q$ do $^1/_4\ Q$, stosują jedną turbinę, przy silniejszych jeszcze wahaniach

w dopływie wody zaleca się ustawienie dwóch lub kilku turbin obok siebie. Turbiny nienastawne są ustrojem już przestarzałym.

Turbiny naporowe najlepiej sprzęgać bezpośrednio z wałem napędnym, albo nawet wprost z silnicą roboczą. Gdy się to jednak nie da uskutecznić, natenczas do turbin stojących nadaje się najlepiej przystawka kołowa, do turbin leżących zaś pasowa, albo linowa.

W poszczególnym przypadku zastosowalność turbiny naporowej ogranicza się prawie wyłącznie tylko ilością obrotów wała napędnego, oznaczoną z góry w przystosowaniu się do pozostałych warunków całego urządzenia. Gdy więc, mimo zastosowanie sposobów wskazanych na str. 827, nie zdołamy obniżyć dostatecznie ilości obrotów, wypadnie nam uciec się do turbin odrzutnych, a zdarza się to najczęściej przy wysokich spadach o małym dopływie.

Do rozstrzygnięcia pytania, jak ustawić turbinę naporową: leżąco, czy stojąco; swobodnie, czy też w zamkniętej oponie i t. p., podajemy wskazówki poniższe:

Spad mały, H_n do 3 m:

Bez opony, stojąco, z przystawką z kół stożkowatych. Jeśli turbina zabezpieczona od zatapiania, to może być i leżąca z napędem pasowym lub linowym.

Spad średni, H_n 3 do 10 m:

Jeszcze przy 10 m spadu turbina niekoniecznie wymaga opony, a może być stojąca—lepiej jednak leżąca.

Spad duży, H_n 10 do 50 m:

Dopływ w przewodzie zamkniętym, opona ślimakowata, wał leżący, chociaż w danych warunkach i stojący może się nadawać równie dobrze.

Spad wysoki, H_n ponad 50 m:

Dopływ w przewodzie zamkniętym, opona ślimakowata, wał leżący, dopóki się wogóle turbina naporowa da zastosować.

Turbiny odrzutne, stosownie do warunków zatapiania, będą stojące, albo też leżące.

Turbiny Pelton'a stawia się przynajmniej o tyle ponad wodą dolną, aby się przystawki, prądnice i t. p. nie zatapiały.

Posiłkując się rurami ssącemi, możemy i turbiny naporowe stawiać tak wysoko ponad wodą dolną, aby sprzęgnięte z niemi prądnice i t. p. się nie zatapiały. Turbiny Pelton'a i wogóle odrzutne wymagają dla osiągnięcia tego celu ponajczęściej układu stojącego.

V. Szczegóły ustroju turbin.

Łopatki przeważnie z blachy zlewnej, 4 do 10 mm grubej; do turbin odrzutnych, o strumieniu ujętym, nadają się jednak lepiej łopatki żeliwne, a na bardzo wysokie spady łopatki z bronzu. Łopatki blaszane wstawiają się w formę wieńca wirnikowego i oblewają żeliwem przy odlewaniu samego wieńca, a w tym celu oblewane brzegi łopatek cynują się uprzednio na szerokości 15 do 25 mm, aby, mając tu metalicznie czyste powierzchnie, łączyły się należycie z odlewem. W celu jeszcze pewniejszego osadzenia łopatek w odlewie,

wycinają z brzegów łopatek pletwowate wycinki, a dla zmniejszenia oporów tarcia przy przelocie wody ścierają z łopatek zendrę krążkami szmyrglowymi. **Kierownice** bywają zwykle blaszane, obrotne zaś żeliwne lub bronzowe.

Wieńce żeliwne, gdy mamy w nie zalewać brzegi łopatek, powinny być przynajmniej 30 mm grube, a przy grubszej blasze nawet 35 mm i więcej. Naprężenia odlewnicze w wieńcach turbin ośnych powodują często ich pękanie podczas ruchu, dla tego też spotykamy nieraz obręcze żelazne (kute) na nowych wieńcach turbinowych. Z tych samych powodów zaleca się gwiaździe ramion wirnika nadawać postać wypukłej tarczy z otworami, bez żeber, zbiegającej się stożkowato z piastą, a odlewać ją wedle możności nie łącznie z wieńcem.

Piasta wspiera się zazwyczaj na dwudzielnym pierścieniu wspornym, leżącym w zatoczeniu wału; jej długość L powinna być znaczna, $L \sim 0{,}1 + 0{,}12\, D_1$, a to w celu zapobieżenia pochyleniu się wirnika względem wału.

Słup łożyskowy pod łożysko nadwodne i przy wydrążonym wale stojącym musi znosić naprężenia wybaczające, pod wpływem nacisku czopa storcowego, oraz skręcające, powodowane momentem tarcia w tymże czopie. Należałoby słup łożyskowy chronić od naprężeń gnących. Oznaczmy przez P nacisk czopa storcowego w kg, przez l **długość** słupa łożyskowego w **m**, a zaniedbując moment kręcący, licząc wzamian ze spółczynnikiem bezpieczeństwa $\mathfrak{S} = 16$, otrzymamy **średnicę** d słupa z żelaza kowalnego w cm:

a) gdy słup dołem jest osadzony w siedlisku stożkowatem (turbiny dośrodkowe, przypadek 3 wyboczenia):

$$d = \sqrt[4]{\frac{P\,l^2}{12}},$$

b) gdy dolnego końca słupa nie możemy uważać za osadzony (przypadek 2 wyboczenia):

$$d = \sqrt[4]{\frac{P\,l^2}{6}}.$$

Boczne wygięcia się słupa łożyskowego wpływałyby niekorzystnie na pracę czopa storcowego.

Wały pełne bywają z żelaza kowalnego, albo ze stali zlewnej, puste natomiast żeliwne, albo lanostalowe. Wały stojące, oprócz kręceń, znoszą jeszcze ciśnienia lub ciągnienia, oraz gięcia. Na przeginanie wału działają: ciężar wody przy wlocie cząstkowym, a niesymetrycznym; naciski międzyzębne przekładni z kół zębatych, storcowych lub stożkowatych i t. p.; stosując koła stożkowate nie wypada zazwyczaj w obliczeniu zaniedbywać składowej nacisku międzyzębnego w kierunku osi wału.

Natenczas obliczamy wały podług 1) str. 411 na wytrzymałość złożoną, licząc dla wydrążonych wałów żeliwnych, pracujących mocą zmienną, lecz bez uderzeń, $k_b = 1{,}5\, k_z = 150$ kg/cm² (zgodnie ze sposobem obciążenia III, w tablicy na str. 337), a $k_d =$

$0{,}8\,k_z = 160$ kg/cm² (zgodnie ze sposobem obciążenia II, w tablicy na str. 337), przyczem stosunek wytężenia będzie:

$$\alpha_0 = k_b : 1{,}3\,k_d \sim {}^3/_4.$$

Jeżeli wał podlega większym siłom rozciągającym lub ściskającym, to we wzór ustępu 1, na str. 410, wypada podstawić $\sigma = \sigma_z + \sigma_b$, i oznaczyć potem równowarte naprężenie główne σ_{max}, którę powinno być mniejsze od k_b. Por. też str. 493 i nast.

Chcąc oznaczyć przekrój wała wydrążonego, zakładamy średnicę wewnętrzną krótkich wałów o 15 do 20 mm, dłuższych zaś do 30 mm większą od średnicy słupa łożyskowego, który zazwyczaj pozostaje nieobrobiony na przeważnej części swej długości. Gdyby jednak wymiar tak otrzymany miał być za mały na rdzeń odlewniczy, to obieramy wewnętrzną średnicę wała, przystosowując się do potrzebnej średnicy tegoż rdzenia.

Podług tak dobranej średnicy wewnętrznej oznaczamy zgodnie z warunkami wytrzymałości średnicę zewnętrzną, zwiększając ją jeszcze stosownie, a to w celu uwzględnienia możliwych przesunięć rdzenia odlewniczego. Znaczniejszych zmian w grubości ścianek wała wypadałoby unikać, dlatego też utrzymujemy zazwyczaj na całej długości wała grubość ścianki, oznaczoną dla przekroju niebezpiecznego, z wyjątkiem niezbędnych pogrubień przy łożyskach i piaście; jednakże poważniejsze powody mogą spowodować odstępstwo od zasady powyżej wyłuszczonej.

Wały żeliwne odlewają w długościach do 5,5 m, dłuższe zaś składają z części, łączonych na stałe sprzęgła sztywne (str. 497), zazwyczaj tarczowe, o dostatnio ustosunkowanej średnicy.

Storcowy czop wała bywa ponajczęściej **nadwodny,** a obejmuje go łożysko wsparte na słupie łożyskowym, mieszczące się w rozszerzeniu wydrążonego wała. Storcowe czopy takie i łożyska mogą być albo wierzchnie (p. rys. 634 i 634-a, linie pełne), albo pośrednie, mieszczące się w t. zw. latarni, t. j. w rozszerzeniu wała z otworami bocznymi i wielką tarczą sprzęgła (p. rys. 632 i 634-a, linie przerywane).

Czop podwieszony (p. rys. 636) do wałów pełnych (z wyjątkiem samego łba wydrążonego) stosuje się, aby uniknąć skrzyżowanych poprzecznic w rurze ssącej.

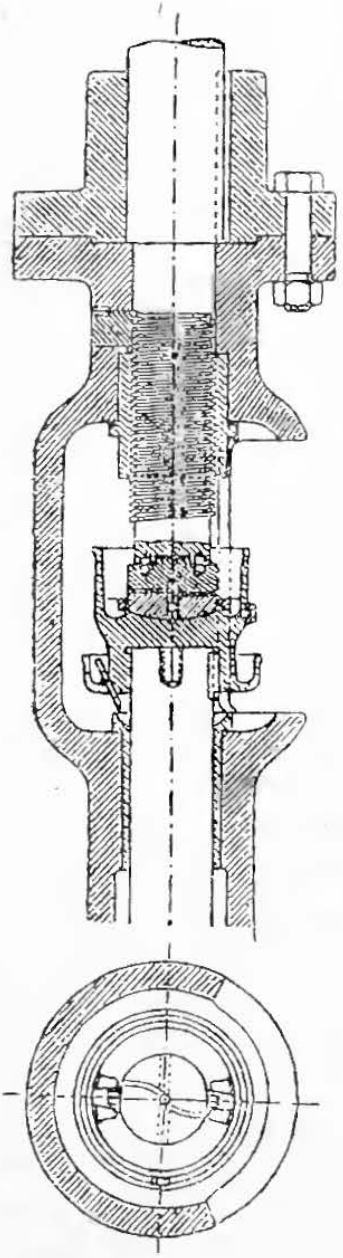
Pierścieniaste czopy storcowe, mieszczące się ponad wałem (rys. 635), wypadałoby stosować chyba tylko wyjątkowo, np. gdy trudno ustawić słup łożyskowy pod czop pełny, albo gdy niewzruszone podparcie takiego słupa (z powodu złego gruntu i t. p.) jest wątpliwe, albo wreszcie gdy wał jest bardzo długi, a to np. w tym celu, aby dla ułatwienia obsługi ów czop umieścić wysoko ponad wirnikiem. Czopy pierścieniaste zużywają bowiem nietylko więcej pracy niż czopy pełne, ale są one i czulsze na niedokładności ustawienia i na drobne przesunięcia, jakie się pojawiają z biegiem czasu.

Czopy podwodne wstawiają się w panwie gwajakowe, lecz tylko wtedy, gdy jest pewnem, że woda będzie stale oblewała takie panwie

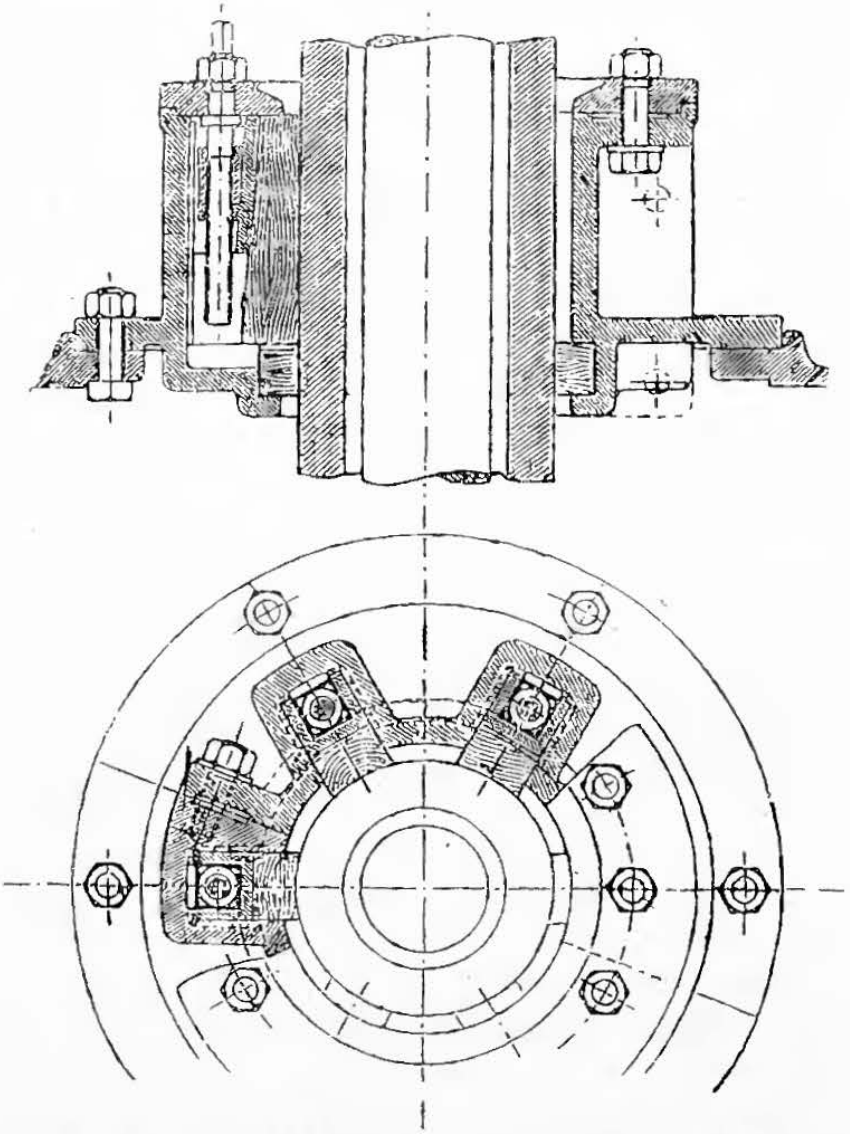
Na powierzchnie ślizgające się nawzajem po sobie nadają się: ścisłe żeliwo na obydwie powierzchnie, stal z bronzem lub ścisłem żeliwem, odlew utwardzony ze stalą.

Zaleca się wykonywanie czopów storcowych nie jako pełne, lecz jako pierścieniaste z wytoczeniem w pośrodku, a to w celu usunięcia tych części (środkowych) powierzchni nośnej, które, po starciu się szybciej się zużywających części zewnętrznych, ulegałyby nadmiernemu ciśnieniu jednostkowemu p, zagrzewając się skutkiem niego. Je-

Rys. 632.



Rys. 633.



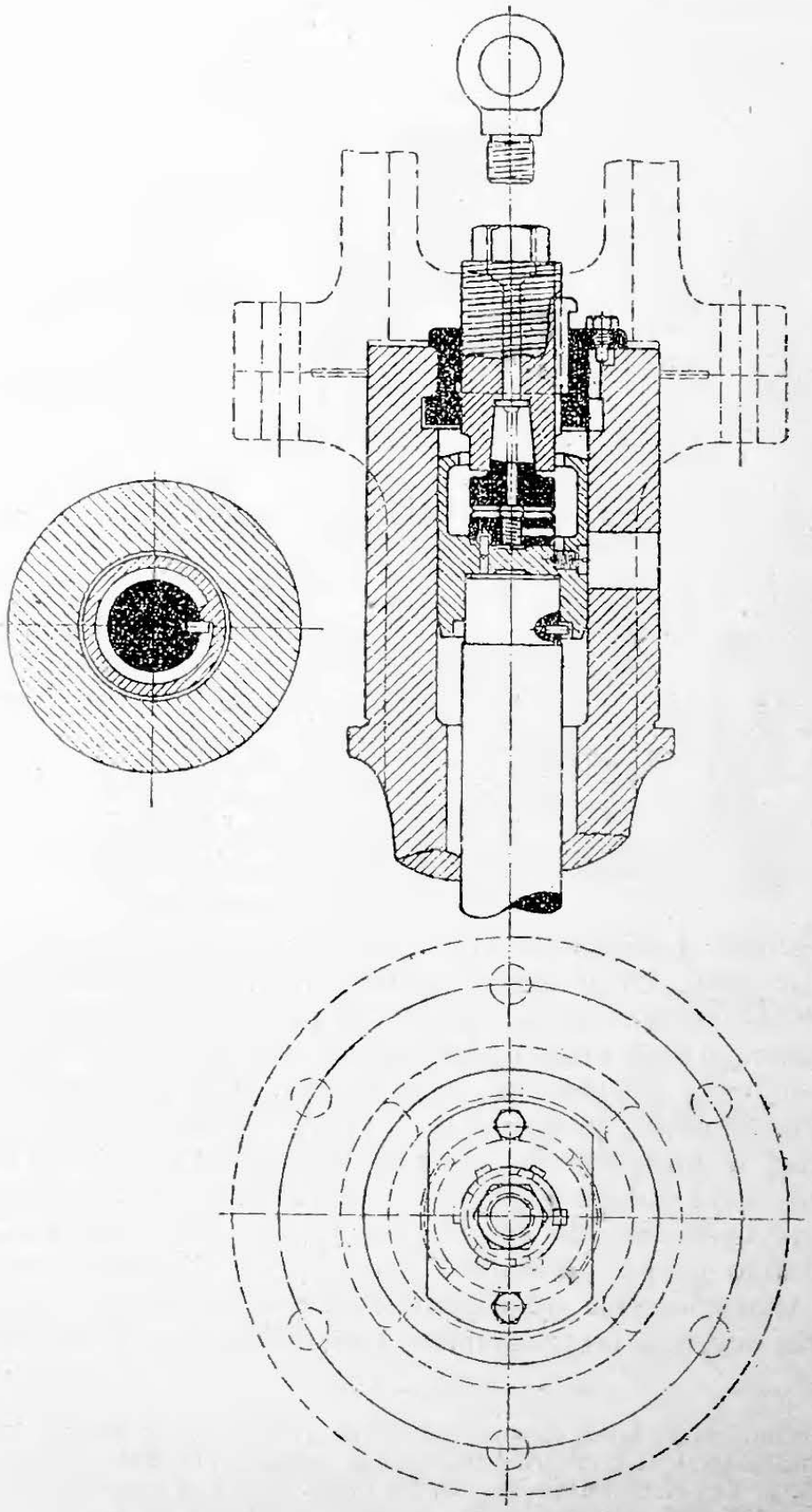
żeli d_a będzie średnicą zewnętrzną, d_i wewnętrzną pierścienia pracującego, to stosunek $d_i = (^1/_4$ do $^1/_6)\, d_a$ czyni zadość wymaganiom powyżej wyłuszczonym. Oznaczywszy przez w spółczynnik doświadczalny, określający odprowadzanie ciepła, przez P nacisk na czop, otrzymamy podług str. 492 (gdzie też podano wartości na p i w):

$$(d_a{}^2 - d_i{}^2)\frac{\pi}{4} \cdot p = P, \quad \text{oraz} \quad d_a - d_i \geqq \frac{Pn}{w}.$$

Mała wartość na ciśnienie p byłaby pożądana ze względu na skuteczniejsze smarowanie czopa; przy znacznym nacisku P na czop wymagałaby ona jednakże wielkiej średnicy czopa, która się znów

nie zaleca, jako czulsza na nieuniknione wady w ustawieniu, na przesunięcia podczas ruchu, wreszcie na przeginania się wała i słupa łożyskowego. Dla materyałów powyżej wspomnianych, przy dobrem

Rys. 634-a.

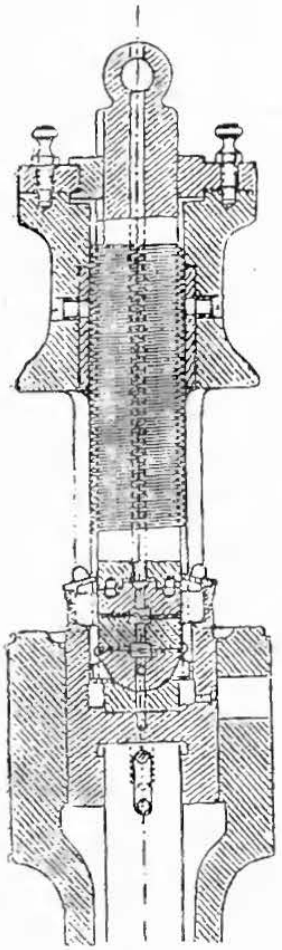


smarowaniu, jakie się zazwyczaj napotyka w czopach turbinowych (pogrążenie w oleju) zaleca się zatem wartość średnia:

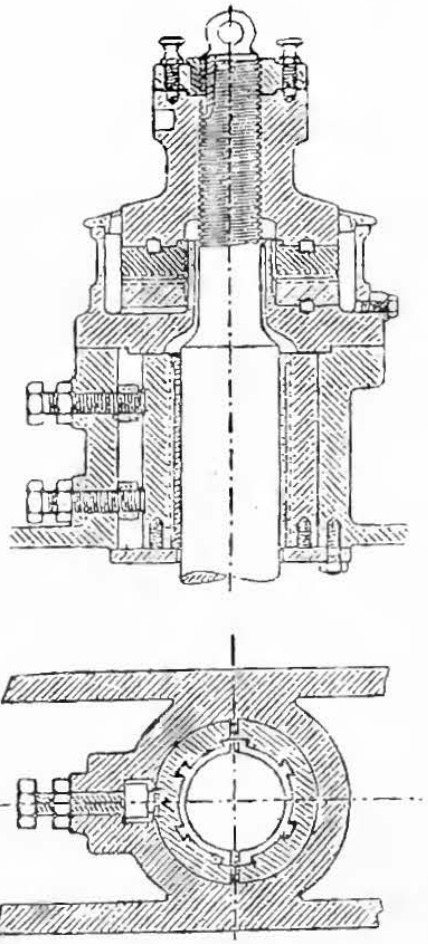
$$p = 40 + 0{,}3\sqrt{P}\ \text{kg/cm}^2.$$

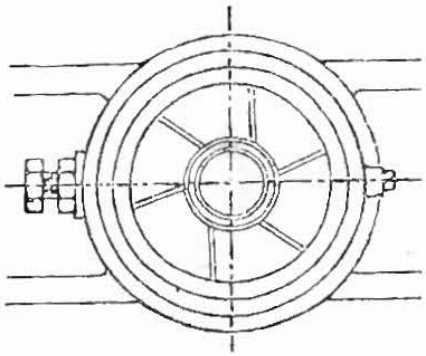
Wobec nacisków P (w kg) na czopy, przytrafiających się ponajczęściej w turbinach, wzór powyższy daje wyniki $p = 50$ do 80 kg/cm^2; przy starannem wykonaniu i nie nadmiernem n dochodzą jednak bez szkody do wartości $p = 90$, a nawet do 120 kg/cm^2. Wartości te uwzględniają już pomniejszenie powierzchni nośnej przez rowki smarownicze.

Rys. 634.



Rys. 635.





R. Stribeck zaleca wartości na $w = 40000$ do 100000, stosownie do rodzaju wykonania, materyału i smarowania; lecz wyższe z tych wartości należałoby stosować tylko wtedy, gdy usuniemy stanowczo wszelkie okoliczności, któreby mogły stać na przeszkodzie zupełnie równomiernemu przyleganiu powierzchni czopowej, oraz gdy zapewnimy doskonałe smarowanie i odprowadzenie ciepła (czop pogrążony w oleju, który krąży i przez czop). Przekraczania wartości $w = 100000$ zalecać nie można, chyba przy zastosowaniu przetłaczania chłodzonego oleju między powierzchniami ślizgającemi się po sobie.*)

Olej najlepiej doprowadzać z pośrodka, zapewniając zarazem jego krążenie. Poniżej powierzchni ślizgających się należy wytworzyć osadniczek, w którymby się zbierały nieczystości i cząstki metalowe, a zbiornik oleju nakryć pokrywą. Czop, albo też sam wirnik, powinien być nastawny, do czego stosują śruby z naśrubkami.

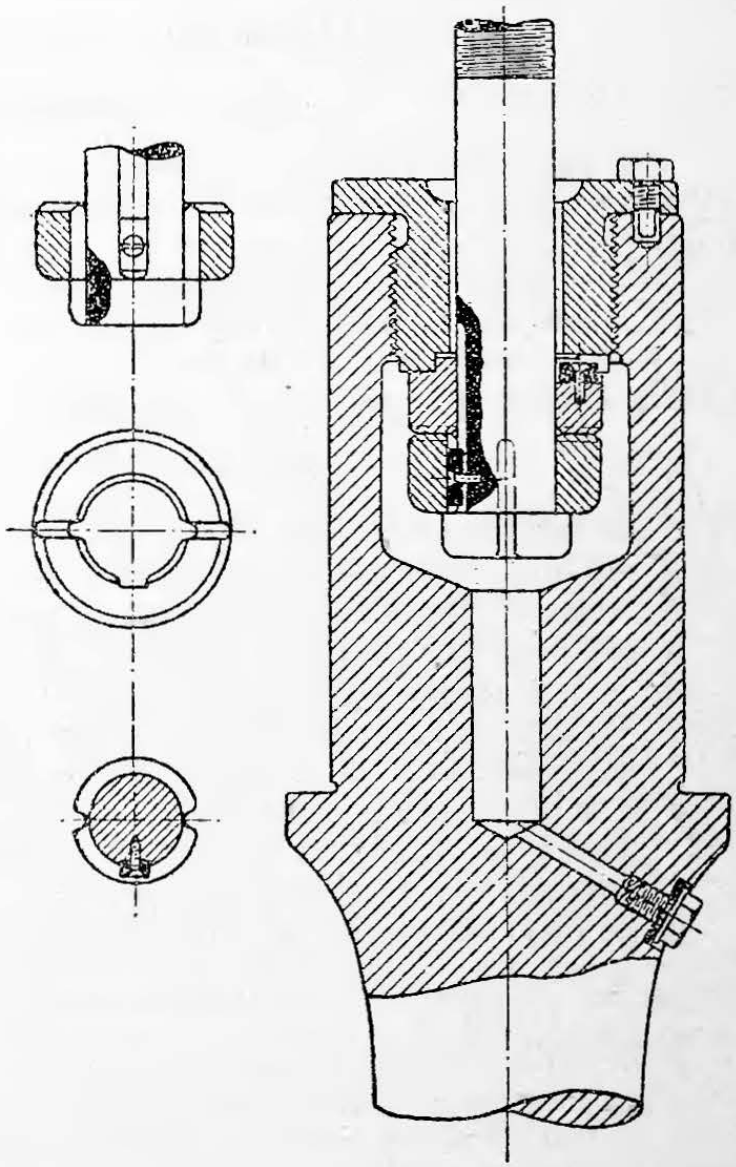
Wrzeciono czopa należałoby zaopatrzyć w prawidłowe prowadzenie i zabezpieczenie od niezamierzonego obracania się, podobnie i soczewkę wypada unieruchomić przelonieniem, albo śrubką osadną.

---

*) O zmniejszaniu tarcia czopów storcowych przez wsparcie ich na toczących się wałkach stożkowatych, o kącie wierzchołkowym, mniejszym od kąta tarcia, p. Reuleaux w Verhandl. d. Ver. f. Gewerbefleiss, str. 234 i nast. Nacisk na czop storcowy, zwłaszcza u turbin napędzających prądnice, można znacznie zmniejszyć przez odciążenie magnetyczne.

Dla dokładniejszego nastawiania całości, jako też by zmniejszyć zużywanie się poszczególnych części, zaleca się dodawanie **łożysk naszyjnych,** niezbędnych prawie do należytego utrzymania czopów storcowych. Gdy składowa w kierunku osi, pochodząca z nacisku międzyzębnego, albo jednostronne obciążenie wodne, powoduje znaczniejsze momenty gnące, należałoby unikać wałów zbyt krótkich, bo przy małem, wzajemnem oddaleniu łożysk, nacisk na nie będzie stosunkowo większy.

Rys. 636.



Naszyjne łożyska podwodne, otrzymują panewki z drzewa gwajakowego, albo też wylewa się je metalem białym. Gwiaździste takie łożysko o sześciu dociąganych panewkach z drzewa gwajakowego przedstawiono w rys. 633.

Naszyjne łożyska nadwodne wykładają się bronzem lub białym metalem, albo też otrzymują one żeliwne panewki dwudzielne, znacznej długości.

W celu odciążenia łożyska podwodnego, pożądanem jest, aby składowa nacisku międzyzębnego, w kierunku stycznej, wpadała w prostopadłą do osi płaszczyznę przechodzącą przez środek łożyska nadwodnego, które natenczas znosiłoby całą tę siłę. *)

---

*) O nastawianiu turbin i o miarkownikach p. A. Pfarr, Z. d. Ver. d. Ing. 1891, str. 891 i nast., albo: Przebieg nastawiania i t. d. Z. d. Ver. d. Ing. 1899, str. 1553 i nast., oraz B. Lehmann, Z. d. Ver. d. Ing. 1879, str. 31 i nast.

III. SILNIKI PAROWE.

A. Obliczanie silników parowych.

I. Obliczenia analityczne.

a. Znakowania.

Prężność pary wyrażać będziemy (w nowych) atmosferach metrycznych, t. j. w kg/cm² (p. str. 275), stosując znakowanie następujące:

MK_i wskazana *) moc konia lub też wskazany koń mechaniczny,
MK_n pożytkowa moc konia lub też pożytkowy koń mechaniczny,
N_i moc wskazana w MK (u tłoka),
N_n moc pożytkowa w MK (na wale),
$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ sprawność ~~wskazana~~, silnika (wskazano pożytkowa),
p średnia, bezwzględna prężność pary wlotowej, w atm,
p' średnia, bezwzględna prężność pary wylotowej, w atm,
f, wzgl. f' sprawność prężności p, wzgl. p',
$p_i = fp - f'p'$ prężność wskazana w atm, t. zn. średnia różnica prężności przed i poza tłokiem (a w silnikach dwu- lub trzycylindrowych ogólna różnica prężności wszystkich tłoków, sprowadzona do cylindra nizkoprężnego),
σ prężność biegu jałowego, sprowadzona do tłoka (w silnikach ze skraplaczem, łącznie z oporem biegu pomp: próżnianej i na wodę zimną),
μ spółczynnik tarcia od pracy pożytkowej, czyli tarcie niejałowe,
$p_n = \frac{1}{1+\mu}(p_i - \sigma)$, prężność pożytkowa (do zużycia),
d średnica tłoka, t. j. prześwit cylindra, w m.
F czynne pole tłoka (z potrąceniem przekroju tłoczyska) w m², a w silnikach dwu- lub kilkocylindrowych czynne pole tłoka cylindra nizkoprężnego,
s skok tłoka w m, $r = 0{,}5\,s$ promień korby w m,
s_1 droga tłoka aż do chwili odcięcia wlotu, w m,
$s_1 : s$ napełnienie, czyli stosunek napełnienia, a w silnikach dwu- lub kilkocylindrowych napełnienie sprowadzone do cylindra nizkoprężnego, czyli t. zw. napełnienie zastępcze,
$s : s_1$ stosunek rozprężenia, t. j. odwrotna wartość napełnienia, a w silnikach dwu- i kilkocylindrowych rozprężenie zastępcze,

*) Diagram wogóle może być albo wykresem wykreślonym z danych teoretycznych lub doświadczalnych, albo też nakresem nakreślonym samoczynnie przez przyrząd nakreślający. Przyrząd, który nakreśla nakres pracy silnika, a więc indykator, zwać będziemy wskaźcem, a moc wskazaną przez jego nakres mocą wskazaną; sam wreszcie nakres przez wskaziec nakreślony nazwiemy dla odróżnienia wskazą.

$s_1' : s'$ napełnienie cylindra wysokoprężnego } w silnikach dwu
$S_1 : S$ napełnienie cylindra nizkoprężnego } i kilkocylindrowych,
m spółczynnik przestrzeni szkodliwej, której objętość będzie zatem: $F s_0 = m\ F s$ w m^3,
n ilość obrotów na minutę (ilość dwuskoków),
c średnia prędkość tłoka w m/sek., określona wzorem:

$$60\,c = 2\,n s, \quad \text{czyli} \quad \boldsymbol{n s = 30\,c},$$

ν stosunek objętości obydwóch cylindrów w silnikach dwucylindrowych, a mianowicie $\nu = (v : V) < 1$,
C_i' rozchód pary zużytej na pracę na godz., w kg/MK_i,
C_i'' rozchód pary na godz. skutkiem ochładzania, w kg/MK_i,
C_i''' rozchód pary na godz. skutkiem przepuszczania, w kg/MK_i,
$C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ całkowity rozchód pary na godz. i MK_i, w kg/MK_i,

$C_n = C_i \frac{1}{\eta} = C_i \frac{N_i}{N_n}$ całkowity rozchód pary na godz. i MK_n w kg/MK_n.

Dla silnika sprzężonego, trzycylindrowego podano na str. 864 i 865 jeszcze kilka szczególnych znakowań.

b. Uwagi teoretyczne.

Oprócz pojęć i znakowań powyższych, rozróżniamy jeszcze: **względne drogi tłoka** $s_2 : s$, $s_3 : s$, oraz $s_4 : s$ na początku wylotu przedzwrotowego, początku sprężania i na początku wlotu przedzwrotowego; dalej spółczynnik **dławienia** ϑ pary tak pojmowany, że podczas jej wlotu przy średniej prężności p będzie:

prężność na początku okresu wlotu $= (1 + \vartheta)\,p$,
prężność na końcu okresu wlotu $= (1 - \vartheta)\,p$.

Stosując prawo $pv =$ stałej, otrzymamy przy dowolnym rozrządzie pary i dla silnika jednocylindrowego wartości f i f', służące do oznaczenia **średniej prężności wykresu,** a mianowicie:

$$f = \frac{s_1}{s} + (1-\vartheta)\left(\frac{s_1}{s} + m\right) \ln \frac{\frac{s_2}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m} + {}^1/_2(1-\vartheta)\,\frac{\frac{s_1}{s} + m}{\frac{s_2}{s} + m}\left(1 - \frac{s_2}{s}\right) - {}^1/_2(1+\vartheta)\left(1 - \frac{s_4}{s}\right) \ldots 1),$$

$$f' = \frac{s_3}{s} + 1{,}1\left(1 - \frac{s_3}{s} + m\right) \ln \frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} + 0{,}55\,\frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m}\left(1 - \frac{s_4}{s}\right) - {}^1/_2\left(1 - \frac{s_2}{s}\right) \ldots . 2).$$

Przy stawidle jarzmowem (kulisie) każdemu poszczególnemu położeniu przesuwka w jarzmie odpowiada pewne, odmienne napełnienie $s_1 : s$, dla którego też i względne drogi $s_2 : s$, $s_3 : s$ i $s^4 : s$ przybierają przynależyte wartości.

Wartości te, jako też sprawności f i f', wyznaczymy dla jarzma o niezmiennym odmyku przedzwrotowym (np. w nawrotnicach Gooch'a, Fink'a, Joy'a, Heusinger'a i t. p.).

Obliczając jednakże wartość $p_i = fp - f'p'$ na podstawie poniżej podanych wartości f i f', należy pamiętać o tem, że p' wzrasta nietylko równocześnie z p, lecz że z powodu wzmagającego się dławienia pary wylotowej, gdy przesuwek zbliża się do punktu martwego w jarzmie, p' wzrasta tak, iż wreszcie dla samego tego punktu martwego stanie się $f'p' = fp$.

W silnikach o stawidle zmieniakowem, t. j. do rozprężu zmiennego napełnienie $s_1 : s$ przybiera dowolne, odmienne wartości, podczas gdy względne drogi tłoka $s_2 : s$, $s_3 : s$ i $s_4 : s$ zachowują swe niezmienne wartości, możemy zatem podstawić je jako wielkości stałe we wzory 1) i 2). Średnio bywa $s_2 : s = 0{,}96$; $s_3 : s = 0{,}94$; $s_4 : s = 0{,}998$; podstawiwszy te wartości otrzymamy ze wzoru 2) wartość f', zależną jedynie od przestrzeni szkodliwej m, a mianowicie:

$$\text{dla } m = 0{,}05,\ f' = 1{,}013;\ \text{dla } m = 0{,}025,\ f' = 1{,}031.$$

Ogólny wzór 1) na f przekształci się natomiast dla każdego silnika jednocylindrowego (z wyjątkiem silników o stawidle jarzmowem) na:

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta)\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\left\{\ln \frac{0{,}96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} + \frac{0{,}02}{0{,}96 + m}\right\} - 0{,}001\,(1 - \vartheta) \quad \ldots\ 3).$$

Zależność wartości f we wzorze tym od ϑ i m wykazuje, jaki wpływ wywiera dławienie i przestrzeń szkodliwa na działanie silnika z ogrzewkiem (płaszczem) parowym, wzgl. bez niego.

Lepszy skutek pary w silnikach z ogrzewkiem możemy uwzględnić, zakładając większą ilość pary rozprężającej się, niż jej mamy w istocie, a mianowicie wprowadzając do obliczenia stosownie powiększoną wartość m na przestrzeń szkodliwą; równocześnie możemy też dla takich silników wprowadzić we wzór mniejszą wartość na dławienie ϑ, aniżeli dla silników nieogrzewanych.

W silnikach dwucylindrowych (sprzężonych, albo też ustroju Woolf'a) możemy zawsze prężność wskazaną p_i (jako średnią, całkowitą różnicę prężności, sprowadzoną do cylindra nizkoprężnego) wyrazić wzorem $p_i = fp - f'p'$ i oznaczyć ją liczebnie, gdy tylko znamy stosunek objętości obydwóch cylindrów $v = v : V$.

Zastępcza sprawność prężności (f) przybiera rozmaite wartości zależne od v, a również i od tego, czy przelotnia (receiver) będzie ogrzewana, czy też nieogrzewana. W silnikach dwucylindrowych bez przelotni (ustroju Woolf'a) zawsze przypuszczać będziemy prawidłowe, t. j. dość wczesne przymknięcie wlotu do cylindra nizkoprężnego, nie uwzględniając wcale przestarzałego ustroju tych silników o całkowitem napełnieniu cylindra nizkoprężnego, a więc i o znacznym uskoku (obniżaniu się) prężności w przelocie (między cylindrami), który to ustrój wykazuje znacznie mniejsze wartości na f.

Uwagi powyższe, dotyczące silników dwucylindrowych, możemy stosować i do trzycylindrowych (o trzykrotnem rozprężaniu), jeżeli

tylko dla stosunku objętości $v = v : V$ weźmiemy objętości cylindra wysokoprężnego (małego) i nizkoprężnego (dużego) z zupełnem pominięciem średniego.

Rozchód pary silnika składa się z rozchodu na pracę i ze strat pary.

1. **Rozchód pary na pracę** w silniku jednocylindrowym będzie w kg:

$$Q' = 3600\, F\, c \left\{ \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \gamma - 1{,}1 \left(1 - \frac{s_3}{s} + m \right) \gamma' \right\},$$

jeżeli przez γ oznaczymy wagę 1-go m³ pary wlotowej w kg, a przez γ' — pary wylotowej. Posiłkując się równaniem:

$$N_i = \frac{10000}{75}\, p_i\, F c,$$

określamy rozchód pary zużyty na pracę na MK i godz.

$$C_i' = \frac{Q'}{N_i} = \frac{27}{p_i} \left\{ \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \gamma - 1{,}1 \left(1 - \frac{s_3}{s} + m \right) \gamma' \right\}.$$

Przy stawidłach jarzmowych zmienia się $s_3 : s$ wraz z napełnieniem $s_1 : s$, a poczęści też γ' wraz z p, podczas gdy γ można wyznaczyć z p (p. tablice str. 286 — 288); dla stawideł zmieniakowych, t. j. do rozprężania zmiennego można liczyć:

$$\frac{s_3}{s} = 0{,}94, \text{ a } \gamma' = \begin{cases} 0{,}660 \text{ przy wydychu pary,} \\ 0{,}137 \text{ przy skraplaniu pary.} \end{cases}$$

W niektórych rodzajach silników rozchód C_i' zależy zatem wyłącznie tylko od wartości p i $s_1 : s$, a liczebne jego wartości dla rozmaitych rodzajów silników zestawiamy poniżej w tablicach VII A i B str. 860 i 861.

2. **Strata pary** wynika przeważnie z ochładzania się w cylindrze, w mniejszym zaś stopniu z przepuszczania pary przez niedomknięcia i nieszczelności, zgodnie też z powyższem rozróżniamy stratę od ochładzania C_i'' i stratę od przepuszczania C_i'''.

Wyprowadzenie nawpół teoretycznych wzorów na wartość głównej straty C_i'' jest tak rozwlekłe, że musimy się tu zadowolić prostą wskazówką na str. 866, gdzie podano wartości $C_i'' \sqrt{c}$ dla zwykłych napełnień w silnikach rozmaitego ustroju, przy stosunku $s : d \sim 2$. Dzieląc wartości te przez $\sqrt{c}$, otrzymamy wartość C_i'', którą dla odmiennych wartości stosunku $s : d$ wypadnie jeszcze poprawić w sposób tamże podany. O stracie pary od przepuszczania p. str. 866.

Obliczenie strat pary jest najtrudniejszą częścią całej teoryi silników parowych. Hrabák w swym podręczniku *) wyprowadza wzory, których wyniki uzgadnia wedle możności z doświadczeniem.

---

*) Hrabák, Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker.

c. Tablice.

Tablica I.

Prędkości tłoka zwykłe (mierne); c w m/sek.

N / MK	Bezwzględna prężność pary wlotowej p w atm. 3	4	6	8	10
3	0,89	0,99	1,13	1,24	1,35
6	0,97	1,07	1,23	1,35	1,47
10	1,02	1,14	1,31	1,43	1,56
20	1,13	1,24	1,42	1,55	1,67
40	1,25	1,37	1,55	1,69	1,82
70	1,42	1,52	1,68	1,82	1,95
100	1,51	1,62	1,78	1,92	2,05
200	1,70	1,84	2,05	2,18	2,31
300	1,81	1,96	2,20	2,35	2,50
400	1,90	2,06	2,31	2,47	2,63
600	2,02	2,20	2,47	2,66	2,83
1000	2,17	2,37	2,67	2,88	3,12

Spółczynnik poprawki prędkości c przy odmiennym stosunku $s : d$

$s : d$	spółczynnik
0,50	0,57
0,75	0,67
1,00	0,75
1,5	0,9
2,0	1,0
2,5	1,1
3	1,2
4	1,3
5	1,4

Uwaga. Dane powyższe obliczono z doświadczeń; w miarę potrzeby można je zaokrąglać, a nawet odstępować od nich do pewnego stopnia. Dogodnemi okażą się one zwłaszcza, gdy dla projektowanego silnika nie znamy na razie nic więcej jak żądaną moc N i prężność wlotową p.

Ustaliwszy wielkość skoku s silnika, możemy (podł. **Hrabák'a**) w zwykłych warunkach jako dość wielką wartość średniej prędkości tłoka liczyć:

$$c = 0{,}9\sqrt{p\,s},$$

pomniejszając wynik o 20%, otrzymamy mierną prędkość tłoka, t. j. w przybliżeniu wartość podaną w tablicy powyższej; powiększając natomiast wynik o 25%, otrzymamy wielką prędkość tłoka dla szybkobiegów (pomijając już bystrobiegi, które posiadają jeszcze większe prędkości).

Podług innych źródeł średnia prędkość tłoka bywa:

1. Podług **G. Schmidt'a:** $c = \alpha\,(10 + \sqrt{N})$,

w którym to wzorze wartości α będą dla silników chodzących

bardzo powoli	powoli	miernie	szybko	bystro
$\alpha = 0{,}05$	0,07	0,09	0,11	0,13 do 0,20.

2. Podług **R. Werner'a** $\begin{cases} c = 4{,}2\sqrt{s} \text{ w silnikach wydychowych,} \\ c = 3{,}0\sqrt{s} \text{ w silnikach ze skraplaczem.} \end{cases}$

3. Podług **Radinger'a,** *) oznaczając przez $G : 10000\,F$ wagę części suwających się naprzód i wstecz w kg/cm² pola tłoka, oraz zakładając $\lambda = r : l = 1/5$ (p. str. 551), otrzymamy wzory:

dla silników wydychowych (licząc $G : 10000\,F = 0{,}28$ kg/cm²)

$$s\,n^2 = 5350\,(p - p'),$$

a dla silników ze skraplaczem (licząc $G : 10000\,F = 0{,}33$ kg/cm²)

$$s\,n^2 = 4500\,(p - p').$$

Uwaga: Napełnienie nie powinno natenczas być mniejsze od

$$\frac{s_1}{s} = \frac{p'}{p} = \frac{p}{8\,(p - p')}.$$

*) Radinger, Ueber Dampfmachinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, wyd. III Wiedeń 1892.

Tablica II.

Wartości graniczne napełnień stosownych, a mianowicie: napełnienie najtańsze i napełnienie najmniejszego rozchodu pary.

Bezwzględna prężność wlotowa p atm.	Jednocylindrowy silnik wydychowy		Silnik ze skraplaczem		
			Silnik jednocylindrowy		Silnik dwucylindrowy
	o stawidle jarzmowem	o stawidle zmieniakowem	bez ogrzewka	z ogrzewkiem	
4	0,53—0,42	0,39—0,31	0,20—0,14	0,15—0,10	·
5	0,46—0,32	0,33—0,27	0,17—0,13	0,13—0,09	0,10—0,08
6	0,40—0,28	0,28—0,23	0,15—0,125	0,11—0,08	0,09—0,07
8	0,34—0,25	0,22—0,19	0,14—0,12	0,09—0,07	0,08—0,06
10	0,29—0,20	0,19—0,17	·	·	0,07—0,05

Uwaga. Do nowobudujących się silników jako napełnienia normalne, t. j. najczęściej zachodzące, zalecają się wartości pośrednie, a mianowicie większe dla małych silników, a mniejsze dla dużych. Wobec wysokich cen paliwa i przy robocie bez przerw wypada stosować nieco mniejsze napełnienia normalne, a naodwrót nieco większe, gdy paliwo jest tanie, a silnik pracuje z częstemi przerwami.

Parę można rozprężać w dwucylindrowych silnikach wydychowych do bezwzględnej prężności końcowej 1,7 do 1,25 atm., w trzycylindrowych silnikach ze skraplaczem do 0,6 — 0,4 atm.; większe z wartości powyższych stosują się do bardzo wysokiej prężności początkowej, mniejsze do miernie wysokiej.

Tablica III.

Sprawność prężności (f i f')

do wyznaczenia prężności wskazanej $p_i = fp - f'p'$.

1. Silniki jednocylindrowe.

Napełnienie $\frac{s_1}{s}$	Silniki o stawidle jarzmowem		Silniki o stawidle zmieniakowem			
			wydychowe ($p' = 1{,}13$)		ze skraplaczem ($p' = 0{,}21$)	
			bez ogrzewka	z ogrzewkiem	bez ogrzewka	z ogrzewkiem
	f	f'	wartości f			
0,8	0,937	1,004	0,950	0,954	·	·
0,7	0,893	1,024	0,919	0,925	·	·
0,6	0,839	1,055	0,875	0,883	0,867	0,883
0,5	0,773	1,095	0,816	0,827	0,807	0,827
0,4	0,693	1,146	0,740	0,753	0,731	0,753
0,333	0,629	1,185	0,678	0,692	0,668	0,692
0,30	0,593	1,206	0,643	0,658	0,633	0,658
0,25	0,535	1,239	0,584	0,600	0,575	0,600
0,20	0,468	1,270	0,517	0,535	0,508	0,535
0,15	0,391	1,275	0,440	0,460	0,432	0,460
0,125	·	·	0,397	0,418	0,390	0,418
0,10	·	·	0,351	0,373	0,344	0,373
0,07	·	·	·	·	0,283	0,314
0,05	·	·	·	·	0,239	0,270

1) przy znacznem sprężaniu pary (aż prawie do prężności pary wlotowej)

Bezwzgl. prężność wlotowa p	f' w silnikach wydychowych $m = 0{,}05$	f' w silnikach ze skraplaczem $m = 0{,}025$
2,5	·	1,39
3	·	1,51
4	1,07	1,79
5	1,13	2,08
6	1,19	2,40
7	1,25	2,74
8	1,33	3,08
9	1,40	3,43
10	1,49	·

2) Bez sprężania pary.

$f' = 1{,}024.$

2. Silniki dwucylindrowe o stawidle dwoistem i z ogrzewkiem przynajmniej na cylindrze wysokoprężnym.

Przestrzeń szkodliwą w cylindrze nizkoprężnym liczono (co najwyżej) na 3%.

Napełnienie $\frac{s_1}{s}$ (zastępcze)	Silniki bez przelotni				Silniki z przelotnią ogrzewaną i ogrzewkiem nawet na cylindrze nizkoprężnym				
	Przybliżony stosunek $v : V$ objętości cylindrów								
	0,40	**0,333**	**0,29**	**0,25**	**0,55**	**0,50**	**0,45**	**0,40**	**0,333**
	Wartość f								
0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560
0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495
0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420
0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377
0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330
0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267
0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,237	0,232	0,227	0,220
0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195

W jednocylindrowych silnikach wydychowych o stawidle jarzmowem można liczyć:

dla $p =$	3	4	5	6	7	8	9	10
$p' =$	1,14	1,17	1,20	1,23	1,26	1,29	1,32	1,35

Gdy przesuwek w jarzmie zbliża się do punktu martwego, prężność p' obniża się, jeżeli $p < 5$, a naodwrót podnosi się, jeżeli $p > 6$, tak że dla punktu martwego w jarzmie będzie $fp = f'p'$.

W dwucylindrowych silnikach ze skraplaczem bywa $p' = 0{,}21$, a bez (wydatniejszego) sprężania będzie $f' = 1{,}024$, a zatem $f'p' = 0{,}22$. Przy znaczniejszem sprężaniu, aż prawie do prężności wlotowej, będzie średnio:

dla $p =$	3	4	5	6	7	8	9
$f' =$	1,34	1,47	1,60	1,72	1,82	1,91	1,96

W dwucylindrowych silnikach wydychowych $p' = 1{,}13$, a bez (wydatniejszego) sprężania będzie $f' = 1{,}024$; przy sprężaniu prawie do prężności wlotowej wartość f' będzie nie wiele większa.

3. Silniki trzycylindrowe z trzykrotnem rozprężaniem i z ogrzewkiem przynajmniej na cylindrze wysokoprężnym.

Napełnienie $\frac{s_1}{s}$ (zastępcze)	Silniki z obydwiema przelotniami nieogrzewanemi			Silniki z ogrzewkami na obydwóch przelotniach i na wszystkich cylindrach		
	Przybliżony stosunek $v_1 : V$ objętości cylindra wysokoprężnego i nizkoprężnego					
	0,17	**0,135**	**0,11**	**0,17**	**0,135**	**0,11**
0,15	0,369	0,361	0,352	0,401	0,395	0,389
0,125	0,330	0,323	0,316	0,361	0,354	0,348
0,10	0,287	0,281	0,275	0,316	0,310	0,303
0,08	0,250	0,244	0,237	0,278	0,271	0,264
0,07	0,230	0,224	0,218	0,257	0,250	0,243
0,06	0,208	0,203	0,197	0,235	0,228	0,221
0,05	0,185	0,179	0,173	0,212	0,204	0,197
0,04	0,161	0,155	0,149	0,188	0,180	0,172
0,035	0,148	0,142	0,135	0,175	0,166	0,159
0,03	0,135	0,128	0,122	0,161	0,153	0,144
0,025	0,121	0,114	0,107	0,148	0,139	0,130
0,02	0,106	0,099	0,092	0,134	0,125	0,115

Ze skraplaczem i w tym przypadku $f'p' = 0{,}22$, a przy sprężaniu we wszystkich trzech cylindrach aż prawie do prężności wlotowych, stosownie do ich wielkości, $f'p'$ będzie 0,28 do 0,35.

Dla dowolnego rodzaju silnika (zwłaszcza przy sprawdzaniu obliczenia), dogodniej zaczerpnąć gotowe wartości prężności wskazanej $p_i = fp - f'p'$ z poniższych **tablic IV A** i **B** (str. 856 i 857). Podane tam wartości p_i są średniemi między wartościami dla dostatnio ogrzewanych i zupełnie nieogrzewanych cylindrów i przelotni.

Tablica IV A.

Średnie wartości prężności wskazanej p_i w silnikach wydychowych.

1. Silniki jednocylindrowe o stawidle jarzmowem.

$\frac{s_1}{s} =$	0,7	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15
$p = 4$	2,37	1,81	1,43	1,13	0,96	0,71	.	.
5	3,24	2,55	2,09	1,72	1,52	1,20	0,86	0,49
6	4,10	3,29	2,75	2,31	2,08	1,68	1,25	0,75
$p = 7$	4,96	4,03	3,40	2,91	2,63	2,17	1,64	1,02
8	5,82	4,77	4,06	3,50	3,19	2,66	2,04	1,28
9	6,69	5,51	4,72	4,10	3,75	3,15	2,43	1,54
10	7,55	6,25	5,38	4,69	4,31	3,64	2,83	1,81

Sprężanie właściwe tym silnikom uwzględniono już w podanych wartościach p_i.

2. Silniki jednocylindrowe o stawidle zmieniakowem.

$\frac{s_1}{s} =$	0,7	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	Sprężanie Δ
$p = 4$	2,54	2,14	1,84	1,59	1,45	1,22	0,95	0,65	.	0,09
5	3,46	2,96	2,58	2,27	2,10	1,81	1,48	1,10	0,89	0,16
6	4,38	3,78	3,33	2,96	2,75	2,40	2,01	1,55	1,30	0,23
$p = 7$	5,30	4,60	4,07	3,64	3,40	2,99	2,53	2,00	1,70	0,32
8	6,23	5,42	4,82	4,33	4,05	3,59	3,06	2,45	2,11	0,41
9	7,15	6,24	5,57	5,01	4,70	4,18	3,58	2,90	2,52	0,51
10	8,07	7,06	6,31	5,70	5,35	4,77	4,11	3,35	2,93	0,60

3. Silniki dwucylindrowe o stawidle zmieniakowem.

$\frac{s_1}{s} =$	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,07	0,06	Sprężanie Δ
$p = 9$	3,77	3,21	2,54	2,17	1,76	1,39	.	.	0,15
10	4,27	3,65	2,92	2,50	2,05	1,64	1,42	.	0,17
11	4,77	4,10	3,29	2,83	2,34	1,89	1,65	1,40	0,19
$p = 12$	5,27	4,54	3,67	3,17	2,63	2,14	1,88	1,61	0,20
13	5,75	4,97	4,03	3,49	2,90	2,38	2,10	1,81	0,22
14	6,23	5,39	4,39	3,82	3,18	2,62	2,32	2,01	0,23

Gdy sprężanie dosięga prężności wlotowej (dla tablicy 3 w obu cylindrach) i przy wartościach $m = 0{,}05$ dla silników jednocylindrowych, a $m = 0{,}04$ dla dwucylindrowych, należy wartości Δ z ostatnich rubryk odjąć od podanych wartości na p_i. Dla innych wartości m można zmieniać Δ w prostym stosunku do m.

Tablica IV B.

Średnie wartości prężności wskazanej p_i w silnikach ze skraplaczem.

1. Silniki jednocylindrowe.

$\frac{s_1}{s}$ =	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	Sprężanie Δ
p = 3	2,23	2,00	1,82	1,72	1,54	1,34	1,12	0,99	0,86	0,13
4	3,05	2,75	2,50	2,36	2,13	1,87	1,56	1,40	1,21	0,21
5	3,87	3,49	3,18	3,01	2,72	2,39	2,01	1,80	1,57	0,28
p = 6	4,68	4,23	3,86	3,65	3,31	2,91	2,46	2,20	1,93	0,37
7	5,50	4,97	4,54	4,30	3,89	3,43	2,90	2,61	2,29	0,45
8	6,32	5,71	5,22	4,94	4,48	3,95	3,35	3,01	2,65	0,54
9	7,13	6,46	5,90	5,59	5,07	4,48	3,80	3,42	3,01	.

2. Silniki dwucylindrowe (o dwukrotnem rozprężaniu).

$\frac{s_1}{s}$ =	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,08	0,06	0,05	Sprężanie Δ
p = 4	2,00	1,74	1,44	1,27	1,09	0,92	0,74	0,65	0,08
5	2,53	2,21	1,84	1,63	1,40	1,19	0,97	0,84	0,10
6	3,06	2,68	2,23	1,98	1,70	1,46	1,19	1,04	0,11
p = 7	3,57	3,14	2,62	2,33	2,00	1,72	1,41	1,23	0,13
8	4,09	3,59	3,01	2,67	2,30	1,98	1,62	1,43	0,15
9	4,61	4,05	3,39	3,02	2,60	2,24	1,84	1,62	0,16
10	5,12	4,51	3,78	3,36	2,90	2,50	2,05	1,81	0,17

3. Silniki trzycylindrowe (o trzykrotnem rozprężaniu).

$\frac{s_1}{s}$ =	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025	Sprężanie Δ
p = 9	2,46	2,12	1,74	1,52	1,31	1,19	1,07	0,94	0,11
10	2,73	2,35	1,93	1,69	1,45	1,32	1,18	1,04	0,12
11	3,01	2,59	2,13	1,87	1,60	1,45	1,30	1,15	0,13
p =12	3,29	2,83	2,33	2,04	1,75	1,59	1,42	1,25	0,14
13	3,56	3,06	2,52	2,20	1,89	1,71	1,53	1,34	0,16
14	3,83	3,29	2,71	2,37	2,03	1,84	1,64	1,44	0,18

Gdy sprężanie dosięga prężności wlotowej (dla tablicy 2 w obydwóch, a dla tablicy 3 we wszystkich trzech cylindrach) i przy wartości $m = 0{,}03$, należy wartości Δ z ostatnich rubryk odjąć od podanych wartości na p_i. Dla innych wartości m można zmieniać Δ w prostym stosunku do m.

Tablica V.

Oceniana sprawność η, oraz wartość $1:\eta$ przy normalnem napełnieniu.

$\frac{N_n}{c}$	Wydychowe silniki (jednocylindrowe)			Silniki ze skraplaczem.					
				jednocylindrowe			dwucylindrowe		
	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$
3	4,2	9,71	1,41	.	.	.	.	.	.
4	5,6	0,72	1,40	.	.	.	.	.	.
5	6,9	0,72	1,38	7,4	0,68	1,47	.	.	.
6	8,2	0,73	1,37	8,7	0,69	1,46	.	.	.
8	10,8	0,74	1,35	11,5	0,70	1,43	.	.	.
10	13,3	0,75	1,33	14,1	0,71	1,41	14,6	0,68	1,47
12	15,7	0,76	1,32	16,6	0,72	1,39	17,3	0,69	1,44
14	18,2	0,77	1,30	19,1	0,73	1,37	20,0	0,70	1,43
16	20,6	9,78	1,29	21,6	0,74	1,35	22,6	0,71	1,41
18	23,0	0,78	1,28	24,1	0,75	1,34	25,1	0,72	1,40
20	25,5	0,79	1,27	26,6	0,75	1,33	27,7	0,72	1,38
25	31,5	0,79	1,26	32,9	0,76	1,32	34,0	0,73	1,36
30	37,5	0,80	1,25	39,1	0,77	1,30	40,4	0,74	1,35
35	43,4	0,81	1,24	45,1	0,78	1,29	46,7	0,75	1,34
40	49,1	0,81	1,23	51,1	0,78	1,28	53,0	0,76	1,32
50	60,9	0,82	1,22	63,2	0,79	1,26	65,2	0,77	1,30
60	72,5	0,83	1,21	75,2	0,80	1,26	77,3	0,78	1,29
70	84,0	0,83	1,20	87,1	0,80	1,25	89,4	0,78	1,28
80	95,5	0,84	1,20	98,9	0,81	1,24	101,6	0,79	1,27
90	106,9	0,84	1,19	110,5	0,81	1,23	113,8	0,79	1,27
100	118	0,85	1,18	122	0,82	1,22	126	0,79	1,26
120	141	0,85	1,18	146	0,82	1,22	150	0,80	1,25
140	165	0,85	1,18	169	0,83	1,21	174	0,80	1,24
160	187	0,85	1,17	193	0,83	1,20	198	0,81	1,24
180	210	0,86	1,17	216	0,83	1,20	222	0,81	1,23
200	233	0,86	1,16	239	0,84	1,20	246	0,81	1,23
300	346	0,87	1,15	354	0,85	1,18	367	0,82	1,22
400	459	0,87	1,15	469	0,85	1,17	486	0,82	1,22
500	574	0,88	1,14	583	0,86	1,17	604	0,83	1,21
600	683	0,88	1,14	696	0,86	1,16	721	0,83	1,20
800	902	0,89	1,13	922	0,87	1,15	956	0,84	1,19
1000	1125	0,89	1,13	1149	0,87	1,15	1191	0,84	1,19
1500	1674	0,90	1,12	1711	0,88	1,14	1769	0,85	1,18
2000	2220	0,90	1,11	2268	0,88	1,13	2342	0,85	1,17

W **dwucylindrowych silnikach wydychowych** η będzie o 0,03 mniejsze niż w jednocylindrowych, wydychowych. W **trzycylindrowych silnikach ze skraplaczem** η będzie w przybliżeniu o 0,02 mniejsze niż w dwucylindrowych ze skraplaczem.

Tablica VI.

Prężność σ tracona na bieg jałowy (w atm.) i spółczynnik μ oporu od pracy pożytkowej (tarcie niejałowe).

Dla wydychowych silników jednocylindrowych mamy wzór:

$$\sigma = \sigma' + \sigma'',$$

w którym $\sigma' = 0{,}042\sqrt{p}$, a $\sigma'' = \frac{0{,}025}{d}$.

Dla jednocylindrowych silników ze skraplaczem mamy wzór:

$$\sigma = \sigma_c' + \sigma_c'',$$

w którym $\sigma_c' = 0{,}025 + 0{,}05\sqrt{p}$, a $\sigma_c'' = \frac{0{,}045}{d}$.

Wyrazy $0{,}042\sqrt{p}$, względnie $0{,}05\sqrt{p}$ wzorów powyższych uwzględniają tęgość budowy silnika.

Silnik zbudowany:	lekko		dość tęgo			bardzo tęgo			
na prężność p =	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**10**	**12**	**14**
z wydychem σ' =	0,073	0,084	0,094	0,103	0,111	0,119	0,133	0,146	0,157
ze skraplaczem σ'_c =	0,112	0,125	0,137	0,148	0,157	0,166	0,183	0,198	0,212

Średnica tłoka d m	Z wydychem σ''	Ze skraplaczem σ_c''	Dla wszystkich silników μ	Dla wszystkich silników $\frac{1}{1+\mu}$	Średnica tłoka d m	Z wydychem σ''	Ze skraplaczem σ_c''	Dla wszystkich silników μ	Dla wszystkich silników $\frac{1}{1+\mu}$
0,12	0,208	.	0,212	0,825	0,60	0,042	0,075	0,112	0,900
0,14	0,179	.	0,204	0,831	0,70	0,036	0,064	0,101	0,908
0,16	0,156	0,281	0,197	0,836	0,70	0,031	0,056	0,092	0,916
0,18	0,139	0,250	0,190	0,841	0,90	0,028	0,050	0,086	0,921
0,20	0,125	0,225	0,183	0,845	1,00	0,025	0,045	0,079	0,927
0,25	0,100	0,180	0,170	0,855	1,20	0,021	0,038	0,077	0,928
0,30	0,083	0,150	0,157	0,864	1,40	0,018	0,032	0,075	0,930
0,35	0,072	0,129	0,147	0,872	1,60	0,016	0,028	0,073	0,932
0,40	0,063	0,113	0,138	0,879	1,80	0,014	0,025	0,071	0,933
0,45	0,056	0,100	0,130	0,885	2,00	0,013	0,023	0,070	0,935
0,50	0,050	0,090	0,122	0,891	2,50	0,010	0,018	0,066	0,938
0,55	0,046	0,082	0,117	0,895	3,00	0,008	0,015	0,063	0,941

W silnikach dwucylindrowych z wydychem σ'' zwiększa się o 50%; w dwucylindrowych ze skraplaczem σ_c'' zwiększa się o 25%, a w trzycylindrowych ze skraplaczem o 40%, względnie do wartości wzorów i tablic powyższych.

Uwaga: Spółczynnik μ oporu od pracy pożytkowej będzie naogół w dobrych silnikach znacznie mniejszy; oceniając go wyżej, zwiększamy tylko niezawodność obliczenia. Zresztą jeżeliśmy wartości na μ przecenili w tablicy nawet o 30%, to niedoceniliśmy wartości $1:(1+\mu)$, a zatem i sprawność silnika, zaledwie tylko na 4 do 2%.

Tablica VII A.

Rozchód pary C'_i zużytej na pracę na godz. w kg/MK_i w wydychowych silnikach jednocylindrowych.

1. Silniki o stawidle jarzmowem.

W silnikach wybornych C_i' bywa średnio o 0,8 kg mniejsze.

Napełn. $\frac{s_1}{s}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15
p = 2,5	22,6	22,0	22,3	.	.	.	.	.	.
3	19,6	18,6	18,0	18,2	.	.	.	.	.
3,5	17,7	16,8	15,9	15,4	15,5	.	.	.	.
4	16,7	15,6	14,7	14,0	13,7	13,7	.	.	.
4,5	15,9	14,8	13,9	13,0	12,6	12,4	.	.	.
p = 5	15,3	14,2	13,3	12,4	11,9	11,6	11,3	.	.
5,5	14,9	13,8	12,8	12,0	11,4	11,1	10,8	.	.
6	14,4	13,4	12,4	11,5	10,9	10,6	10,2	9,8	
6,5	14,1	13,1	12,1	11,2	10,6	10,4	9,9	9,5	.
p = 7	13,9	12,8	11,9	10,9	10,3	10,2	9,6	9,2	8,8
8	13,5	12,5	11,5	10,6	10,0	9,6	9,2	8,8	8,5
9	13,1	12,1	11,2	10,3	9,7	9,4	8,9	8,5	8,2
10	12,9	11,9	11,0	10,1	9,4	9,1	8,7	8,3	8,0

2. Silniki o stawidle zmieniakowem.

W silnikach wybornych C_i' bywa średnio o 0,7 kg mniejsze.

Napełn. $\frac{s_1}{s}$ =	0,7	0,6	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
p = 2,5	21,7	20,4	19,5	19,5	20,4	21,5	.	.	.	.	.
3	18,6	17,3	16,3	15,6	15,6	15,8	16,6	.	.	.	.
3,5	16,9	15,6	14,5	13,7	13,3	13,5	14,3	17,0	.	.	.
4	15,8	14,6	13,5	12,7	12,1	11,9	11,9	12,1	13,3	.	.
4,5	15,0	13,8	12,7	11,8	11,3	11,1	10,8	10,9	11,4	12,2	.
p = 5	14,5	13,3	12,2	11,2	10,7	10,4	10,2	10,0	10,3	10,7	11,6
5,5	14,1	12,9	11,8	10,8	10,3	10,0	9,7	9,5	9,6	9,9	10,5
6	13,7	12,5	11,4	10,4	9,9	9,6	9,3	9,0	9,0	9,1	9,4
6,5	13,4	12,2	11,2	10,2	9,6	9,4	9,0	8,7	8,6	8,7	8,9
p = 7	13,1	12,0	10,9	9,9	9,4	9,1	8,7	8,4	8,2	8,2	8,4
8	12,7	11,6	10,6	9,6	9,0	8,7	8,3	8,0	7,7	7,7	8,0
9	12,4	11,3	10,3	9,3	8,7	8,5	8,1	7,7	7,4	7,3	7,3
10	12,1	11,1	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7.5	7,1	7,0	6,9

W dwucylindrowych silnikach wydychowych ze sprężaniem w obydwóch cylindrach aż do prężności wlotowej, oraz w trzycylindrowych silnikach ze skraplaczem i sprężaniem we wszystkich trzech cylindrach aż do prężności wlotowej danego cylindra, najmniejszy rozchód na pracę określamy wzorem:

$$C_i' = 27\,\gamma\,\frac{s_1}{s}\,\frac{1}{p_i},$$

w którym γ oznacza wagę właściwą pary o prężności p w kg/m^3, podług tablic na str. 286 i 287.

Tablica VII B.

Rozchód pary C_i' zużytej na pracę na godz. w kg/MK_i w silnikach ze skraplaczem.

1. Silniki jednocylindrowe (z ogrzewkiem).

W silnikach jednocylindrowych bez ogrzewka wartość C_i' powiększa się o ilości podane w ostatnim rzędzie tablicy poniższej; w silnikach wybornych z ogrzewkiem C_i' zmniejsza się prawie o tyleż. W wybornych zaś silnikach bez ogrzewka C_i' bywa o 0,2 do 0,4 mniejsze od wartości podanych w tablicy.

Napełn. $\frac{s_1}{s}$ =	0,5	0,4	0,333	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05
p = 2,5	10,6	9,6	9,0	8,7	8,2	7,8	7,3	7,2	7,1	.	.
3	10,3	9.3	8,7	8,4	7,9	7,5	7,1	6,9	6,7	6,6	.
3,5	10,1	9,1	8,5	8,2	7,8	7,3	6,9	6,7	6,5	6,3	6,3
4	10,0	9,0	8,4	8,1	7,6	7,2	6,7	6,5	6,3	6,1	6,1
4,5	9,8	8,9	8,2	7,9	7,5	7,0	6,6	6,4	6,2	6,0	5,9
p = 5	9,7	8,8	8,1	7,8	7,4	6,9	6,5	6,3	6,1	5,9	5,8
5,5	9,6	8,7	8,1	7,8	7,3	6,9	6,4	6,2	6,0	5,8	5,7
6	9,5	8,6	8,0	7,7	7,2	6,8	6,4	6,2	5,9	5,7	5,6
6,5	9,5	8,5	7,9	7,6	7,2	6,8	6,3	6,1	5,9	5,7	5,5
p = 7	9,4	8,5	7,9	7,6	7,1	6,7	6,2	6,0	5,8	5,6	5,5
8	9,3	8,4	7,8	7,5	7,0	6,6	6,2	5,9	5,7	5,5	5,4
9	9,2	8,3	7,7	7,4	6,9	6,5	6,1	5,9	5,7	5,4	5,3
10	9,1	8,2	7,6	7,3	6,9	6,5	6,0	5,8	5,6	5,4	5,2
b. o. +	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

2. Silniki dwucylindrowe (z ogrzewkiem przynajmniej na cylindrze wysokoprężnym).

Wartości C_i' tablicy poniższej stosują się do dobrych silników bez ogrzewka na przelotni, lecz z domknięciem w czasie właściwym; w doborowych silnikach z przelotnią wartość C_i' zmniejsza się przy małych napełnieniach o 0,5 do 0,7 kg.

Napełn. $\frac{s_1}{s}$ = (zastępcze)	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10	0,07	0,05	0,04
p = 3	7,7	7,2	6,7	6,5	6,4	6,5	6,7	.
3,5	7,5	7,0	6,5	6,3	6,1	6,1	6,3	.
4	7,3	6,8	6,3	6,0	5,9	5,8	5,9	6,0
4,5	7,2	6,7	6,2	5,9	5,7	5,6	5.6	5,7
p = 5	7,1	6,6	6,0	5,8	5,6	5,4	5,4	5,4
5,5	7,1	6,5	6,0	5,7	5,5	5 3	5,2	5,3
6	7,0	6,5	5,9	5,6	5,4	5,2	5,1	5,1
6,5	7,0	6,4	5.8	5,6	5,3	5,0	4,9	5,0
p = 7	6,9	6,3	5,8	5,5	5,2	4,9	4,8	4,8
8	6,9	6,3	5,7	5,4	5,1	4,8	4,7	4,7
9	6,8	6,2	5,6	5,4	5,0	4,7	4,6	4,5
10	6,7	6,2	5,6	5,3	5,0	4,6	4,4	4,4

Co do silników trzycylindrowych por. uwagę dolną do tabl. VII A.

d. Przebieg obliczeń.

1. Przedwstępne wyznaczenie projektowanego silnika o mocy określonej.

Wzór zasadniczy: $N_i = \frac{10000}{75} p_i F c$.

Dane: N_n, oraz prężność bezwzględna p_0 w kotle. Liczą $p = 0{,}9\, p_0 - 0{,}5$, lecz dla silników wyciągarek tylko $p = 0{,}8\, p_0 - 0{,}5$ (co do p por. str. 868, a dla parowozów stosunek $p : p_0$ objaśniono w dziale XI, rozdz. II, Tomu II). Podług tabl. II, str. 853 dobieramy napełnienie $s_1 : s$, a średnią prędkość c tłoka z tabl. I, str. 852, przez co określamy wartość $ns = 30\,c$. Obliczywszy ilość $N_n : c$ dobieramy do niej z tabl. V, str. 858 wartość:

$$\frac{N_i}{c} = \frac{1}{\eta} \frac{N_n}{c},$$

poczem z pomocą tabl. III, str. 853 i 854, albo tabl. IV, str. 856 i 857, oznaczamy wartość: $p_i = fp - f'p'$.

Ze wzoru zasadniczego otrzymujemy:

$$F = \frac{75}{10000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}.$$

Dodając 1,5 do 3% na przekrój tłoczyska, określamy przedwstępnie średnicę d cylindra z równania:

$$^1/_4\, \pi d^2 = 1{,}015\, F \text{ do } 1{,}03\, F.$$

Z warunku $ns = 30\,c$, obrawszy n wzgl. s, otrzymamy drugą ilość, t. j. s wzgl. n.

Przykład: Silnik jednocylindrowy ze skraplaczem i ogrzewkiem parowym, o mocy $N_n = 50$ *MK* przy prężności w kotle $p_0 = 5$ atm.

$p = 4$; $\frac{s_1}{s} = 0{,}15$ (tabl. II); $c = 1{,}5$ (tabl. I); $ns = 30\,c = 45$; $\frac{N_n}{c} = 33{,}3$;

$\eta = 0{,}77$, a $\frac{1}{\eta} = 1{,}29$ (tabl. V); $\frac{N_i}{c} = 43{,}1$; $N_i = 1{,}5 \cdot 43{,}1 = 64{,}7$;

$p_i = 0{,}46 \cdot 4 - 1{,}024 \cdot 0{,}21 = 1{,}62$ (tabl. III); $F = \frac{75}{10000} \cdot 43{,}1 \cdot \frac{1}{1{,}62} = 0{,}1996$;

$^1/_4\, \pi d^2 = 1{,}03\, F = 0{,}2056$; a więc $d = 0{,}512$ m. Obrawszy $s = 1$ m, otrzymamy:

$$n = \frac{30\,c}{s} = 45.$$

2. Wyznaczenie silnika istniejącego (albo za istniejący uważanego).

(Zarazem wyznaczenie ostateczne silnika przedwstępnie wyznaczonego p. pow. 1).

Wzory zasadnicze:

$$N_n = \frac{10000}{75} p_n F c = \frac{10000}{75} \frac{1}{1+\mu} (p_i - \sigma) F c,$$

$$\text{oraz } N_i = \frac{10000}{75} p_i F c.$$

Dane wielkości: d, F, s, n, c, p i $s_1 : s$.

Z tabl. III określamy $p_i = fp - f'p'$, a z tabl. VI $\sigma = \sigma' + \sigma''$ dla silników wydychowych, albo $\sigma = \sigma_c' + \sigma_c''$ dla skraplaczowych, oraz $\frac{1}{1+\mu}$, poczem ze wzorów zasadniczych obliczamy N_n i N_i.

Dla silnika wyznaczonego już przedwstępnie znamy N_n jako z góry dane, z wzoru zasadniczego określamy zatem poprawione wartości F, a więc i d.

Przykład. Dla silnika ze skraplaczem, wyznaczonego przedwstępnie w przykładzie poprzednim, z tabl. VI dla oznaczonego $d = 0{,}512$ i $p = 4$ (jeżeli silnik ma być lekko zbudowany) otrzymamy:

$$\sigma = \sigma'_c + \sigma''_c = 0{,}125 + 0{,}088 = 0{,}213, \quad \text{oraz} \quad \frac{1}{1+\mu} = 0{,}892;$$

a zatem na mocy wzoru zasadniczego będzie:

$$50 = \frac{10\,000}{75} \cdot 0{,}892\ (1{,}62 - 0{,}213)\ F \cdot 1{,}5,$$

czyli poprawiona wartość F (mało się różniąca od przedwstępnej):

$F = 0{,}1992$, a więc $^1/_4 \pi d^2 = 1{,}03\ F = 0{,}2052$, czyli $d = 0{,}511$ m.

Uważając silnik ten za istniejący, z wartości $d = 0{,}512$, $F = 0{,}200$, $c = 1{,}5$, $p = 4$ obliczamy moc jego, np. dla napełnienia $^1/_3$ t. zn. $s_1 : s = 0{,}333$, oznaczając z tabl. III $p_i = 0{,}692 \cdot 4 - 1{,}024 \cdot 0{,}21 = 2{,}553$, a potem ze wzorów zasadniczych:

$$N_i = 101{,}7\ MK, \quad \text{oraz} \quad N_n = 83{,}5\ MK.$$

e. Dane szczegółowe dla silników sprzężonych.

1. Dwucylindrowe silniki sprzężone, ze skraplaczem.

W mających się wykonać silnikach ustalamy stosunek $v = v : V$ objętości obu cylindrów podług wartości napełnienia zastępczego $s_1 : s$, przynależącej do prężności wlotowej p.

a) **Silniki sprzężone** (korby pod 90°). Gdy objętość przelotni (receiver'a) jest większa od objętości v cylindra wysokoprężnego, możemy rozdzielić pracę porówno:

α) na obydwa cylindry,

β) na cztery kwadranty (ćwierci obwodu) obrotu korby,

γ) równocześnie i jak pod α) i jak pod β);

a dla tych poszczególnych przypadków będzie, przy rozprężaniu do prężności końcowej

	0,6 atm.					0,5 atm.				
	$p =$	5	6	8	10	$p :=$	5	6	8	10
	$s_1 : s =$	0,12	0,10	0,075	0,06	$s_1 : s =$	0,10	0,083	0,063	0,05
α)	$v : V =$	0,60	0,54	0,47	0,42	α) $v : V =$	0,52	0,48	0,41	0,36
β)	$v : V =$	0,48	0,44	0,38	0,34	β) $v : V =$	0,42	0,39	0,34	0,30
γ)	$v : V =$	0,54	0,49	0,43	0,38	γ) $v : V =$	0,47	0,43	0,37	0,33

$s_1' : s' = (s_1 : s) : (v : V)$ jest napełnieniem cylindra wysokoprężnego; $S_1 : S = v : V$ jest napełnieniem cylindra nizkoprężnego, dopóki $v < 0{,}5$.

b) Właściwe **silniki Woolf'a**, [z tłokami spółbieżnymi lub przeciwbieżnymi, przy możliwie nieznacznym uskoku (obniżaniu się) prężności, z małą przelotnią lub tylko z zastępującą ją rurą prze-

lotową]. Przy prawie równym udziale obydwóch cylindrów w pracy silnika i całkowitem rozprężaniu do prężności końcowej:

0,6 atm.					0,5 atm.				
$p =$	5	6	8	10	$p =$	5	6	8	10
$s_1 : s =$	0,12	0,10	0,075	0,06	$s_1 : s =$	0,10	0,083	0,063	0,05
$v : V =$	0,40	0,35	0,30	0,27	$v : V =$	0,35	0,31	0,26	0,23

Napełnienie cylindra wysokoprężnego jak powyżej pod a). By uniknąć znaczniejszego uskoku prężności, należy napełnienie $S_1 : S$ cylindra dużego wyznaczyć nietylko w zależności od stosunku $v : V$, ale i od względnej objętości przelotni. Gdy objętość przelotni (w postaci zwykłej rury) będzie $\sim 0{,}2\ V$, to

dla $v : V =$	0,4	0,333	0,3	0,25
będzie $S_1 : S =$	0,65	0,55	0,49	0,41

2. Dwucylindrowe silniki sprzężone, wydychowe. *)

(Jako silniki o stawidle zmieniakowem).

a) **Silniki sprzężone** (korby pod 90^0, objętość przelotni równa w przybliżeniu objętości V dużego cylindra). Rozprężając ogółem w przybliżeniu do 1,5 atm. prężności końcowej i chcąc rozdzielać pracę w sposób podany pod α), β) lub γ) na str. 863, należy stosować wartości poniższe:

	$p =$	8	9	10	12	β)	$v : V =$	0,47	0,44	0,40	0,37
	$s_1 : s =$	0,20	0,17	0,15	0,125	γ)	$v : V =$	0,51	0,48	0,44	0,41
α)	$v : V =$	0,56	0,53	0,49	0,46						

b) Właściwe **silniki Woolf'a** (objętość przelotni w przybliżeniu równa objętości v małego cylindra), z prawie równym rozdziałem pracy na obydwa cylindry, jeżeli rozprężenie całkowite dochodzi do prężności końcowej 1,5 atm., wyznaczamy podług wartości poniższych:

$p =$	8	9	10	12	$v : V =$	0,44	0,40	0,36	0,33
$s_1 : s =$	0,20	0,17	0,15	0,125	$S_1 : S =$	0,61	0,57	0,53	0,49

3. Trzycylindrowy silnik sprzężony ze skraplaczem i trzykrotnem rozprężaniem. *)

(Jako silniki o stawidle zmieniakowem). **)

Oznaczamy przez:
v_1 objętość, a $s_1' : s'$ napełnienie cylindra wysokoprężnego,
v_2 objętość, a $s_1'' : s''$ napełnienie cylindra średnioprężnego,
V objętość, a $S_1 : S$ napełnienie cylindra nizkoprężnego,
$s_1 : s$ napełnienie zastępcze rozprężenia całkowitego (jak poprzednio),

---

*) A. Kás, Silniki sprzężone, o wysokiej prężności, Oester. Zeitschr. f. Berg-u. Hüttenwesen 1888, Nr. 11 i nast.

**) Co do silników trzycylindrowych z dwukrotnem rozprężaniem (1 cylinder wysokoprężny, 2 cylindry nizkoprężne) p. powyżej przytoczoną rozprawę A. Kás'a.

r_1 objętość przelotni pierwszej (pomiędzy v_1 a v_2),
r_2 objętość przelotni drugiej (pomiędzy v_2 a V).

a) **Silniki o trzech korbach,** przestawionych o 120°.

α) Równy rozdział pracy na poszczególne (trzy) cylindry.

Założenia: $r_1 \sim v_1$; $r_2 \sim v_2$;

Końcowa prężność całkowitego rozprężania 0,5 atm.

1. Korba cylindra średnioprężnego przoduje korbie wysokoprężnej:

$p =$	9	10	12	14 atm.	$v_1 : v_2 =$	0,27	0,26	0,25	0,245
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	$s_1' : s' =$	0,31	0,30	0,28	0,26
$v_1 : V =$	0,18	0,17	0,15	0,14	$s_1'' : s'' =$	0,32	0,31	0,30	0,29
$v_2 : V =$	0,67	0,65	0,60	0,56	$S_1 : S =$	0,67	0,66	0,61	0,59

2. Korba cylindra średnioprężnego podąża za korbą wysokoprężnego:

$p =$	9	10	12	14 atm.	$v_1 : v_2 =$	0,36	0,35	0,33	0,32
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	$s_1' : s' =$	0,27	0,26	0,24	0,22
$v_1 : V =$	0,21	0,19	0,18	0,16	$s'' : s'' =$	0,42	0,40	0,38	0,35
$v_2 : V =$	0,57	0,55	0,53	0,51	$S_1 : S =$	0,71	0,68	0,65	0,63

β) Równy rozdział pracy na wszystkie sekstansy obwodu, duże przelotnie, końcowa prężność rozprężania 0,5 atm., kolejność korb dowolna:

$p =$	9	10	12	14 atm.	$v_1 : v_2 =$	0,38	0,37	0,35	0,33
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	$s_1' : s' =$	0,38	0,37	0,35	0,33
$v_1 : V =$	0,146	0,135	0,120	0,108	$s_1'' : s'' =$	0,38	0,37	0,35	0,33
$v_2 : V =$	0,38	0,37	0,35	0,33	$S_1 : S =$	0,38	0,37	0,35	0,33

Napełnienie jest zatem jednakowe we wszystkich trzech cylindrach. W zastosowaniach praktycznych stosunki objętości z pod α) okazują się jako stanowczo za wielkie, z pod β) zaś jako za małe; zaleca się zatem dobierać wartości pośrednie, lecz raczej bardziej zbliżone do wartości z pod β), niż do wartości z pod α).

b) **Silniki dwukorbowe,** (korby pod 90°). Cylindry wysoko- i średnioprężny działają na wspólną korbę.

Rozdział pracy: Praca cylindra wysokoprężnego równa się pracy średnioprężnego, a suma prac obydwóch równa pracy cylindra niskoprężnego.

Założenia: $r_1 \sim v_1$; $r_2 \sim v_2$;
końcowa prężność całkowitego rozprężenia 0,5 atm.

$p =$	8	9	10	12	14 atm.
$s_1 : s =$	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
$v_1 : V =$	0,12	0,11	0,10	0,086	0,076
$v_2 : V =$	0,43	0,40	0,38	0,34	0,31
$v_1 : v_2 =$	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25
$s_1' : s' =$	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47
$s_1'' : s'' =$	0,43	0,42	0,41	0,40	0,40
$S_1 : S =$	0,43	0,41	0,39	0,35	0,32

f. Wyznaczenie rozchodu pary $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$.

1) Rozchód C_i' z tabl. VII (str. 860 i 861).

2) Rozchód C_i'' od ochładzania otrzymamy, dzieląc przez $\sqrt{c}$ średnie wartości przybliżone iloczynu $C_i'' \sqrt{c}$, zestawione poniżej dla stosunku $s : d \sim 2$ i dla napełnień zwykle stosowanych.

Wartość $C_i'' \sqrt{c}$ bywa w silnikach:

o stawidle jarzmowem	= 7,0 do 6,5,
wydychowych, o stawidle zmieniakowem	= 6,0 „ 5,0,
jednocylindrowych, ze skraplaczem i ogrzewkiem .	= 5,5 „ 5,0,
„ „ „ bez ogrzewka .	= 4,5 „ 4,2,
dwucylindrowych ze skraplaczem	= 4,0 „ 3,5,
trzy „ „ „ „	= 3,2 „ 3,0,
dwucylindrowych wydychowych	= 4,2 „ 4,0.

(Do silników wybornych stosują się mniejsze z podanych wartości).

W silnikach dwu- i trzycylindrowych liczono, że na cylindrze wysokoprężnym jest ogrzewek.

Gdy stosunek $s : d$ różni się znaczniej od 2, wprowadzamy do obliczonej wartości C_i'' spółczynnik poprawki, a mianowicie:

dla $s:d =$	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
spółcz. =	0,82	0,87	0,91	1	1,08	1,15	1,29	1,41.

Dostatnie przegrzanie pary wlotowej może usunąć zasadniczo całą stratę pary od ochładzania. Podł. R. Dörfel'a do zupełnego usunięcia tej straty, przy napełnieniach 0,4 do 0,25 w cylindrze wysokoprężnym, wystarcza przegrzewanie o 80° do 120°. Mimo to nie można w żadnym razie zakładać $C_i'' = 0$, zważając na to, że para przegrzana posiada w sobie mniejszą możność wykonywania pracy, w porównaniu z parą nasyconą równej prężności, (jej krzywa rozprężania posiada większy spadek), oraz że samo przegrzewanie pary również pochłania pewną ilość ciepła. Wyznaczywszy zatem wartości C_i' (jako też C_i''') podług wskazówek powyżej pod 1) i poniżej pod 3) podanych, można na C_i'' (wzgl. $C_i'' \sqrt{c}$) dla pary przegrzanej liczyć najwyżej czwartą część wartości powyżej zestawionych, gdy chodzi nam jedynie tylko o rozchód pary C_i, nieuwzględniający ilości paliwa zużytego na wytworzenie owej pary. Jeżeli natomiast z wartości C_i chcemy wnioskować o ilości spalonego paliwa (łącznie z przegrzewaniem pary), to wypada liczyć połowę wartości powyżej na C_i'' (wzgl. $C_i'' \sqrt{c}$) podanych.

3) Stratę C_i''' od przepuszczania w zwykłych silnikach jednocylindrowych, będących jeszcze w stanie zadawalniającym, oznaczamy, a raczej oceniamy na:

$$C_i''' = \frac{8{,}8}{\sqrt{N_i\, c}} + \frac{1}{2\, c},$$

licząc na silniki dwucylindrowe 0,8, a na trzycylindrowe 0,64 wartości powyższej.

W silnikach wybornych strata C_i''' zmniejsza się o połowę, a nawet i więcej, dochodząc wzamian do podwójnej lub większej wartości w silnikach bardziej nieszczelnych lub źle domykających.

Nie uwzględnione powyżej straty w przewodach parowych, wraz z wodą porywaną z kotła, w stosunku do ogólnego rozchodu pary $C_i = C_i' + C_i'' + C_i'''$ możnaby oceniać na 4 do 10%.

Przykład. Dla obliczonego na str. 862 jednocylindrowego silnika ze skraplaczem i ogrzewkiem, o $N_n = 50$, $N_i = 64{,}7$, przy $s_1 : s = 0{,}15$, $p = 4$, $p_i = 1{,}62$, $c = 1{,}5$, znajdujemy z tabl. VII B (str. 861) $C_i' = 6{,}7$, a dla silników wybornych $C_i' = 6{,}7 -$

0,5 = 6,2. Z powyższego natomiast mamy $C_i'' \sqrt{c} = 4{,}5$ (siln. wybor. 4,2), a że $\sqrt{c} = 1{,}225$, więc $C_i'' = 3{,}7$ (siln. wybor. 3,4). Dla $N_i = 64{,}7$ i $c = 1{,}5$ wzór powyższy da nam $C_i''' = 1{,}2$ (siln. wybor. 0,6). Otrzymamy zatem dla silnika zwykłej jakości $C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 6{,}7 + 3{,}7 + 1{,}2 = 11{,}6$ kg, a dla silnika wybornego $C_i = 6{,}2 + 3{,}4 + 0{,}6 = 10{,}2$ kg, jako całkowity rozchód na 1 MK_i i godz. W pierwszym silniku zużywalibyśmy zatem $64{,}7 \cdot 11{,}6 = 750$ kg, w drugim zaś tylko $64{,}7 \cdot 10{,}2 = 660$ kg. pary na godz.

Przy prężności bezwzględnej, większej niż 4 atm. zmniejszyłby się i rozchód pary.

II. Wykresy pary (i wskazy), oraz ich zastosowanie do obliczania silników parowych.

Znakowania jak podano na str. 848 i 849, a nadto dla silników o działaniu obustronnem (podwójnem):

F_v, F_h czynne pola tłoków od strony kukorbowej i odkorbowej, z uwzględnieniem przekrojów tłoczysk, w m^2,

p_{iv}, p_{ih} prężności wskazane w atm., z wykresów pary (lub ze wskaz) wyznaczane, po stronie kukorbowej, wzgl. odkorbowej.

N_{iv}, N_{ih} moc wskazana w MK, oddzielnie brana dla strony cylindra, zwróconej ku korbie, wzgl. od korby,

$$N_{iv} = \frac{1}{2}\frac{10000}{75} F_v c p_{iv}, \quad N_{ih} = \frac{1}{2}\frac{10000}{75} F_h c p_{ih},$$

$$N_i = N_{iv} + N_{ih}.$$

Zwykły sposób obliczania, polegający na podstawieniu wartości:

$$F = \frac{F_v + F_h}{2} \text{ i } p_i = \frac{p_{iv} + p_{ih}}{2} \text{ we wzór } N_i = \frac{10000}{75} F c p_i,$$

daje wyniki dość błędne, gdy przy nierównych sobie wielkościach F_v i F_h i wartości p_i i p_{ih} nie są sobie równe.

W silnikach o działaniu jednostronnem pracuje tylko jedna strona tłoka, a zatem będzie:

$$N_i = \frac{1}{2}\frac{10000}{75} F c p_i \cdot$$

Dla silników wielocylindrowych (bliźniaczych, trojaczych i sprzężonych) obliczamy prace lub moce poszczególnych cylindrów w sposób powyżej objaśniony i dodajemy je do siebie.

W silnikach sprzężonych prężność p_i (p. str. 848), która sprowadzona do cylindra niskoprężnego, określa moc (pracę) całkowitą, zwie się prężnością wskazaną zastępczą p_r.

Gdy sprężyna wskaźca posiada wymiarkę równomierną, wyznaczamy p_i ze wskazy najdokładniej, posiłkując się planimetrem (powierzchnikiem). Sposób polegający na dzieleniu wskazy na 10 pionowych pasków równej szerokości i na kolejnem odcinaniu środkowych ich wysokości jako kres na dowolnej prostej, w celu ich zesumowania (p. str. 132.6 α) wymaga pewnej wprawy, nadaje się jednak zwłaszcza przy nierównomiernej wymiarce wskaźca, odpowiadającej nierównomiernym ugięciom sprężyny, w którym to przypadku należy przykładać wymiarkę prawidłowo i brać przeczyty początku i końca wysokości każdego paska.

Jeżeli z **wykresu pary** chcemy otrzymać wyniki prawidłowe, dotyczące prężności p_i, oraz rozdziału pracy na poszczególne cylindry w silnikach wielocylindrowych, (p. str. 863 do 865), to przy wykreślaniu trzeba nietylko wprowadzić należyte wartości na przestrzenie

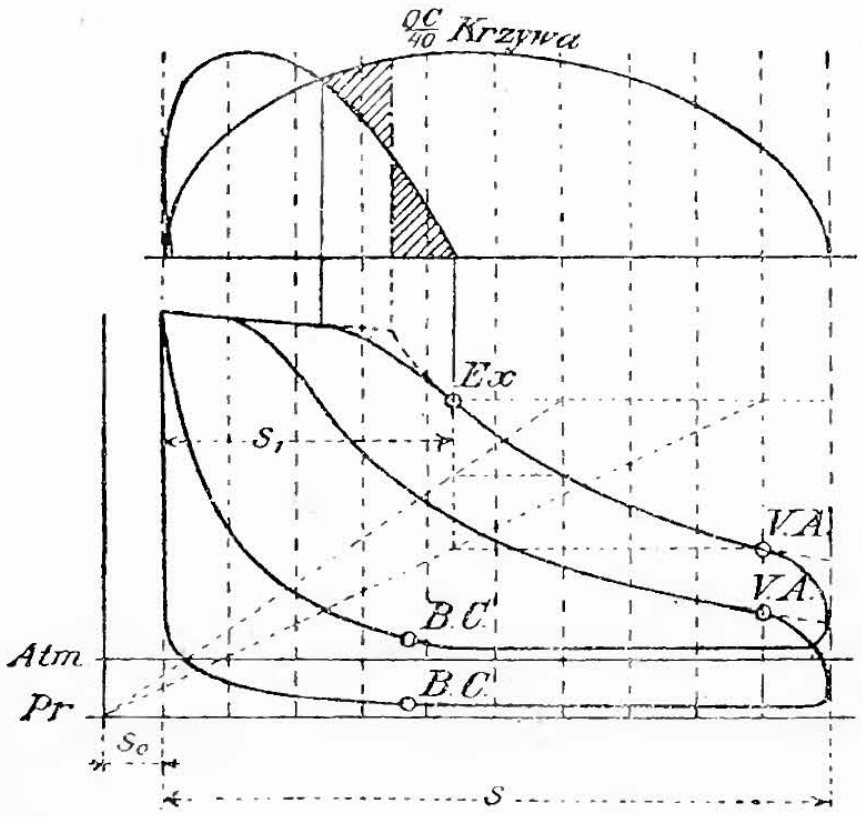
szkodliwe, ale i starannie też uwzględniać zależność rozrządu pary od nastawienia i działania stawideł oraz objętości cylindrów (p. str. 874 i n.), jak również i wpływ rozpędu części przesuwających się naprzód i wstecz na wielkości nacisków po stycznej i zależną od nich wielkość koła rozpędowego (p. str. 615 i n.).

a. Silniki jednocylindrowe.

1. Wykres pary (wskaza).

Prężność wlotowa p w silniku jest zawsze mniejsza od prężności p_0 w kotle, a mianowicie w miarę strat od dławienia pary w przewodach. W krótkich przewodach o dostatnim przekroju i przy kotłach o wielkiej zawartości wody strata ta bywa około 0,25 atm., w innych warunkach 0,5 do 1 atm, a jeszcze większa przy rozrządzie silnika przez dławienie pary; (p. też str. 862).

Rys. 637.



Linia napełniania (do Ex w rys. 637) w wykresie (lub we wskazie) przebiega z mniejszym lub większym spadkiem, zależnym od prędkości pary w kanałach wlotowych i w samych przewodach, a dalej przechodzi ona w krzywą rozprężania zaokrągleniem zależnem od leniwego domykania wlotu (dławienie). W rys. 637 przedstawiono sposób przybliżonego wykreślenia linii napełniania, a mianowicie ostro się załamującej (z krzywej $\frac{OC}{40}$, będącej wykresową przekroju wlotowego, niezbędnego w każdem położeniu tłoka, przy 40 m/sek. prędkości wlotowej) i linii zaokrąglonej, t. j. rzeczywistej (wykreślonej z wykresowej przekrojów wlotowych rozrządzanych przez stawidło).

Krzywa rozprężania (od Ex do $V.A.$) dla pary nasyconej przebiega prawie zupełnie zgodnie ze wzorem hyperboli równoramiennej $p\,v =$ stałej, w którym rzędne p oznaczają prężności, a odcięte v objętości pary w cylindrze, przedstawione w postaci dróg tłoka $s + s_0$, t. j. z doliczeniem s_0 na przestrzeń szkodliwą.

Dla pary przegrzanej krzywa rozprężania będzie bardziej spadzista, zgodnie z wzorem $pv^{\varkappa} =$ stałej,*) w którym $\varkappa$, wzrasta od 1,1 do 1,25, wraz z napełnieniem i z temperaturą przegrzania.

Przy nieszczelności tłoka lub niedomykaniu narządów wylotowych spadek prężności na początku rozprężania będzie znacznie większy; przy dolocie pary przez niedomykające narządy wlotowe krzywa rozprężania, zwłaszcza pod koniec, przebiega natomiast mniej spadzisto.

Wylot przedzwrotowy (począwszy od *V. A.*) powinien się rozpoczynać dość wcześnie, aby prężność przed i podczas zwrotu mogła obniżyć się do prężności odlotowej, wzgl. wydychowej. W silnikach ze skraplaczem stosują zwykle 20%, w wydychowych mniej, o ile sam rodzaj rozrządu nie warunkuje już wcześniejszego odemknięcia (stawidła jarzmowe, albo zmieniakowe o jednym suwaku).

Przeciwprężność podczas wylotu z silników jednocylindrowych bywa (przy dostatecznie przedzwrotowym wylocie) prawie niezmienna: w silnikach wydychowych zaledwie 1,1 atm., w silnikach ze skraplaczem średnio 0,2 atm. bezwzględnej.

Ciasne i długie przewody wydychowe, wielkie napełnienia, zastosowanie pary odlotowej do innych celów przemysłowych, albo do ogrzewania, zwiększone opory w kanalikach i t. p. powiększają przeciwprężność w silnikach wydychowych. Rozprężanie zaś pary aż poniżej prężności atmosfery, powoduje wssawanie powietrza, skutkiem czego przeciwprężność wzbiera pod środek skoku.

Gdy woda ze skraplacza wypływa cieplejsza niż 30 do 35°, to przeciwprężność wzrasta zgodnie ze wzrostem prężności pary przy danej temperaturze, p. str. 288.

Sprężanie odbywa się zaledwie w przybliżeniu podług wzoru na hyperbolę równoramienną. Praca potrzebna do znaczniejszego sprężania bywa zazwyczaj większa od obliczonej podług wzoru $pv =$ stałej i większa od pracy otrzymywanej z pary zaoszczędzonej przez wypełnienie przestrzeni szkodliwej. Pracę na sprężanie zużywaną równoważymy przez powiększanie napełnienia, oraz prężności końcowej. Wskaza wskazuje pozornie wcześniejszy początek sprężania, niżby to odpowiadało nastawieniu stawidła, a to znów wskutek dławienia z powodu leniwego domykania narządów wylotowych. (Dla sprawdzenia zaleca się wskaźcowanie silnika przy powolnem jego rozruszaniu).

Przystosowując się do rozrządu silnika i do wielkości przestrzeni szkodliwej nastawiamy sprężanie tak, aby jego prężność końcowa niezawodnie pozostawała poniżej najmniejszej wartości prężności wlotowej. W silnikach ze skraplaczem prężność końcowa sprężania dosięga zaledwie 2 atm. (t. j. 1 atm. nadprężności). Silniki ze skraplaczem, mające pracować i jako wydychowe, miewają albo tylko takie sprężanie, jakie się jeszcze nadaje do prawidłowego biegu z wydychem, albo też urządzenia swoiste, zmieniające szybko stopień sprężania (mimośrody nastawne, tarcze z ksiukami, wodziki lub jarzma; F. Strnad zaleca zawory dodatkowe, które łączą przestrzeń szkodliwą z wydrążeniem pokrywy). Wielkość przestrzeni

*) Obliczając wartość $\varkappa$ podług wzoru na m (str. 290, 5.), otrzymamy dla pierwszej części rozprężania nieco większe wartości wykładnika, to znaczy, że wartość jego zmniejsza się w miarę postępującego rozprężania.

szkodliwej należy obliczyć podług rysunku, gdyż niebaczne projektowanie prowadzi niekiedy do niewłaściwych jej pojemności. Stosownie do prędkości tłoka przestrzeń szkodliwa bywa 5 do 10% przy suwakach płaskich, 7 do 12% przy obrotowych i wahliwych, 7 do przeszło 15% przy tłoczkowych, a 7 do 12% przy zastosowaniu rozrządu zaworowego. Niekiedy zwiększają rozmyślnie przestrzeń szkodliwą, rozszerzając kanały rozdzielcze lub powiększając luz między tłokiem a pokrywą cylindra, by w ten sposób lepiej dostosować zwykłe stawidło suwakowe do sprężania w szybkobiegach i w nizkoprężnych cylindrach z wydychem. Co do wpływu sprężania na spokojny bieg silnika, oprócz danych ze str. 618, należy mieć na względzie, że **wlot przesadnie przedzwrotowy** powoduje nieraz uderzenia w goleni korbowej,*) tłoczysku i łożyskach wała silnikowego. O ile przedzwrotowym może lub ma być wlot, to zależy od wielkości przestrzeni szkodliwej i od stopnia sprężania, oraz od prawa odmykania stawidła, wreszcie w silnikach, niemających się rozbiegać przy otwartym zaworze rozrusznym podczas biegu jałowego i od potrzebnego ku temu najmniejszego napełnienia.

2. Obliczenie wskazanej (t. j. ujawnionej) zawartości pary z wykresu lub ze wskazy.

By ocenić, jak się zachowuje para podczas rozprężania (lub sprężania), w czasie jednego skoku (pojedynczego), obliczamy dla początku i końca, a także dla punktów pośrednich, krzywej rozprężania (sprężania) zawartości pary D_x w kg, wskazane przez wskazę, albo przez wykres, a mianowicie podług wzoru:

$$D_x = F\ (s_x + s_0)\ \gamma_x,$$

w którym s_x oznacza drogę tłoka aż do punktu badanego, a γ_x wagę właściwą pary przy prężności p_x w tymże punkcie (podł. tabl. str. 286 i 287). Zamiast tego możemy się też posługiwać wzorem na rozchód pary na MK_i i godzinę dla danego punktu drogi, a mianowicie wzorem:

$$C_x = \frac{27\ x\ \gamma_x}{p_i},$$

w którym znów

$$x = \frac{s_x + s_0}{s}.$$

Na razie uważamy parę za nasyconą lub wilgotną. Następnie, lecz już na podstawie doświadczenia nad rozchodem pary, obliczamy wagę G w kg pary wprowadzanej do cylindra (waga wody zasilającej z potrąceniem wody skroplonej w przewodach i ogrzewkach). Dalej obliczamy wagę G_0 pary odzyskiwanej przez sprężanie, a zgodnie ze zwyczajem obliczamy ją z zawartości na początku sprężania ($B.\ C.$ w rys. 637), uważając ją za nasyconą.

G i G_0 wyrażamy albo w kg na skok (zgodnie z D_x), albo też w kg na MK_i i godzinę (zgodnie z C_x), poczem porównywamy wartość $G + G_0$ z zawartością wskazaną.

---

*) Golenią korbową zwiemy drąg łączący czopy krzyżulca i korby, na który w rozdziałach poprzednich używaliśmy starej nazwy korbowód.

Gdy $C_x < G + G_0$, będzie to wskazówką, że albo para jest wilgotna, t. zn. że oprócz samej pary mieliśmy i rosę z pary powstałą, albo też, że część pary ulatywała przez nieszczelności. Ilość pary tak przepuszczanej bywa jednak nader nieznaczna w silnikach wzorowo utrzymywanych.

Roszenie da się zawsze wykazać przy stosowaniu pary nasyconej. Rosa ta paruje jednakże poczęści z powrotem podczas okresu rozprężania, otrzymując ciepło ze ścianek cylindra: ilość pary wzrasta zatem ponownie, wraz z nią i energia w parze zawarta, a zatem i cieplik pary $J = q + x\varrho$.

Przegrzewanie pary zmniejsza stratę od roszenia, lecz zmienia też i prawo rozprężania: skoro tylko wykładnik $\varkappa$ przekroczy wartość 1,0646 (t. j. wartość dla pary nasyconej), wskaza i obliczenie sposobem powyżej wyłuszczonym dokonane wykażą pozorne zmniejszenie się zawartości pary podczas rozprężania. Przy wyższych stopniach przegrzania para pozostaje przegrzaną nietylko na początku, lecz i do samego końca rozprężania; a że i w tym przypadku wskaza wykazywałaby zawartość pary C_x, wzgl. D_x, większą od $G + G_0$, więc obliczamy naodwrót wagę właściwą γ'_x, jaką zawartość pary mieć musi, aby czynić zadość warunkowi:

$$G + G_0 = F(s_x + s_0)\,\gamma'_x.$$

Podstawiwszy we wzór Zeuner'a:

$$p\,v = 50{,}9\,T - 192{,}5\,\sqrt[4]{p},$$

wartości: $v = \frac{1}{\gamma'_x}$, a p w kg/m², t. j. 10000 p_x, otrzymamy: $T = 273 + t_x'$. A że t_x, t. j. temperaturę pary nasyconej o prężności p_x znamy (np. z tabl. str. 286, 287), więc też z łatwością oznaczymy stopień przegrzania pary $t'_x - t_x$ w danym punkcie x wskazy.

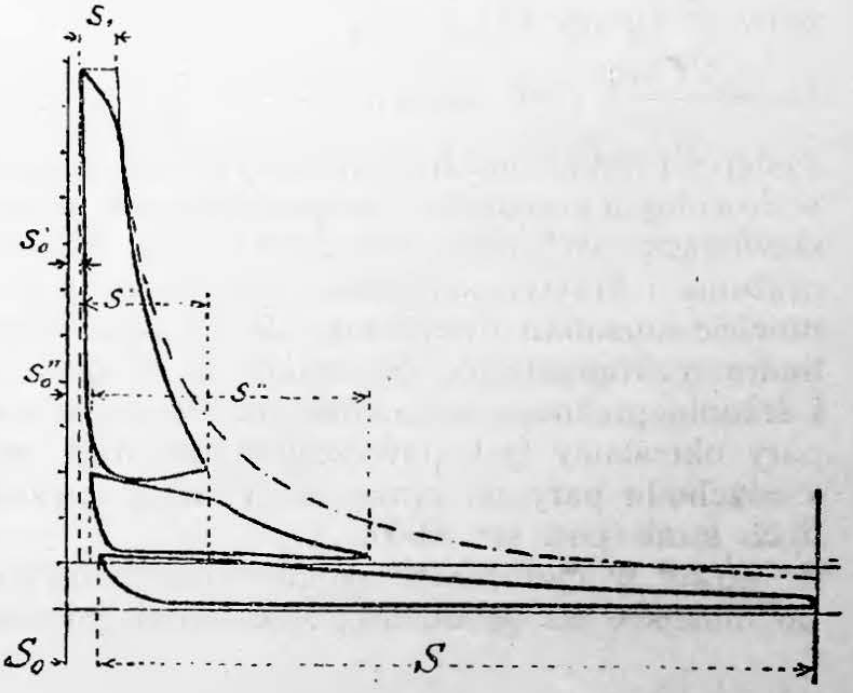
Jeżeli zachodzą nadto straty od przepuszczania, to waga pary zawartej w cylindrze musi być mniejsza od $(G + G_0)$, a natenczas obliczenie wykazałoby nam za wielką wartość na γ'_x, a za małą na t'_x: obliczenie mogłoby zatem wykazywać nawet stan nasycenia pary tam, gdzie w rzeczywistości para była jeszcze przegrzana. Staranne badanie części stawidła i tłoka na szczelność przy temperaturach wysokich ujawni jednak podobne nieszczelności.

b. Silniki dwu- i wielocylindrowe.

1. Wykres zjednoczony.

W silnikach o kilkokrotnem rozprężaniu otrzymamy przejrzysty obraz ogólny tego rozprężania, jeżeli wskazy poszczególnych cylindrów przerysujemy na jednakową wymiarkę prężności (o ile wskaziec nie dał nam ich już w tym stanie), zmieniając równocześnie wymiarki skoków tak, aby długości wskaz przekształconych pozostawały w prostym stosunku do objętości cylindrów. Z tych wskaz przekształconych zestawiamy dopiero **wykres zjednoczony** (rys. 638) z uwzględnieniem przestrzeni szkodliwych. Zesta-

Rys. 638.



wienie to uskuteczniamy dla sprzężonych nawzajem ze sobą stron cylindrów, a gdy brak nam ku temu wskazówek, jednoczymy dla jednej strony wykresu wskazy o większych napełnieniach i zawartościach pary, dla drugiej zaś o miejszych. Przy silnikach o cylindrze rozdwojonym, np. o dwóch cylindrach nizkoprężnych, sprzężonych z jednym wysokoprężnym, wykreślamy z obydwóch wskaz cylindrów bliźniaczych pośredni wykres wskaźcowy i sprowadzamy go do łącznej objętości obydwóch tych cylindrów, jako do objętości zastępczego cylindra jeszcze nierozdwojonego.

Dzieląc sumę pól wykresu zjednoczonego (wyrażających pracę wskazaną) przez długość wskazy przekształconej cylindra nizkoprężnego, otrzymamy **średnią prężność wskazaną** (średnią z obustronnych wskaz). A dzieląc sumę owych pól przez pole hyperboli dotykającej, które znów wyraża pracę teoretyczną, otrzymujemy stosunek pełności wskaz, który to stosunek zwać będziemy **pełnotą.**

Pole hyberboli dotykającej ograniczamy: hyberbolą równoramienną, dotykającą krzywej rozprężania (punkt zetknięcia bywa przy parze nasyconej zazwyczaj około końca rozprężania w małym cylindrze, przy parze przegrzanej natomiast około początku tegoż rozprężania); poziomą najwyższej prężności wlotowej; krańcową rzędną wykresu nizkoprężnego; poziomą zera w silnikach ze skraplaczem, a poziomą atmosfery przy wydychowych; wreszcie pionową osią rzędnych, od której odcinaliśmy objętości cylindrów (wraz z przestrzeniami szkodliwemi), czyli długości wskaz przekształconych.

Pełnota bywa ponajczęściej 60 do 70%. Na jej straty składają się przeróżne przyczyny: Najłatwiej wykazać w tych stratach udział przestrzeni szkodliwych, prac sprężania i przeciwprężności; trudniej już oznaczyć udziały uskoków prężności między poszczególnemi wskazami (a więc cylindrami) i odstępów krzywych rozprężania od hyperboli dotykającej. By ocenić i tę część straty, wypada wykreślić wykresowe przelotu (p. wykres objętości) i obliczyć wskazane zawartości pary, oraz jej straty w poszczególnych cylindrach. Bardzo podatnym do tego celu jest wzór na zawartość pary, wyrażony w kg na MK_i i godz.:

$C_x = \frac{27\, x_r \gamma}{p_r}$, w którym $x_r = \frac{s_x + s_0}{S}$, a $p_r^{\prime\prime\prime}$ jest średnią prężnością zastępczą wskazaną. Innemi słowy: kresę, przedstawiającą objętość pary w dowolnym punkcie krzywej rozprężania lub sprężania, albo też przedstawiającą objętość przebieżoną, zawartą między krzywą rozprężania i krzywą sprężania, wyrażamy w postaci stosunku, a mianowicie stosunku owej kresy do długości wskazy przekształconej cylindra nizkoprężnego, do której to długości sprowadzamy również i średnią prężność wskazaną p_r. Wprowadzaną do cylindra wagę G pary określamy (jak powyżej) z pomiarów wody zasilającej, albo też z rozchodu pary na pracę w cylindrze wysokoprężnym i z ocenionych strat (por. str. 865).

Straty w cylindrach nieogrzewanych nizkoprężnych bywają rzadko mniejsze od 30 do 40% zawartości pary w początku rozprężania,

w ogrzewanych zaś parą wysokiej prężności tylko 15 do 20%. Straty zwiększają się wskutek nieszczelności, albo niedostatecznej ochrony od rozpromieniowania, a również i skutkiem wilgotności pary, gdy przelotni należycie nieodwodnimy. Cylindry średnioprężne o małym spadku temperatury wykazują mniejsze straty niż cylindry nizkoprężne.

Przeważnie zasilamy parą świeżą tylko ogrzewek cylindra wysokoprężnego (na co zużywa się 3 do 6% wody zasilającej), lecz wypada i tego zaniechać, gdy przegrzewamy parę ponad 250°. Jeżeli narządy wlotowe mieszczą się u wierzchu cylindra, to można parę z przelotni przeprowadzać przez ogrzewki, przez co osięgamy mniejsze straty, niż gdyby ogrzewków wcale nie było (odwodnienie niezbędne). Pełnota (wskaz) zmniejsza się, gdy stosujemy parę przegrzaną do cylindra wysokoprężnego, albowiem następne cylindry otrzymują natenczas względnie mniej pary, z której muszą pokryć i swe straty. Straty te możemy zmniejszyć, a nawet zupełnie usunąć, przegrzewając należycie (o 60° do 100°) parę w przelotniach, co jeśli chcemy uskuteczniać parą świeżą, wymaga jej przegrzania ponad 300°.

2. Wyznaczania na zasadzie pełnoty

rozpoczynamy od określenia pola hyberboli dotykającej: Jeżeli rozprężenie zastępcze oznaczymy przez $i = \frac{S_0 + S}{s_0' + s_1'}$, a prężność wlotową przez p_1, to pole hyperboli tej, przy zastosowaniu skraplania, będzie $= p_1 \left(\frac{1 + \ln i}{i}\right)(S_0 + S)$, a przy wydychu $= \left\{ p_1 \left(\frac{1 + \ln i}{i}\right) - 1 \right\}(S_0 + S)$. Znając zatem pełnotę φ, możemy wyznaczyć średnią prężność wskazaną p_r, sprowadzoną do długości S wskazy (lub wykresu) nizkoprężnej, a mianowicie:

$$p_r = \varphi \left(\frac{S_0}{S} + 1\right)\left(\frac{1 + \ln i}{i}\right) p_1 \text{ przy skraplaniu, a}$$

$$p_r = \varphi \left(\frac{S_0}{S} + 1\right)\left\{\left(\frac{1 + \ln i}{i}\right) p_1 - 1\right\} \text{ przy wydychu.}$$

We wzorach powyższych możemy na mocy doświadczeń zamiast: $\frac{1 + \ln i}{i}$ podstawiać wartość: $\frac{4{,}06}{i + 2{,}8} = \frac{i}{1000}$, co okaże się dogodnem, zwłaszcza do obliczania wartości i, gdy znamy, albo dobierzemy z góry wartość na p_r, poczem możemy już wykreślić właściwą hyperbolę dotykającą.

Stosunki objętości cylindrów bywają zazwyczaj: w silnikach o dwukrotnem rozprężaniu 1 : 2,25 do 3, a przy trzykrotnem 1 : 2,25 do 2,8 : 5 do 7. Stosunki te można nieco zmieniać, aby otrzymać okrągłe liczby na wymiary prześwitów cylindrów (p. str. 854).

Zbyt małe cylindry wysokoprężne zmniejszają zdolność miarkowania biegu i możność silnika, dla tego też mniejszy z podanych stosunków objętości (1 : 5) nadaje się lepiej do trzycylindrowych silników, które mają czynić zadość wyższym wymaganiom, a również przy przegrzewaniu pary. Ze stosunków objętości określamy długości wykresów dla cylindra wysoko- i średnioprężnego, które to wykresy wraz z przestrzeniami szkodliwemi wkreślamy we wspólny wykres zjednoczony. Rzędne końcowe jednego wykresu określają dozwoloną granicę najwcześniejszego domknięcia w cylindrze następnym. Z kolei wyznaczamy **stopnie sprężenia** wedle możności tak, aby przy większem obciążeniu pracą cylindra wysokoprężnego, a mniejszem obciążeniu nizkoprężnego, sprężania nie były nadmierne. Wreszcie z zawartości i strat pary oznaczamy prężność, jakiej należy się spodziewać przy obranych napełnieniach w cylindrze wysoko- i nizkoprężnym, przez co określa się już w przybliżeniu i położenie krzywej rozprężania. Na krzywej tej możemy jeszcze przesuwać punkt domknięcia, w celu otrzymania niższych prężności w przelotni i zwiększenia mocy cylindra poprzedzającego kosztem następnego.

3. Wykres objętości.

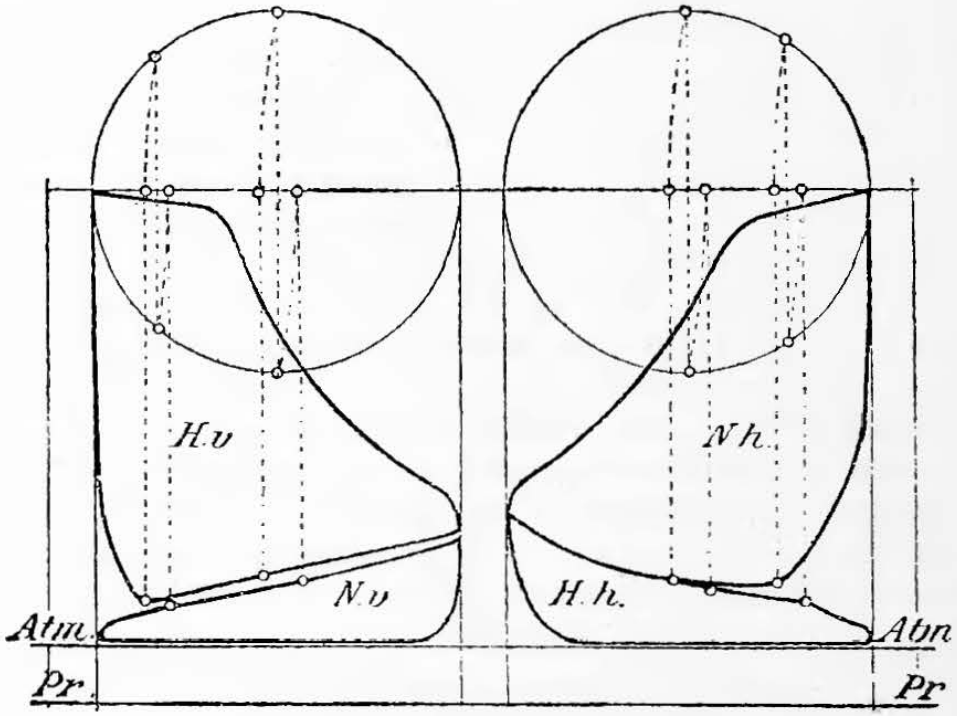
Wykresowe przelotu, rozgraniczające w wykresie zjednoczonym wykresy poszczególnych cylindrów, możemy wyznaczać z **wykresu objętości.** Wykres ten przedstawia wykresowe dróg tłokowych, t. j. kolejne położenia tłoka, przynależące do szeregu kolejno po sobie następujących położeń korby. Wykres ten pozwala na sobie odmierzać objętości, w każdej chwili zawarte pomiędzy tłokami, łącznie z objętością przelotni i przestrzeniami szkodliwemi. Wykreślając te wykresowe dróg tłokowych, należy uwzględniać kąty zawarte między korbami (poszczególnych tłoków), kolejne następstwo korb w kierunku obrotu, a niekiedy (p. poniżej) nawet skończoną długość goleni korbowych.

a. Silniki dwucylindrowe o tłokach spółbieżnych, albo przeciwbieżnych. (Silniki Woolf'a).

Tłoki spółbieżne stosują się najczęściej w ustroju spółtłoczyskowym (tandem), rzadziej w cylindrach obok siebie umieszczonych z przyczepieniem do wahacza lub poprzecznicy. Tłoki przeciwbieżne, w cylindrach obok siebie ustawianych, działają na korby o 180° przestawione; układ taki znajduje wielu zwolenników, zwłaszcza do silników stojących, a to z powodu zrównoważania wag części poruszających się naprzód i wstecz. Skończona długość goleni korbowej przy 180° przestawienia, wywiera poważnyw pływ na kształt wskaz lub ich wykresów, zwłaszcza wobec małej przelotni, albo przy zupełnym jej braku. Większe bowiem prędkości i drogi tłoka w odkorbowej (tylnej) połowie (p. str. 552) jednego cylindra zbiegają się co do czasu z miejszymi w kukorbowej (przedniej) połowie drugiego cylindra. Wskaza strony kukorbowej cylindra nizkoprężnego wykazuje zatem podczas przelotu rozprężanie przyspieszane, wskaza zaś strony odkorbowej zwalniane.

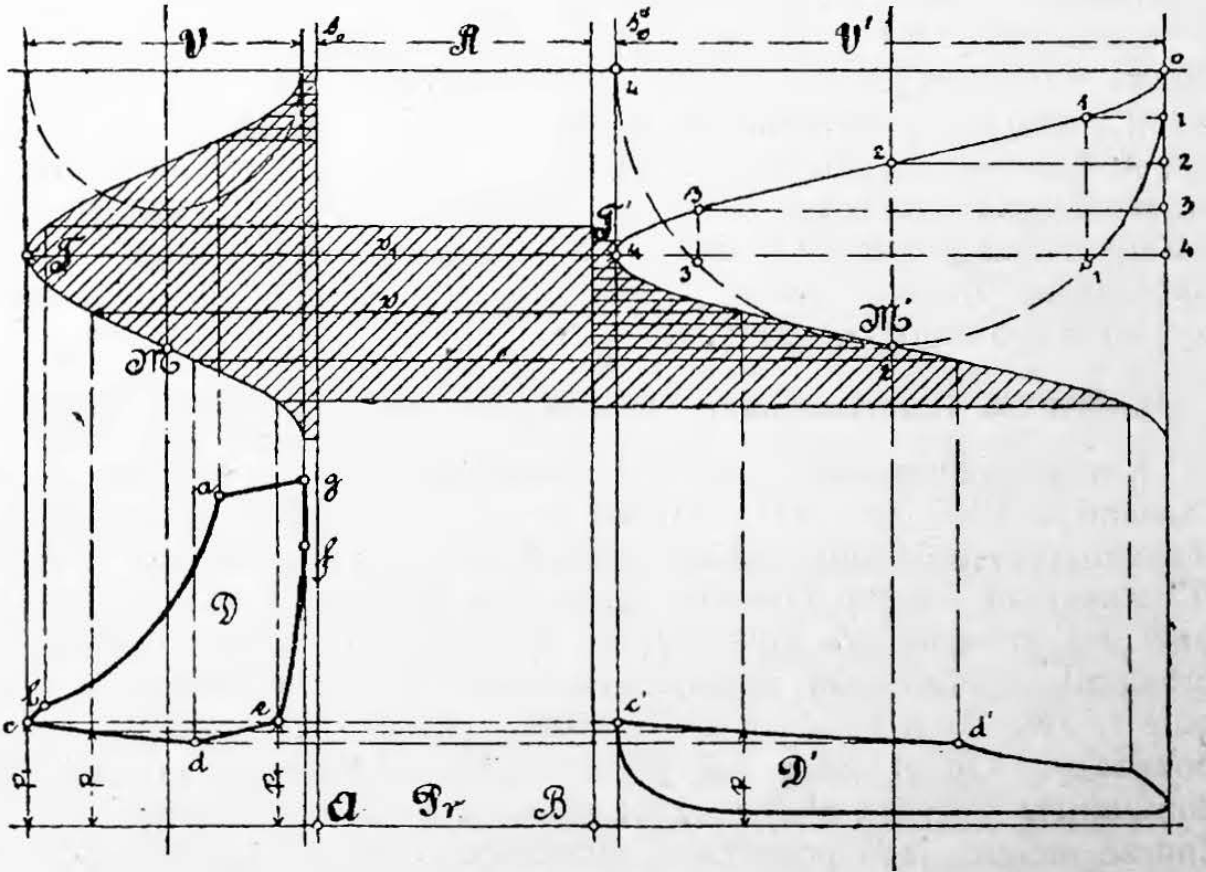
Jednoczesne położenia tłoków, przy zwykłym stosunku korby do goleni korbowej jak 1 : 5, przesuwają się do 10%. Skutkiem tego wskazy

Rys. 639.



kukorbowych stron cylindra, złożone w całość, odstają znacznie od siebie, wskazując pozornie wielkie uskoki prężności; wskazy zaś stron od-

Rys. 640.



korbowych prawie że się stykają. Lewa część rys. 639 przedstawia wskazy strony kukorbowej obu cylindrów, prawa zaś strony odkorbowej.

Rys. 640 przedstawia wykresowe dróg tłokowych w założeniu nieskończenie długich goleni korbowych; dla tłoków przeciwbieżnych wykresowe te są zatem tylko średniemi dróg strony odkorbowej i kukorbowej.

Punkty T i T', wskazujące położenie w chwili zwrotu tłoków, leżą na jednym poziomie. We wskazie wysokoprężnej ga przedstawia wlot, ab rozprężanie, bc wylot przedzwrotowy do przelotni, cd przelot z rozprężaniem w obydwóch cylindrach. Po domknięciu w położeniu d, (dla którego oblicza się zawartość i strata pary) następuje dalsze rozprężanie wyłącznie tylko w cylindrze nizkoprężnym, podczas gdy jednocześnie tłok wysokoprężny w drodze od d do e spręża parę w przelotni; ef wreszcie przedstawia sprężanie w cylindrze wysokoprężnym. Trzeba się starać, aby prężność w e doprowadzić w przybliżeniu do prężności końcowej w b lub c, a to w celu zmniejszenia uskoku prężności. Gdyby prężność w e wzniosła się wyżej, to w c para z przelotni cofałaby się do cylindra wysokoprężnego, co we wskazie ujawniłoby się w postaci śpica. albo pętli. Przy większych napełnieniach w cylindrze wysokoprężnym, konieczność wypełniania szkodliwej przestrzeni cylindra nizkoprężnego parą wyższej prężności, oraz strata od chłodzenia powodują wzmaganie się uskoku.

Wykresowe przelotu można wykreślać na podstawie wzoru hyperboli $pv = p_1 v_1 =$ stałej, wyznaczając dla danych v przynależyte wartości p, chociaż, ściśle biorąc, tak rozprężanie podczas przelotu, jako też i sprężanie w przelotni odbywa się podług wzoru o zmiennym wykładniku wartości < 1.

Częstokroć zowią silnikami Woolf'a tylko takie spół- lub przeciwbieżne silniki dwucylindrowe, które nie mają wcale przelotni i w których jeden i ten sam wspólny narząd rozrządza wylotem z cylindra wysokoprężnego i wlotem do nizkoprężnego; albo też takie silniki, których przelotnia jest mała, a stawidło cylindra nizkoprężnego nastawione na wielkie napełnienia. Ustrój w końcu wspomniany odznacza się znacznym uskokiem prężności; przy tłokach przeciwbieżnych przejawia się w obydwóch ustrojach bardzo jaskrawo wpływ skończonej długości goleni korbowych (p. rys. 639, przedstawiający zy wydychowego silnika Woolf'a).

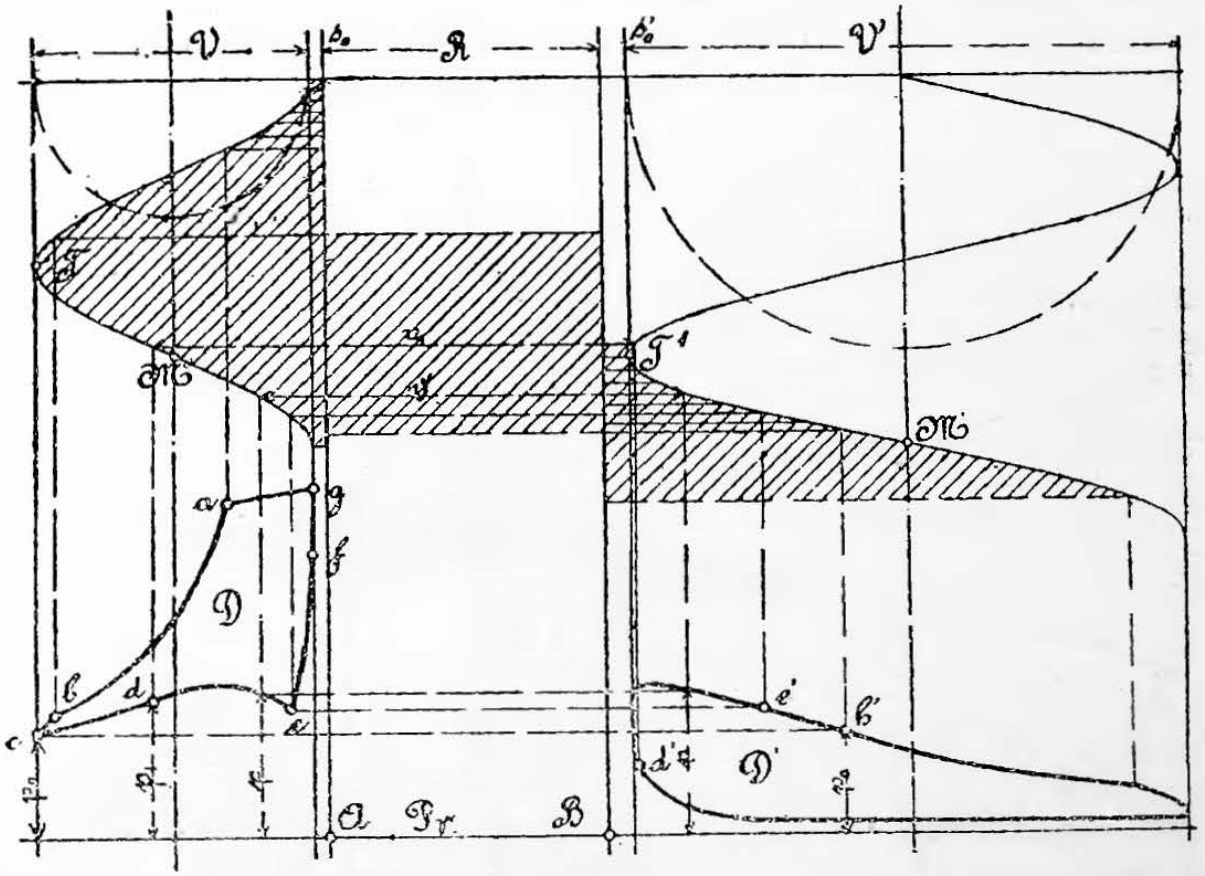
β. Silniki dwucylindrowe, o tłokach różnobieżnych (silniki sprzężone).

Korba nizkoprężna przoduje wysokoprężnej zazwyczaj o 90^0, czasami o 120^0 (rys. 641). Wykresowe dróg tłoka wykreślamy z należytem przesunięciem wzajemnem tak, aby przy przodowaniu o 90^0 T' leżało na jednym poziomie z M. We wskazie znaczenie krzywej gab jest to samo jak powyżej pod α; bc wylot przedzwrotowy do przelotni, a jeżeli wlot nizkoprężny jeszcze nie przymknięty, to następuje t. zw. dolot do cylindra nizkoprężnego, ponajczęściej bardzo pożądany. Od c (albo od punktu odpowiadającego późniejszemu domknięciu cylindra nizkoprężnego) rozpoczyna się sprężanie w cylindrze małym, jego przestrzeni szkodliwej, oraz w przelotni. Krzywa cd będzie zatem (podobnie jak pod α) w przybliżeniu hyperbolą równoramienną ze środkiem w B. W punkcie d rozpoczyna się odmykanie cylindra dużego zaznaczające się niekiedy lekkim uskokiem we wskazie

wysokoprężnej, mianowicie wtenczas, gdy szkodliwa przestrzeń cylindra dużego zużywa wiele pary, albo podskokiem, gdy naodwrót sprężenie w nim nadmierne, np. podczas biegu jałowego lub z małem obciążeniem. Od d do e w obydwóch cylindrach i w przelotni przebieg prężności jest jednakowy i łączny, a podczas niego uwydatnia się zazwyczaj dobitnie najmniejszość objętości między tłokami zawartej, którą uwidoczniają wykresowe dróg tłokowych. Tę część wyznaczamy podług wzoru przybliżonego $pv = p_1 v_1$.

We wskazie nizkoprężnej, od d' do e', odtwarza się wykresowa przelotu przez przynależyte rzędne, z małymi jednak uskokami prężności, spowodowanymi prędkością pary i długością jej drogi (goleń korbowa o długości skończonej). W punkcie e' rozpoczyna się rozprężanie współczesne w cylindrze nizkoprężnym i przelotni (hyperbola

Rys. 641.



równoramienna, o środku A), które się jednak zazwyczaj przyćmiewa nowym dolotem pary wysokoprężnej do przelotni, zachodzącym podczas tego rozprężania, albo nawet już poprzednio przy wczesnym wylocie przedzwrotowym (b).

Miarodajną dla obliczenia zawartości i strat pary jest prężność p_0 po dokonanem domknięciu wlotu nizkoprężnego (h'). Skutkiem dławienia pary podczas domykania, prężność p_0 będzie zawsze niższa od spółczesnej prężności w przelotni, równającej się w przybliżeniu prężności małego cylindra w punkcie c.

Zwiększając napełnienie cylindra dużego, możemy w razie potrzeby obniżyć wartość p_0 i przynależytej prężności w przelotni, przez co osiągamy, że przy zwiększonym uskoku bc cała wykresowa przelotu we wskazie obniży się, czyli że się praca cylindra małego powiększy, a dużego zmniejszy. (Rozdział pracy na cylindry i obcią-

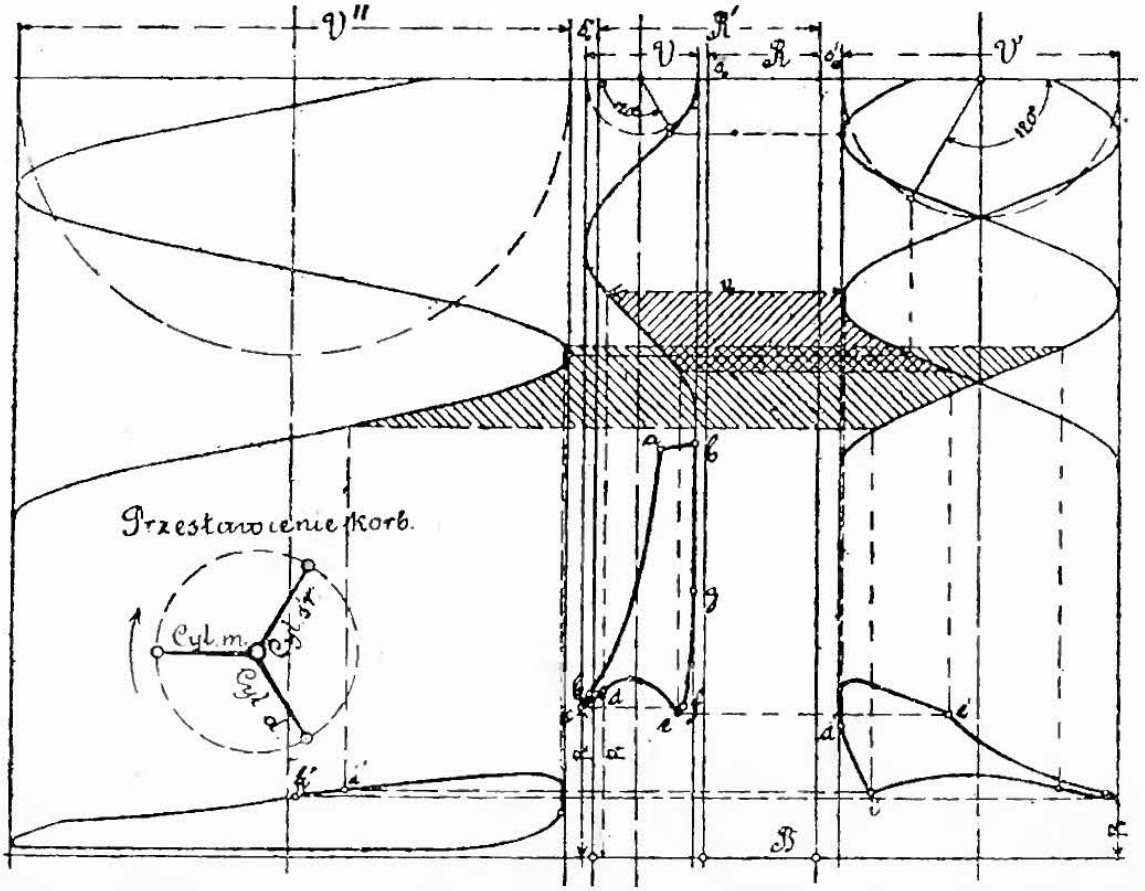
żenie tłoczyska i goleni korbowej pozostaje w związku z prężnością wlotową cylindra małego i ze stosunkiem objętości obydwóch cylindrów).

γ. Silniki wielocylindrowe z trzykrotnem rozprężaniem.

Zwykły układ cylindrów w silnikach leżących bywa następujący: wysokoprężny (mały) i średnioprężny (średni) za sobą w układzie spółtłoczyskowym (tandem) działają na jedną korbę, na drugą zaś, o 90° przestawioną i przodującą, działa sam cylinder nizkoprężny (duży).

W silnikach stojących stosują przeważnie trzy korby pod 120° względem siebie przestawione: korba nizkoprężna przoduje pozostałym, dalej następuje korba średnioprężna, wreszcie wysokoprężna. Kolejność odwrotna powoduje wysokie podniesienie się sprężenia w przelotni, które, przy pożądanej w silnikach fabrycznych małej wielkości uskoku (*bc* w rys. 642), łatwo może przewyższyć końcową prężność (*b*) rozprężania, stając się przyczyną cofania się pary z przelotni do cylindra małego i poddźwigiwanie jego narządów wylotowych.

Rys. 642.



W rys. 642 przedstawiono wykres objętości dla korb przestawionych o 120°, z których korba nizkoprężna przoduje innym. Wykresowe dróg tłokowych przesunięto stosownie względem siebie. Znaczenie krzywej *abc* to samo, jak powyżej pod α i β; sprężanie *cd* w małym cylindrze i w pierwszej przelotni trwa krótko, a określa się hyperbolą równoramienną o środku *B*; wskaza wspólnego przebiegu prężności *de* podczas przelotu wydłuża się. Podobnie też we wskazie nizkoprężnej, z powodu późnego domknięcia h', uwidocznia się wspólne rozprężanie od i' do h' w cylindrze dużym i wdrugiej przelotni.

4. Rozdział pracy (mocy) na poszczególne cylindry.

Dla określonego obciążenia średniego, albo pełnego, można pracę rozdzielić w przybliżeniu równo na wszystkie trzy cylindry silnika. Zmniejszenie obciążenia silnika zmienia jednak rozdział pracy w ten sposób, że praca cylindra wysokoprężnego przeważa zazwyczaj znacznie. A jeśli nadto tłok mały pracuje spółtłoczyskowo ze średnim (tandem), to naciski w tłoczysku i goleni tej strony wzrastają niepomiernie w stosunku do nizkoprężnej, i wadliwość ta, przy normalnem stosunku objętości cylindrów, nie da się usunąć nawet przez zmienne napełnienia cylindrów następnych.

Możemy polepszyć te warunki przez rozdwojenie cylindra nizkoprężnego, które we wielkich silnikach i bez tego staje się pożądanem ze względu na znaczne wymiary tegoż cylindra. Cylinder wysokoprężny działa natenczas z jednym z bliźniaków nizkoprężnych na jedną korbę, zaś drugi bliźniak działa współtłoczyskowo z cylindrem średnioprężnym na korbę drugą. Cylinder ten otrzymuje stosowne wymiary, a moc jego może się zmieniać przez zmianę uskoku.

W obliczaniu wymiarów nie należy pomijać wpływu ogrzewków lub przegrzewania, a przy rozdziale mocy na poszczególne cylindry pamiętać należy, że rozpęd mas poruszających się naprzód i wstecz uwydatnia się (przy wielkich prędkościach) bardzo poważnie w chwilowych sumach pracy cylindrów oddawanej na wał i wpływa na wielkość koła rozpędowego, wyznaczaną podług żądanej jednostajności biegu silnika (lub odwrotnie na jednostajność biegu przy kole danej wielkości).

III. Mianowanie mocy silników parowych.*)

Angielscy wytwórcy silników parowych mianują ich moc w *MK* jeszcze obecnie podług przestarzałego wzoru:

$$N = \frac{D^2}{10},$$

w którym D oznacza średnicę cylindra w calach ang. Wzór ten wyprowadzono przed laty, w czasach, gdy silniki pracowały nizką prężnością, ze skraplaczem, lecz bez rozprężania. Średnia prężność wskazana bywała wówczas: $p_i = 25$ funtów/cal^2, prędkość tłoka nie przekraczała wartości $c = 4$ stóp/sek. Z tych danych i z angielskiej wartości na $MK = 550$ funtostóp/sek., oraz sprawności $\eta = 0{,}7$ wyprowadza się wzór ów w sposób następujący:

$$N = \frac{D^2 \cdot 3{,}14}{4} \cdot \frac{25 \cdot 4}{550} \cdot 0{,}7 = \sim \frac{D^2}{10}.$$

Wyniki tego wzoru mijają się tak dalece z rzeczywistą, t. j. pożytkową mocą silników nowszych ustrojów, że np. silnik o średnicy cylindra 12″, o skoku 24″ i 95-ciu obrotach na min., o istotnej mocy pożytkowej około 26 *MK*, sprzedaje się w Anglii jako 15-to konny;

$$\left[\frac{12^2}{10} = 14{,}4 \sim 15 \right].$$

*) Inż. A. Słucki, O mianowaniu pracy maszyn parowych, Warszawa 1895, odbitka z Przeglądu Technicznego

Podług A. Słuckiego we wszystkich silnikach parowych, jedno- lub wielocylindrowych, ze skraplaczem lub bez niego, przy dowolnej (stosowanej obecnie w praktyce) prężności pary świeżej, lecz przy najoszczędniejszem napełnieniu, średnia prężność pożytkowa p_n pary w silniku ma wartość w przybliżeniu stałą, a mianowicie: $p_n = \eta p_i = 1{,}455$ atm.

Wprowadzając tę wartość, oraz wartości $c = \frac{n\,s}{30}$ i $F = \frac{d^2\pi}{4}$ w zasadniczy wzór na moc silnika parowego (p. str. 862), wyrażoną w *MK*, a mianowicie we wzór:

$$N_n = \frac{10000}{75}\, p_n\, F\, c,$$

z potrąceniem jeszcze na przekrój tłoczyska $1^1/_2\%$ wartości F, otrzymamy:

$$N_n = \frac{10000}{75} \cdot 1{,}455 \cdot 0{,}955\, \frac{d^2\pi}{4} \cdot \frac{n\,s}{30} = 5\, n\, s\, d^2 = 10\, d^3\, \frac{s}{2d} \cdot n.$$

Wyrażając zaś średnicę D i skok S w **decymetrach**, zamiast w metrach, t. zn. podstawiając $d = 0{,}1\, D$ i $s = 0{,}1\, S$, otrzymamy:

$$N_n = D^3 \cdot \frac{S}{2D} \cdot \frac{n}{100}.$$

W silnikach o stosunku $S = 2D$ i przy $n = 100$ będzie zatem:

$$\mathbf{N_n = D^3.}$$

Mianowana moc silnika parowego, którego skok równa się podwójnej średnicy cylindra, a ilość obrotów jest 100 na minutę, wyraża się sześcianem średnicy cylindra, mierzonej w decymetrach; (dla silnika wielocylindrowego miarodajnym jest cylinder największy, lecz, rozumie się, nierozdwojony). Przy dowolnych stosunkach $S : D$ i ilościach obrotów n, należy stosować wzór ogólny, powyżej wyprowadzony:

$$N_n = D^3 \cdot \frac{(S : D)}{2} \cdot \frac{n}{100}.$$

Ze wzorów tych A. Słucki wylicza naodwrót wartości napełnień, przy jakich dany silnik wydawałby moc zgodną ze wzorami powyższymi, a z tablicy zestawiającej owe napełnienia podajemy poniżej te wartości, które dadzą się bezpośrednio porównać z wartościami tablicy II (na str. 853) podanej przez Hrábaka, a wzorowanej na tablicach Kása, dla napełnień najkorzystniejszych:

Bezwzględna prężność wlotowa p atm.	Jednocylindrowe silniki z wydychem	Silniki ze skraplaczem:		
		Jednocylindrowe		Dwucylindrowe
		bez ogrzewka	z ogrzewkiem	
4	0,48—0,39	0,23—0,20	—	—
5	0.31—0,26	—	0,14—0,11	—
6	0,23—0,19	—	0,11—0,09	0,11—0,085
8	—	—	0,08—0,07	0,07—0,06
10	—	—	—	0,05—0,04

Podług A. Słuckiego wyniki wzorów jego zupełnie są zgodne z rzeczywistością dla silników ze skraplaczem, a przy silnikach wydychowych tylko przy wyższych prężnościach pary wlotowej wyniki bywają za małe. W parowozach wzory dają moc pociągową, liczoną na obwodzie kół parowozu.

B. Rozrząd pary w silnikach. *)

I. Kanały rozdzielcze.

Przekroje kanałów i wielkości ich odemknięcia powinny być takie, aby para w nich nie nabierała prędkości nadmiernej, powodującej dotkliwy uskok prężności. Wskazy silników parowych ujawniają, że dławienie podczas wlotu następuje już przy prędkościach $w' = 50$ do 60 m/sek., a podczas wylotu przy $w' = 80$ do 100 m/sek. w zależności od tego, czy para wylotowa posiada prężność atmosfery, czy też skraplacza. Objętość pary liczymy w tym razie jako równą objętości cylindra, powiększonej w stosunku prężności końcowej rozprężania do prężności wylotowej.

Przekrój kanałów obliczamy na prędkość pary $w_{max} = 30$ do 40 m/sek. podczas najszybszego biegu tłoka, t. j. dla c_{max} w m/sek. (p. str. 553). Oznaczywszy przekrój tłoka przez F w m^2, otrzymamy przekrój kanału:

$$f = F \frac{c_{max}}{w_{max}} m^2.$$

Kanały służące i dla wlotu i dla wylotu należy obliczać podług wylotu pary, wlot zaś ograniczać przez stosownie zmniejszone odmykanie wlotki **).

Kanały krótkie, albo przeznaczone **wyłącznie tylko na wlot** pary przy napełnieniach, nie przekraczających 0,3 skoku, mogą posiadać przekroje mniejsze, lecz tak ustosunkowane, ażeby największa prędkość w_{max} pary, określona z prędkości tłoka w chwili przymknięcia wlotki, nie przewyższała 40 m/sek. dla suwaków tłokowych i zaworów, a 47 m/sek. dla suwaków płaskich lub kurków Corliss'a. Przekrój kanału będzie natenczas:

$$f = F \frac{c \pi \sin w}{2 w_{max}},$$

a dla napełnienia	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30,
$\sin w =$	0,59	0,71	0,80	0,86	0,91.

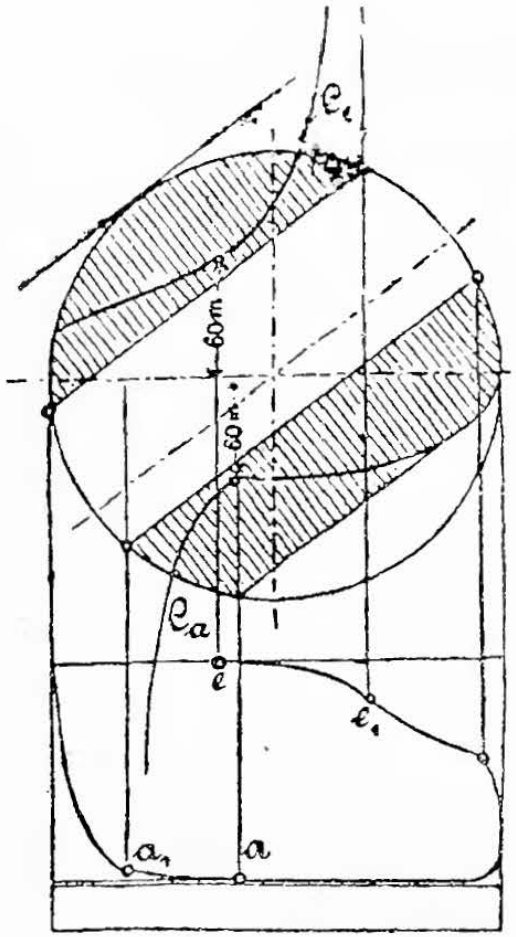
Uwzględniwszy te warunki, otrzymamy takie przekroje kanałów, w których prędkość pary w_{max} w chwili przymknięcia wlotki nie przekroczy granic powyżej podanych, a więc w których też nie pojawi się ani dławienie pary, ani przedwczesny uskok jej prężności. Prędkość w przekroju wlotki będzie: $w = \frac{F}{f} c$, jeżeli przez c oznaczymy

*) Podług A. Riedler'a.

) Okienko wlotowe zwać będziemy dla krótkości **wlotką, okienko zaś wylotowe— **wylotką**.

zmienną prędkość tłoka, a przez f'' zmienny przekrój wlotki. Wykres tego wzoru okaże się dogodnym do sprawdzania rozrządu: Na zasadzie **suwakowego wykresu Reuleaux'go** (p. str. 889) wykreślono rys. 643, w którym przez rzędne obydwu krzywych C_e i C_a, mierzone od poziomej średnicy koła w górę i w dół, przedstawiono teoretyczne prędkości w pary podczas wlotu i wylotu, przez odcięte zaś przynależne drogi tłoka. W punktach e i a prędkość pary przekracza 60 m/sek., a w punktach e_1 i a_1 następuje odcięcie kanałów od przestrzeni suwakowej.

Rys. 643.



Dla stawideł suwakowych okienka prostokątne na gładzi podsuwakowej wypadałoby wykonywać możliwie szerokie, w przeciwnym bowiem razie rozbrzeżność a wlotki będzie za wielka, a od niej zależą pozostałe wymiary stawidła; okienka zbyt ciasne stają się jednak powodem strat skutkiem dławienia pary. Stosunek rozbrzeżności okienek wlotowych do ich szerokości bywa w małych silnikach $^1/_4$, w średniowielkich $^1/_6$, a w dużych $^1/_6$ do $^1/_{10}$. Środkowe okienko odlotowe (odlotka) przy jednakowej szerokości, bywa bardziej rozbrzeżne od sąsiadującego z niem okienka wlotowego wzgl. wylotowego, a mianowicie o tyle, aby w skrajnem położeniu suwaka pozostawał się jeszcze dostateczny przekrój odlotowy, o rozbrzeżności równej a do $^3/_4 a$.

II. Zwykły rozrząd suwakowy.

a. Objaśnienia i znakowania.

W każdym silniku o napędzie korbowym (por. str. 551 i n.) tłok wykonywa na przemiany **bieg kukorbowy,** zbliżający go do wała korby, i **bieg odkorbowy,** oddalający go od wała korbowego. Koniec przeto cylindra, w którym para wywiera nacisk na tłok, nadając mu ruch kukorbowy, będzie końcem położonym dalej od korby, a więc leży na **stronie odkorbowej cylindra,** i na odwrót: ruch odkorbowy tłoka powstaje pod wpływem nacisku pary na stronę kukorbową tłoka, a więc po **stronie kukorbowej cylindra,** położonej między tłokiem i wałem korbowym.

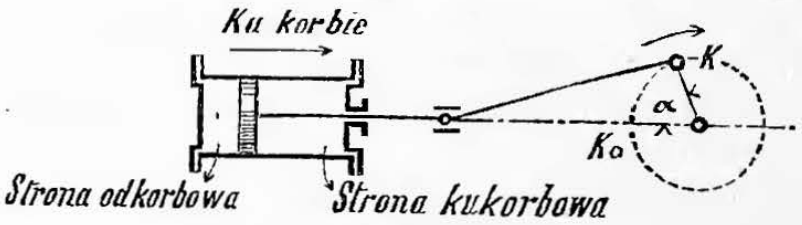
Wobec obustronnego działania pary na tłok cylindra, okresy wlotu (względnie wylotu) pary powstawać będą dla jednej strony cylindra podczas kukorbowego (względnie podczas odkorbowego) skoku tłoka, dla drugiej zaś strony na odwrót. Rozpatrując przeto wykres

pary pewnej strony cylindra, bez uwzględniania czy jest ona stroną kukorbową czy też odkorbową, mówić będziemy o **wysuwaniu tłoka** podczas okresu wlotu i rozprężania pary, i o **cofaniu tłoka**, powodującem wylot i sprężanie pary na tejże stronie cylindra.

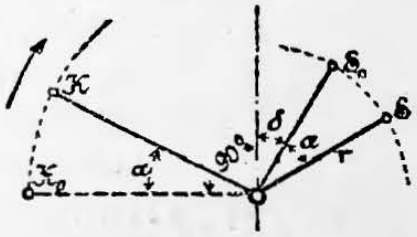
Nadto rozróżniać będziemy silniki obracające się **w prawo** względnie **w lewo**, zakładając przytem, że obrotem w prawo nazywamy obrót korby, zgodny z biegiem wskazówek zegarka dla widza, mającego przed oczyma silnik o cylindrze leżącym na lewo, a korbie na prawo (rys 644). *)

Skończona długość goleni korbowej (korbowód), wpływająca na wzajemny stosunek drogi tłoka i drogi korby (p. str. 551 i n.), jak również podobny wpływ wywierająca goleń suwakowa (łącząca drążek suwaka z obręczą mimośrodu) na drogę suwaka, zmusza nas do

Rys. 644.



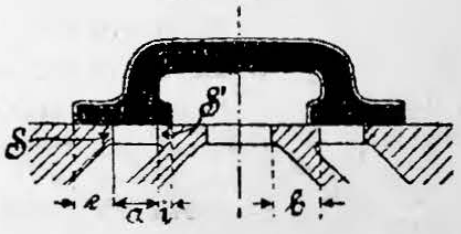
Rys. 645.



oddzielnego rozpatrywania wykresów pary dla strony odkorbowej i kukorbowej tłoka. Szczegółowe atoli wywody podamy tylko dla strony odkorbowej silnika o układzie zwykłym, i obrocie w prawo (rys. 644), z mimośrodem E przodującym korbie K (rys. 645), starając się przytem nadać im charakter ogólny, przez umieszczanie w nawiasach wyrażeń, dotyczących ściśle tylko powyższego założenia.

Górna połowa drogi korby ponad kierunkiem drogi tłoka odpowiadać będzie wówczas wykresowej wlotu i rozprężania (rys. 643) dla badanej strony odkorbowej cylindra, dolna zaś połowa tegoż koła-wykresowej wylotu i sprężania.

Rys. 646.



Celem określenia rozrządu pary dla kukorbowej strony cylindra, wypadnie rozpoczynać wykres od kukorbowego punktu zwrotu tłoka, uwzględniając oczywiście właściwe ustawienie mimośrodu suwakowego względem korby (p. rys. 645).

*) Zastępując nowemi nazwami używane dotychczas miana nieścisłe, wzięte z niemieckiego, jak: strona przednia lub strona tylna cylindra, bieg tłoka naprzód lub wstecz i t. p., wymagające specyalnych założeń, albo też nazwy, jak: strona cylindra od pokrywy, strona od krzyżulca, zależne wyłącznie od ustroju silnika, — mieliśmy na celu możność stosowania z zupełną ścisłością jednakowych nazw, do wszelkich silników o napędzie korbowym i układzie dowolnym, t. j. bez względu na to, czy wał korbowy leży po tej samej stronie cylindra, co krzyżulec, czy też po przeciwległej.

Natomiast miano **biegu naprzód**, zatrzymaliśmy na oznaczenie normalnego biegu silnika (np. w parowozie, dźwigarce); miano zaś **biegu wstecznego** stosować będziemy dla odwrotnego kierunku ruchu danego silnika.

Wreszcie, mówiąc o rozrządzie pary, wychodzić będziemy z obrazu suwaka nieckowatego zwyklego (p. rys. 646), który w swem środkowem położeniu, względem gładzi podsuwakowej przysłania zarówno zewnętrznemi jak i wewnętrznemi swemi krawędziami okienka kanałów prowadzących do cylindra, jak również zakładać będziemy, że wnętrze niecki suwakowej łączy się z przestrzenią, do której para wylata (wylotnią), a zewnętrzna część niecki porusza się w parze przeznaczonej do wlotu.

Oznaczać będziemy przez:

a rozbrzeżność wlotki (okienka wlotowego),

b grubość szczebla między okienkami gładzi podsuwakowej,

Wykonywa ją się zwykle równą grubości ścianki cylindra, lub też $b = 0{,}5\,a + 10$ mm,

ξ drogę suwaka, mierzoną od jego położenia środkowego, a mianowicie:

ξ = odsuw wlotowy suwaka [ku korbie], dotyczący krawędzi wlotczych suwaka,

ξ' = odsuw wylotowy suwaka [od korby], dotyczący krawędzi wylotczych suwaka,

e przysłonięcie wlotki, t. zn. oddalenie wlotczej krawędzi suwaka od krawędzi wlotowej okienka wlotowego, gdy suwak znajduje się w położeniu środkowem,

i przysłonięcie wylotki, t. zn. oddalenie wlotczej krawędzi suwaka od krawędzi wylotowej okienka wylotowego, dla suwaka w położeniu środkowem,

W rozrządzie suwakiem nieckowatym (rys. 646) staje się na przemiany wlotką i wylotką to samo okienko kanału cylindra, mające rozbrzeżność a. Przy rozrządzie tym nazywamy e — przysłonięciem zewnętrznem, zaś i — wewnętrznem.

o odemknięcie wlotki lub wylotki, a mianowicie:

o = odmyk wlotki; $o = \xi - e$,

o' = odmyk wylotki; $o' = \xi' - i$.

Wynika stąd, że odmyk równy zeru, t. j. chwila odmykania wlotki, wzgl. przymykania wylotki następuje, gdy: $o = \xi - e = 0$, oraz $o' = \xi' - i = 0$, czyli dla odsuwu przedwlotowego: $\xi = e$, a dla odsuwu przedwylotowego: $\xi' = i$,

α kąt korby, t. j. kąt $K_0\,O\,K$ (rys. 644 i dalsze),

x wysunięcie tłoka, czyli jego droga mierzona (w prawo) od danego punktu zwrotu (odkorbowego),

x' cofnięcie tłoka, czyli jego droga mierzona (w lewo) od przeciwległego (kukorbowego) zwrotu. (Oznaczenie dróg tłoka p. str. 551 i 552);

Zwrot, czyli punkt zwrotu tłoka lub korby, stosujemy zamiast niewłaściwej nazwy punkt martwy.

$2R$ całkowity skok tłoka;

Dwuskok tłoka = wysunięcie i cofnięcie tłoka.

r mimośrodowość; a więc $2r$ = całkowity skok suwaka,

δ kąt przodowania mimośrodu; całkowity kąt, o który mimośród przoduje korbie, wynosi $90^0 + \delta$,

v odemknięcie nazwrotowe, czyli odmyk suwaka w chwili zwrotu, t. j. odsuw nazwrotowy (dla $\alpha = 0$) zmniejszony o przysłonięcie, a mianowicie:

$v = \xi_0 - e =$ odmyk nazwrotowy wlotki

$v' = \xi_0' - i =$ odmyk nazwrotowy wylotki; *)

Dla suwaka nieckowatego zwykłego mówić można o odmyku nazwrotowym zewnętrznym wzgl. wewnętrznym.

b. Geometryczne przedstawienie dróg suwaka.

(Zasady wykresów suwakowych.)

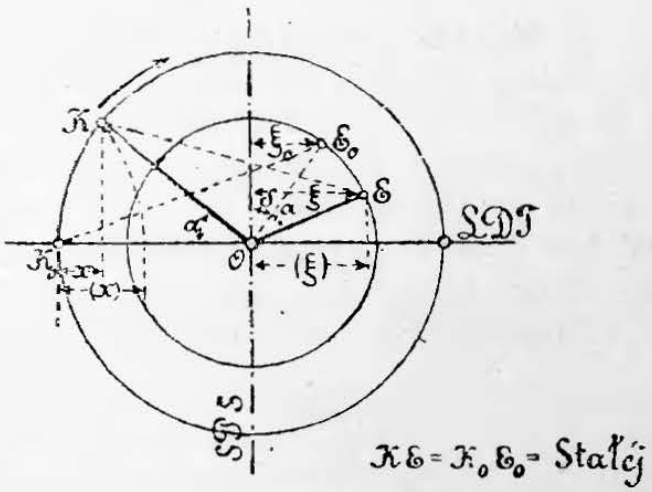
Linia $L\,D\,T$, będąca średnicą koła korby $K_0\,K\ldots$ (w rys. 647 do 673), niech oznacza drogę tłoka, na której mierzymy przebyte części x skoku tłoka; linia zaś $S'\,P\,S$ niech będzie osią środkowego położenia suwaka, poruszanego mimośrodem o kole mimośrodowości $E_0\,E$... Zakładając nieskończenie długą goleń suwakową, odsuwy ξ suwaka wyrazimy jako odległości danych położeń środków mimośrodu od linii $S'\,P\,S$.

1. Wykres suwakowy Falkenberg'a (rys. 647). Kierunek drogi tłoka oraz kierunek osi środkowego położenia suwaka tworzą w tym wykresie kąt zgodny z ich kątem rzeczywistym.

Gdy korba znajduje się na lewym zwrocie K_0, położenie środka mimośrodu suwakowego, przodującego korbie o kąt $90 + \delta$, będzie w punkcie E_0 koła mimośrodowości. Podczas obrotu silnika wzajemna odległość punktów K_0 i E_0 nie ulega zmianie, t. zn.

$$K\,E = K_0\,E_0 = \text{stałej.}$$

Rys. 647.



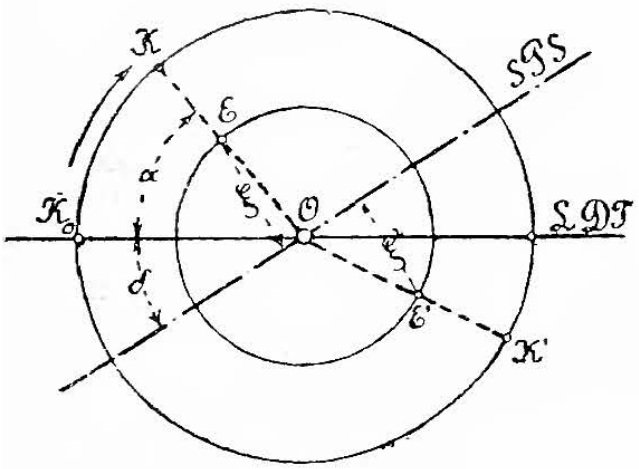
Rzut prostopadły punktu K na kierunek drogi tłoka wyznacza drogę tłoka x dla kąta α; odległość zaś punktu E, skojarzonego z punktem K, od osi środkowego położenia suwaka $S\,P\,S$ daje przynależny odsuw ξ suwaka. Jeżeli mamy uwzględnić długość goleni korbowej (korbowodu) L, to zamiast pionowego rzutu punktu K zataczamy przez punkt ten łuk promieniem L i znajdujemy drogę tłoka (x); w podobny sposób otrzymujemy odsuw (ξ) suwaka, przynależny pewnej określonej długości l goleni suwakowej.

2. Wykres suwakowy Reuleaux'go (rys. 648). Łatwo dostrzedz z rys. 647, że, jeżeli oś środkowego położenia suwaka $S\,P\,S$ obróci-

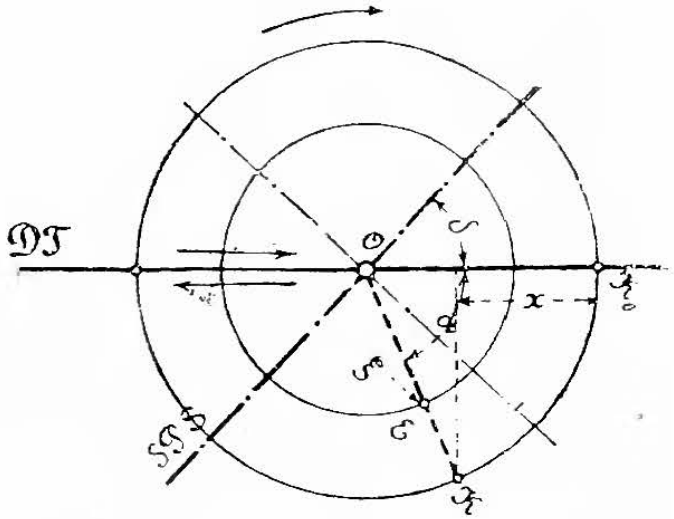
*) Używana nazwa: Wyprzedzenie linijne — jest błędną, gdyż analogicznie do nieścisłej dawnej nazwy kąt wyprzedzenia — mogłaby ona tylko oznaczać — odsuw nazwrotowy, nie zaś odmyk nazwrotowy.

my wstecz o kąt $90^0 + \delta$, względem kierunku drogi tłoka LDT, to punkt E_0 leżeć będzie na linii przynależnego mu położenia korby K_0O. przeto dla położenia K korby, punkt E jej przecięcia z kołem mimośrodowości (rys. 648) daje przynależne położenie środka mimośrodu suwaka. Uproszczenie to stanowi zasadę wykresu Reuleaux'go. Drogi tłoka i suwaka znajdujemy w tym wykresie jak pod **1**. Gdy wszakże chodzi o uwzględnienie długości l goleni suwakowej, należy przeprowadzić linię prostopadłą do linii SPS, przedstawiającą kierunek drogi suwaka, i z prostopadłej tej zataczać łuki długością l przez punkty E na drogę suwaka.

Rys. 648.

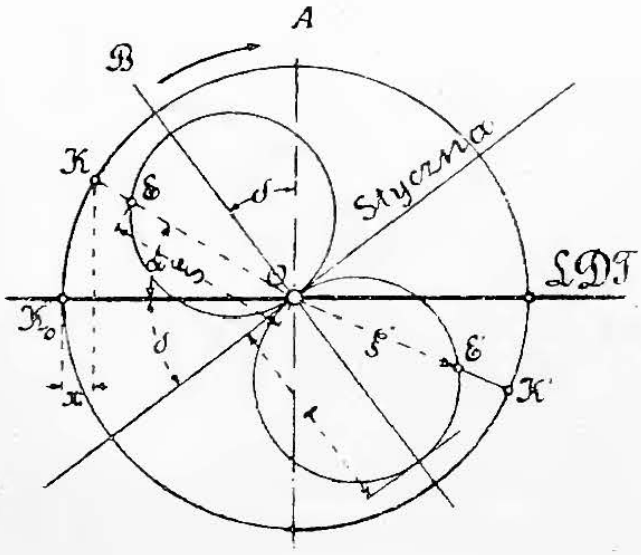


Rys. 649.



3. Wykres suwakowy Müller'a (rys. 649.) Jest on zmianą wykresu według rys. 647, pomyślaną odwrotnie jak w wykresie Reuleaux'go, t. j. wyobrazić sobie należy, iż położenie zwrotne korby OK_0 obracamy naprzód o kąt $90_0 + \delta$; wówczas kresa zwrotna K_0O dochodzi do przynależnego jej położenia OE_0 mimośrodowości (rys. 647). W ten sposób przedłużenie danego położenia OE mimośrodowości aż do drogi korby da nam (rys. 649) przynależne położenie korby K, z zastrzeżeniem, że drogę tłoka x mierzyć będziemy jako rzut prostopadły punktu K na kierunek LDT. Co do uwzględniania długości goleni korby (L) i suwaka (l) por. **1** i **2**.

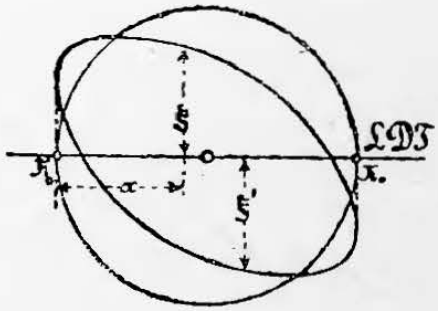
Rys. 650.



4. Wykres suwakowy Zeuner'a (rys. 650). Zeuner wykazał, że dla $l = \infty$, kolejny wzrost i zmniejszanie się odsuwów suwaka po jednej stronie jego środkowego położenia da się wyrazić przez równanie biegunowe koła o średnicy r, równej danej mimośrodowości a, mającego początek spółrzędnych na swym obwodzie. Jeżeli przeto po obu stro-

nach osi środkowego położenia suwaka zakreślimy dwa takie koła styczne do niej, to długości promieni wodzących obu tych kół przedstawią kolejne odsuwy suwaka, podczas jednego obrotu korby. Koła te nazywamy kołami odsuwów. Wskutek kąta przodowania δ mimośrodu, każdemu kątowi α korby, odpowiadać będzie w kołach odsuwów promień wodzący pochylony pod kątem $\delta + \alpha$ względem osi środkowego położenia suwaka. Związki powyżej określone służą do sporządzania wykresu suwakowego (rys. 650): dany kąt przodowania δ dostawiamy wstecz do AO, prostopadłej do drogi tłoka LDT i na otrzymanej linii OB, jako średnicy, zataczamy dwa koła o średnicach r. Wówczas położeniu korby OK (t. j. drodze tłoka x) odpowiadać będzie odsuw suwaka EO leżący na korbie KO. Górne koło odsuwów ponad styczną, będącą osią środkowego położenia suwaka, daje jego odsuwy wlotowe (to zn. dla suwaka nieckowatego rys. 646,—ku korbie) dolne zaś, leżące pod styczną, daje odsuwy wylotowe (to zn. suwaka nieckowatego—od korby). Uwzględnienie długości goleni korbowej — por. **1**; uwzględnienie długości goleni suwakowej l, jako zbyt zawiłe pomijamy.

Rys. 651.



5 Wykres suwakowy elipsowaty (rys. 651). Na kresie drogi tłoka LDT, jako osi odciętych, wystawiamy jako rzędne odsuwy suwaka przynależne odpowiednim położeniom tłoka, uważając odsuwy wlotowe ξ (dla suwaka nieckowatego — kukorbowe) za rzędne dodatne, a odsuwy wylotowe ξ' (dla suwaka nieckowatego—odkorbowe) za odjemne. Dla $l = L = \infty$ otrzymujemy istotną elipsę, w przeciwnym razie krzywą elipsowatą.

c. Wykresy dla zwykłego suwaka nieckowatego (muszlowego).

1. Ogólne uwagi i znakowania.

Celem znalezienia położeń tłoka, przy których następuje odmyk wlotki $o = \xi - e$, wzgl. odmyk wylotki $o' = \xi' - i$, kreślimy w wykresach rys. 647, 648 i 649 w odległości e wzgl. i linie przysłonięć, równoległe do osi środkowego położenia suwaka SPS. Linie te w wykresie rys. 651 będą równoległe do drogi tłoka LDT, w wykresie Zeuner'a natomiast (rys. 650) będą to łuki kół opisanych ze środka O.

Punkty przecięcia linii przysłonięć z kołami mimośrodowości (Falkenberg, Reuleaux, Müller), z kołami odsuwów (Zeuner) lub z krzywą elipsowatą (rys. 651) odpowiadają położeniom tłoka, przy których rozpoczyna się lub kończy odmykanie wlotki wzgl. wylotki.

Wszakże oprócz tych **czterech zasadniczych chwil rozrządu pary**, t. j. początku i końca tak wlotu, jak i wylotu pary, znajdujemy nadto w wykresie suwakowym jeszcze inne punkty, wybitne w przebiegu **czterech zasadniczych okresów działania pary**: wlotu, rozprężania, wylotu i sprężania. Punkty te nie zawsze uwydatniają się we wskazach, uwzględniać je jednak należy przy sporządzaniu wykresów pary

Stosując do wszystkich dalszych wykresów (rys. 652 — 673) jednakowe oznaczenia, znajdziemy w nich:

$E_1 = PD$: początek odmykania wlotki, t. j. początek wlotu przedzwrotowego = koniec sprężania; odsuw przedwlotowy $\xi = e$,

od E_1 do E_4: okres wlotu,

$E_4 = R$: koniec przymykania wlotki, t. j. koniec wlotu (tak zwane dotychczas: odcięcie pary) = początek rozprężania; i w tym razie $\xi = e$,

od E_4 do E_5: okres rozprężania,

$E_5 = PO$: początek odmykania wylotki, t. j. początek wylotu przedzwrotowego = koniec rozprężania; odsuw przedwylotowy $\xi' = i$,

od E_5 do E_8: okres wylotu,

$E_8 = S$: koniec przymykania wylotki, t. j. koniec wylotu = początek sprężania; i tu również $\xi' = i$,

od E_8 do E_1: okres sprężania.

Podczas okresu wlotu, dostrzegamy:

od E_1 do E_2: stałe zwiększanie się odmyku o wlotki,

od E_2 do E_3: zupełne odemknięcie wlotki na całą rozbrzeżność a, o ile $r > e + a$; jeżeli zaś $r = e + a$, to punkt E_2 pada na E_3, czyli zupełne odemknięcie wlotki trwa tylko chwilę,

w E_3: początek przymykania wlotki,

od E_3 do E_4: ustawiczne zmniejszanie się odmyku o wlotki, aż do $o = 0$.

Podczas okresu rozprężania wlotka i wylotka danej strony cylindra pozostają zupełnie przymknięte.

Podczas okresu wylotu znajdujemy:

od E_5 do E_6: ciągłe zwiększanie się odmyku o' wylotki,

od E_6 do E_7: zupełne odemknięcie wylotki (która w suwaku nieckowatym rys. 466 poprzednio służyła za wlotkę); aby okres ten trwał dłużej niż jedną chwilę, powinno być $r > i + a$,

w E_7: początek przymykania wylotki,

od E_7 do E_8: ustawiczne zmniejszanie się wylotki o', aż do $o' = 0$.

Podczas okresu sprężania zarówno wylotka jak i wlotka danej strony cylindra pozostają zupełnie przymknięte.

2. Projektowanie wykresów suwakowych na zamierzony rozrząd pary.

1. Uwagi ogólne. Zazwyczaj z założonych wartości: PD, R, PO i C, i określonej prędkością tłoka (str. 882 i n.), jako też wartości a, oznaczamy nieznane: δ, i, r, oraz e.

Dobieramy najwłaściwszy dla danego silnika punkt wlotu przedzwrotowego PD i punkt wylotu przedzwrotowego PO (p. str. 869). Początek sprężania S określa się warunkiem, aby końcowa prężność sprężania nieprzekraczała prężności wlotowej. (W cy-

lindrach z odlotem do skraplacza, nie dosięgamy stopnia sprężenia, jaki z innych względów mógłby być pożądany, gdyż wymagałby on zbyt wczesnego rozpoczęcia sprężania, nie dającego się osiągnąć w prawidłowym rozrządzie suwakowym). Wobec tego, przy zastosowaniu zwykłego suwaka, czwarty okres rozrządu pary — rozprężanie — zależy od doboru trzech pierwszych wartości.

Obierając położenia PO i S odpowiednio do ich względnych dróg tłoka (p. str. 894 i n.) na rzędnych wykresu pary, znajdujemy przynależne im położenia korby E_5 i E_8 w wykresie suwaka. Oba te punkty określają nam δ oraz i, jak to uwydatnia rys. 652. Punkt wlotu przedzwrotowego PD oznacza się albo z względnej drogi tłoka (np. 0,5 do 1%) i znajduje właściwe mu położenie E_1 korby, albo też za punkt wyjścia do określenia punktu E_1 służy odmyk nazwrotowy v, ktory zakładając

$$v = 0{,}2a \text{ do } 0{,}3\ a,$$

odcinamy we właściwej wymiarce na wykresie suwakowym (p. 2 poniżej).

Rzut oka na rys. 652 wykazuje, że, chcąc osiągnąć zwykłym suwakiem małe napełnienie cylindra, t. zn. wczesne przymknięcie wlotki ($R = E_4$), należałoby stosować znaczny kąt przodowania δ, co znów spowodowałoby bardzo znaczne sprężenie (E_8), i zbyt wczesne odemknięcie wylotki (E_5), a nadto zmusiłoby do zwiększenia wymiarów e oraz r, dla danego a. Zwykły suwak nieckowaty nie nadaje się przeto do dobrego rozrządu pary z wybitnem rozprężaniem.

Mimośrodowość r, równa całkowitemu odsuwowi suwaka, wyraża się wzorem:

$$r = e + a + m,$$

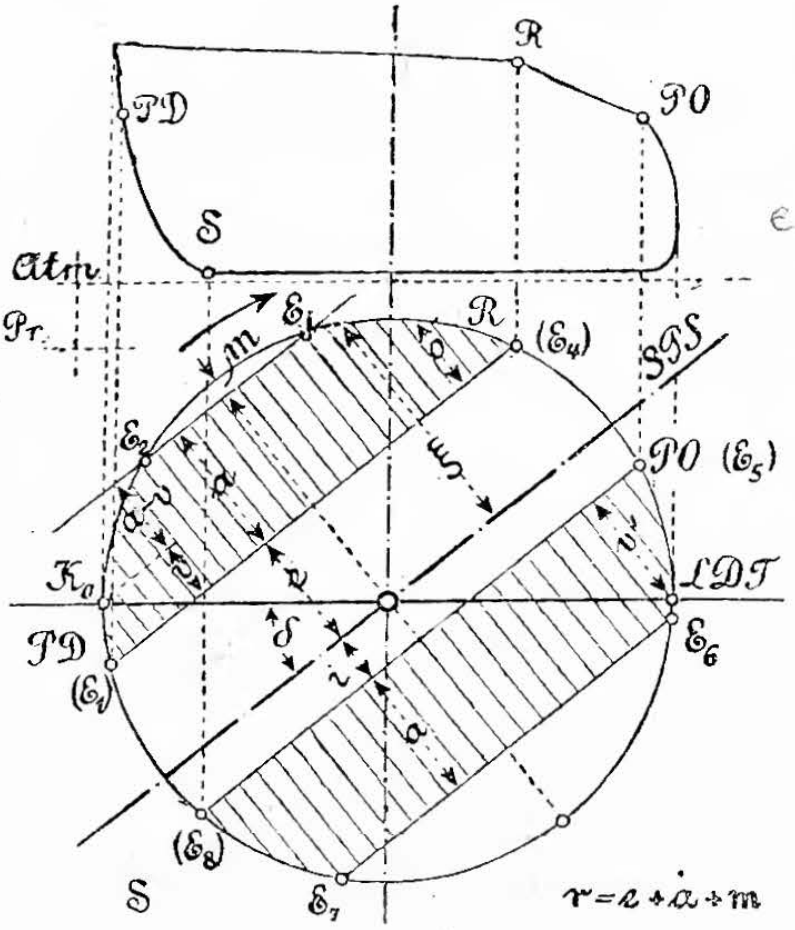
w którym m oznacza odmyk pozawlotkowy suwaka, t. j. drogę przebieżoną przezeń bezcelowo, już po całkowitem odemknięciu wlotki. Niekiedy biorą $m = 0$; zazwyczaj wszakże bierze się m jako małą tylko cząstkę a. Bo chociaż suwak będzie tem naglej odmykał i przymykał wlotkę, im większem jest m w stosunku do danego a, jednak działanie takie możnaby osiągnąć tylko przez znaczne równoczesne zwiększenie wartości dla r, i, oraz e, które to wartości wzrosłyby w stosunku $(m + a) : a$.

Każdy z wykresów suwakowych opisanych pod **b.** nadaje się do rozwiązywania rozmaitych zagadnień.

2. **Wykres Reuleaux'go** (rys. 652) jest najwłaściwszy do odnajdowania e, i, r, oraz δ przy danym rozrządzie pary. W wymiarce dowolnej zakreślamy tym samym promieniem koło drogi korby i koło mimośrodowości, t. j. koła ze sobą się zlewające. Dla danego PO i S znajdujemy punkty E_5 i E_8 (por. 1 str. 888). Kierunkiem linii $E_5 — E_8$ określa się kąt przodowania δ i oś SPS, a odległością tej osi od linii $E_5 — E_8$ wielkość przysłonięcia i wylotki. Znając PD jako względną drogę tłoka, otrzymujemy odrazu w wykresie suwakowym punkt E_1, a równoległa do SPS, przezeń przeprowadzona, wyznaczy szukany początek rozprężania $R = E_4$, oraz przysłonięcie e wlotki. Celem znalezienia rzeczywistych wartości e, i, oraz r, należy się zdecydować na wybór wielkości m; wówczas stosunek rze-

czywistej wielkości $m + a$ do długości kresy $r - e$ w wykresie da jego wymiarkę.

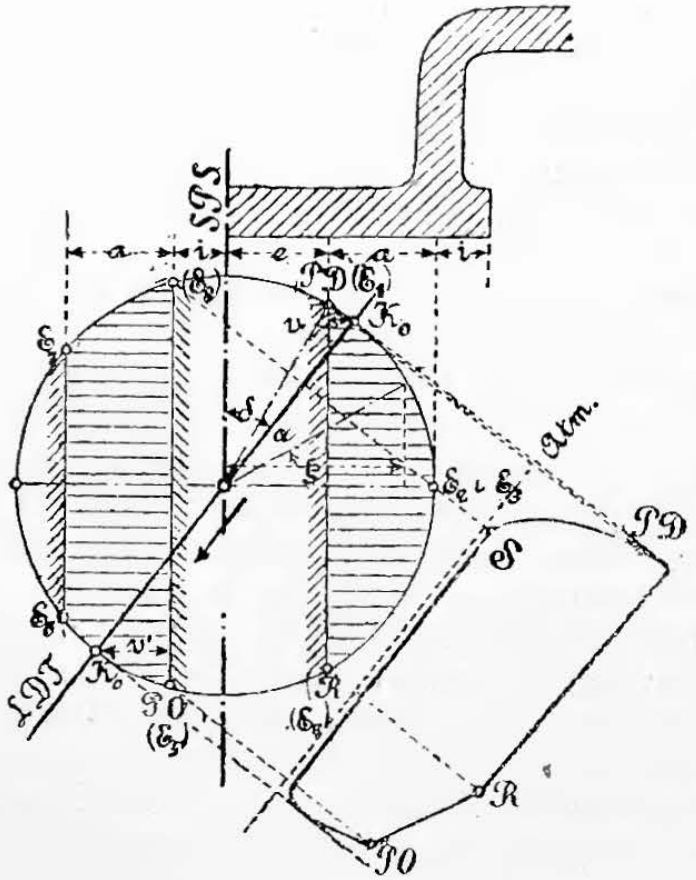
Rys. 652.



Jeżeli zamiast PD dany jest odmyk nazwrotowy v, i ponieważ odległość punktu zwrotu K_0 od osi SPS w wykresie suwakowym jest równa $e + v$, więc stosunek długości $r - (e + v) = a - v + m$, w wykresie do rzeczywistej znanej wielkości $a - v + m$ da nam wymiarkę wykresu, według której określamy rzeczywiste wartości dla r, e, oraz i.

3. **Wykres Müller'a** (rys. 653) nadaje się najbardziej do oceny działania istniejącego rozrządu suwakowego. Wykonawszy przeto wykres suwakowy, dla danych i, e, a, oraz δ, rysujemy wykres pary, kładąc jego linię atmosferyczną równolegle do kierunku drogi tłoka KDT.

Rys. 653.

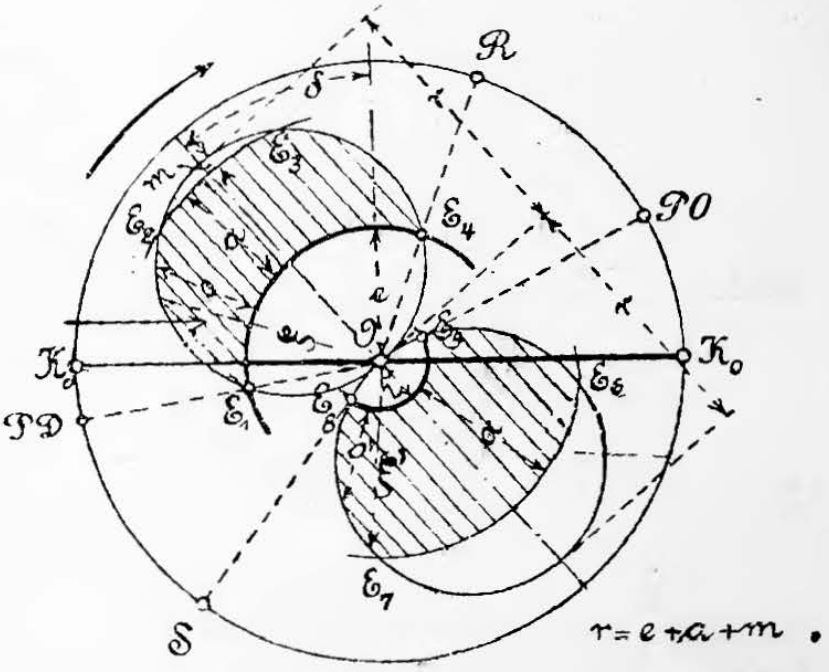


4. **Wykres Zeuner'a** (rys. 654) jest najdogodniejszy, gdy przysłonięcia e, oraz i są niezmienne, a chodzi o zbadanie wpływu kąta δ i mimośrodowości r na rozrząd pary. Wówczas łuki kół zatoczonych promieniami e i i pozostają te same, a rysuje się tylko koła odsuwów na średnicy, skierowanej pod żądanym kątem δ. Zadania tego rodzaju zachodzą przy stawidłach wodzikowych lub jarzmowych, jak również przy suwakach przestawianych miarkownikiem płaskim (p. str. 631).

Jeżeli natomiast chodzi o zbudowanie nowego suwaka, t. z., jeżeli PD, PO i S

są dane, celem oznaczenia i, e, δ, oraz r, postępujemy podobnie, jak przy wykresie Reuleaux'go (p. 2) z tą wszakże różnicą, że zamiast linii prostych zataczamy łuki. A więc: łącząc punkty S i PO ze środkiem O i połowiąc kąt, zawarty między temi kresami, otrzymujemy kąt δ, t. j. pochyłość średnicy, na której promieniami dowolnymi $\frac{1}{2}r$ zataczamy koła odsuwów. Przecięcie koła dolnego z promieniami S i PO w punktach E_8 i E_5 wyznacza przysłonięcie wylotki i, przecięcie zaś koła górnego z promieniem PD w punkcie E_1 daje wielkość przysłonięcia wlotki e. Łuk, zatoczony promieniem OE_1, przecina górne koło odsuwów w punkcie E_4, któremu odpowiada położenie korby w R, określające początek rozprężania.

Rys. 654.



Celem znalezienia rzeczywistej wartości dla e, i, oraz r, postępujemy zupełnie tak samo, jak przy wykresie Reuleaux'go, a także sposobem tam wskazanym dochodzimy do wymiarki wykresu, oraz do wartości e, jeżeli zamiast punktu wlotu przedzwrotowego, dany jest odmyk nazwrotowy v.

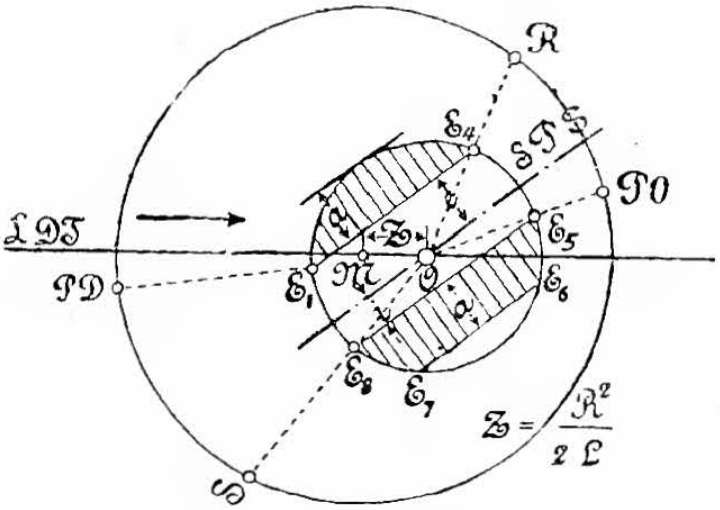
d. Wpływ skończenie długiej goleni korbowej (korbowodu) i suwakowej.

1. **Goleń korbowa o skończonej długości** L da się uwzględnić we wszystkich opisanych powyżej wykresach przez zastąpienie zwykłego rzutu prostopadłego położeń korby K na drogę tłoka rzutami łukowymi, jak o tem wzmiankowano pod b. 1. str. 885. (Zaznaczamy, że znakowanie r i l użyte w teoryi korbowodu str. 551 i n. zachowujemy dla odpowiednich wielkości, dotyczących mimośrodu suwakowego, dla korby zaś używać będziemy liter wielkich). Prostszy niż zataczanie łuków jest sposób przybliżony Brix'a (rys. 393, str. 552), polegający na cofnięciu środka koła drogi korby M (względem środka O koła mimośrodowości) o wielkość $Z = R^2 : 2L$, a natenczas prostopadłe rzuty korby K odetną bezpośrednio przynależne drogi tłoka. Rys. 655 przedstawia zastosowanie sposobu Brix'a do wykresu Müller'a; rys. 656 — do wykresu Zeuner'a.

Jeżeli suwak jest symetryczny i symetrycznie ustawiony, to rozrządy pary dla strony odkorbowej i kukorbowej cylindra nie będą jednakowe. Dla odkorbowego bowiem skoku tłoka zamiast punktów

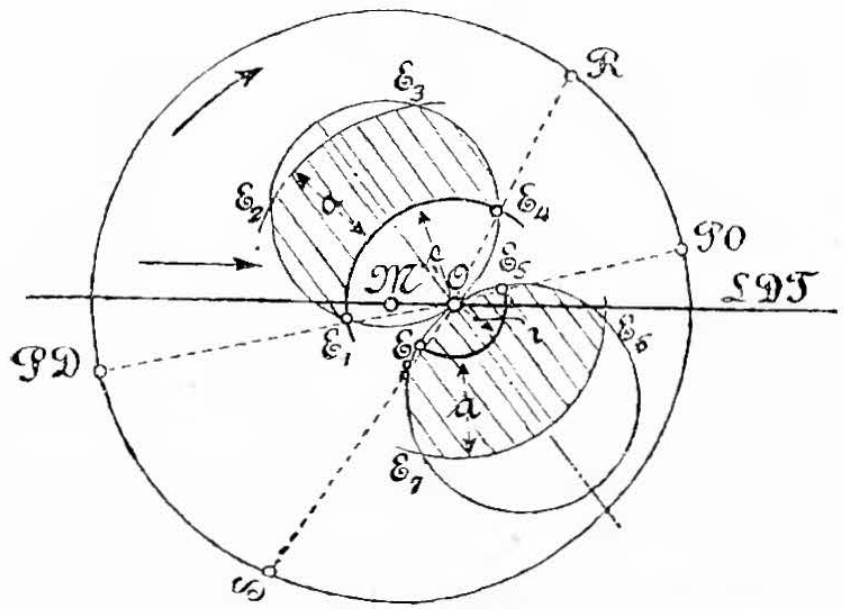
PD, R, PO i S otrzymamy takież punkty koła drogi korby na przeciwległych końcach przedłużonych cięciw RO, SO i t. d., przechodzących przez środek O koła mimośrodowości.

Rys. 655.



Naszkicowawszy na wykresach strony odkorbowej wspomniane odwrócone wykresy dla strony kukorbowej cylindra, dostrzeżemy, że: a) wobec nikłej różnicy między względnemi drogami tłoka od zwrotu aż do punktu PD przy jego biegu kukorbowym i odkorbowym, różnice odmyków nazwrotowych będą nieuchwytne; b) napełnienie R cylindra na stronie odkorbowej będzie większe niż na stronie kukorbowej; c) wylot przedzwrotowy PO nastąpi na stronie odkorbowej cylindra względnie później niż na stronie kukorbowej; d) sprężanie S na stronie odkorbowej cylindra rozpocznie się względnie wcześniej niż na stronie kukorbowej.

Rys. 656.



Chcąc otrzymać jednakowe napełnienia obu stron cylindra, możnaby dać suwakowi niejednakowe przysłonięcia e obu wlotek, lecz wówczas odmyki nazwrotowe v byłyby niejednakowe. Pragnąc zaś osiągnąć jednakowe sprężanie przez nadanie suwakowi niejednakowych przysłonięć wylotek, powiększylibyśmy jeszcze bardziej różnice wylotów przedzwrotowych. Z powyższego wynika, że uchybienia, wywołane w rozrządzie pary przez goleń korbową skończonej długości, rozkładałyby się jeszcze względnie najkorzystniej na oddzielne okresy rozrządu, gdyby suwak był symetryczny, t. j. taki jakiegoby wymagała goleń korby nieskończenie długa. Ze względu jednak na wpływ goleni suwakowej stosunki te układają się nieco odmiennie.

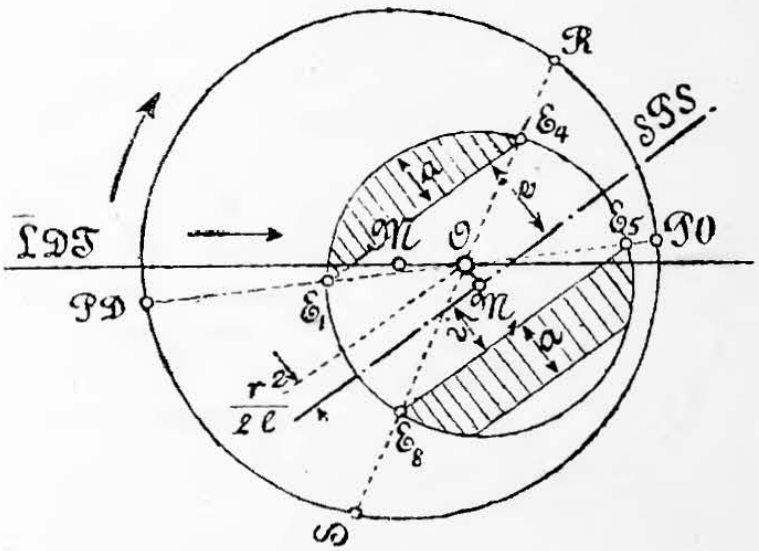
2. **Goleń suwakowa o skończonej długości.** Długość goleni l można uwzględniać, albo stosując rzuty łukowe z obwodu mimośrodowości r na drogę suwaka (p. str. 552), albo lepiej posiłkując się metodą Brix'a (rys. 393, str. 552), t. j. wysuwając środek koła mimośrodowości z właściwego jego położenia o wielkość $r^2 : 2l$. Sposób ten, zastosowany do rys. 655, gdzie uwzględniono już długość korbowodu, doprowadza do rys. 657.

Uchybienie f odsuwu suwaka (por. str. 521), t. j. niedosuw dla ξ, lub nadmiar odsuwu dla ξ', bywa wobec znacznego zazwyczaj

stosunku $l : r$ tak małe, że się je najczęściej zaniedbuje. Dla danego kąta korby α wynosi ono w przybliżeniu:

$$f = \frac{r^2}{2l} \cos^2(\delta + \alpha).$$

Rys. 657.



Z wzoru tego wyprowadzamy największość:

$$f_{max} = \frac{r^2}{2l},$$

dla $\alpha = -\delta$, t. j. dla położenia korby, któremu odpowiada środkowe położenie suwaka $\xi = \xi' = 0$; ponieważ zaś przysłonięcie wylotki i bywa niewielkie, więc to położenie korby odpowiada niemal punktom PO i S. Chcąc przeto otrzymać wylot przedzwrotowy i sprężanie jednakowe na obu stronach tłoka, należałoby przysłonięcie i zmniejszyć o f_{max} dla strony odkorbowej, a powiększyć o tę samą wielkość dla strony kukorbowej.

W punktach zwrotu, czyli dla $\alpha = 0$, otrzymujemy:

$$f_0 = \frac{r^2}{2l} \cos^2\delta = \frac{r^2 - e^2}{2l}.$$

Chcąc zatem osięgnąć dla obu stron cylindra jednakowe odmyki nazwrotowe, trzebaby zwiększyć przysłonięcie wlotki e o wielkość f_0 na stronie odkorbowej suwaka, a zmniejszyć je o f_0 na stronie kukorbowej. Przeważnie zadawalniamy się li tylko jednakowymi odmykami nazwrotowymi: suwak wykonany symetrycznie do okienek gładzi podsuwakowej, ustawiamy właściwie, t. j. w położeniu środkowem dla danego kąta przodowania i goleni nieskończenie długiej, poczem cofamy go od korby o długość f_0. Powoduje to niezupełnie jednakowe wyloty przedzwrotowe i sprężania po obu stronach cylindra.

Uchybienia swej drogi mógłby usunąć w zupełności suwak niesymetryczny do gładzi podsuwakowej, w którymby środek między krawędziami rozrządzającemi wlotem był przesunięty ku korbie o

$$f_{max} - f_0 = \frac{e^2}{2l}$$

względnie do środka między krawędziami wylotowemi. Suwak taki należałoby nastawić na jednakowe odmyki nazwrotowe.

e. Obliczanie wymiarów suwaka.

Drogi tłoka x, przynależne kątowi korby α, wyrażają się wzorem podanym na str. 551, któremu można nadać postać:

$$\cos\alpha = 1 - 2\frac{x}{s} = z,$$

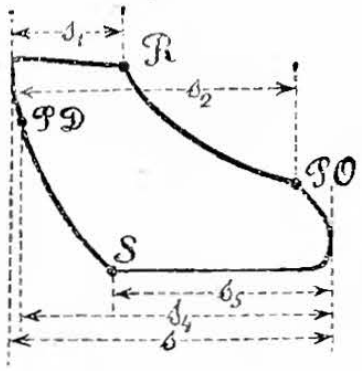
gdy $R : L = 1 : \infty$; lub też:

$$\cos \alpha = \frac{z \pm {}^1/_2 \lambda (1 + z^2)}{1 \pm \lambda z},$$

gdy $R : L = \lambda$; znak + dotyczy biegu kukorbowego, a — odkorbowego.

Według równań tych ułożono tablicę kątów α, str. 895, odpowiadających rozmaitym, względnym drogom tłoka $x : s$, przyczem ilości λ nadano wartość ponajczęściej używaną: $\lambda = 1 : 5$.

Rys. 658.



Podstawiając za x wartości s_1, s_2, s_3, s_4 (p. rys. 658) otrzymujemy kąty α_1, α_2, α_3, α_4 dla względnych dróg tłoka: $s_1 : s$, $s_2 : s$ i t. d., odpowiadające początkom: rozprężania, wylotu przedzwrotowego, sprężania i wlotu przedzwrotowego.

Odsuwy ξ suwaka, właściwe tym kątom, znajdujemy (dla $r : l = 1 : \infty$) ze wzoru:

$$\xi = r \sin (\alpha + \delta).$$

1. Dana rozbrzeżność a wlotki i początek rozprężenia $s_1 : s$. Zakładamy odmyk nazwrotowy $v = 0{,}2\,a$ do $0{,}3\,a$, i odmyk pozawlotkowy $m = 0{,}2\,a$ (p. str. 889), a będzie:

$$r = \frac{a + m - {}^1/_2 v}{1 - \cos {}^1/_2 \alpha_1},$$

$$e = r - (a + m), \qquad \sin \delta = \frac{e + v}{r}.$$

Gdy $\lambda = 1 : \infty$, mamy nadto:

$$r = \frac{a + m - {}^1/_2 v}{1 + \sqrt{1 - (s_1 : s)}}.$$

Jeżeli wybierzemy $s_3 : s$ i znajdziemy odpowiedni jej α_3, to będzie:

$$i = r (\sin \alpha_3 + \delta); \qquad \alpha_2 = 360^0 - (\alpha_3 + 2\delta),$$

wreszcie do kąta α_2 dobieramy przynależną wartość $s_2 : s$ wedł. tabl. na str. 895.

Lub odwrotnie, dobierając $s_2 : s$, znajdujemy α_2, a więc:

$$i = - r \sin (\alpha_2 + \delta), \qquad \alpha_3 = 360 - (\alpha_2 - 2\delta),$$

z czego znów otrzymamy $s_3 : s$ z tabl. na str. 895.

2. Dana rozbrzeżność a, i napełnienie $s_1 : s$. Zakładamy względną drogę tłoka dla początku wlotu przedzwrotowego $s_4 : s$, lub też odpowiedni kąt α_4 (np. $\alpha_4 = 170^0$ do 175^0); a będzie:

$$\delta = 180^0 - {}^1/_2 (\alpha_1 + \alpha_4), \qquad r = \frac{a + m}{1 - \sin (\alpha_1 + \delta)},$$

$$e = r - (a + m).$$

Przysłonięcie wylotki i określa się jak w przykładzie 1.

3. Dana rozbrzeżność a, i początki wylotu przedzwrotowego $s_2 : s$, oraz sprężania $s_3 : s$. Wyszukawszy z tab. na str. 895 kąty α_2 i α_3, otrzymamy:

$$\delta = 180^0 - {}^1/_2 (\alpha_2 + \alpha_3).$$

Tablica kątów korby α, odpowiadających względnym drogom tłoka od 0,005 do 1, dla długości goleni korbowej $L = \infty$, wzgl. $L =$ pięciokrotnemu promieniowi korby.

Względna droga tłoka $x : s$ w %	Kąt α korby w stopniach gdy $L = \infty$	gdy $\lambda = 1 : 5$ Bieg kukorbowy	gdy $\lambda = 1 : 5$ Bieg odkorbowy
0,5	8,1	7,3	9,0
1	11,5	10,4	12,7
1,5	14,1	12,8	15,7
2	16,3	14,8	18,0
2,5	18,2	16,6	20,5
3	19,9	18,2	22,2
4	23.1	21,2	24,5
5	25,8	23,7	28,7
6	28,3	26,0	31,6
7	30,7	28,0	34,0
8	32,9	30,2	36,3
9	34,9	32,0	38,7
10	36,8	33,9	40,8
11	38,7	35,5	42,6
12	40,5	37,3	44,7
13	42,3	38,8	46,5
14	44,0	40,3	48,4
15	45,6	41,8	50,2
16	47,2	43,2	51,8
17	48,7	44,6	53,5
18	50,2	46,2	55,1
19	51,7	47,6	56,6
20	53,1	48,9	58,2
21	54,5	50,2	59,7
22	56,0	51,5	61,1
23	57,3	52,8	62,5
24	58,7	54,1	64,0
25	60,0	55,4	65,4
26	61,3	56,6	66,7
27	62,6	57,8	68,1
28	63,9	59,1	69,4
29	65,2	60,2	70,7
30	66,4	61,5	72,0
31	67,7	62,6	73,3
32	68,9	63,8	74,5
33	70,1	65,0	75,8
34	71,3	66,2	77,0
35	72,5	67,3	78,3
36	73,7	68,4	79,5
37	74,9	69,5	80,7
38	76,1	70,7	81,8
39	77,2	71,9	83,1
40	78,5	73,0	84,3
41	79,6	74,1	85,4
42	80,8	75,3	86,6
43	82,0	76,4	87,8
44	83,1	77,5	88,9
45	84,3	78,6	90,0
46	85,4	79,8	91,2
47	86,6	80,9	92,3
48	87,7	82,2	93,5
49	88,9	83,1	94,6
50	90,0	84,2	95,8
51	91,2	85,4	96,9
52	92,3	86,5	98,0
53	93,4	87,7	99,1
54	94,6	88,8	100,3
55	95,7	90,0	101,3
56	96,9	91,1	102,5
57	98,1	92,3	103,6
58	99,2	93,4	104,7
59	100,4	94,6	105,9
60	101,5	95,7	107,0
61	102,7	96,9	108,1
62	103,9	98,1	109,3
63	105,1	99,3	110,5
64	106,3	100,5	111,5
65	107,5	101,7	112,7
66	108,7	103,0	113,9
67	109,9	104,2	115,0
68	111,1	105,4	116,2
69	112,3	106,7	117,4
70	113,6	108,0	118,6
71	114,8	109,3	119,8
72	116,1	110,6	120,9
73	117,4	111,8	122,2
74	118,7	113,2	123,3
75	120,0	114,6	124,6
76	121,3	116,0	125,9
77	122,7	117,4	127,2
78	124,1	118,9	128,5
79	125,5	120,3	129,8
80	126,9	121,9	131,1
81	128,3	123,4	132,5
82	129,8	124,9	133,8
83	131,3	126,5	135,3
84	132,9	128,2	136,8
85	134,4	130,0	138,1
86	136,1	131,6	139,6
87	137,7	133,4	141,1
88	139,5	135,3	142,7
89	141,3	137,2	144,5
90	143,1	139,2	146,3
91	145,1	141,3	148,0
92	147,1	143,6	149,8
93	149,3	146,0	152,0
94	151,7	148,5	154,0
95	154,2	151,3	156,4
96	156,9	154,3	159,0
97	160,1	157,8	161,8
97,5	161,8	159,5	163,4
98	163,7	161,9	165,2
98,5	165,9	164,3	167,2
99	168,5	167,2	169,5
99,5	171,9	171,0	172,7
100	180	180	180

Gdy założymy v i m, otrzymamy:

$$r = \frac{a + m - v}{1 - \sin\delta}.$$

Jeżeli zaś założymy początek wlotu przedzwrotowego $s_4 : s$ lub jego kąt α_4, to otrzymamy:

$$r = \frac{a + m}{1 + \sin(\alpha_4 + \delta)}.$$

$$e = r - (a + m), \qquad i = -r\sin(\alpha_2 + \delta) = r\sin(\alpha_3 + \delta).$$

Uwaga. Dla **suwaka z przewodem** (t. zw. suwak Trick'a) rys. 662, (str. 897), należy we wszystkie wzory powyższe wprowadzać $^1/_2 a$ zamiast a, a nadto baczyć, aby było $r \geqq a + i$.

f. Odmiany napędu suwaka zwykłego.

1. Jeżeli **kierunek drogi suwaka** tworzy kąt ω z płaszczyzną przełożoną przez oś cylindra i oś wała korbowego, to kąt ustawienia mimośrodu $90^0 + \delta$ zastępujemy kątem

$$90^0 + \delta \pm \omega.$$

Kąt ω jest wartością dodatną, jeżeli odchylenie drogi suwaka od wspomnianej płaszczyzny nastąpiło w kierunku kąta przodowania δ, w przeciwnym zaś razie odjemną.

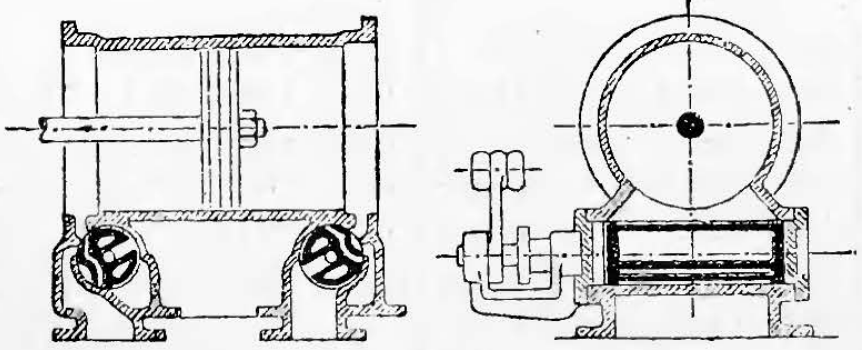
2. Jeżeli **napęd suwaka** uskutecznia się **dźwignią**, to należy uwzględnić jej przekładnię przy określaniu odsuwów suwaka. Jeżeli przytem przez zastosowanie dźwigni, lub układu drążków, miałby się odwrócić ruch suwaka, to trzeba kąt przodowania zwiększyć o 180^0; poczem kierunek mimośrodowości będzie pochylony o $270^0 + \delta$ względem korby.

3. Jeżeli **wlotem pary** rozrządzają **wewnętrzne krawędzie suwaka**, a wylotem zewnętrzne, t. j. odwrotnie jak dotychczasowe założenie (rys. 646), co bywa często przy suwakach tłoczkowych (rys. 669) lub bezgrzbietnych (rys. 666 i 667), to taka zmiana ustroju równa się w swych skutkach odwróceniu napędu suwakowego o 180^0. Uwzględniamy ją przeto, ustawiając mimośród na $270^0 + \delta$ przed korbą.

g. Odmiany ustroju suwaka zwykłego.

1. **Suwak dwupołówkowy** (rys. 660) dozwalając na skrócenie kanałów cylindra, zmniejsza jego przestrzenie szkodliwe.

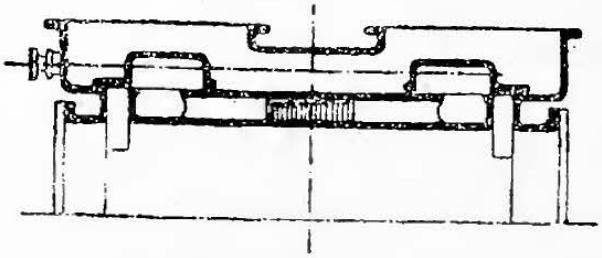
Rys. 659.



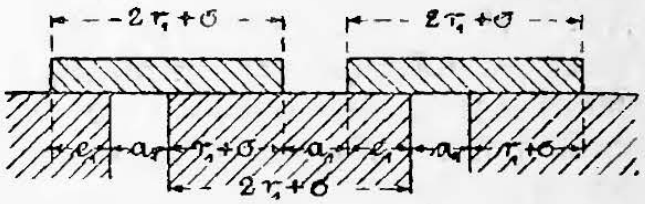
2. **Suwak pokrętny** (rys. 659) zmniejsza przestrzeń szkodliwą kanałów wlotowych i daje możność osadzenia mimośrodu, działającego na jego korbę, w dowolnej odległości od osi cylindra.

3. **Suwak rusztowaty** posiada n krawędzi odcinających wlot na n okienkach gładzi podsuwakowej, zastępujących jedno zwykłe okien-

Rys. 660.



Rys. 661.



ko. Zamiast wartości a, e, r oraz ξ dla suwaka zwykłego, otrzymamy przeto przy tym samym rozrządzie dla suwaka rusztowatego, mającego n kanałów wlotowych:

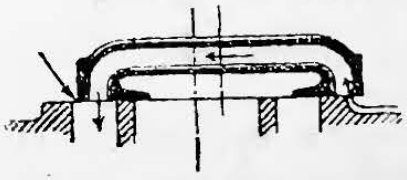
$$r_1 = e_1 + a_1 = \frac{e}{n} + \frac{a}{n} = \frac{r}{n}, \qquad \xi_1 = \frac{\xi}{n}.$$

Rys. 661 przedstawia szkicowo przekrój części suwaka rusztowatego nad dwiema wlotkami; σ jest tu przysłonięciem zapasowem, zabezpieczającem kanały od powtórnego wlotu pary; nad okienkiem wylotowem należy zastosować w tym razie ilość samodzielnych krawędzi wylotowych suwaka, odpowiednią do danego r_1 oraz i.

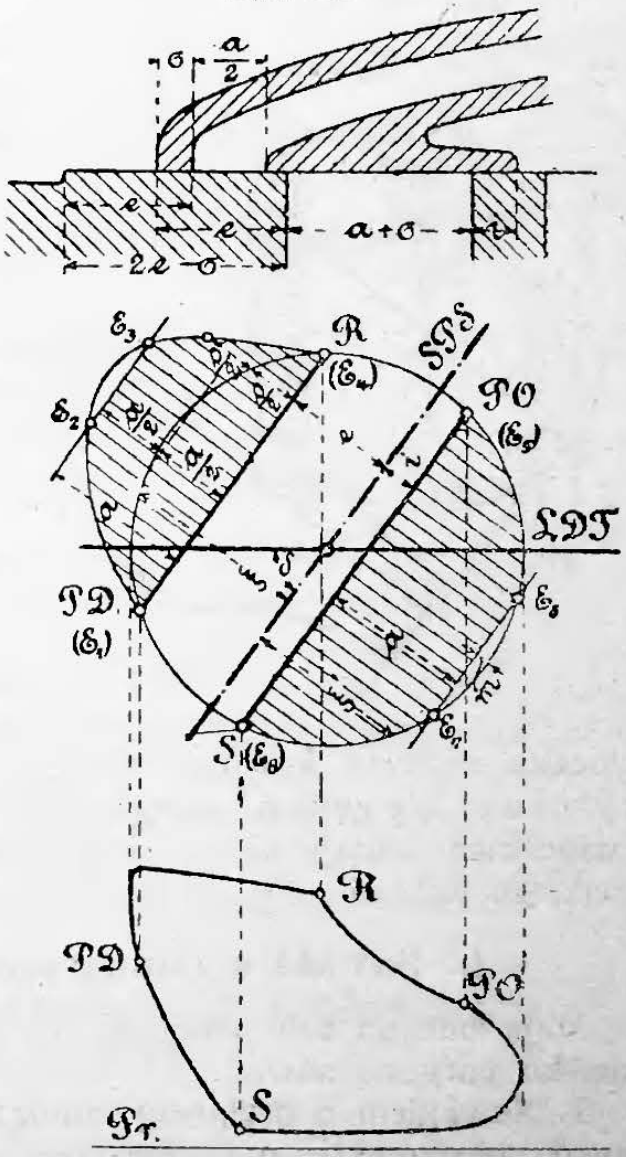
Jako wykres dla suwaka rusztowatego używa się wykresu dla suwaka zwykłego o jednym kanale wlotowym, zmieniając jedynie jednostkę wymiarki w stosunku $n : 1$, gdy mamy n okienek.

4. **Suwak z przewodem** (s. Trick'a, rys. 662) jest zwy-

Rys. 662.



Rys. 663.



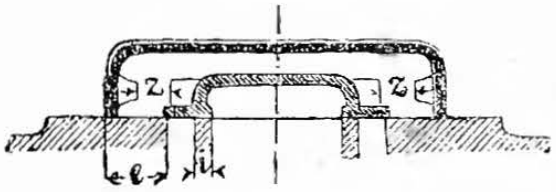
kłym suwakiem o przysłonięciu i wylotki, okrytym jakoby oponą, tworzącą przewód na dolot pary do wlotki z poza drugiego końca gładzi. Rys. 663 uwidacznia domykające krawędzie suwaka; roz-

brzeżność przewodu suwaka na gładzi $= \frac{a}{2}$; grubość opony na gładzi $= \sigma = 1$ do 2 cm; rozbrzeżność wlotki na gładzi podsuwakowej $= a + \sigma$; gładź podsuwakowa nie może mieć większej długości, licząc od wlotki, niż $2e - s$.

Wykres suwakowy rys. 663 uwydatnia, że, poczynając od PD, czyli od odsuwu przedwlotowego $\xi = e$, każdy dalszy przyrost odsuwu p powoduje odemknięcie wlotki $= 2p$. Dla odsuwu $\xi = e + \frac{1}{2}a$, czyli punktu E_2 cała wlotka będzie już odemknięta, i rozbrzeżność a zaczyna się zacieśniać dopiero poczynając od E_3. Suwak z przewodem odmyka przeto i zamyka wlot pary ze zdwojoną prędkością, i wymaga małej mimośrodowości, a mianowicie:

$$r \geqq \frac{a}{2} + e$$

Rys. 664.

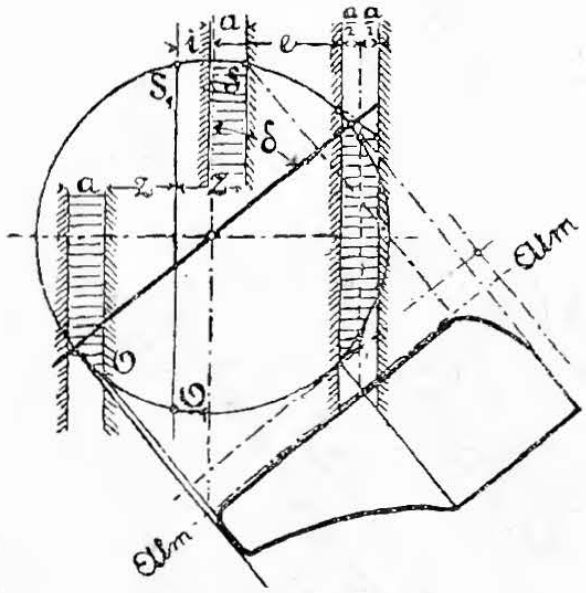


Wartość ta musi również spełniać warunek:

$r \geqq a + i$ t. j. $r = a + i + m$.

Ponieważ w suwaku z przewodem para nie dławi się zbytnio podczas wlotu, przeto suwak ten nadaje się bardziej niż inne do małych napełnień cylindra; powoduje on natomiast duże sprężanie i wczesny wylot przedzwrotowy.

Rys. 665.



5. **Suwak z włóczkiem** (s. systemu Ehrhardt'a) rys. 664. Jest to suwak z przewodem (rys. 662), którego oponę porusza drążek suwakowy, suwak zaś wewnętrzny, zwany włóczkiem, leży swobodnie na gładzi, nie łącząc się z oponą. To też opona dopiero, przebiegłszy odsuw jałowy z, dotknie włóczka i wlecze go ze sobą. Chwilowy bezruch włóczka podczas każdego skoku suwaka powoduje opóźnienia wylotu i sprężania (rys. 665). A zatem suwak z przewodem i włóczkiem nadaje się do małych napełnień cylindra, wymagających wielkiego kąta δ.

h. Suwaki o zmniejszonym nacisku na gładź.

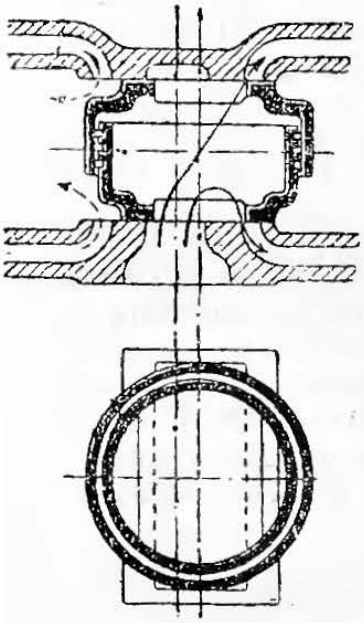
Mają one na celu zmniejszenie tarcia po gładzi, przez odciążenie nacisku pary na suwak.

1. Suwakiem o **grzbiecie odciążonym** może być każdy zwykły suwak nieckowaty, o ile otrzyma na grzbiecie obrzeże zamknięte, stanowiące szczelną gładź, suwającą się po gładzi na wnętrzu pokrywy skrzynki suwakowej. Jeżeli przestrzeń wśród obrzeża złączymy ze skraplaczem, otrzymamy odciążenie suwaka.

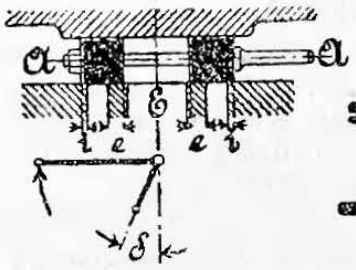
2. **Suwak bezgrzbietny** jest poprostu skrzynką bez dna i wieka, poruszającą się między dwiema gładziami, pod- i nadsuwakową. Z trzech zasadniczych kanałów gładzi podsuwakowej kanał środkowy E (rys. 667) służy tu za dolot świeżej pary, która z wnętrza suwaka dostaje się do obu kanałów wlotowych cylindra. Para wylotowa uchodzi na zewnątrz suwaka do skrzynki suwakowej A. Odciążenie jest przeto zupełne, nawet w razie nieszczelności w gładziach suwaka. Ponieważ przysłonięcia wlotki e znajdują się tu wewnątrz, a przysłonięcie wylotki i — zewnątrz suwaka, t. j. odwrotnie jak przy suwaku nieckowatym, więc kąt przodowania będzie $180^0 + \delta$ a mimośród osadza się na $270^0 + \delta$ przed korbą (por. f. 3).

Suwak przedstawiony w rys. 666 składa się z dwóch części szczelnie lecz ruchomo dopasowanych do siebie, wskutek czego para dociska obie jego części do właściwych im gładzi. Suwak ten pracuje nadto na dwóch wlotkach wzgl. wylotkach, zdwaja zatem przy jednakowych odmykach przekroje wlotcze i wylotcze.

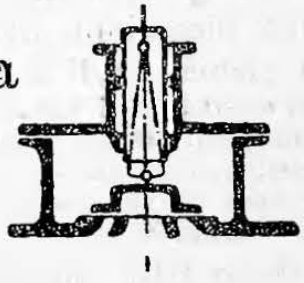
Rys. 666.



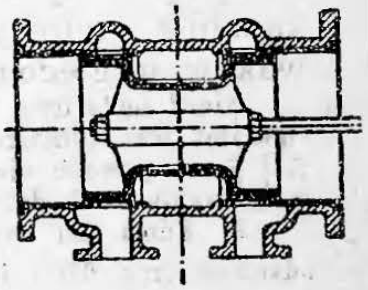
Rys. 667.



Rys. 668.



Rys. 669.



3. Suwak **z tłoczkiem odciążającym** (rys. 668), przyczepionym doń złączką, zupełnie niemal zarzucono, gdyż nie udało się przezwyciężyć trudności w zapewnieniu tłoczkowi zaufnego i szczelnego prowadzenia.

4. **Suwak tłoczkowy** (rys. 669) używa się często, gdyż nie potrzebuje wcale odciążania nacisku pary na gładź. Wlotem rozrządzają wewnętrzne krawędzie, a zatem kąt przodowania $180^0 + \delta$ (por. f. 3). Kanały wlotowe do cylindra okalają pierścieniowato cały walec, zawierający suwak tłoczkowy, i łączą się z gładzią nie jednym okienkiem lecz szeregiem okienek, rozdzielonych szczeblami. Summa grubości szczebli wynosi od $^1/_3$ do $^1/_5$ obwodu tłoka; przekroje kanałów i okienek obliczają się odpowiednio do największej prędkości pary.

III. Rozrząd suwakami do zmiennego rozprężenia.

a. Rozrząd jednosuwakowy.

Zmieniając w stawidle zwykłem jednosuwakowem **sam tylko skok suwaka**, albo **sam tylko kąt przodowania mimośrodu**, można osiągnąć zmianę napełnień cylindra, atoli w bardzo szczupłych granicach,

a nadto tylko łącznie z niepożądaną zmianą odmyku nazwrotowego. Większą zmienność rozprężenia zapewnić może równoczesna zmiana **mimośrodowości** i **kąta przodowania**, co daje się osiągnąć np. przez pokręcanie tarczy mimośrodu, lub przez przesuwanie jej po cięciwie (por. rys. 688, str. 911). W sposób powyższy może działać na mimośród miarkownik płaski, osadzony na osi mimośrodu.

Zmianę skoku suwaka zwykłego, oraz przodowania można również osiągnąć napędem jarzmowym, nieprzeznaczonym do nawracania biegu (por. str. 909 i n.).

b. Rozrząd suwakami dwoistymi.

1. Wykresy suwakowe.

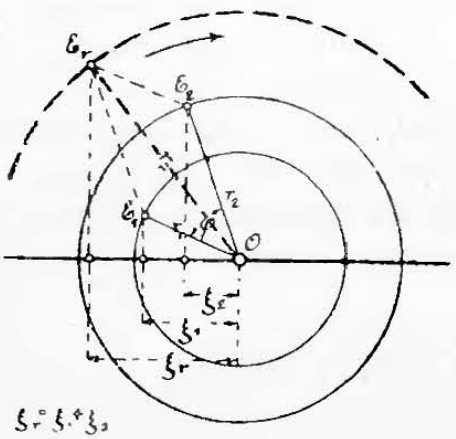
Suwaki dwoiste składają się przeważnie (ustroje Meyer'a, Rider'a, Farcot'a) z suwaka rozrządzającego niezmiennie początkiem wlotu, wylotu i sprężania, który z tego powodu zwać będziemy **niezmianem** *), oraz ze **zmieniaka** **), t. j. suwaka zmieniającego rozprężę, a suwającego się po niezmianie i określającego początek rozprężania pary w cylindrze (p. stawidło Meyer'a rys. 674, str. 903). Odmyk kanałów wlotowych niezmianu określa się przeto przesuwem obu suwaków względem siebie, czyli t. zw. odsuwem względnym.

Niech będą dwa mimośrody r_1 i r_2 (rys. 670 i 671) o stałym kącie φ między kierunkami ich mimośrodowości. Odsuwy ich punktów mimośrodowości E_1 i E_2 będą ξ_1 i ξ_2. Z powodu niezmienności kąta φ, pomiędzy ramionami r_1 i r_2, podczas obrotu mimośrodów zachodzić będą zawsze następujące związki:

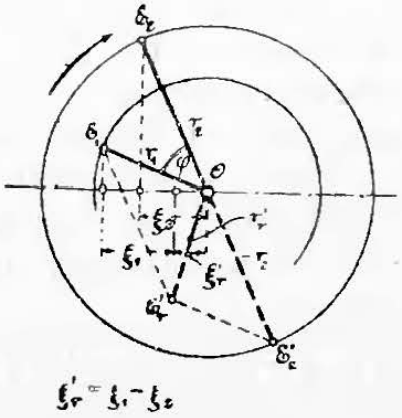
1) Suma obu tych odsuwów da się wyrazić przez odsuw $\xi_r = \xi_1 + \xi_2$, będący odsuwem (rys. 670) jednego tylko mimośrodu, którego ramię r_r jest co do wielkości i położenia swego wynikową równoległoboku, utworzonego z danych mimośrodowości r_1 i r_2. Mimośród r_r nazywa się mimośrodem ruchu wynikowego.

2) Różnica obu odsuwów ξ_1 i ξ_2, czyli ich przesuw względem siebie, wyraża się przez odsuw $\xi'_r = \xi_1 - \xi_2$, wywołany jakoby jednym mimośrodem r_r', (rys. 671) którego mimośrodowość jest wynikową równoległoboku, utworzonego z mimośrodowości r_1 i odjemnej mimośrodowości r_2 (czyli wielkości r_2 obróconej o 180°). Mimośród ten zwiemy mimośrodem ruchu względnego.

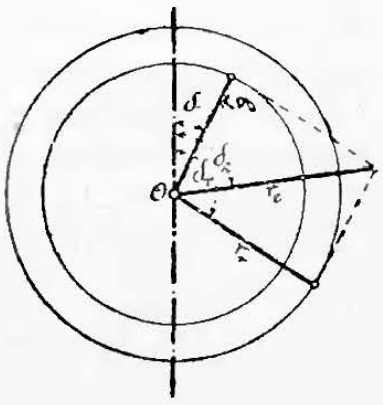
Rys. 670.



Rys. 671.



Rys. 672.



Zasada powyższa wyjaśnia, dlaczego ruch zmieniaka (o mimośrodowości r_e, i kącie przodowania δ_e) względem niezmianu (r_g oraz δ) wyraża się odsuwami wykazywanymi przez mimośród ruchu względ-

*) Dotychczas nazywano go z niemiecka: suwakiem rozdziałowym.

**) Zwanego dotychczas suwakiem odcinającym lub ekspansyjnym.

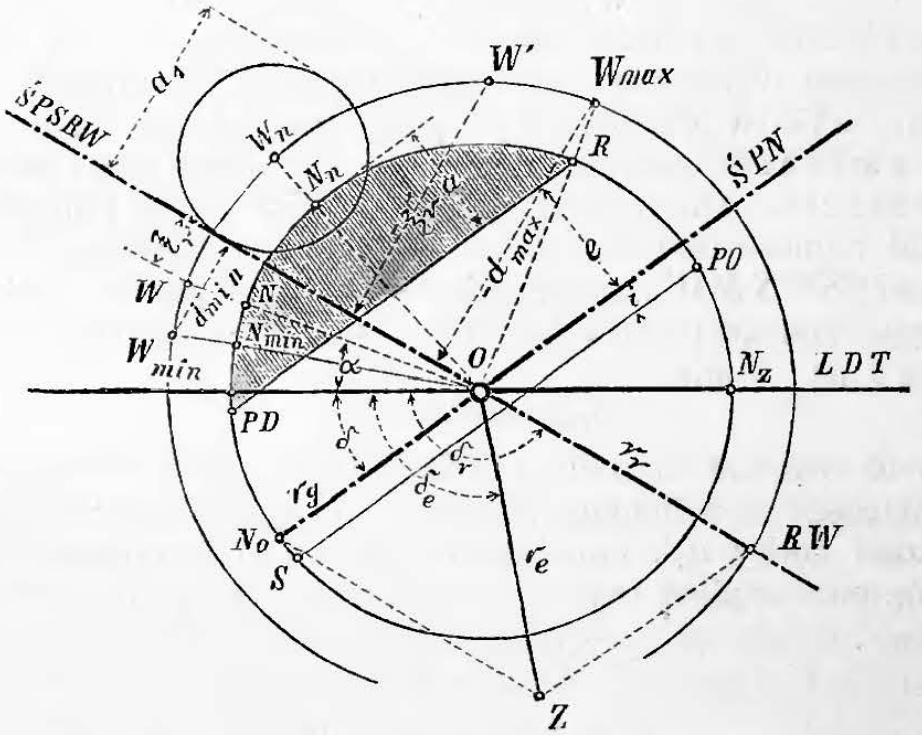
dnego (r_r oraz δ_r). Mimośrodowość r_e jest przekątnią równoległoboku zbudowanego na r_g i r_r (rys. 672).

Aby wykazać w jaki sposób należy postępować przy **projektowaniu stawidła o suwakach dwoistych,** weźmy **wykres suwakowy Reuleaux'go** (rys. 673) i załóżmy w nim koło drogi korby równe kołu mimośrodowości niezmianowej N_z. Odpowiadające sobie punkty obwodu mimośrodowości niezmianowej N i mimośrodowości ruchu względnego W będą leżały na jednym i tym samym promieniu wykresu.

Podobnie, jak dla rozrządu zwykłym suwakiem nieckowatym (p. str. 889 i 890), dla danych PD, PO i S określamy kierunek osi środkowego położenia niezmianu (SPN), czyli jego kąt przodowania δ. Otrzymujemy dalej jego przysłonięcia e oraz i, a wreszcie i wymiarkę całego wykresu przez porównanie kresy a z rzeczywistą rozbrzeżnością kanału wlotowego.

Jako odmyk pozawlotkowy m można tu śmiało zakładać wartość zero, przy małych napełnieniach bowiem, na jakie budują się suwaki dwoiste, niezmian zazwyczaj daleki jest jeszcze od przymknięcia kanału, gdy zmieniak już przymyka wlotkę na grzbiecie niezmianu.

Rys. 673.



Zakładając pewne napełnienie normalne dla stawidła, otrzymujemy w wykresie przynależny punkt N_n, dla którego właśnie przymknięcie wlotu pary powinno się dokonywać jak najnaglej. Aby warunkowi temu czynił zadość mimośród ruchu względnego, nadajemy mu mimośrodowość r_r równą r_g, lub nieco większą, i zakreślamy nią, jako promieniem, koło ze środka O. Oznaczywszy na obwodzie tego koła punkt W_n przynależny punktowi N_n, zataczamy z W_n, jako środka, koło o średnicy a_1 równej rozbrzeżności okienek kanału przelotowego w niezmianie. Styczna do koła tego, przechodząca przez środek O, będzie osią środkowego położenia $SPSRW$ (pomyślanego) suwaka ruchu względnego, a jego kąt przodowania δ_r.

Z wartości r_r i r_g znajdujemy mimośrodowość r_e dla zmieniaka i właściwy jej kąt przodowania δ_e. Należy tu wszakże baczyć, aby r_e nie było zbyt wielkiem, bo wywołałoby ono konieczność wykonania bardziej długiej skrzynki suwakowej; to też przeważnie r_e bywa niemal równe r_g, a nie przekracza wartości $1{,}3\, r_g$.

Odległości punktów W od osi środkowego położenia mimośrodu ruchu względnego ($\acute{S} P S R W$) będą miarą przesuwów ξ_r zmieniaka względem niezmianu, t. j. wzajemną odległością środków tych suwaków, dla danego położenia korby w N, pod kątem α. Jeżeli w danem położeniu korby zmieniak ma przymknąć wlot, to musi on mieć przysłonięcie zewnętrzne d (względem grzbietu suwaka niezmianowego) równe odsuwowi względnemu ξ_r dla danego położenia korby (p. rys. 675, str. 903).

W większości stawideł zmieniakowych można zmieniać napełnienie cylindra. Granicę największego napełnienia określa punkt R wykresu niezmianu, a odpowiada mu największe przysłonięcie zmieniakowe d_{max} (rys. 673), które jest w tym razie wielkością odjemną. Najmniejsze napełnienie może być nawet zerem lub kilku procentami drogi tłoka (np. $s_1 : s = 0{,}05$), a przynależną dodatną wartość d_{min} oznaczamy z wykresu (rys. 673). Jak z wartości d_{min}, oraz d_{max} określać wymiary suwaka, podano poniżej pod **2** i **3**.

Zasadniczym warunkiem rozrządu suwakami dwoistymi jest, aby niezmian całkowicie już był przymknął wlotki cylindrowe, gdy zmieniak zacznie ponownie odmykać wlotki na jego grzbiecie. Odmykanie to rozpoczyna się w punkcie, w którym obwód mimośrodowości ruchu względnego przecina linia równoległa do osi ($\acute{S} P S R W$), przeprowadzona w odległości $\xi_r = d$; punkt ten zaś leży zawsze przed punktem W_{max}. Ponownemu odmykaniu zapobiegamy, biorąc

$$\delta_r \gtrless 270^0 - \alpha_1,$$

w którym to wzorze α_1 oznacza kąt korby, przynależny do W_{max}. Jeżeli największe napełnienie, dające się osiągnąć zmieniakiem odpowiada kątowi korby α_1', mniejszemu niż α_1, to (pomyślany) kąt przodowania δ_r mieć będzie wartość właściwą, gdy spełni warunek:

$$\delta_r \gtrless 270^0 - {}^1/_2 (\alpha_1 + \alpha_1').$$

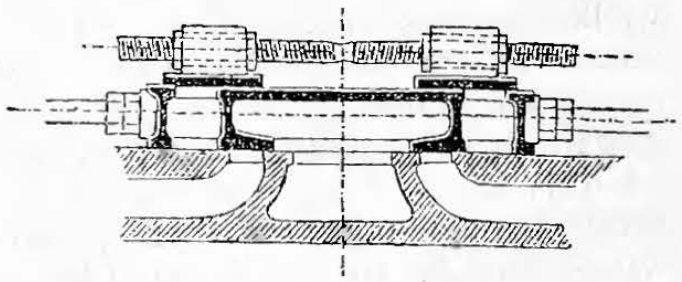
2. Stawidło Meyer'a.

(Zmieniaki mają napęd oddzielny i ruch ciągły, a nastawiają się w kierunku swej drogi).

Całość ustroju stawidła przedstawiono w rys. 674. Zmianę napełnienia osiąga się przez zmianę przysłonięcia d (p. rys. 675) zmieniaka, złożonego w tym razie z dwu płytek, przestawianych prawo- i lewozwitym gwintem naciętym na pokrętnym drążku suwaka. Naśrubek w płytkach zmieniakowych wykonywa się często z dwóch części. Skazówka umieszczona nazewnątrz skrzyni suwakowej wskazuje na odpowiedniej podziałce, na jakie napełnienie nastawione są płytki zmieniakowe. Celem odciążenia zmieniaków od nacisku pary

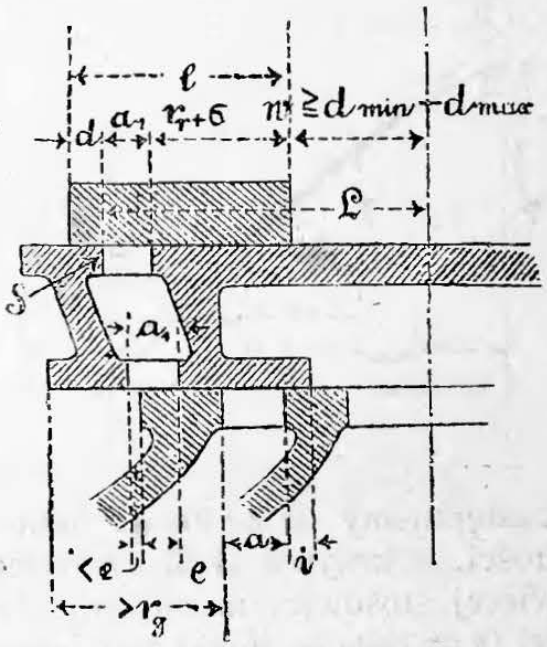
gładź grzbietu niezmianu powinna się składać z szeregu wzniesionych pasków, dozwalających parze cisnąć z dołu na płytki zmieniakowe. Paski te mają mieć położenie skośne do kierunku drogi zmieniaków, aby nie zaczepiały o ich krawędzie i wywoływały równomierne ścieranie się całej gładzi zmieniakowej. Przestawianie zmieniaków śrubą nastawianą bezpośrednio przez miarkownik jest trudnem do wykonania, przystosowują zatem w tych razach przeważnie miarkowniki o działaniu pośredniem (p. str. 647).

Rys. 674.



Na uwagę zasługuje ustrój stawidła Meyer'a (stosowany w warszawskiej fabryce A. Reppha-na) ze zmieniakami o kilku kanałach, przez co zmiana napełnień nie wymaga zbyt wielkich przesunięć zmieniaka. Miarkownik dosyć energiczny pokręca drążkiem suwakowym, o gwincie potrójnym lub poczwórnym.

Rys. 675.



Wymiary obydwu suwaków stawidła, podane w rys. 675, określa się jak następuje. Obliczywszy (według **B.** I) niezbędne a, znajdujemy za pomocą wykresu (rys. 673) δ, r_g, i, oraz e dla niezmianu, a obrawszy rozbrzeżność okienek jego kanałów przelotowych

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ do } a,$$

uzupełniamy wykres suwakowy dla pożądanych granic napełnień. Wyobraźmy sobie dalej, że między suwakami nie istnieje związek określony przez ich kąty przodowania i narysujmy zmieniaki nad niezmianem tak, żeby osie symetryi obu suwąków i gładzi cylindra leżały na sobie (jak w rys. 675), wówczas dla najmniejszego napełnienia cylindra, kiedy przysłonięcie będzie największe, t. j. dla $d = d_{\min}$, znajdziemy:

α) długość zmieniaków $l = d_{\min} + a_1 + r_r + \sigma$,

(przyczem przysłonięcie zapasowe $\sigma =$ około 5 do 10 mm),

β) całkowite przesunięcie zmieniaków pod wpływem śruby nastawniczej:

$$s = d_{\min} - d_{\max},$$

(przyczem $d_{\max}$ jest przysłonięciem odjemnem, odpowiadającem największemu napełnieniu).

γ) odległość wewnętrznych krawędzi płytek zmieniakowych od środka:

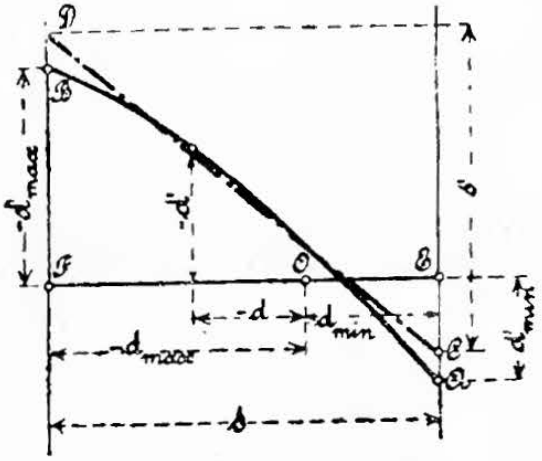
$$w \geqq d_{\min} - d_{\max};$$

δ) odległość krawędzi wlotczej S na grzbiecie niezmianu

$$L = a_1 + r_r + \sigma + w.$$

Skończoną długość goleni korbowych i suwakowych, można uwzględniać według zasad podanych pod **d** (str. 891 i n.) i czyni się to istotnie dla niezmianu. Dla zmieniaka zaś zaniedbujemy ponajczęściej skończoną długość jego goleni, uwzględniając jedynie wpływ skończenie długiej goleni korbowej na jego rozrząd. Wówczas z jego wykresu (rys. 673, w którym przynależne drogi tłoka możemy odnaleść bądź zataczając łuki długością goleni korbowej, bądź przystosowując doń zasadę Brix'a, rys. 655) odmierzamy wielkość przysłonięcia d dla pewnej odkorbowej względnej drogi tłoka, oraz wielkość przysłonięcia d' dla tejże kukorbowej względnej drogi tłoka. Szereg w ten sposób otrzymanych przynależnych sobie wartości, poczynając od d_{min} aż do d_{max}, zestawiamy wykreślnie jako odcięte i rzędne, które wyznaczają krzywą wypukłą AB (rys. 676).

Rys. 676.



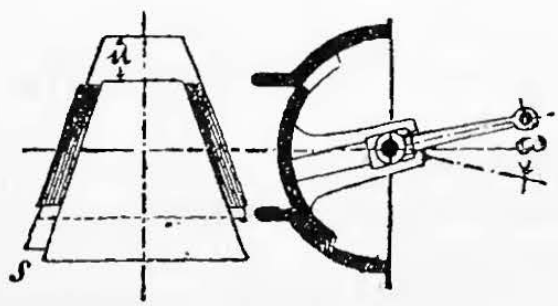
Ponieważ przestawianie płytek zmieniakowych gwintem wymaga dla każdej z płytek stałej pochyłości śruby nastawczej, przeto krzywą AB zastępujemy w wykresie linią prostą CD, zlewającą się, o ile możności, z krzywą AB, zwłaszcza dla wielkości d', przynależnych najwięcej stosowanym napełnieniom cylindra. Natenczas długość odciętej ($s = d_{min} - d_{max}$) przedstawia całkowitą wielkość przesunięcia śrubą zmieniaka odkorbowego, długość zaś rzędnej ($s' = CE + FD$) zmieniaka kukorbowego. CE i FD będą istotnemi przysłonięciami, dającemi najmniejsze i największe napełnienie na kukorbowej stronie cylindra.

Wielkości s i s' bywają przeważnie sobie nierówne, przeto i gwinty nastawcze na drążku suwakowym będą miały skoki odmienne.

3. Stawidło Rider'a.

(Zmieniak napędzany oddzielnie, o ruchu ciągłym, a nastawiany wpoprzek swej drogi).

Rys 677.

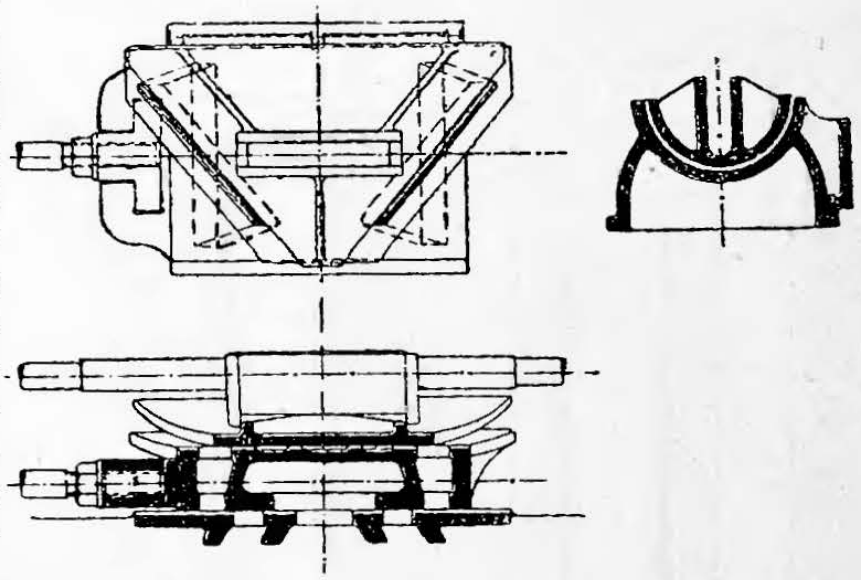


Okienka gładzi niezmianu są pochyłe do kierunku jego drogi (rys. 677), a poprzeczne przestawienie u zmieniaka mającego kształt trapezu, powoduje zmianę odmyku okienek o wielkość s, mierzoną w kierunku drogi niezmianu. Ponajczęściej stosują zmieniak walcowaty (rys. 677, 678), ślizgający się w odpowiedniem wydrążeniu grzbietu niezmianu, a nastawiany przez pokręcanie; wówczas przestawieniu u odpowiada kąt pokrętu ω, wynoszący 30^0 do 90^0; im mniejszy kąt ω wziąć dla danego u, tem większą średnicę wypada nadawać walcowi zmieniaka.

Miarkownik może bezpośrednio powodować pokręcanie drążka zmieniakowego, działając na ramię osadzone na drążku tym niepokrętnie, lecz przesuwnie, tak aby nie brało udziału w ruchu drążka.

Odmiany ustrojów stawidła. Rys. 678 przedstawia stawidło ze zmieniakiem w postaci wycinka walca (właściwy ustrój Rider'a); a rys. 679 zmieniak odciążony kształtu zupełnego walca; dalej rys. 680 takiż zmieniak odciążony o gładzi podzmieniakowej, wytworzonej przez tuleję osadzoną w niezmianie; wreszcie na rys. 681 widzimy stawidło z odciążeniem obu suwaków, tak zmieniaka, jak i niezmianu.

Rys. 678.



Określenie wymiarów stawidła. Oblicza się szerokość g, oraz rozbrzeżność a okienek, i znajduje (wedł. rys. 673, na str. 901) δ, r_g, i, oraz e dla niezmianu. Rozbrzeżność okienka niezmianowego, mierzoną w kierunku drogi niezmianu, bierze się:

$$a_1 = 0{,}8\,a \text{ do } a,$$

przy szerokości okienek:

$$b_1 = g;$$

albo też dla okienek szerokich, bierze się $a_1 = a$,

$$b_1 = 0{,}8\,g \text{ do } g.$$

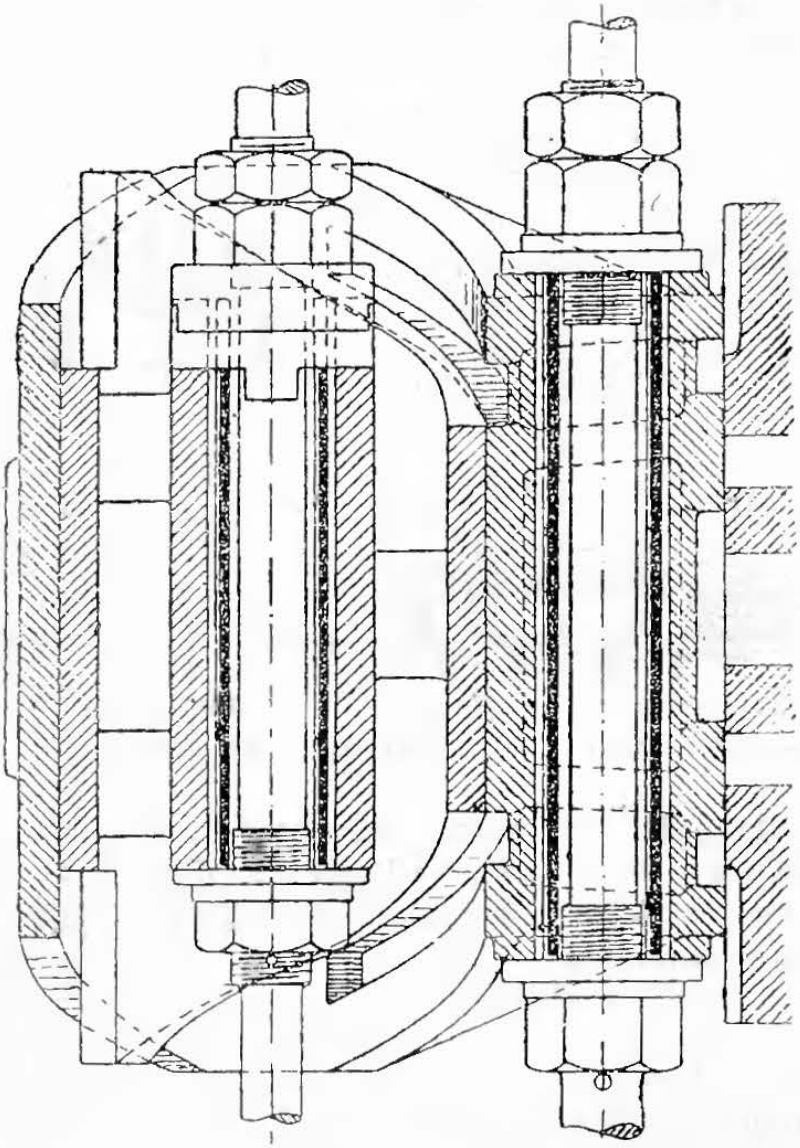
Wykres rys. 673 daje nam $d_{\min}$ i $d_{\max}$, odpowiadające założonym granicom cylindra, a z wartości tych otrzymujemy wielkość krańcowego przesunięcia zmieniaka:

$$s = d_{\min} - d_{\max}.$$

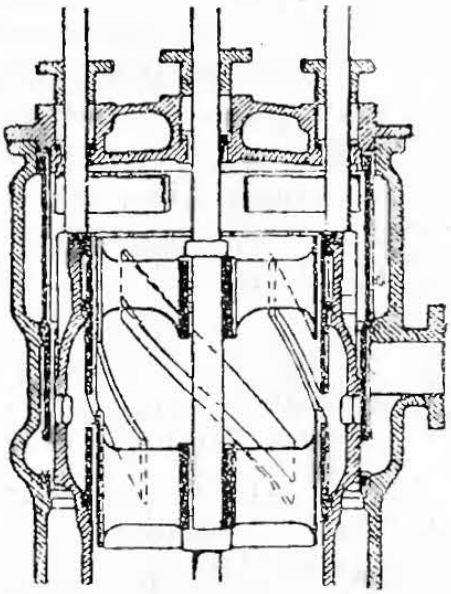
Dla rozrządu kukorbowej strony cylindra znajdujemy w sposób podany pod **2** odpowiednie wartości $d'_{\min}$, $d'_{\max}$ oraz s', które możemy zastąpić wielkościami przybliżonemi CE i FD oznaczonemi w rys. 676.

Długość u krańcowego poprzecznego nastawienia zmieniaka dobieramy odpowiednio do pożądanej średnicy jego walca i kąta pokrętu, a wówczas możemy już dojść do wykresu (rys. 682), który przedstawia gładź grzbietu niezmianowego i zmieniak w położeniu największego napełnienia, jako rozwinięte na płaszczyznie.

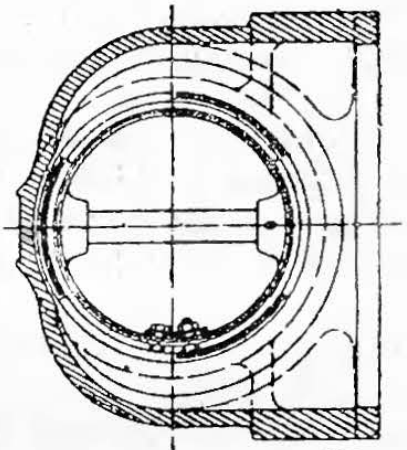
Poczynając z odkorbowej krawędzi wlotczej S okienka odkorbowego na gładzi niezmianu, odkładamy rozbrzeżność a_1, oraz $-d_{\max}$, a poczynając z przeciwległej krawędzi tejże wlotki suwakowej, odcinamy kresę równą promieniowi r_r mimośrodowości ruchu względnego, zwiększonemu o przysłonięcie zapasowe σ. Odcinając dalej długość $-d'_{\max}$, otrzymujemy S', t. j. kukorbową krawędź wlotki kukorbowej. Kresa AA' jest długością l mniejszej podstawy trapezu $AA'B'B$, stanowiącego rozwinięty zmieniak, będzie zatem:



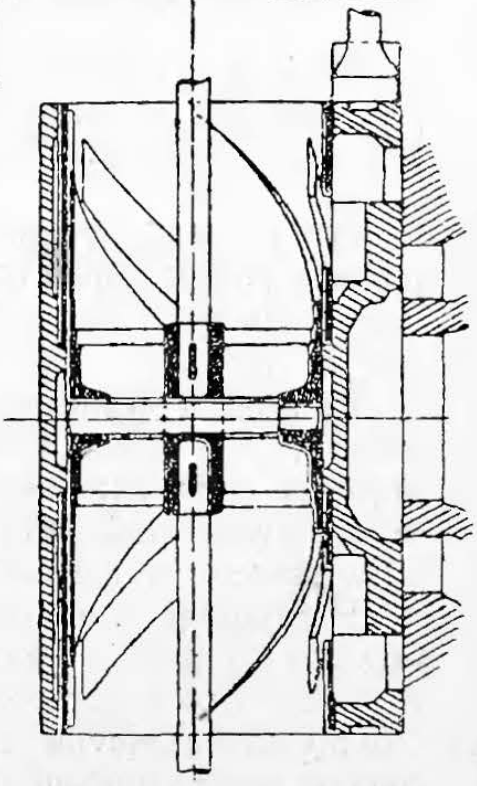
Rys. 679.



Rys. 681.



Rys. 680.



Pochyłe boki trapezu oznaczamy z wiadomych już wartości u, s, oraz s', albowiem: $\operatorname{tg}\alpha = s : u$, a $\operatorname{tg}\alpha' = s' : u$.

Szerokością zmieniaka będzie wysokość trapezu:

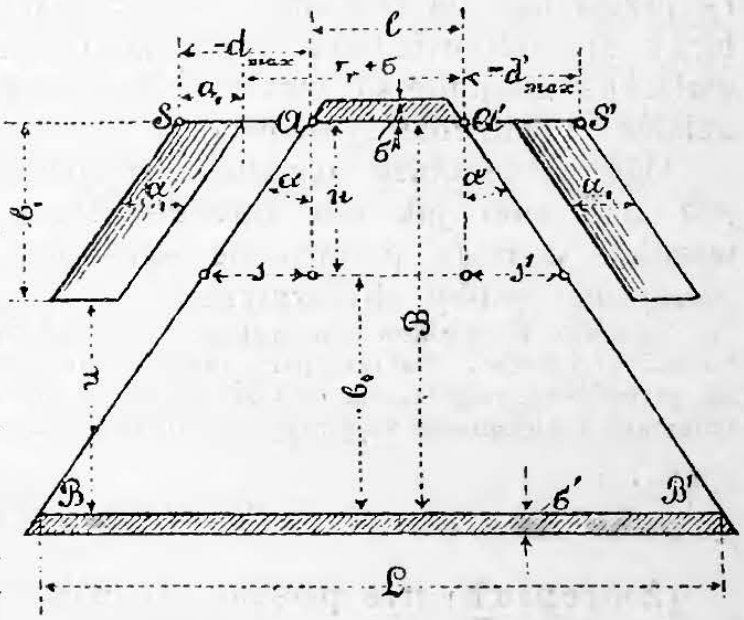
$$B = u + b_1,$$

większa podstawa zaś trapezu będzie:

$$L = l + (u + b_1)(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\alpha') = l + \left(1 + \frac{b_1}{u}\right)(s + s').$$

(Do właściwej szerokości B dodaje się jeszcze po obu stronach zmieniaka poprzeczne przysłonięcia zapasowe σ').

Rys. 682.



Celem zmniejszenia długości L zmieniaka można każdą wlotkę niezmianową rozdzielić na k wlotek o szerokości $b_1 : k$ i cząstkowe te wlotki na niezmianie rozłożyć za sobą w kierunku pokrętu, zostawiając między niemi przegrody szerokości u.

Na gładzi zmieniaka zarysuje się natenczas szereg trapezów, o niezmienionej mniejszej podstawie, lecz o wysokości:

$$B' = u + \frac{b_1}{k};$$

długość podstawy większej każdego trapezu, z pominięciem poprzecznego przysłonięcia zapasowego σ', będzie zatem:

$$L' = l + \left(1 + \frac{b_1}{ku}\right)(s + s').$$

Z wartości tych otrzymuje się szerokość teoretyczną całego zmieniaka:

$$B = k B' = k u + b_1.$$

Jeżeli zmieniak ma stanowić walec zupełny, to średnica jego D_e musi być co najmniej: $D_e = \dfrac{B + \sigma'}{\pi}$.

4. Stawidło Horoszkiewicza.

(Zmieniak napędzany oddzielnie, o ruchu ciągłym, a nastawiany wpoprzek swej drogi).

Jeżeli na kierunku drogi suwaka, jako na podstawie, nakreślimy równoległobok i dwa jego boki zastąpimy łukami, zakreślonymi tymi samymi promieniami z dwóch środków, leżących na prostopadłej do kierunku przesuwania i przechodzącej przez środek nakreślonego równoległoboku, a dalej, jeżeli łuki te użyjemy za osie rozbrzeżności okienek — to otrzymamy zasadę układu wlotek na gładzi

niezmianu Horoszkiewicza. Zmieniak ma krawędzie wlotcze zakreślone z tych samych środków co i okienka niezmianu i może się pokręcać na czopie, prostopadłym do gładzi, a umieszczonym w połowie kresy łączącej wspomniane środki. Gładź przeto musi być płaszczyną.

Czop pokrętowy, przytwierdzony do drążka zmieniakowego, nadaje zarazem zmieniakowi ruch posuwisty, pokręcanie zaś, wywołujące zmianę napełnień cylindra, odbywa się przez przestawianie ramienia z wahakiem chwytającym przegibnie za zmieniak w pewnem oddaleniu od środka jego pokrętu. Ramię to siedzi na wałeczku, który przechodzi na zewnątrz skrzyni suwakowej przez dławnicę i który łączy się odpowiednim nastawiakiem z miarkownikiem; nadto na wałeczku znajduje się wskazówka, pokazująca w każdej chwili na podziałce napełnienie cylindra.

Ogólny przebieg określania wymiarów stawidła Horoszkiewicza jest taki sam jak dla stawideł Meyer'a i Rider'a; posługiwać się wszakże wypada przeważnie sposobem wykreślnym, samo bowiem obliczanie byłoby zbyt zawiłem.

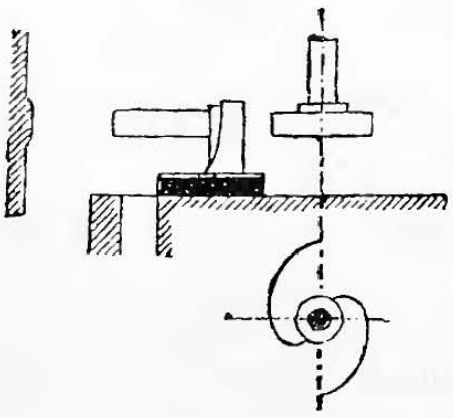
Stawidło Horoszkiewicza, wykonywa od lat wielu warszawska fabryka „Orthwein, Karasiński i S-ka". Nakresy pary, otrzymywane przy tym rozrządzie, mają być zupełnie prawidłowe, napełnienia dają się zmieniać łatwo w dużych granicach, a gładzie na zmieniaku i niezmianie zużywają się zupełnie jednostajnie.

5. Stawidło Farcot'a.

(Zmieniaki nie posiadają oddzielnego napędu, zabiera je na sobie niezmian; ruch względny w kierunku drogi suwaków wynika z zatrzymywania zmieniaków przez stałe odboje i nastawny ksiuk środkowy.

Zmieniak rozdzielony na dwie płytki **zabrankami** zwane (rys. 683) bierze udział w ruchu niezmianu, dopóki nie uderzy o krawędź dwuksiuka. Dalszy ruch niezmianu pod zabranką powoduje zamykanie (przez jej krawędź) wlotki niezmianowej. Zmienność napełnień cylindra nastawia się przez pokręcanie (od miarkownika) dwuksiuka, posiadającego boki czynne, ukształtowane podług spirali. Skutkiem tego, stosownie do kąta pokrętu, zabranka się wcześniej lub później zatrzymuje. Stałe odboje w końcach skrzynki suwakowej sprowadzają zabrankę, przy powrotnym ruchu niezmianu, w pierwotne jej położenie względem niego.

Rys. 683.



Stawidło to daje zmienne napełnienia tylko w obrębie drogi niezmianu przebywanej w tym samym kierunku co i ruch tłoka, a więc w granicach kąta obrotu $90^0 - \delta$, licząc od punktu zwrotu. Jeżeli niezmian wykonano prawidłowo na dostateczny wylot przedzwrotowy i dostateczne sprężanie, to zmiana napełniania poza kąt obrotu korby 60^0, a co najwyżej 65^0, jest niewykonalna, a zatem największe napełnienie cylindra nie może przekraczać 0,25, a najwyżej 0,3.

IV. Stawidła nawrotcze.

Uwagi wstępne.

Pod względem zakresu działania na rozrząd pary, możnaby wszelkie stawidła nawrotcze ułożyć w porządek następujący:

a. Stawidła odwrotcze, które mogą jedynie kierunek obrotu sinilka zmienić wprost na odwrotny, nie zmieniając wszakże jego napełnień. Stawidła te pracują bez kąta przodowania ($\delta = 0^0$) t. j. z suwakami bez przysłonięć, a nadto skok suwaka jest niezmienny.

Odwrót obrotu silnika osiąga się przez przemianę przewodów wlotowych na wylotowe, dokonaną bądźto nazewnątrz skrzyni suwakowej, bądźto w niej samej za pomocą przestawienia okienek wlotowych, bądź też wreszcie przez nadanie suwakowi ruchu odwrotnego.

Możnaby wprawdzie niektórymi z tych suwaków zmieniać i wielkość skoku suwakowego, lecz powodowałoby to jedynie dławienie wlotu i wylotu pary. To też sposobu tego do zmiany mocy silnika się nie stosuje, bo korzystniej już będzie przydławiać (od miarkownika) sam tylko wlot pary.

b. Stawidła nawrotcze właściwe, dozwalające zmieniać tak kierunek biegu silnika, jako też i jego napełnienie, a więc stopniowo nawracać z obrotu naprzód na wsteczny. Stawidła te podzielić można na dwa rodzaje:

α. Stawidła ze zmiennym kątem przodowania, lecz o niezmiennym skoku suwaka. Ponieważ dają one zupełnie prawidłowy rozrząd pary tylko w krańcowych położeniach ustroju, przeto stosują się one przeważnie tylko jako odwrotnice.

β. Stawidła ze zmiennym kątem przodowania i zmiennym skokiem suwaka. Dają one rozrząd pary bardziej lub mniej prawidłowy, zależnie od ustroju całości. Najprostsze z nich działają przez odpowiednie przestawianie mimośrodu suwakowego. Z ustrojów bardziej złożonych rozróżniamy jarzma i nawrotnice.

W **jarzmach** mamy do czynienia z wahającą się obwodnicą (p. str. 569), o końcach poruszanych goleniami dwóch mimośrodów; obwodzik, zwany w tym razie **przesuwkiem**, działa na suwak, nadając mu (zależnie od położenia swego w obwodnicy) większy lub mniejszy skok, oraz kierunek względny, właściwy dla biegu silnika naprzód lub wstecz.

W **nawrotnicach** zmiana skoku i kierunku ruchu suwaka jest wynikiem dwóch ruchów składowych: wywołanego przez jeden tylko mimośród i ruchu nadawanego suwakowi przez połączenie drążka suwakowego z obwodnicą, golenią korbową, krzyżulcem lub t. p.

Martwym punktem stawideł nawrotczych nazywamy takie ich położenie, któreby, w razie ruchu silnika, wywoływało równocześnie i obrót naprzód, i obrót wstecz; istotnym więc wynikiem takiego położenia stawidła będzie bezruch silnika.

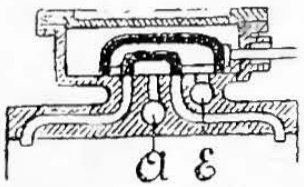
Część każdego stawidła nawrotczego, leżąca po jednej stronie punktu martwego, może, o ile samo stawidło prawidłowo rozrządza parą, zastąpić stawidło dwoiste, stosowane celem zmiany napełnień cylindra.

a. Stawidła odwrotcze (odwrotnice).

1. Stawidło z przewodami pary, przestawianymi nazewnątrz okienek cylindra.

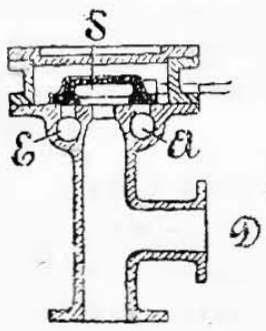
Przykład takiego ustroju podano w rys. 684. Cylinder, oprócz zwykłego kanału wylotowego A, posiada jeszcze kanał dodatkowy E z okienkiem na gładzi, przez który następuje wlot pary do skrzynki suwakowej. Wlot ten wszakże może się też odbywać przez kanał A, a wówczas E służy jako kanał wylotowy. Zależnie od sposobu przelotu pary, suwak przymykać będzie wlotki gładzi bądźto swemi krawędziami zewnętrznemi, bądź też wewnętrznemi; nie może on przeto ani mieć żadnego przysłonięcia, ani też pracować z kątem przodowania, a zatem i stawidło takie działa bez rozprężania, sprężania i t. d. Aby świeża para, wlatując przez kanał A, nie podźwigiwała suwaka, powinien on znajdować się pod naciskiem tejże pary i z zewnątrz, co zmusza do osłonięcia suwaka właściwego dodatkową oponą nieckowatą i połączenia wlotni suwakowej z rurą wlotową.

Rys. 684.



Dodanie suwakowi odpowiednich przysłonięć dla wlotu przez jeden z kanałów, np. A, polepsza rozrząd dla wlotu pary tą drogą, pogarsza go natomiast dla wlotu przez kanał drugi, np. E, i odwrotnie.

Rys. 685.



Zamianę wlotu i wylotu pary w kanałach A i E gładzi podsuwakowej (rys. 684) uskutecznia się za pomocą oddzielnego przyrządu, np. złożonego ze skrzynki z suwakiem S (rys. 685), przysłaniającym trzy kanały. Od przestawienia suwaka tego zależy, czy para świeża wlatująca do tej skrzynki suwakowej podążać będzie do silnika drogą A, czy też przez E; pozostały kanał będzie wówczas wylotem, łączącym się z jedną z odnóg rury wylotowej D.

2. Stawidła z przestawianemi okienkami podsuwakowemi.

Przykład ustroju tego rodzaju przedstawiono na rys. 686. Ustrój taki wymaga ułożenia kanałów cylindrowych obok siebie i nadania każdemu z nich dwóch wlotek na gładzi suwakowej, która staje się wskutek tego niepomiernie wielką.

3. Stawidło z golenią, przeczepianą do końcy dźwigni dwuramiennej.

Czop goleni suwakowej przeczepia się do krańcowych punktów wahającej się pod wpływem mimośrodu dźwigni dwuramiennej, bez użytkowania jej punktów pośrednich, nawet gdyby ją wykonano jako obwodnicę.

4. Stawidło z mimośrodem przesuwanym po swej średnicy.

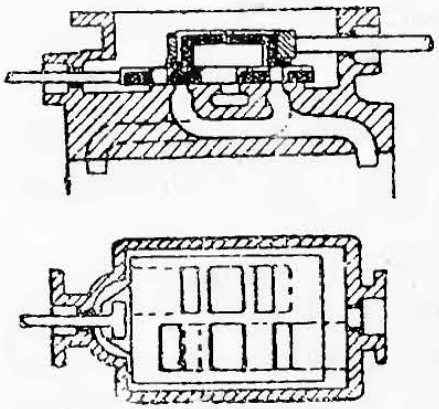
Ustrój pokrewny przedstawionemu w rys. 688 (str. 911). Mimośród przestawia się tylko na swe krańcowe położenia.

b. Stawidła nawrotcze (właściwe).

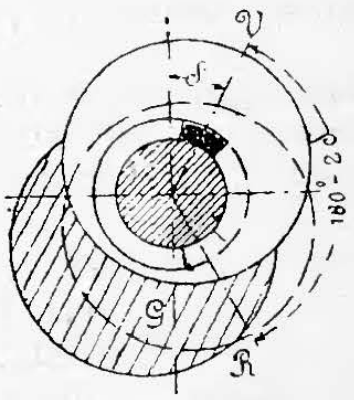
α. Kąt przodowania (δ) zmienny, skok suwaka natomiast niezmienny.

1. Stawidło z mimośrodem pokrętnym (rys. 687) jest najprostszym ustrojem tego rodzaju. Tarcza mimośrodu daje się pokręcać z położenia V dla biegu silnika naprzód o kąt $180^0 - 2\delta$ do położenia R odpowiadającego biegowi wstecz. Granice pokrętu określa występ tarczy mimośrodu (w rysunku zaczerniony), który to występ zatrzymuje się o końce odpowiedniego występu pierścieniowatego, osadzonego na wale. Przy małych silnikach mimośród przestawiamy

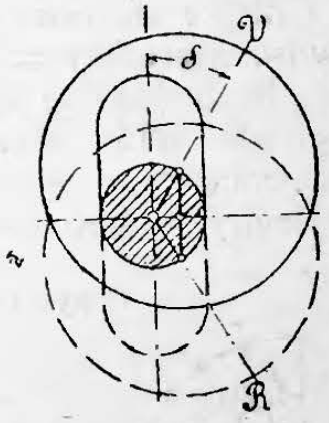
Rys. 686.



Rys. 687.



Rys. 688.



drążkiem od ręki, we wielkich silnikach okrętowych wyrównoważa go przeciwwaga G, a przestawianie odbywa się za pośrednictwem bardziej zawiłych mechanizmów. Rozrząd pary w krańcowych położeniach jest zupełnie prawidłowy.

β. Kąt przodowania i skok suwaka są zmienne.

1. Stawidło z mimośrodem przesuwnym nie po swej średnicy, lecz po krzywym wykroju, którego kształt przystosowuje się do zamierzonego rozrządu pary. Najprostszym z ustrojów tych jest:

Stawidło z mimośrodem przesuwanym po swej cięciwie (rys. 688).

Ponajczęściej w nazwrotowem położeniu silnika oś wykroju bywa prostopadłą do drogi tłoka; dla tego też przy przesuwaniu mimośrodu odmyk nazwrotowy suwaka nie ulega zmianie, lecz zmienia się tylko kąt przodowania i skok suwaka, a więc i napełnienie cylindra. W połowie przesunięcia następuje nawrot silnika, a rozrząd pary, przeszedłszy w odwrotnym kierunku wszystkie swe zmiany, dochodzi do przeciwległego stanu prawidłowego. Przesuwanie mimośrodu podczas biegu jest uciążliwe.

2. Ogólne zasady obliczenia jarzm i nawrotnic.

Jeżeli się, w chwili kukorbowego zwrotu silnika, obiedwie golenie mimośrodowe jarzma ze sobą krzyżują, to jarzmo takie zwiemy jarzmem krzyżnem; jeżeli zaś w tejże chwili, nie same golenie, lecz ich przedłużenia się przecinają, to jarzmo takie zwie się niedokrzyżnem (p. rys. 690, 692, 695).

Gdy przesuwek znajdzie się w najwyższym punkcie jarzma niedokrzyżnego (rys. 690), a więc pod wyłącznym wpływem górnej go-

leni, silnik będzie pod działaniem pełnego rozrządu na bieg naprzód. Położenie przesuwka w dolnym krańcu da pełny bieg wstecz. Dla tego też mimośród górnej goleni jarzma niedokrzyżnego zwiemy mimośrodem biegu naprzód, dolnej zaś — mimośrodem biegu wstecznego.

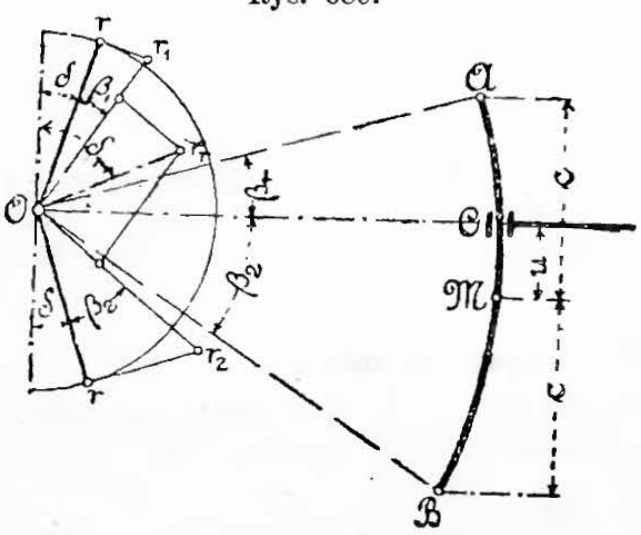
Znając prawa ruchu dla obydwóch krańców jarzma, nie trudno wyprowadzić prawo ruchu dla przesuwka w dowolnem jego położeniu, a więc i wyznaczyć przynależne odsuwy suwaka. Dla uproszczenia tych wyznaczeń zakładamy zazwyczaj:

1) że końce jarzma poruszają się po prostych równoległych do drogi suwaka,

2) że stosunek długości goleni do przynależnej jej mimośrodowości jest: $l : r = \infty$,

3) że golenie działają zatem na końce jarzma pod kątami β_1 i β_2 (p. rys. 692), niezmieniającymi się podczas całego obrotu korby, zmieniającymi się jednak przy przestawieniu jarzma względem osi symetryi całego układu.

Rys. 689.



Rys. 689 uwydatnia powyższe założenia. Koniec jarzma A, będący pod działaniem mimośrodu górnego r, o kącie przodowania δ, i poruszany przezeń golenią nachyloną do osi pod kątem β_1, wykonywa w kierunku tejże osi taki sam ruch, jakgdyby napędzał go mimośród pomyślany

$$r_1 = \frac{r}{\cos \beta_1},$$

mający, kąt przodowania $\delta \pm \beta_1$, i działający wprost, bez pośrednictwa dźwigni na rozpatrywany punkt A. (Dodatna wartość kąta β_1 dotyczy jarzm niedokrzyżnych, odjemna zaś krzyżnych).

W ten sam sposób działanie mimośrodu dolnego, dla biegu wstecz, na B można zastąpić jakoby działaniem mimośrodu pomyślanego

$$r_2 = \frac{r}{\cos \beta_2},$$

któryby bezpośrednio napędzał B i miał kąt przodowania $\delta + \beta_2$ dla jarzm niedokrzyżnych, a $\delta - \beta_2$ dla krzyżnych. W rys. 689 wyznaczono mimośrody r_1 i r_2 dla jarzma niedokrzyżnego.

Jeżeli oznaczymy długość obwodnicy jarzma przez $2c$ i odległość przesuwka C od środkowego położenia przez u, to ruch mimośrodu pomyślanego r_1 ujawni się (na razie, w założeniu, że punkt B jest nieruchomy) jako ruch wywołany jakoby mimośrodem

$$r_1' = r_1 \frac{c + u}{2c},$$

zwanym z tego powodu mimośrodem ujawniającym bieg naprzód. Tak samo wyznacza się mimośród ujawniający bieg wsteczny:

$$r_2' = r_2 \frac{c - u}{2c},$$

Wzory powyższe wykazują, że środkowe położenie przesuwka daje bezruch i dla tego zwie się martwem. Przesuwek w położeniach pośrednich daje bieg naprzód lub wstecz z tem mniejszemi napełnieniami, im bliżej punktu martwego znajduje się przesuwek.

Jednoczesne działanie obu mimośrodów ujawniających biegi wywołuje ruch przesuwka jakby pod wpływem mimośrodu wynikowego z obu powyższych. Z wielkości mimośrodów ujawniających biegi, oznaczonych kółeczkami na kresach mimośrodów pomyślanych r_1 i r_2 (rys. 689), otrzymuje się na zasadzie równoległoboku mimośród wynikowy r_r, o kącie przodowania δ_r. Daje on, jak w zwykłym jednomimośrodowym wykresie suwakowym, istotny obraz ruchu przesuwka ustawionego w danym punkcie jarzma.

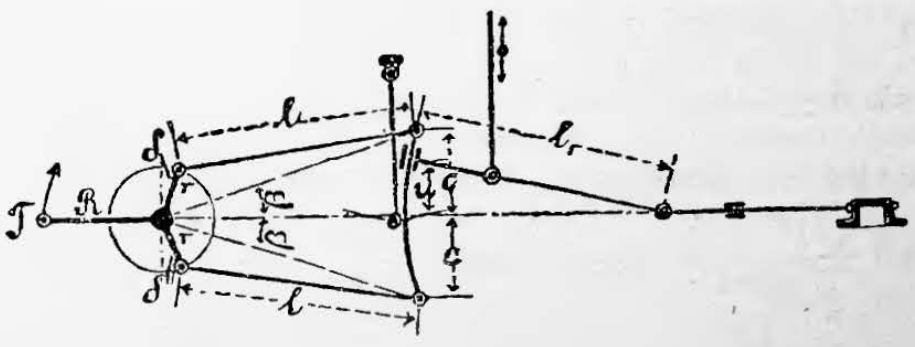
Zależnie od położenia przesuwka w jarzmie zmieniać się będą i wielkości i kąty przodowania mimośrodów wynikowych; środki tych mimośrodowości r_r dla wszystkich kolejnych położeń przesuwka wytworzą krzywą, poczynającą się w r_1, kończącą w r_2 (p. rys. 691), a zwaną **wykresową mimośrodowości jarzma.** Jeżeli dane jarzmo ma dawać jednakowy odmyk nazwrotowy dla wszystkich położeń przesuwka, to wykresowa ta powinna być prostą i prostopadłą do kierunku drogi suwaka.

3. Jarzmo Gooch'a (w rys. 690, niedokrzyżne).

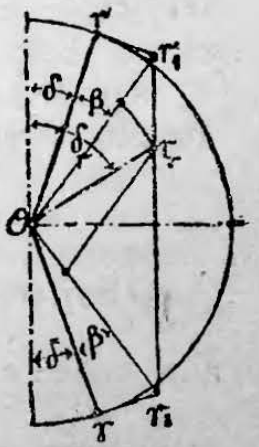
Środek obwodnicy uwiesza się na wahaku lub chodzi w prowadnicy, kąt β jest zatem stały; przestawiamy natomiast przesuwek wraz z golenią, działającą na drążek suwakowy. Promień krzywości jarzma = długości goleni suwakowej l_1. Co do uwieszenia jarzma i goleni por. **6.**

Wykresowa mimośrodowości w jarzmie Gooch'a jest **prostą,** jarzmo więc daje stały odmyk nazwrotowy. W chwili nazwrotowej spółrzędne środka mimośrodu wynikowego, dla danego położenia przesuwka (p. rys. 691), określają się ze wzorów:

Rys. 690.



Rys. 691.



$$x = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right), \text{ oraz } y = \frac{ru}{c}\left(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right),$$

w których l = długości goleni mimośrodowych i w których znaki górne dotyczą jarzma niedokrzyżnego, a dolne krzyżnego.

Odsuw suwaka odpowiadający obrotowi korby o kąt α będzie:

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right)\cos\alpha \pm \frac{ur}{c}\left(\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right)\sin\alpha.$$

Uginania się sprężyn nad osią napędną parowozów mącą rozrząd pary jarzmem Gooch'a; uchybienie wzmaga się w miarę wzrostu napełnienia. Jeszcze gorszy wpływ wywiera ukośny układ jarzma (por. 4).

4. Jarzmo Stephenson'a (w rys. 692, niedokrzyżne).

Promień krzywości jarzma = długości goleni l mimośrodów *). Przestawia się tu jarzmo; przeto kąty β_1 oraz β_2 są zmienne, każdy w granicach od 0^0 do $\beta_1 + \beta_2$. Dla środkowego położenia jarzma, t. j. dla martwego punktu, będzie (rys. 693 jarzmo niedokrzyżne):

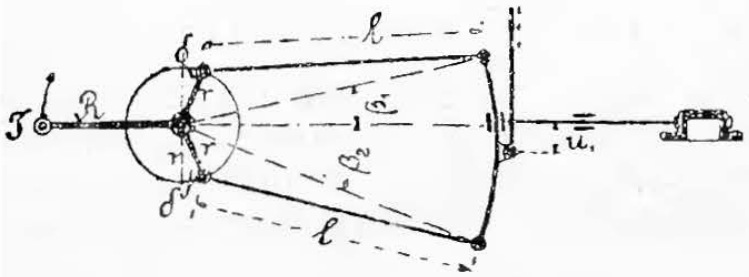
$$\beta_1 = \beta_2 = \beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2};$$

mimośrody pomyślane leżeć wówczas będą w r_0, t. j. będzie:

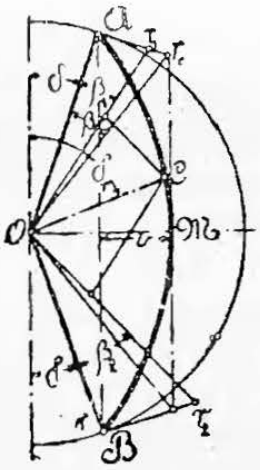
$$r_1 = r_2 = \frac{r}{\cos\beta} = r_0,$$

przeto mimośród ruchu wynikowego otrzymamy w M, t. j. na pionowej łączącej punkty r_0.

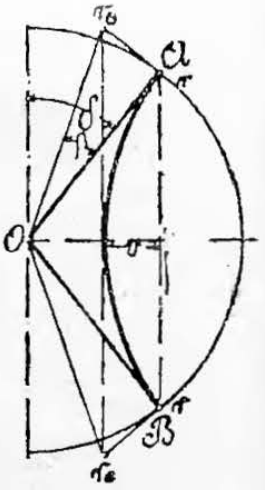
Rys. 692.



Rys. 693.



Rys. 694.



Wykresowa mimośrodowości AMB jest **parabolą** o wierzchołku w M. Dla jarzma krzyżnego (rys. 694) wklęsłość jej kieruje się w stronę przeciwną, kąty β mają bowiem naówczas wartości odjemne.

Spółrzędne środka mimośrodu wynikowego dla chwili zwrotu wyrażają się wzorami:

$$x = r\left(\sin\delta \pm \frac{c^2 - u_1^2}{cl}\cos\delta\right), \text{ oraz } y = \frac{u_1}{c}r\cos\delta.$$

Odsuw suwaka dla dowolnego kąta α obrotu korby będzie:

$$\xi = r\left(\sin\delta \pm \frac{c^2 - u_1^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\alpha \pm \frac{u_1}{c}r\cos\delta\sin\alpha.$$

*) Z. d. Ver. D. Ing. 1891 r, podaje na str. 476 pożądaną poprawkę co do długości l.

(Znaki górne dotyczą jarzm niedokrzyżnych, dolne zaś krzyżnych).

Odmyk nazwrotowy zmienia się, w miarę zbliżania się przesuwka od krańcą do punktu martwego, o strzałkę v paraboli, wyznaczonej przez położenia środka mimośrodu wynikowego, a mianowicie: wzrasta on u jarzm niedokrzyżnych, a zmniejsza się u krzyżnych.

Ustawiając na wale oba mimośrody niesymetrycznie względem korby, możemy nadać części paraboli, przeznaczonej dla biegu ważniejszego, np. jej górnej gałęzi AM, położenie bardziej prostopadłe do kierunku ruchu suwaka. Osiągniemy przez to małą zmienność odmyku nazwrotowego w tej części jarzma, lecz za to zmienność odmyku wzmoże się tembardziej dla dolnej części jarzma, przeznaczonej dla ruchu wstecznego.

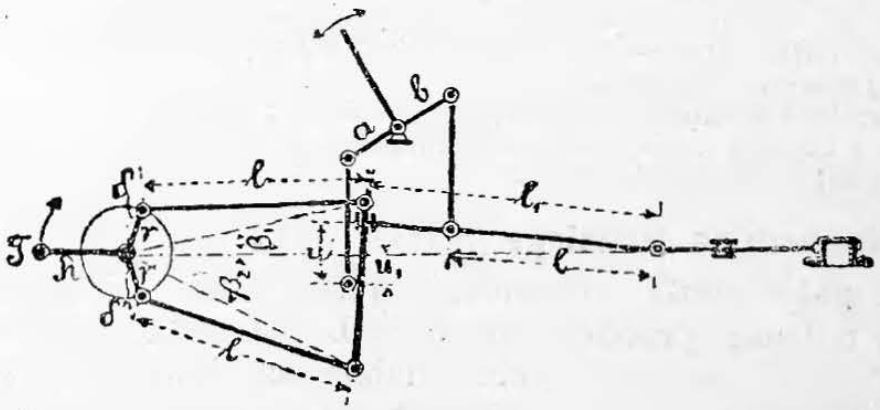
Uginanie się sprężyn nad osią napędną parowozów, oddziaływa bardzo nieznacznie na rozrząd jarzmem Stephenson'a, o ile cięciwa paraboli mimośrodowej jest równoległa do kierunku ugięć. W przeciwnym razie składowa ugięcia sprężyn w kierunku ruchu suwaka, nie będąc zerem, wywołuje odsuwy dodatkowe, przez co mąci rozrząd.

5. Jarzmo Allan'a (w rys. 695 niedokrzyżne).

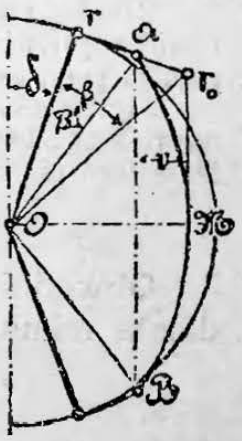
Jarzmo i goleń suwakowa przestawiają się równocześnie względem siebie dźwignią dwuramienną a, b. Wycięcie jarzma jest prostolinijne. W położeniu środkowem mimośrody działają pod kątem β, który w krańcowem położeniu dochodzi do najmniejszości β', zależnej od przekładni a do b. Mimośród pomyślany dla położenia środkowego ma, jak w jarzmie Stephenson'a, wartość $r_0 = \frac{r}{\cos\beta}$.

Wykresową mimośrodowości stanowi **parabola** (rys. 696), o wierzchołku M dla martwego położenia jarzma, kończąca się w punktach A i B, które odpowiadają krańcowym położeniom. Od-

Rys. 695.



Rys. 696.



myk nazwrotowy zmienia się w granicach wysokości strzałki v paraboli, a strzałka ta jest mniejsza niż dla jarzma Stephenson'a, o tych samych wymiarach części składowych.

Jeżeli środek przesunięć suwaka ma pozostawać w niezmiennem oddaleniu od osi wała napędnego, t. j. ma być niezależny od u i u_1, to należy zachować stosunek:

$$\frac{u}{u_1} = 1 + \frac{b}{a}\frac{l_1}{l_0} = 1 + \frac{l_1}{l}\left[1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right],$$

z którego określa się stosunek $a : b$.

Co do wpływu, jaki wywiera uginanie się sprężyn nad osią napędną parowozu na rozrząd pary, to jarzmo Allan'a zajmuje miejsce pośrednie między jarzmem Gooch'a i Stephenson'a.

6. Uwieszenie obwodnicy jarzma i goleni suwakowej w jarzmach Gooch'a, Stephenson'a i Allan'a.

Ponieważ punkt uczepienia jarzma zazwyczaj nie chodzi w prowadnicy, lecz wisi na wahaku, przeto opisuje on łuk koła; natomiast każdy inny punkt jarzma opisuje podczas ruchu krzywą ósemkowatą lub elipsowatą, o tem większej szerokości pola objętego przez krzywą, im dalej punkt ten leży od punktu uwieszenia, a także im krótszy jest wahak. Krzywa taka różni się od toru, po jakim musi biedz przesuwek ustawiony w danym punkcie jarzma, a z różnic tych wynikają ruchy dodatkowe przesuwka wzdłuż obwodnicy, **podrygami** zwane. Aby uniknąć wynikającego z tych nieużytecznych ruchów zużywania się jarzma i przesuwka, uwieszamy zazwyczaj obwodnicę za jej środek, zmniejszając przez to średnią szerokość pól, obejmowanych drogami punktów jarzma. Nadto stosuje się wahaki jak można najdłuższe.

Jeżeli chodzi o szczególne uwzględnienie jednego z kierunków obrotu silnika (np. dla biegu naprzód parowozu z tendrem doprzęgniętym), to jarzmo uwiesza się za koniec odpowiadający temu kierunkowi obrotu. Ruch wsteczny powoduje wówczas tem większe podrygi przesuwka.

Uwieszenie jarzma należy wykonać w ten sposób, aby cięciwa łuku opisywanego przez wahak była równoległa do kierunku drogi suwaka (t. zn. wahak w swem położeniu środkowem ma być prostopadły do tej drogi), oraz aby oś drążka suwakowego połowiła strzałkę opisywanego łuku. Tym samym warunkom ma czynić zadość uwieszenie goleni przesuwkowej.

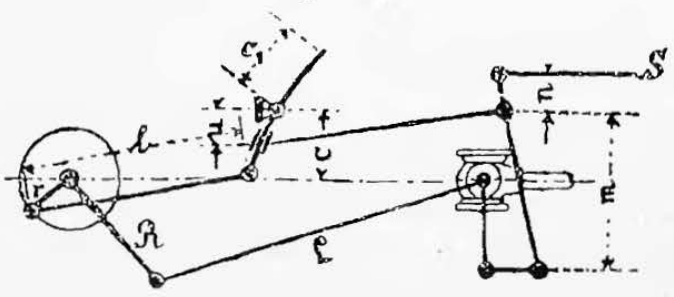
Ruch trwoniony w luzach, powstałych przez zużycie się pracujących części ustrojów jarzmowych (przeważnie przegubów), nie uwydatnia się zbyt szkodliwie w rozrządzie pary, zwłaszcza jarzmami krzyżnemi.

Jarzmo Gooch'a potrzebuje względnie najmniejszej wysokości; jarzmo Stephenson'a największej, lecz wzamian zajmuje mniej miejsca na długość, nawet wtenczas gdy golenie jego nie są krótsze niż w innych jarzmach.

7. Nawrotnica Heusinger'a (rys. 697).

Obwodnica ma stały punkt uczepienia, a na jeden jej koniec działa mimośród r, o kącie przodowania $\delta = 0$. Goleń z przesuwkiem działa na dźwignię o ramionach n i m, przyczepioną jednym końcem wprost do drążka suwakowego S, a drugim, za pośrednictwem krótkiej złączki, do występu na krzyżulcu. Ruch suwaka, spowodowany przez samą obwodnicę, odpowiada ruchowi, wywołanemu przez mimośród ujawniający:

Rys. 697.

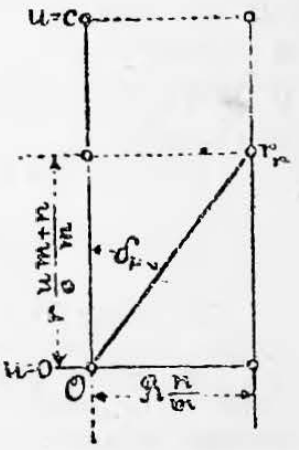


$$r_1 = r\,\frac{u}{c}\,\frac{m+n}{m}$$, o kącie przodowania $\delta_1 = 0$.

Ruch suwaka natomiast, wynikający z działania nań krzyżulca, wyraża się jako przesuw: $R\frac{n}{m}$.

Złączone te ruchy można zastąpić działaniem mimośrodu wynikowego r_r według wykresu rys. 698. Z wykresu tego widać, że, przy dowolnej zmianie wartości $u:c$, punkt r_r pozostanie zawsze na **prostej,** będącej wykresową mimośrodowości; nawrotnica ta działa przeto ze stałym odmykiem nazwrotowym.

Rys. 698.



Odsuw suwaka dla danego kąta α korby wyraża się wzorem:

$$\xi = R\frac{n}{m}\cos\alpha + r\frac{u}{c}\cdot\frac{m+n}{m}\sin\alpha.$$

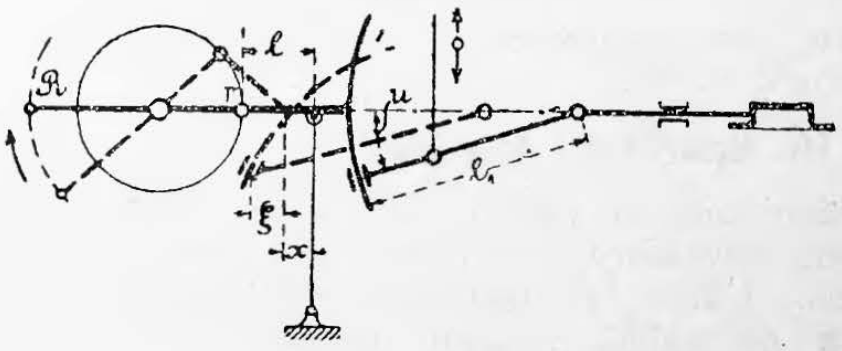
Nawrotnica Heusinger'a nie potrzebuje wielkiej wysokości i nadaje się do napędu suwaków o gładzi równoległej do osi cylindra parowego, położonych nawet nad nim; dla tego też znajduje ona coraz szersze zastosowanie do suwaków ułożonych na zewnętrznej stronie parowozu. Ustrój, przedstawiony na rys. 697, wymaga dwukrotnego prowadzenia drążka suwakowego S. Nawrotnica ta nie zużywa wiele pracy przez tarcie; na rozrząd pary ma wybitny wpływ ruch trwoniony, wywołany w luzach części współpracujących.

Uchybienia rozrządu pary, wynikające z określonej długości L goleni korbowej, można wyrównać przez właściwy dobór długości złączki między krzyżulcem i ramieniem m dźwigni suwakowej, a mianowicie: złączka ta w środkowem położeniu drogi krzyżulca powinna być równoległa do tejże drogi, i taka, aby w skrajnych położeniach krzyżulca rzuty prostopadłe złączki na drogę tłoka były o $L\,(1-\cos\beta)$ krótsze od jej istotnej długości. Różnicę odmyków nazwrotowych po obu stronach cylindra, jaka wynika ze zbyt krótkiej goleni przesuwka, można usunąć przez układ całej nawrotnicy, w którymby przegub, łączący obwodnicę z golenią mimośrodu, znajdował się w tem samem położeniu dla obu punktów zwrotu korby. Punkt obrotu obwodnicy powinien leżeć na prostopadłej, przeprowadzonej przez środek cięciwy drogi wspomnianego przegubu.

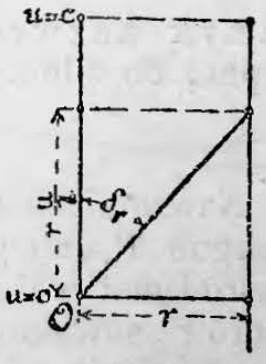
8. **Nawrotnica Fink'a** (rys. 699).

Mimośród, o kącie przodowania $\delta = 90^0$, ma obwodnicę, przytwierdzoną wprost na jego obręczy, a nadto jeden z punktów osi symetryi obręczy, odległy od środka mimośrodu o l, trzyma się na wa-

Rys. 699.



Rys. 700.



haku. Mimośród r wywołałby odsuw ξ przesuwka obwodnicy, lecz równoczesne przechylanie się jej powoduje odsuw dodatkowy x, który dla kąta α korby będzie:

$$x = r\frac{u}{l}\sin\alpha.$$

Odsuw ten można uważać za wynik napędu mimośrodem pomyślanym, mającym ujawniającą się mimośrodowość $r_1 = r\frac{u}{l}$ i kąt przodowania $\delta = 0$.

Istotna mimośrodowość r, złączona z mimośrodowością pomyślaną r_1, daje mimośrodowość wynikową r_r, według wykresu rys. 700, z którego widać, że wykresowa mimośrodowości jest linią **prostą**, t. zn. że nawrotnica daje odmyk przedzwrotowy niezmienny.

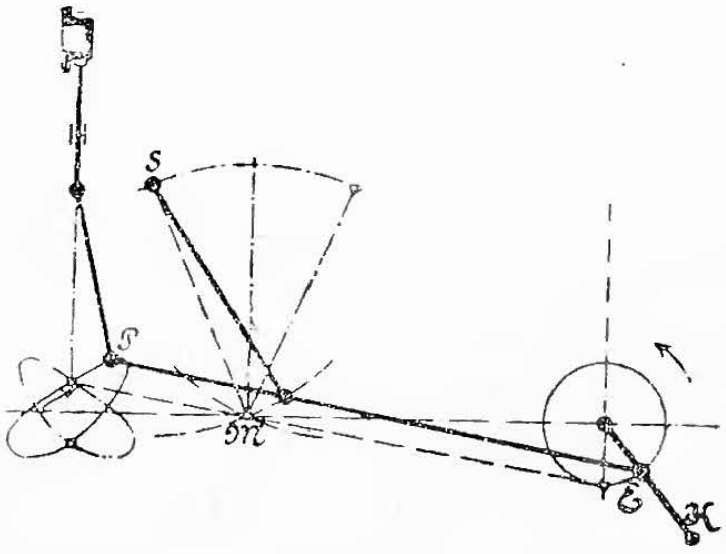
Odsuw suwaka równa się:

$$\xi = r\cos\alpha + \frac{ru}{l}\sin\alpha.$$

Nawrotnica Fink'a nie nadaje się do parowozów, gdyż, wskutek uginania się sprężyn nad osią napędną, punkt uwieszenia wahaka obwodnicy zmieniałby ustawicznie swe położenie względem osi całego ustroju, co wywoływałoby znaczne uchybienia w rozrządzie pary. Dalej, chcąc osiągnąć tą nawrotnicą duże napełnienia cylindra (np. 0,7), trzebaby wykonać obwodnicę niepomiernej długości. Nakoniec zaś opory napędowe suwaka rozkładają się na znaczne ciśnienia zarówno w obwodnicy jak i w mimośrodzie, skoro tylko przesuwek oddali się nieco więcej od punktu uwieszenia obręczy mimośrodu na wahaku.

9. Nawrotnica Klug'a (rys. 701).

Rys. 701.



Goleń mimośrodu E, osadzonego pod kątem 0^0 względem korby K (t. zn. $\delta = -90^0$) uwiesza Klug na wahaku o punkcie wahań S. Wskutek tego punkt P goleni opisuje krzywą elipsowatą i służy bezpośrednio do napędu goleni suwaka. Przestawiając punkt S po łuku zakreślonym ze środka M, będącego martwym punktem nawrotnicy, osiągamy zmianę napełnień i nawrot. Nawrotnica ta daje stały odmyk nazwrotowy, a stosuje się z powodzeniem, jak i następna, do silników okrętowych.

10. Nawrotnica Marshall'a.

Nawrotnica ta różni się od ustroju Klug'a jedynie tem, że przegub P obu goleni, suwakowej i mimośrodowej, leży między mimośrodem i wahakiem. Układ ten powoduje zmniejszenie nacisku oporów suwakowych na wahak i czyni nawrotnicę podatną do przestawiania od ręki.

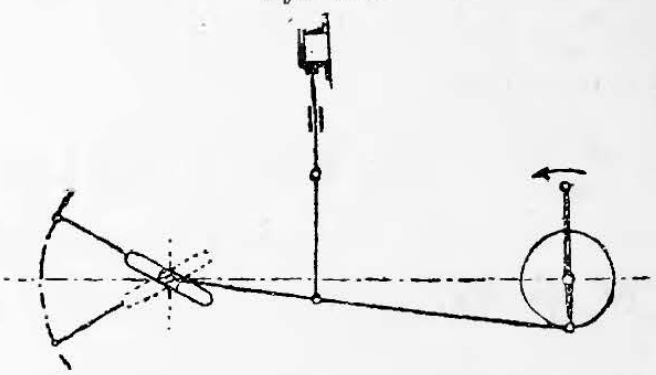
11. Nawrotnica Hackworth'a (rys. 702).

Jest ona pierwowzorem nawrotnic Klug'a i Marshall'a. Od w końcu wspomnianej różni się tylko tem, że zamiast wahaka, o przestawianej osi wahań, stosuje się prowadnicę pokrętną.

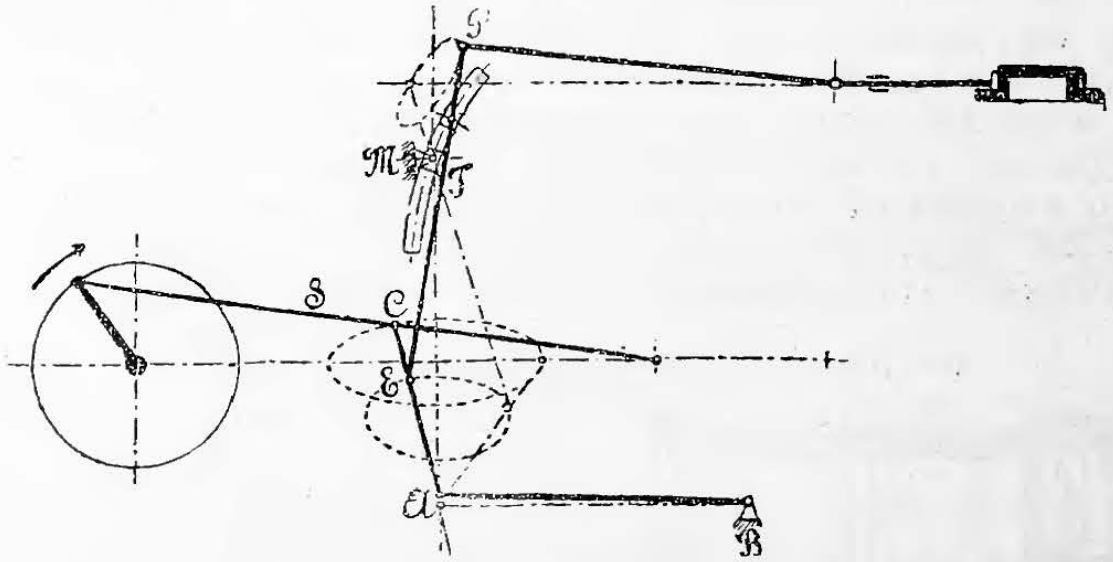
12. Nawrotnica Joy'a (rys. 703).

Otrzymuje ona ruch z punktu C goleni korbowej S. Złączka CA i wahak AB dają możność przekształcenia drogi punktu C na bardziej korzystną drogę punktu E (por. wodzidła wtórne str. 575). Z punktem E łączy się dźwignia T, napędzająca przegubem P goleń suwakową, a mająca swój punkt oparcia na przesuwku. Obwodnica przesuwka da się pokręcać około stałego punktu M, wskutek czego można zmieniać napełnienia cylindra i wywołać nawrotny bieg silnika. Odmyk nazwrotowy jest wielkością stałą. *)

Rys. 702.



Rys. 703.

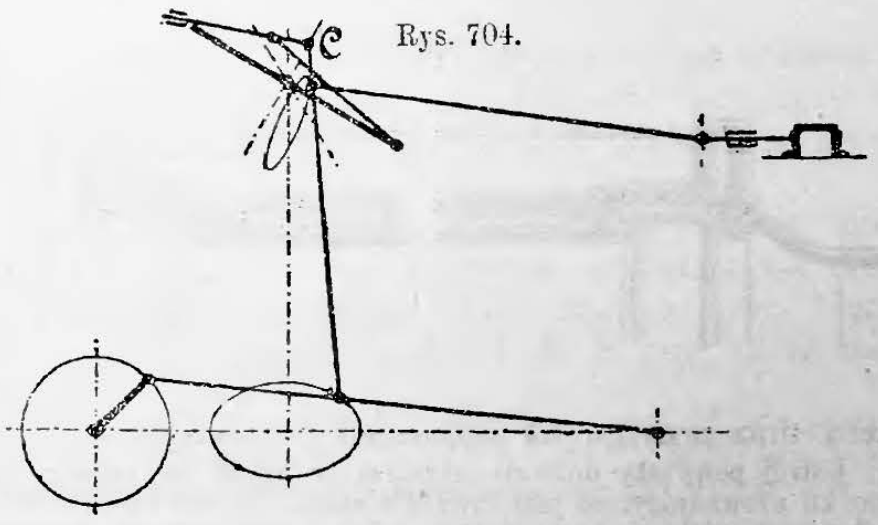


Nawrotnica ta stosuje się do silników okrętowych i do parowozów, a w nich wpływ uginania się sprężyn ponad osią napędną na rozrząd pary jest nieuchwytny, lecz tylko dla środkowego położenia obwodnicy; ze wzrostem napełnień cylindra wpływ ten się zwiększa i powoduje uchybienia aż do 10% napełnienia.

13. Nawrotnica Brown'a (rys. 704).

Nawrotnica ta czerpie, jak i Joy'a, napęd z goleni korbowej. Dźwignia, łącząca goleń korbową z golenią suwaka, ma punkt C, poruszający się niemal po linii prostej, leży on bowiem na prostowodzie konchoidowym. Cały ustrój

Rys. 704.



*) O nawrotnicach Joy'a (czyt. Dżoj) por. Zeitsch. d. V. d. Ing. r. 1886, str. 1052; r. 1887, str. 588; nadto Org. f. F. r. 1887, str. 19.

prostowodu tego daje się pokręcać około punktu *o*, leżącego na prostej *A D* (por. rys. 433, str. 572). W nawrotnicy Brown'a wywołuje to ruch punktu *C* po torach niemal prostych, które leżą w granicach krzyżujących się kres kropkowanych w rys. 704.

Nawrotnicą tą można osiągnąć bardzo dobry rozrząd pary; wszakże im on będzie lepszy dla jednego kierunku obrotu, tem okaże się gorszym dla biegu odwrotnego.

Nawrotnica Brown'a w zastosowaniu do parowozów daje rozrząd taki sam, jak ustrój Joy'a p. **12.**

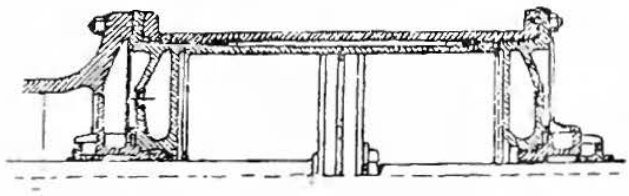
C. Części silnika parowego.

a. Cylinder parowy.

W rys. 705 do 711 przedstawiono rozmaite ustroje cylindrów parowych:

Dno cylindra, od strony krzyżulca, odlewamy zazwyczaj łącznie z cylindrem, zostawiając tylko otwór w pośrodku na oś wytaczadła, na którem siedzi pięść z nożami podczas wytaczania cylindra. Odlewając dno łącznie z cylindrem, ułatwiamy sobie przyłączenie prowadnic krzyżulcowych (rys. 707, 708). W otworze pozostawionym na wytaczadło osadzamy następnie dławnicę tłoczyskową, a mianowicie, wsuwamy ją albo od strony zewnętrznej (rys. 707, 708), albo też wyjątkowo od wewnątrz cylindra, a natenczas i kołnierz dławnicy leży po wewnętrznej stronie dna, lecz naśrubki zawsze na zewnątrz. Jeżeli dna cylindra nie odlano łącznie z nim, to, dodając kołnierz do dna, zwiększamy równocześnie i prześwit kołnierza prowadnicowego na tyle, aby kołnierz dna w nim się mieścił (rys. 709 z prawej i rys. 710 z lewej). Dociskanie bowiem kołnierza dna kołnierzem prowadnicy byłoby ustrojem wadliwym (rys. 705). Jeżeli jednak mamy dno dociskać kołnierzem prowadnicowym, to wykonywamy je bez kołnierza, a natenczas wspiera się ono wewnętrzną stroną na przeddrążu cylindra, albo (rys. 705-a) na tulei uprzednio wsuniętej w drąż cylindra i mającej, w razie potrzeby kanał rozdzielczy, od zewnątrz zaś przyciska się kołnierzem prowadnicowym. Między zewnętrzną krawędź dna a cylinder wkładamy uszczelkę miedzianą, po której należytem doszczelnieniu, dociskamy dopiero dno przylgą na kołnierzu prowadnicowym (rys. 705-a).

Rys. 705.



Rys. 705-a.

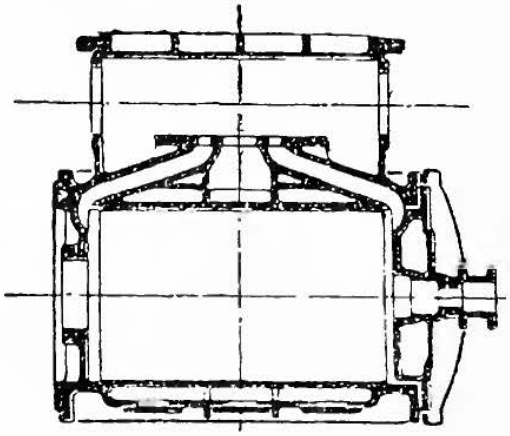


Ustrój powyższy dozwala zarazem na osadzenie tulei cylindrowej końcem zwróconym ku prowadnicy, co jest korzystniejsze, niż wsuwanie tulei od strony pokrywy. Kukorbowy bowiem jedynie koniec tulei opiera się na występie drąży cylindra, i ma uszczelkę miedzianą dociskaną dnem, drugi zaś koniec tulei może się swobodnie wydłużać w stronę pokrywy, po której to stronie szczelność uszczelki daje się łatwo sprawdzać.

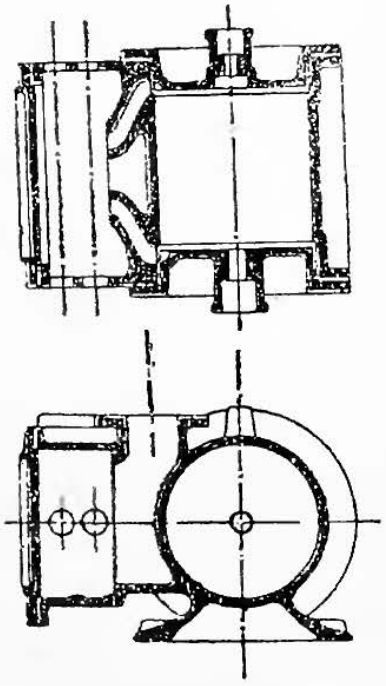
Tuleje w silnikach okrętowych wsuwają się dosyć często od strony pokrywy i miewają wówczas w przeciwległym końcu kołnierz wywinięty na wewnątrz, przyśrubowany do dna cylindra na uszczelkę z siatki, miedzianą i minię. Wlotki przeto kanałów rozdzielczych po tej stronie cylindra muszą mieścić się w obrębie wspomnianego kołnierza, co zwiększa bardzo przestrzeń szkodliwą. Do silników przemysłowych ustrój podobny nie znajduje zastosowania.

Odlewanie cylindrów z ogrzewkami, a więc o ściankach podwójnych, zwłaszcza na wysoką prężność lub na parę przegrzaną, albo wreszcie przy większych rozmiarach cylindra, nie jest właściwe, a to z powodu naprężeń odlewniczych, jakieby powstały w takim cylindrze, gdyby go odlać z żeliwa tak twardego, z jakiego odlewa się tuleję cylindrową. Dziury pordzeniowe najdogodniej jest robić okrągłe i rozmieścić w kołnierzu; zamyka się je na gwint żelazem; mniej dogodnymi będą otwory pordzeniowe w płaszczu zewnętrznym, które wypadałoby zamykać pokrywkami (rys. 706). Chcąc zupełnie uniknąć naprężeń odlewniczych, nadlewamy na końcach cylindra tylko obrączki (oraz i część podsuwakową), do których przytwierdzamy *) zewnętrzny płaszcz z blachy żelaznej.

Rys. 706.



Rys. 706-a.



Rozmieszczanie znaczniejszych mas odlewu na cylindrze w obrębie drogi tłoka, zwiększa straty przez chłodzenie się pary, wypada zatem wedle możności unikać kanałów lub żeber podłużnych i t. p. nadlewów, a przy większych cylindrach i parze przegrzanej, zaleca się dla każdej z czterech komór zaworowych, mieszczących się w końcach cylindra, dodawać oddzielne kołnierze przyłączne do rur, doprowadzających i odprowadzających parę (rys. 708).

Grubość s ścianek cylindra (p. str. 577) bywa nader rozmaita, a to przeważnie ze względów odlewniczych. Grubość kołnierzy $= 1{,}3\,s$ do $1{,}5\,s$. Grubości w ściankach i kołnierzach nadlanych króćcy powinny być dostatnie.

Dla łatwiejszego wsunięcia tłoka roztaczają końce cylindrów nieco szerzej, przechodząc łagodnie z tego roztocza we właściwą drążcylindra (rys. 707). Pierścienie uszczelcze tłoka podczas jego biegu nie wchodzą wcale, albo tylko bardzo mało (1 do 2 mm) w te roztocza.

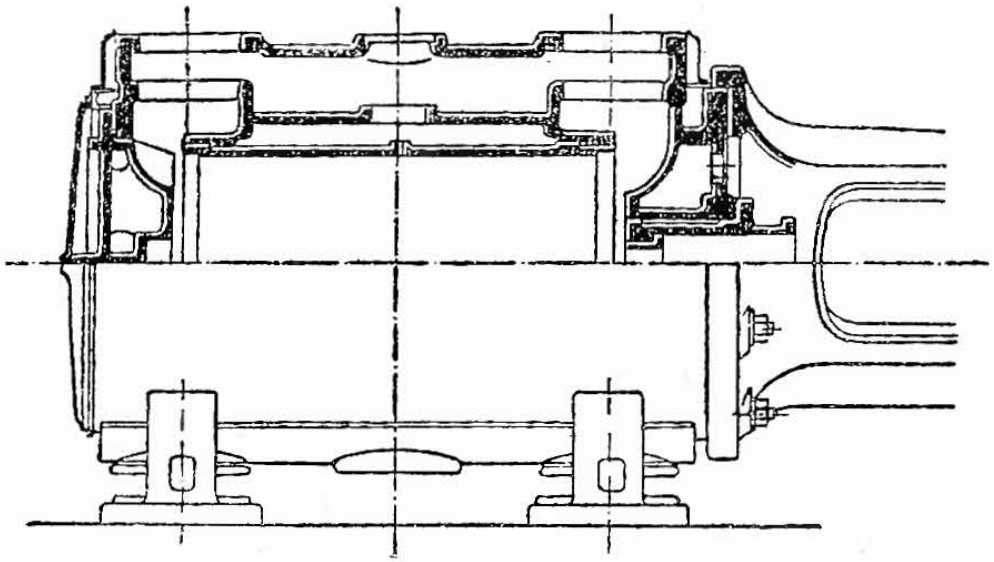
Pokrywy wpuszczają się stroną wewnętrzną w cylinder, a uszczelniają pierścieniami gumowymi, azbestowymi albo siatką metalową na

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1892 str. 359. 541. 680; 1898 str. 1153.

minię, najlepiej jednak wytworzyć uszczelnienie przez zetknięcie się wygładzonych powierzchni metalowych. Wytrzymałość pokryw zwiększamy nadlewając żebra, nadając pokrywom kształt wypukły, lub ścianki podwójne.

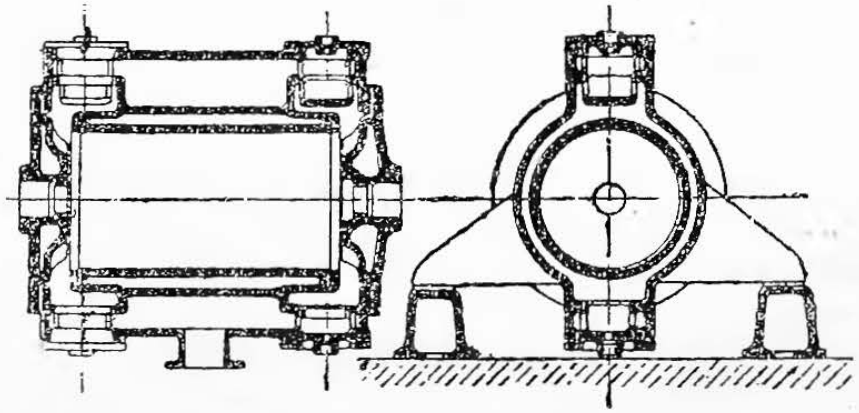
Ilość **śrub w pokrywie** bywa: $i = {}^1/_8 D + 4$, jeżeli przez D oznaczymy średnicę prześwitu drąży cylindra w cm; odstępy śrub nie powinny jednakże przekraczać 15 cm. W cieńszych kołnierzach śruby rozmieszczamy gęściej. Grubość rdzenia śrub obliczamy podług największej prężności pary, i jej nacisku na pokrywę, stosując

Rys. 707.



jako ciągnienie bezpieczne wartość $K_z \leqq 300$ kg/cm², a to ze względu na nacisk śrub niezbędny dla uszczelnienia, oraz na częstsze odkręcanie naśrubków. Na śruby i złącza śrubowe zalecają się wymiary podane w prawidłach hamburskich (p. Dział niniejszy, rozdz. IV, C. I. b. 4).

Rys. 707-a.



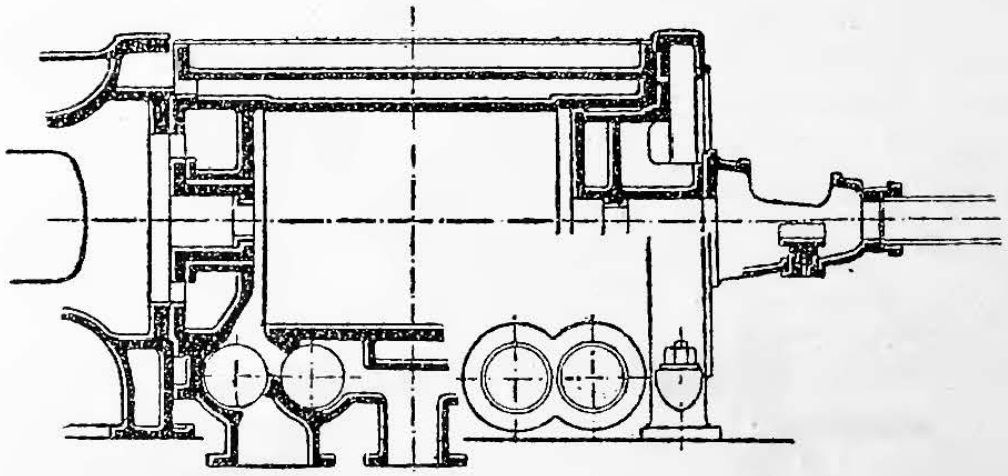
Luz między tłokiem a pokrywą lub dnem bywa stosownie do jakości wykonania 5 do 10 mm, a w silnikach stojących bywa on większy u góry niż u dołu.

Sadowienie cylindra. Dla zapewnienia współosiowości w silnikach leżących kołnierz prowadnicowy łączy się z kołnierzem cylindra na zagłębienie. Małe cylindry można sadowić, przyśrubowując je do kołnierza prowadnicowego, albo też, gdy się prowadnice wspierają tylko jednym końcem na posadzie, stawia się cylinder na nóżce silnie przyciągniętej śrubami do posady (rys. 711 cyl. wysokoprężny). Gdy skok przekracza 700 mm wypada już uwzględniać wydłużanie cy-

lindra pod wpływem ciepła, wspierając cylinder bądźto przesuwnie na jednej nodze stale do posady przytwierdzonej, bądź też na dwóch nogach z cylindrem złączonych, lecz przesuwnych po podnóżu. Gdy skok jest jeszcze większy, wsparcie cylindra na jednej nodze będzie niedostateczne, bo cylinderby się kiwał, o ileby prowadnice nie były nader sztywne. Można jednak podeprzeć cylinder jedną tylko nogą pod końcem przy pokrywie, podpierając równocześnie oddzielną nogą koniec prowadnic przy cylindrze (Sulzer), albo, o ile prowadnica tej nogi nie posiada, wypada podeprzeć cylinder w obydwóch końcach nogami zazwyczaj rozdwojonemi (rys. 707). Nogi pod płaszczem cylindra można też zastąpić nogami odlanemi z pierścieniem przyśrubowanym do kołnierza (rys. 708), zostawiając w ten sposób całą spodnią część płaszcza swobodną na połączenia rurowe, lub też na części rozrządcze, a przez ustrój taki umożliwiamy względnie nizkie położenie osi cylindra, trudne inaczej do osiągnięcia dla cylindrów nizkoprężnych z suwakami obrotnymi. Podobny ustrój nadaje się do podparcia dwucylindrowych silników spółtłoczyskowych, przyczem nóżki odlewamy w obydwóch końcach przełęcza.

W stojących silnikach zakończamy stojak kołnierzem okrągłym, nawet przy zastosowaniu prowadnic płaskich; na taki bowiem

Rys. 708.



kołnierz wygodnie przyśrubować bezpośrednio cylinder. Jeżeli na stojaku mają stać dwa cylindry, to wierzch stojaka wykonywamy często łączny, stawiając na nim cylindry swobodnie, aby się mogły wydłużać.

W celu ułatwienia dostępu do dławnic od spodu, jako też dla swobodniejszego przeprowadzenia części rozrządczych silnika stojącego, przytwierdzamy często cylinder wprost do stojaka, bez pośrednictwa kołnierza, wspierając dodatkowo przednią część cylindra słupami. Słupy bywają najczęściej żelazne (kute) lub żeliwne, i zazwyczaj okrągłe gładkie i polerowane, a stawiają się one pochyło, by zwiększyć powierzchnię posadowienia.

Słupy miewają na końcach kołnierze, które łączymy na kilka mniejszych (4 do 6) śrub lub łbiaków z płytą posadową, jak rów-

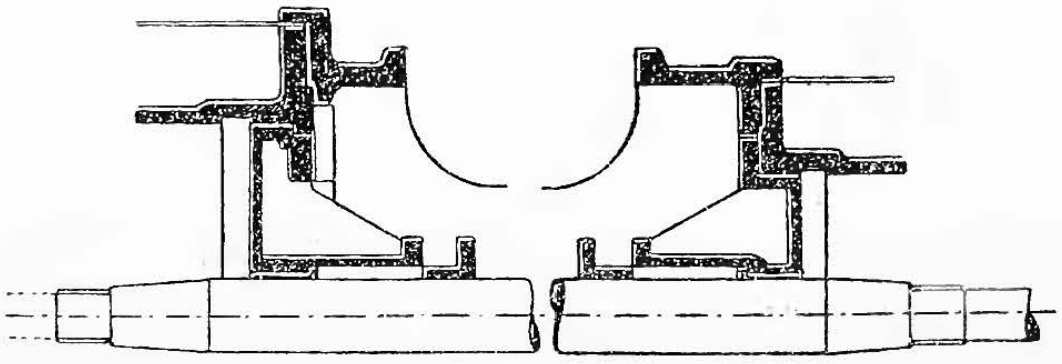
nież i z kołnierzem cylindra, odpowiednio ukształtowanym i wzmocnionym żebrami. Albo też cylinder ma dolane łapy wspornikowe, przyciskane naśrubkiem, na gwintowanym końcu słupa, do obrączki nakutej na słupie, lub do odsady powstałej z zatoczenia końca; celem uniknięcia niezbyt zaufnego gwintu na końcu słupa żeliwnego, w słup taki wkręca się na gwint, lub mocuje na klin oddzielny sworzeń kuty, chwytający naśrubkiem za łapę cylindra.

Słupy obliczamy na wyboczenie lub dodatkowo i na gięcie; skośne zastrzały albo zwory (ściągi) obok słupów mogą nieraz zmniejszyć wagę ogólną silnika.

Jeżeli dwa obok siebie stojące cylindry silnika wspierają się na oddzielnych stojakach i słupach, to właściwem będzie złączyć dołem obydwa cylindry kołnierzami, sięgającymi do połowy ich wysokości. Mniejsze zaś cylindry można nawet łącznie odlewać, przyczem jednakże na przelot pary między cylindrami nadają się lepiej rury oddzielne niż przewody w odlewie łączącym cylindry. Para bowiem, przechodząc przez taki przewód, odlany łącznie z cylindrem, zagrzewa go, skutkiem czego powstają w odlewie naprężenia dodatkowe, a odległość wzajemna osi cylindrów się zwiększa; okoliczność w końcu wspomnianą wypada uwzględniać już przy ustawianiu silnika.

Silniki spółtłoczyskowe budowano dawniej prawie wyłącznie w ten sposób, że cylinder wysokoprężny znajdował się bliżej krzyżulca i łączył z prowadnicami, a to dla tego, aby módz wyjmować mniejszy tłok i pokrywę cylindra wysokoprężnego przez drąż cylindra nizkoprężnego, posiadającą większy prześwit. Dno cylindra nizkoprężnego posiada od strony zewnętrznej kołnierz wywinięty ku osi. Jeżeli różnica prześwitu obydwóch cylindrów jest dostateczna, to w cylindrze nizkoprężnym w końcu od dna dolewamy kołnierz wywinięty ku osi, a natenczas kołki śrubowe, osadzone w kołnierzu dna wsuwają się w dziury kołnierza cylindrowego. Jeżeli jednak różnica prześwitów jest niedość znaczna, to cylinder wysokoprężny zamiast kołnierza wewnętrznego otrzymuje tylko wązką obrączkę nadlaną (rys. 709), o którą opiera się dno, przycią-

Rys. 709.

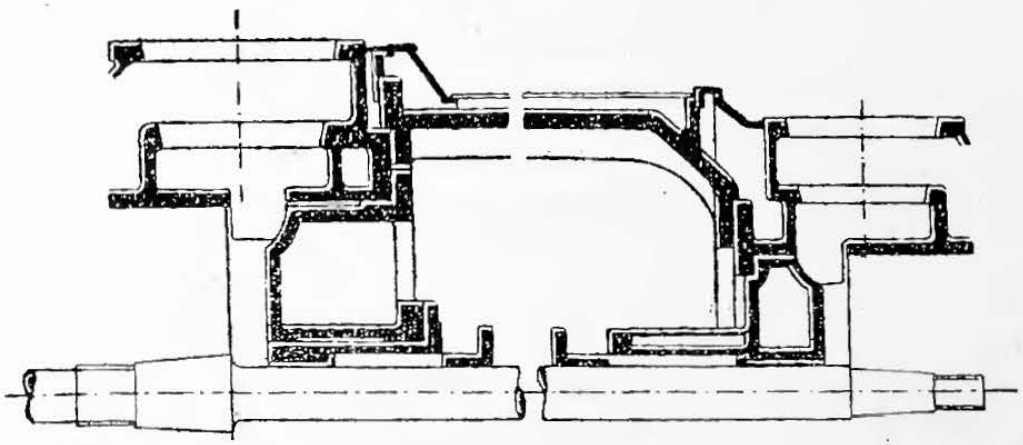


gane kołkami śrubowymi do dwudzielnego pierścienia nałożonego na zewnętrzne obrzeże cylindra. Środkowa część tłoczyska bywa stosunkowo bardzo gruba, zwęża się stożkowato pod tłokiem wysokoprężnym, który z drugiej strony przyciska się naśrubkiem.

Nowsze ustroje miewają odwrotne wzajemne położenie cylindrów, t. zn. cylinder wysokoprężny leży dalej od krzyżulca niż nizkoprężny, z którym też łączą się prowadnice. Tłoczysko wykonują zazwyczaj bez przedłużenia poza tłok wysokoprężny. Dla wyjęcia

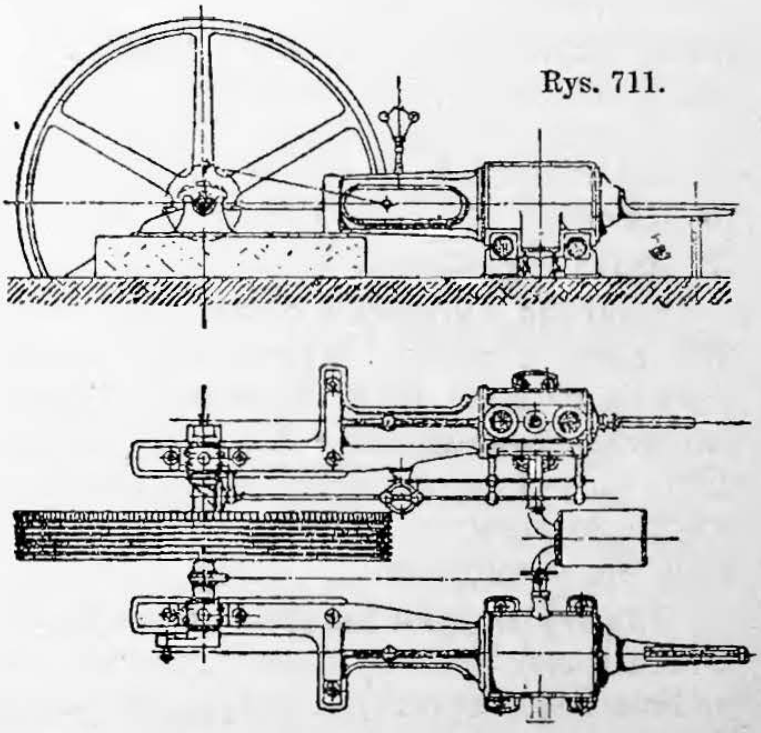
tłoków odsuwa się cały cylinder wysokoprężny, albo też odsuwa się odkorbową pokrywę cylindra wysokoprężnego na tyle w rozszerzenie przełęcza międzycylindrowego, aby módz wysunąć zupełnie tłok nizkoprężny i skręcić jego naśrubek z tłoczyska, poczem można już wyjąć tłok wysokoprężny, wraz z całym tłoczyskiem przez drąż cylindra wysokoprężnego (rys. 710).

Rys. 710.



Jeżeli nadto chcemy się pozbyć niedogodnego pogrubienia tłoczyska między tłokami, to w pokrywie cylindra nizkoprężnego osadzamy dławnicę wstawianą, którą wyjmujemy natenczas wraz z tłoczyskiem (rys. 710). Pokrywę zaś i tłok cylindra nizkoprężnego wyjmujemy przez wycięcie pozostawione w przełęczu. Wycięcie to przez nierównomierny rozkład naprężeń w przekrojach, staje się powodem gięcia w przełęczu i wymaga jego pogrubienia. W większych silnikach tłoczysko między tłokami podpierają nieraz oddzielną podpórką wbudowaną w przełęcze. Żłób podpórki, w celu zmniejszenia tarcia, wylewamy białym metalem; powinien on być nastawnym, np. przez podkładki rozmaitej grubości, a mimo to zaufnie łączyć się z podpórką

Rys. 711.



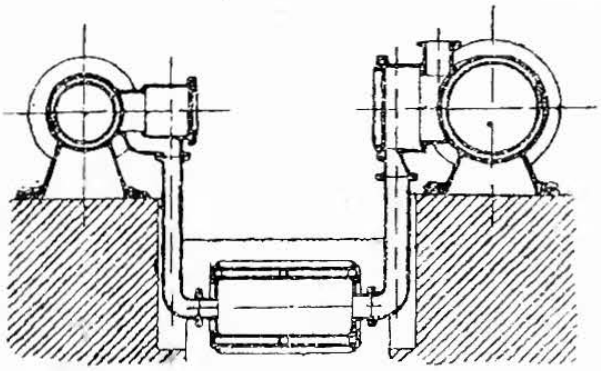
Rozrząd pary w silnikach spółtłoczyskowych nie wymaga znaczniejszej pojemności pośredka (receiver'a czyli przelotni), starczy zazwyczaj pojemność rury przelotowej, której przekrój bywa $\frac{Fc}{30}$ do $\frac{Fc}{20}$ w m², jeżeli F oznacza przekrój cylindra nizkoprężnego w m², a c średnią prędkość jego tłoka w m/sek.

Silniki sprzężone, o korbach względem siebie przestawionych, wymagają nieco większej pojemności przelotni, a rura przelotowa wystarczy na ten cel tylko pod warunkiem, że złączymy ją z przestrzenią ogrzewka, przez co zwiększamy jej pojemność użytkową.

Pojemność ta bywa często równą pojemności cylindra wysokoprężnego, pozostaje ona jednak w zależności od rozrządu parą, od stosunku pojemności obu cylindrów, jako też od wzajemnego przestawienia korb. Często można otrzymać korzystne wyniki przez wcześniejszy wylot przedzwrotowy, oraz przez powiększenie kąta przodowania korby nizkoprężnej do 120°; przy większej prężności początkowej, i większych prędkościach tłoków, zmiany powyższe wpływają też dodatnio na jednostajność momentów obracających, a zarazem dozwalają one zmniejszyć pojemność przelotni. Gdy korby są przeciwległe (180°), wobec stosunków wyłuszczonych na str. 874 dostatnia pojemność przelotni polepszy wykres.

Przelotnię można ustawiać w sposób wskazany w rys. 711, albo też wpoprzek tuż pod cylindrami (rys. 711-a). Wydłużanie się rury przelotowej przez zagrzewanie wymaga niezbyt krótkich kawałków pionowych w tej rurze, któreby się mogły poddawać. Jeżeli przelotnię osłaniamy ogrzewkiem, to, dla umożliwienia swobodnego wydłużania się płaszcza zewnętrznego, płaszcz ten może się łączyć stale z przelotnią tylko w jednym końcu.

Rys. 711-a.



Odwadnianie przelotni jest niezbędne podczas rozruszania silnika, a bardzo pożądane w czasie jego biegu. Z wodą odchodzącą z przelotni ścieka też z cylindra sporo smaru, którego wydzielenie z wody zazwyczaj się odłaca.

Osprzęt cylindrów. Kurki spustowe są wogóle pożądane do rozruszania silnika, a niezbędne, gdy cylinder zagrzewamy i przez lekkie odemknięcie zaworu dolotowego; nagrzewanie bowiem cylindra wyłącznie tylko ogrzewkiem powoduje silne naprężanie materyału. Zawory do ogrzewków mają się mieścić na odnogach przed zaworem rozrusznym, dziury na przyłączenie wskaźca miewają 10 mm prześwitu (a przy zastosowaniu rur przyłącznych 20 mm), gwint zaś na kurek wskaźca 1 cal ang.

Smar do cylindrów dostarczają wtłaczarki, wtłaczając go w doloty pary, a nadto i wprost do cylindrów, do których można też doprowadzać smar wykraplarkami. Smar do cylindrów leżących wchodzi przez grzbiet, do stojących przez wierzchnią pokrywę. Jeżeli silnik ma mieć możność biegu jałowego przy zupełnie otwartym zaworze dolotowym, to doprowadzanie smaru wprost do cylindrów staje się niezbędnem.

Zawory bezpieczeństwa (zazwyczaj około $^1/_{10}$ średnicy cylindra w przelocie) są pożyteczne przeciw uderzom o wodę, oraz przeciw nadmiernemu sprężaniu pary, chociaż przy znacznych prędkościach tłoka czasem i one zawodzą.

Bezpieczeństwo od uderzy o wodę zwiększa się znacznie, gdy wyloty kanałów znajdują się u spodu cylindra, a zatem w silnikach stojących wierzchnia pokrywa bywa więcej narażona, i dla tego zostawiamy więcej luzu między nią a tłokiem.

b. Dolot i odlot pary.

Przewody pary od kotła do silnika powinny być możliwie krótkie, a otulone od strat ciepła (p. str. 305). Zawory parowe stawia się tak przy kotle, jak i przy silniku, a przed zaworem silnikowym zaleca się ustawienie odkraplacza, w którymby woda w parze zawarta mogła się oddzielić, bądźto wskutek zmniejszenia prędkości w przewodzie rozszerzonym, bądź też siłą rozpędu w przewodzie bystro się zaginającym. Wodę, jaka się zbiera w odkraplaczu, wyprowadzamy z niego przez odwadniacz, który, z powodu samoczynnego działania, zwano zbyt ogólnie samodziałem. Przewodowi od kotła lepiej nadać spadek w stronę silnika. Przekrój tego przewodu oblicza się na średnią prędkość pary, nie przekraczającą 25 m/sek., z uwzględnieniem jednak długości przewodu, jego oporów, jako też i skraplania się pary w przewodzie (p. str. 301 i nast.). Przekrój przewodu tego można liczyć ocennie na $0{,}02\,F\,c_{max}$ do $0{,}03\,F\,c_{max}$ (p. str. 881). Mniejsza z tych wartości będzie właściwa, gdy odkraplacz przed silnikiem jest wielki, t. j. gdy zawiera on w sobie zapas pary przynajmniej na 30 skoków; większą zaś wartość wypada stosować, gdy pojemność odkraplacza przed silnikiem jest mała.

Dłuższe przewody parowe należy zaopatrywać w należytą ilość wydłużek i kolan miedzianych (p. str. 599), albo też wydłużek dławnicowych, rur przegubowych i t. p. Do pary przegrzanej miedź się nie nadaje. Wydłużki oprócz parcia wskutek rozszerzalności cieplikowej znoszą nieraz (np. kolana i wygięte wydłużki miedziane) i parcie spowodowane prężnością pary, co nie pozostaje bez wpływu na ich wytrzymałość (p. str. 578 i nast.)

Gdy zużycie pary w silniku podlega nagłym zmianom, zaleca się ustawiać przed silnikiem większy zbiornik pary, który może służyć zarazem i za odkraplacz, a który zmniejsza wahania prędkości w przewodzie, prowadzącym do niego od kotła. Rozumie się, że podobne nagłe zmiany w ilości potrzebnej pary wymagają przedewszystkiem stosownego ustroju kotła.

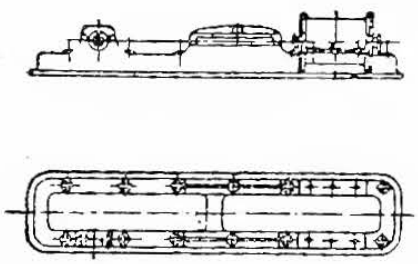
Rurze odlotowej nadajemy przekrój obliczony na prędkość do 15 m/sek.. lecz z uwzględnieniem istotnych oporów (p. str. 301 i nast.), ocenna zaś wartość tego przekroju w m^2 będzie $0{,}05\,F\,c_{max}$. Parę odlotową można stosować jeszcze do ogrzewań i do zagrzewania wody (uwzględniając powstającą przytem przeciwprężność), a również do silników pracujących bezwodnikiem siarkawym i t. p.

c. Oprawa silnika.

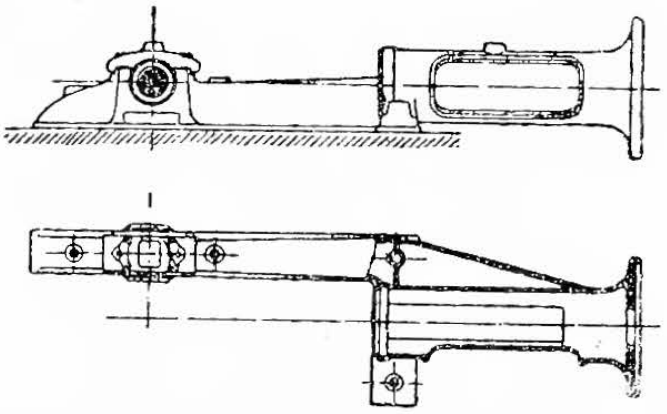
Zmienne siły wewnętrzne, jakie występują w silniku podczas jego biegu, powinna znosić oprawa, nie przenosząc ich na posadę. By nie zwiększać bez potrzeby naprężeń w oprawie, należałoby starać się o możliwe zmniejszenie ramion sił działających, a więc np. zmniejszać wedle możności wzniesienie osi cylindrów ponad posadą. Rozpór tłoka znosimy najsnadniej poosiowo, a więc przez zasto-

sowanie sztywnych prowadnic wydrążonych lub prowadnic symetrycznie względem osi rozłożonych, a przytwierdzonych spółosiowo do kołnierza cylindra.

Rys. 712.

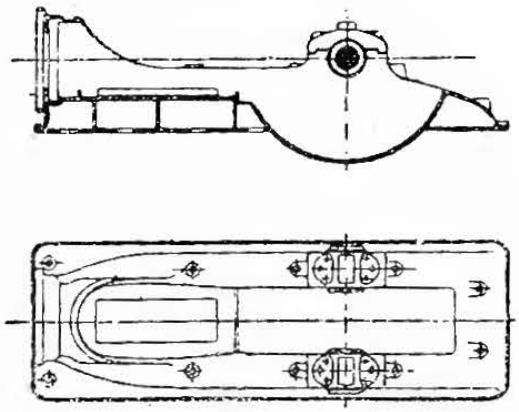


Rys. 713.

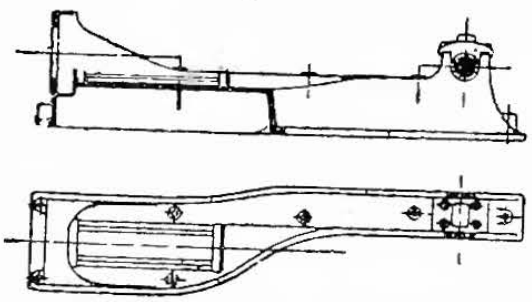


W rys. 712 do 716 przedstawiono oprawy silników leżących, a mianowicie: Rys. 712 przedstawia oprawę płaską z czteroma pro-

Rys. 714.

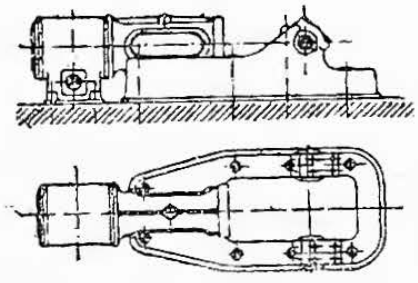


Rys. 715.



wadnicami nałożonemi; rys. 713 — oprawę z wydrążoną prowadnicą. Dawniej belkę oprawy jednostronnie ułożoną podpierano tylko w jednym końcu (osadzając go), lepiej jednak podpierać ją i tuż przed cylindrem i pod prowadnicą wydrążoną, przytwierdzając podpory do posady, a najlepiej ułożyć tę belkę wprost na posadzie, od łożysk wała korbowego aż do prowadnic, a w większych silnikach nawet aż do samego cylindra. W rys. 714 przedstawiono oprawę rozwidloną dla wała wykorbionego, w rys. 715 — oprawę jednostronną z płaską prowadnicą, wreszcie w rys. 716 — oprawę rozwidloną z wydrążoną prowadnicą. Prowadnica wydrążona tem się zaleca, że, jako wytaczana współcześnie z cylindrem, zapewnia współosiowość w sposób niezależny od ustawiania.

Rys. 716.



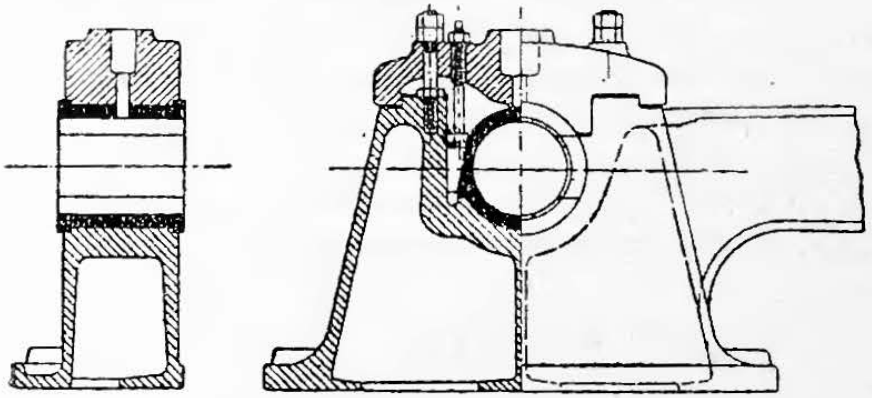
Oprawy odlewają się przeważnie pusto, a powinny się wspierać na posadzie szerokiemi powierzchniami, ciśnienie zaś na posadę, zwłaszcza wynikające z sił, jakie działają na wał korbowy, nie ma przekraczać 2 kg/cm^2. Ścisłe przyleganie spodniej powierzchni oprawy do posady zapewniamy przez należyte dociosanie ciosów posadowych, albo też przez podlanie oprawy rzadką zaprawą cemento-

wą. Przeciw gnącemu działaniu nacisku śrub przyciągowych (posadowych) wzmacniamy oprawę użebrowaniem (p. rys. 717-a). Części oprawy łączą się ze sobą na sworznie zaklinione, albo pierścieniami skurcznymi (wpuszczonymi, albo bez wpustów, lecz natenczas z kołkami osadczymi), wreszcie na kołnierze ześrubowane.

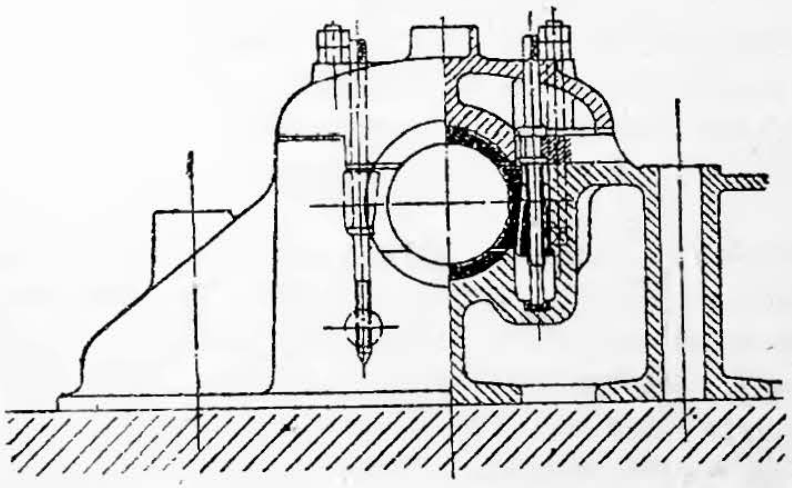
d. Łożyska wału korbowego

miewają panwie czwórdzielne, których jedna lub obydwie boczne części są nastawne, co pozwala dokładnie je nastawiać w miarę ścierania, lecz obchodzenie się z niemi nie zawsze bywa umiejętne. W przedniej części żłobu łożyskowego mieszczą się 2 lub 3 wielkołbiaste śruby nastawcze, działające nieraz na wspólną płytkę, gwint zaś dla nich nacina się w odlewie, albo też zastępuje osadzanymi naśrubkami. Śruby nastawcze możemy zastąpić klinami nastawczymi, którymi nastawiamy, a raczej dociskamy panwie bądźto wciskając klin (lewe strony rys. 717 i 717-a), bądź też dociągając go (prawe str. rys. 717-a, 717-b i rys. 717-c); sposób w końcu wspomniany . zaleca się bardziej.

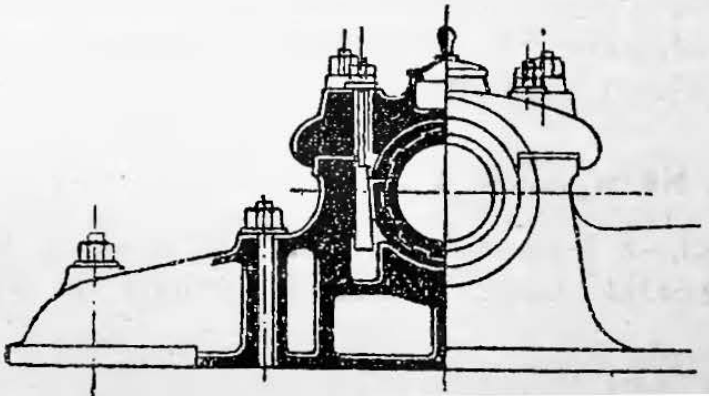
Rys. 717.



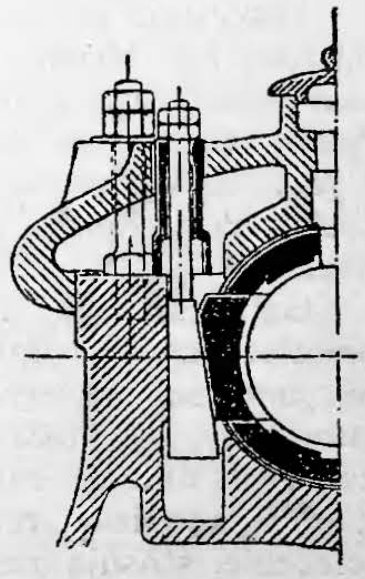
Rys. 717-a.

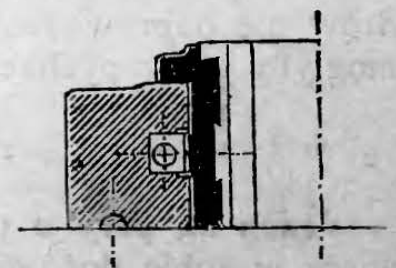


Rys. 717-b.



Rys. 717-c.





Stosują albo jeden szeroki klin, dociągany jedną tylko śrubą, albo też kilka wązkich klinów z oddzielnemi śrubami dociągczemi. Kliny prowadzą się w odpowiednich wpustkach żłobu i cisną na pochyłe tory, które są wcięte w grzbiet panwi, bądź też ponadeń wystają. Przy dobrem wykonaniu możnaby kliny nastawcze dociągać naśrubkami, wspierającymi się o pokrywę należycie przyciągniętą (rys. 717-b, 717-c); często jednakże uznają za lepsze uczynić nastawianie panwi zupełnie niezawisłem od pokrywy (rys. 717-a). W rys. 717-a przedstawiono klin szeroki, a w rys. 717-b wązkie kliny dociągane. Wyżłobienie na klin bywa od spodu zamknięte, by smar nie przeciekał na posadę.

Łożyska skośnie dzielone stosują do mniejszych silników o rozwidlonej oprawie (rys. 716), zwłaszcza gdy się wał wykorbiony wspiera wyłącznie w tych dwóch łożyskach, w przeciwnym bowiem razie i dalsze łożyska musiałyby być skośnie dzielone. Silniki stojące miewają prawie zawsze łożyska dwudzielne, a dzielone poziomo.

Żeliwne lub staliwne panwie miewają dostatnie wymiary, a wykładają się białym metalem. W żłobie łożyskowym zaleca się wytaczać gniazdo i wkładać w nie panwie otaczane spółosiowo do osi wała, zapobiegając przez stosowne wyskoki lub kołki pokręcaniu się panwi podczas biegu silnika. Dogodnem jednak będzie takie urządzenie panwi spodniej, aby, po lekkiem uniesieniu wała, można ją było, obracając około wała, wykręcić na wierzch (p. str. 510).

e. Dodatki do silnika.

Wszystkie gorące części silnika trzeba starannie osłaniać **otulinami** okrytemi blachą. Gdzieby się blacha stykała z ciepłym metalem, tam podkładamy azbest, lepszym jeszcze będzie jednak ustrój, w którymby blacha nie spoczywała na szerszych powierzchniach metalowych, lecz tylko na wązkich żebrach, lub nawet na kołkowatych podpórkach. Blacha i otulina powinny dać się odejmować bez uszkodzenia.

Łożyska, czopy i mimośrody najlepiej **oliwić** smarem krążącym, przetłaczanym pompką, a ustawicznie oczyszczanym. Do smarowania mniejszych części stosujemy knoty, wykraplarki smaru i t. p. przyrządy, czerpiące smar nieraz ze wspólnego naczynia, co jednak zwiększa długość rurek rozprowadzających smar.

By zapobiedz rozbryzgiwaniu smaru, i zapewnić powrotne jego ściekanie, stosują zasłonki, pełne opony, a również i ściekiewki. Dla ponownego użycia smaru nieodzownym jest rozdział ściekających smarów podług gatunku: jeżeliby smar wyciekający z dławnic cylindrów nie odprowadzał się oddzielnie, to wykraplarki i knoty łatwo mogłyby się zapychać tym gęstym smarem.

f. Skraplanie.

Jeden kg pary o prężności, z jaką odchodzi do skraplacza, zawiera w sobie ilość ciepła $\lambda_k \sim 625$ ciepł. Zważając jednak na wil-

gotność pary, oraz na jej ochładzanie się po drodze do skraplacza, liczą zazwyczaj w parze odlotowej silników parowych tylko $\lambda_k =$ 580 do 550 ciepł., a w skupionem urządzeniu skraplaczów jeszcze znacznie mniej, a to z powodu większego chłodzenia się w długich przewodach.

Jeżelibyśmy chcieli obliczać skraplacz podług ilości pary, doprowadzanej do silnika, to wypadałoby uwzględnić, że z ilości ciepłostek, zawartych w parze wlotowej, każdy MK_i zużywa na godzinę 636,7 ciepł., które przekształcamy w silniku na pracę, oraz że tracimy na rozpromieniowanie około 100 ciepł. Nadto przy zastosowaniu ogrzewków na cylindrach trzeba jeszcze odjąć ilość ciepłostek zawartą w wodzie, jaka się skrapla w ogrzewkach, obliczoną podług cieplika cieczy przy temperaturze, odpowiadającej prężności pary w ogrzewkach.

Dla prężności najczęściej stosowanych w silnikach parowych, a więc w granicach od 5 do 12 atm., cieplik całkowity $\lambda = 655$ do 665 ciepł. Licząc na 3% zawilżenia pary wlotowej, otrzymamy $\lambda' = 640$ do 650 ciepł. Przegrzewając zaś parę nasyconą o temperaturze $t = 158$ do 190,6° o $t' - t$, t. j. do temperatury t' przy wlocie, otrzymamy:

$$\lambda' = 606{,}5 + 0{,}48\,t' - 0{,}175\,t\ ^*),$$

a więc dla $t' = 260°$, $\lambda' = 703{,}7$ do 698 ciepł., a dla $t' = 320°$, $\lambda' = 732{,}5$ do 726.7 ciepł.

Np. w silniku jednocylindrowym, zużywającym na MK_i godz. 9 kg pary 5 atm., a w ogrzewku 0,3 kg, będzie:

$$\lambda_k = (9 \cdot 640 - 636{,}7 - 100 - 0{,}3 \cdot 160) : 8{,}7 = 572 \text{ ciepł.};$$

a w silniku pracującym parą przegrzaną 12 atm. i 320°, zużywającym na MK_i/godz. 4,5 kg pary, będzie:

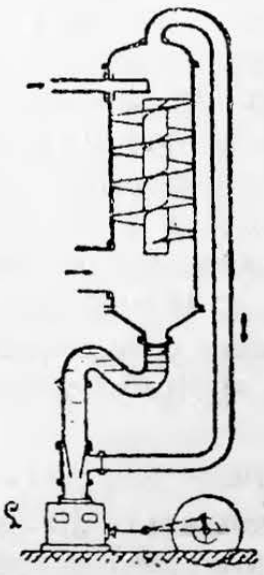
$$\lambda_k = (4{,}5 \cdot 726{,}7 - 636{,}7 - 120) : 4{,}5 = 536 \text{ ciepł.}$$

Woda skraplająca miewa temperaturę t_w zmienną w zależności od źródła, z którego ją czerpiemy: woda ze studzien miewa dość stale $t_w = 10°$, woda ze stawów i rzek w zależności od pory roku i położenia przekracza nieraz granicę $t_w = 25°$, a wreszcie woda studzona miewa $t_w = 30°$, a nawet ponad 40°.

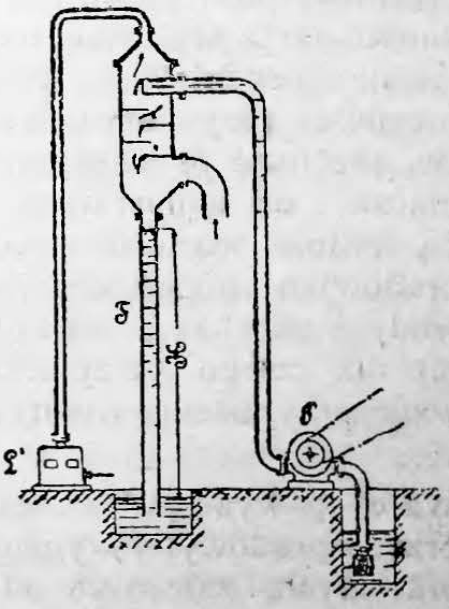
1. Skraplanie bezprzeponne.

Wodę skraplającą wprowadzamy do skraplacza bezpośrednio do przestrzeni, w której ma się skraplać para. A że w skraplaczu prężność jest mniejsza niż atmosferyczna, więc ssiemy wodę skraplającą na wysokość do 7 m wprost przez rurę ssawną z prędkością 1 do 2 m/sek. W celu ściślejszego zmieszania wody tej z parą stosujemy: kurki wpryskowe, wpryski stożkowe, albo natryskowe, powierzchnie śrubowate (rys. 718), półki (rys. 719) i t. p.

Rys. 718.



Rys. 719.



Ze względu na otrzymywanie cieplejszej wody do zasilania kotłów, nawet przy nadmiarze chłodnej

*) Podług nowszych doświadczeń cieplik właściwy pary przegrzanej przy stałej prężności ($c_p = 0{,}48$, t. j. wartości oznaczonej przez Regnault'a) nie jest stały i może dosięgać wartości 0,7 (p. Zeitsch. d. V. d. Ing. 1904 str. 1189).

wody skraplającej, nie schodzimy z temperaturą skraplania t_k poniżej 30^0, często zaś dosięgamy 40^0.

Ilość wody skraplającej m kg na 1 kg pary skraplanej określamy ze wzoru:

$$\lambda_k + m t_w = (m+1) t_k,$$

w którym t_w oznacza temperaturę wody wpryskiwanej, m zaś spółczynnik o wartości 25 do 30 przy zwykłych warunkach, a wzrastający do 40, gdy woda skraplająca będzie cieplejsza, co jednocześnie zwiększy temperaturę skraplania i prężność w skraplaczu (por. str. 286).

Skraplacze bywają albo spółprądowe, w których para i skraplająca woda przebiegają przez skraplacz w tym samym kierunku, albo przeciwprądowe, w których kierunek przelotu pary jest odwrotnym względnie do kierunku przepływu wody. W skraplaczu spółprądowym para, wchodząc weń, napotyka odrazu najchłodniejszą wodę; w miarę przebiegu przez skraplacz para ochładza się i skrapla, zagrzewając natomiast wodę, tak, że u wylotu ze skraplacza woda i resztki pary nieskroplonej posiadają prawie jednakową temperaturę.

W skraplaczu przeciwprądowym natomiast wlatująca para wpada zrazu na strumień odpływającej już wody najcieplejszej, zagrzanej podczas swego przepływu przez skraplacz. W dalszej swej drodze para napotyka wodę coraz to mniej zagrzaną, aż wreszcie u swego wylotu para styka się z najchłodniejszą wodą wstępującą do skraplacza.

A zatem w skraplaczu spółprądowym temperatura skraplania równa się temperaturze wody odpływającej, a więc już zagrzanej; w skraplaczu przeciwprądowym zaś ostateczna temperatura skraplania równa się temperaturze wody wchodzącej do skraplacza, a więc jeszcze nie zagrzanej. Jasnem jest zatem, że dla otrzymania jednakowych wyników skraplania, do skraplacza przeciwprądowego możemy doprowadzać, bądźto mniejsze ilości wody, bądź też wodę cieplejszą, aniżeli w systemie spółprądowym.

W każdym punkcie skraplacza prężność p_k równa się sumie prężności poszczególnych gazów zawartych w skraplaczu, a więc prężności pary p_d, zwiększonej o prężność rozprężonego powietrza p_l, jakiego niezdołaliśmy usunąć ze skraplacza. Wartość p_d odpowiada prężności pary nasyconej o temperaturze panującej w danym punkcie, prężność p_l zależy zaś od stopnia rozprężenia powietrza w skraplaczu i od temperatury. Jeżeli prężności p_k, p_d i p_l oznaczać będą średnie wartości w skraplaczu, to, licząc, że w skraplaczu spółprądowym temperatura jest w przybliżeniu stała (średnia temperatur wody i pary), a w skraplaczu przeciwprądowym zmienna, otrzymamy dla całego skraplacza spółprądowego, a więc i u jego wylotu wzór przybliżenie ważny:

$$p_k = p_d + p_l.$$

Wzór powyższy, w zastosowaniu do wylotu pary w skraplaczu przeciwprądowym, wymagałby jeszcze pewnych spółczynników poprawczych, zależnych od różnicy rozprężenia powietrza i temperatury u wylotu, względnie do średniej wartości tych czynników w całym skraplaczu.

Prężność powietrza p_l w skraplaczu nie powinna przekraczać 2 do 3 cm sł. rt. Oznaczamy ją sposobem następującym: zwykły barometr rtęciowy wskaże nam chwilową prężność atmosfery (np. 73 cm sł. rt.), zależną od wzniesienia nad morzem i stanu pogody. Wakumetr wskaże nam różnicę prężności między atmosferą a skraplaczem (np. 64,5 cm sł. rt.). Różnica wskazań barometru i wakumetru oznaczy nam zatem prężność bezwzględną p_k w skraplaczu (np. $p_k = 73 - 64{,}5 = 8{,}5$ cm sł. rt.). Z temperatury t_k w skraplaczu określamy przynależną prężność pary p_d (np. dla $t_k = 40°$, $p_d = 5{,}5$ cm sł. rt.). Wreszcie różnica między znanemi obecnie już prężnościami p_k i p_d da nam wynik ostateczny, t. j. prężność powietrza p_l w skraplaczu (np. $p_l = p_k - p_d = 8{,}5 - 5{,}5 = 3$ cm sł. rt.). Jeżeliby się miało okazać, że prężność powietrza w skraplaczu jest znacznie większa od 2 do 3 cm sł. rt., byłoby to wskazówką, że albo zachodzą nieszczelności w skraplaczu lub w przewodach doń wiodących, albo że pompy działają za słabo lub wadliwie.

2. Skraplanie naprzeponne.

Przepona rozdziela parę odlotową od wody skraplającej. Przeponę rozdzielającą tworzy ponajczęściej zeskład rur; para przechodzi przez rury, a woda skraplająca na zewnątrz, rzadziej odwrotnie. Skraplacz taki może być jedno, albo kilkokomorowy. Wodę skraplającą, w ilości $m = 40$ do 50 kg na 1 kg pary, przetłacza pompa zazwyczaj odśrodkowa. Woda skroplona z pary odpływa z temperaturą niższą od średniej temperatury t_k w skraplaczu, a wodę wraz z powietrzem odciąga odwadniająca pompa próżniana, w urządzeniach skupionych natomiast ustawiają zazwyczaj oddzielną pompę od powietrza. I przy skraplaniu naprzeponnem zaleca się bardziej ustrój przeciwprądowy, przyczem dogodnem będzie ssać powietrze i wodę skroploną z najchłodniejszego końca skraplacza.

Rozróżniamy dwa zasadniczo odmienne układy: zamknięty i otwarty.

a) Układ zamknięty: Zazwyczaj w postaci kotła walczastego o dnach podwójnych i rurkach mosiężnych, 20 do 30 mm średnicy zewnętrznej, osadzonych końcami w dna wewnętrzne, które dla wody morskiej robią spiżowe, albo żeliwne, a natenczas z powłoką ochronną. Osie rur miewają odstępy wzajemne 30 do 35 mm. Powierzchnia skraplająca bywa 0,02 do 0,03 m² na 1 kg pary i godzinę.

Woda między takim skraplaczem, a wyżej położonym zbiornikiem wody studzącej się, krążyłaby samoczynnie (wskutek różnicy temperatur) przez przewody, łączące zbiornik ze skraplaczem (układ samokrążny, nieczęsto stosowany). Jeżeli zbiornik wody studzącej się lub wody chłodnej, leży poniżej skraplacza, to musimy wodę przetłaczać np. pompą.

b) Układ otwarty Skraplacz możemy zanurzyć w zbiornik wody chłodnej, albo też zraszać go wodą obciekającą po jego powierzchniach zewnętrznych, rozróżniamy zatem dwa rodzaje skraplaczy otwartych, a mianowicie:

α) Otwarte skraplacze zanurzone, które znów mogą być albo leżące, t. j. bez płaszcza, a natenczas para przechodzi przez rury, woda zaś krąży samoczynnie między rurami w kierunku do nich prostopadłym, albo też stojące, t. j. z płaszczem, lecz bez den zewnętrznych, a natenczas para skrapla się na zewnętrznej stronie rurek, woda zaś krąży samoczynnie przez wnętrza rurek.

β) Otwarte skraplacze obciekowe, składają się z szeregu mosiężnych rurek poziomych, utwierdzonych końcami swymi w odnogi pionowych rur zbiorczych. Para skrapla się na wewnętrznej stronie rurek i zbiorczych rur, woda zaś, wylewająca się na grzbiet wierzchniej rurki, obcieka po niej i kolejno po rurkach poniżej leżących. Takich szeregów albo ścian rurkowych możemy stawiać większą ilość obok siebie. Powietrze zewnętrzne, rozpuszczając w sobie w postaci pary wilgoć wchłanianą z wody obciekającej, zabiera jej ciepło niezbędne na wyparowanie tej wilgoci, przez co obniża temperaturę wody obciekającej, której potrzebna ilość będzie zatem w skraplaczach obciekowych stosunkowo mała.

Gdy się woda skraplająca, z powodu zanieczyszczenia lub swego składu chemicznego nie nadaje do zasilania kotłów, to, w celu otrzymania niezanieczyszczonej wody skroplonej do ponownego zasilania nią kotłów, zastosowanie skraplaczy przeponowych będzie wskazane. Do wody skraplającj, która zawiera w sobie węglany, stosują przed innymi skraplacze zamknięte, do wody zaś zawierającej siarczany — skraplacze obciekowe, a to w celu łatwiejszego oczyszczenia rur z osadzających się na nich siarczanów, wreszcie do wody zamulonej nadają się najlepiej skraplacze otwarte, czy to zanurzone, czy też obciekowe.

Wodę, skroploną z pary odlotowej z silników, odtłuszczamy przez **wydzielanie tłuszczów** wskutek odstawania się, i przez następne przesączanie przez koks, wełnę drzewną, sukno przesączne, a (podł. Dehne'go) skuteczniejszem ma być dodanie wodzianu glinu. Lepiej jednak wydzielać tłuszcze wprost z pary, przez co zarazem zapobiegamy zanieczyszczaniu się tłuszczem powierzchni skraplacza. Przyrząd taki, odtłustnikiem zwany, stawiamy na rurze odlotowej przed skraplaczem. Sam przyrząd jest naczyniem z pionowemi przegrodami, a lepiej z rurkami (od wewnątrz chłodzonemi wodą), na których skrapla się i osadza z pary woda wraz z tłuszczami, a mieszanina ta ścieka na dno naczynia. Ponieważ wnętrze naczynia podlega próżni skraplacza, więc, gdy szkło wodoskazowe wskaże nam określone napełnienie naczynia cieczą, oddzielamy je kurkami lub zaworami od silnika i skraplacza, które na czas takiej przerwy łączą się przewodem oblotowym. Złączywszy zaś przestrzeń parową naczynia z atmosferą zewnętrzną, opróżniamy naczynie przez kurek spustowy. Zamiast tego możemy też ssać bez przerwy ciecz pompą, przyczem rozłączanie naczynia kurkami od silnika i skraplacza staje się zbytecznem, a działanie odtłustnika ciągłem. Odtłustniki podobnego ustroju zalecają się i przy skraplaniu bezprzeponnem. Olej po oddzieleniu wody i przegotowaniu, oraz przesączeniu staje się zdatnym do ponownego użytku.

3. Skraplacz smoczkowy.

Jest to skraplacz bezprzeponowy, nie wymagający ani pompy powietrznej, ani pompy odwadniającej. W zasadzie nie jest on niczem innem, jak najprostszym smoczkiem parowym, działającym parą odlotową, i to parą o bardzo nizkiej prężności. Para wylatująca z dysz, wytworzonych z wielu stożkowato się zbiegających kanalików, spotyka strumień chłodnej wody, a mieszając się z nim, nietylko się skrapla, lecz nadto, oddając mu przy zderzeniu część pracy rozpędu, nadaje mu pożądaną prędkość. Strumień wody, poruszany w ten sposób przez parę, ssie za sobą świeże ilości wody przez środkową dyszę wodną.

Nader mała prężność pary odlotowej nie starczyłaby do zapoczątkowania czynności przyrządu, innemi słowy, para odlotowa, nie skraplając się raptownie, nie zdołałaby zassać wody niezbędnej do swego skroplenia. Dlatego do przyrządu powyżej opisanego w dyszę wodną wsadza się jeszcze pomocnicza dysza parowa, w którą (przed rozruszeniem silnika) puszczamy świeżą parę z kotła. Para ta ssie wodę, wyrzuca ją z dyszy wodnej w gardziel smoczka głównego, a natenczas (po rozruszeniu silnika) para odlotowa, napotykając już

w gardzieli wodę, niezbędną do swego skroplenia, podtrzymuje nadal samoistnie działanie smoczka, nawet po zamknięciu dopływu pary świeżej. Taki skraplacz smoczkowy, zdolny utrzymywać stale próżnię 0,8 do 0,86 atm., t. j. 60 do 65 cm sł. rt., zużywa 25 kg wody na każdy kg pary. Dysze tego skraplacza smoczkowego są nastawne (od dźwigni lub śruby), a to w celu przystosowania pracowności smoczka do ilości pary odlotowej przy zmieniającej się pracy silnika.

W przewód między silnikiem a skraplaczem należy wstawić zawór zwrotny, a nadto z przewodu tego odszczepiają odnogę do rury wydychowej, zaopatrzoną w zawór, a układ taki umożliwia pracę silnika z wydychem, t. j. bez skraplacza. Sam skraplacz zaś stawia się zawsze pionowo.

By zapobiedz zapychaniu się dyszy wodnej i gardzieli, dopływ do przewodu wodnego osłania się gęstą siatką.

Przy bardzo zmiennem obciążeniu silnika ustawiczne nastawianie dysz smoczka byłoby mozolne, dlatego też zaleca się w takich razach doprowadzać wodę do smoczka z pewnem ciśnieniem (5 do 6 m), podnosząc ją, np. pompą. Ustrój taki nie wymaga już dyszy pomocniczej na parę świeżą, bo i bez niej mamy zapewniony dopływ wody do smoczka, a więc i doprowadzenie go do działania.

4. Pompa powietrzna.

Pompa ssie albo tylko gazy, t. j. powietrze z oparami (pompa sucha), albo też równocześnie i wodę (pompa mokra). Wydajność i wymiary pompy zależą od jej ustroju, a również i od rodzaju silnika obsługiwanego.

Pompy mokre, o ile są przeznaczone wyłącznie do jednego silnika, obliczają się zwykle tak, aby, przy wypełnieniu $^1/_4$ pojemności cylindra wodą, ssały całą ilość wody, odpowiadającą normalnej pracy silnika. Liczymy zaś po 30 l wody na każdy kg pary odlotowej. Zakładając wspomniany co dopiero stosunek $w + 1 = 30$, wyprowadził Popper poniższe wzory:

a) dla pomp o działaniu pojedynczem: $L = \frac{D}{n}$,

b) dla pomp o działaniu podwójnem: $L = \frac{2\,D}{n}$,

w których oznacza:

L drogę przestrzenną tłoka podczas jednego skoku w l (dm^3), t. j. $\frac{\pi\, d^2}{4} \cdot s$ dm^3,

D zużycie pary w kg na godz.,

n ilość obrotów na minutę.

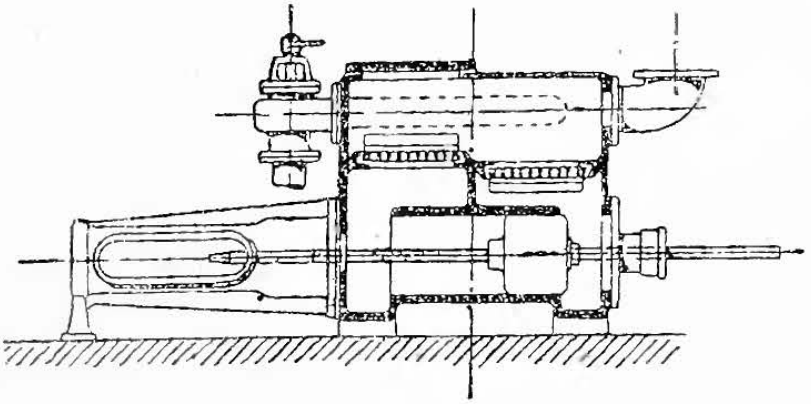
W pompach wyborowych możemy zmniejszyć nieco wymiary, również i wówczas, gdy się praca silnika zwiększyć już nie da. Naodwrót, gdy woda skraplająca będzie cieplejsza, zwiększamy objętość drogi tłoka o tyle, o ile się powiększyła objętość wody, nie licząc na zwiększenie się objętości oparów i powietrza, a więc, np. $w + 1 = 40$, zwiększy objętość wody o $\frac{40 - 30}{30} = {}^1/_3$. A że droga tłoka wypełnia się wodą tylko na $^1/_4$, więc L zwiększy się o $^1/_3 \cdot {}^1/_4 = {}^1/_{12}$ wartości podanej we wzorach powyższych.

Ponieważ powietrze, pozostające w cylindrze pompowym, zmniejsza znacznie wydajność pompy, należałoby więc unikać znaczniejszych przestrzeni szkodliwych, a gdy

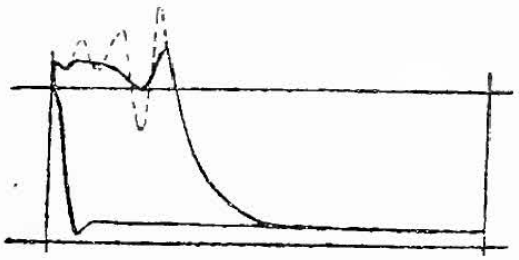
to nie możliwe, wypada się przynajmniej starać o należyte odpowietrzanie, łagodne zmiany kierunku strumieni wodnych, dostatnie przekroje, i nie nadmierną prędkość tłoka.

Opór otwierania zaworu ssawnego zmniejsza się, jeżeli zawór będzie pod wodą, a więc, gdy nad zaworem, np. w skrzynce zaworowej, znajdować się będzie chociaż niezbyt znaczna ilość wody, albo gdy woda zapełniać będzie cały przewód aż do skraplacza, wytwarzając znaczniejszy słup wody cisnącej na zawór. W pierwszym przypadku, gdy nad zaworem znajduje się nieznaczna ilość wody, po otwarciu zaworu wpada wszystka woda do cylindra, poczem tłok, przebiegając dalszą drogę, ssie jeszcze i powietrze.

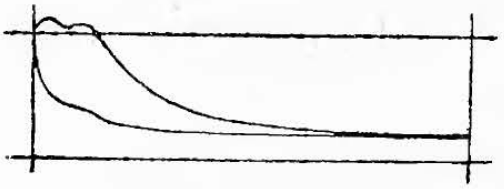
Rys. 720.



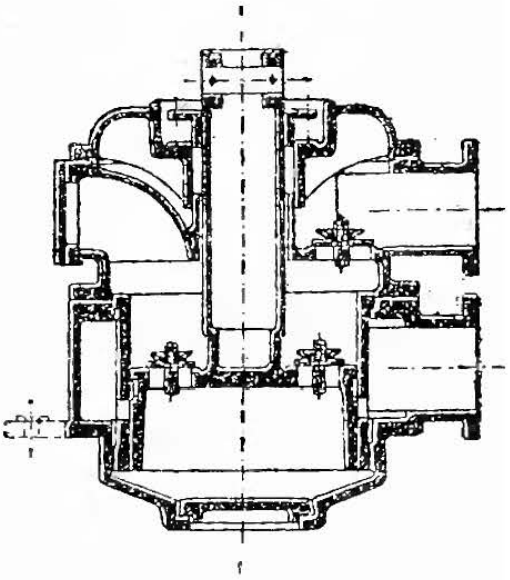
Rys. 721.

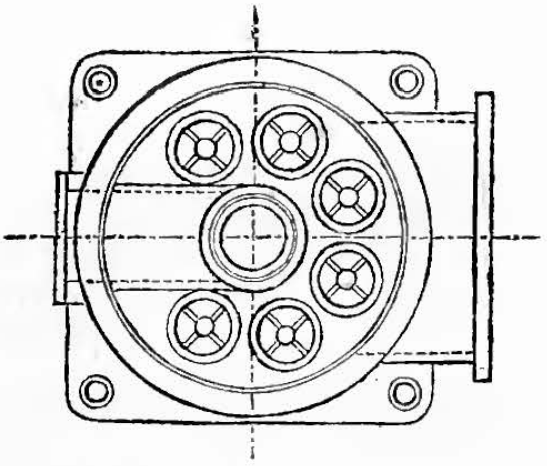


Rys. 722.

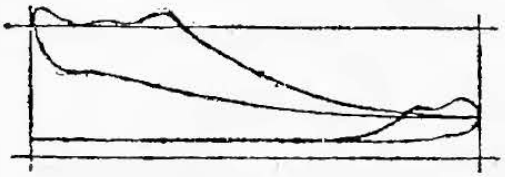


Rys. 723.

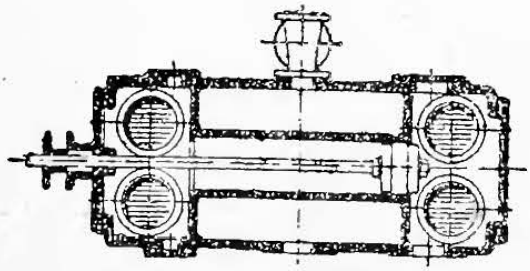




Rys. 723-a.



Rys. 724.



Tak samo może działać i ustrój bez zaworów ssawnych (rys. 723), jeżeli okienka zamykane tłokiem mają przekrój i położenie wystarczające do wpuszczania w drąż pompy, podczas jednego skoku tłoka, nietylko wody, lecz i powietrza. W drugim przypadku natomiast zawór jest stale zalany wodą tak, że powietrze przez niego przejść nie może, i dlatego wypada wówczas złączyć pompę oddzielnym przewodem powietrznym ze skraplaczem, a w przewód ten wstawić zawieradło, (p. rys. 720) przestawiane np. od tłoczyska.

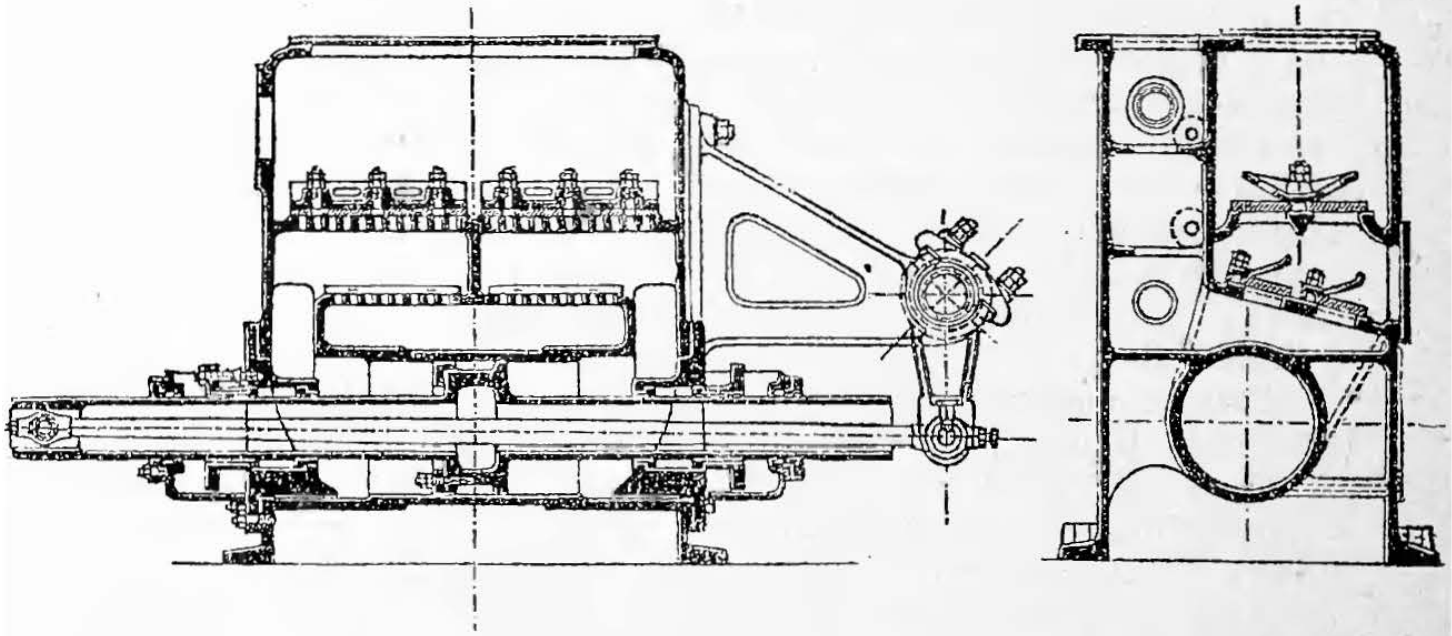
Nakres rys. 721 wykazuje szybkie zassanie z powodu małej przestrzeni szkodliwej i dobrego odpowietrzenia. Takie pompy miewają jednak bieg twardy i uderzają zwłaszcza przy wielkiem napełnieniu wodą, ponieważ natenczas woda uderza w zawor tłoczny.

w chwili gdy tłok posiada największą prędkość. Siłę uderzeń tych zmniejszają przez połączenie przestrzeni szkodliwej z przestrzenią ponad zaworami tłocznymi, bądźto przewodem z kurkiem, bądź też kilkoma otworkami na powietrze, zrobionymi choćby nawet w samych zaworach tłocznych. Nakres zaś rys. 722 przedstawia naodwrót działanie pompy o wielkiej przestrzeni szkodliwej. Próżnia szwankuje naówczas z powodu zmniejszonej sprawności objętościowej.

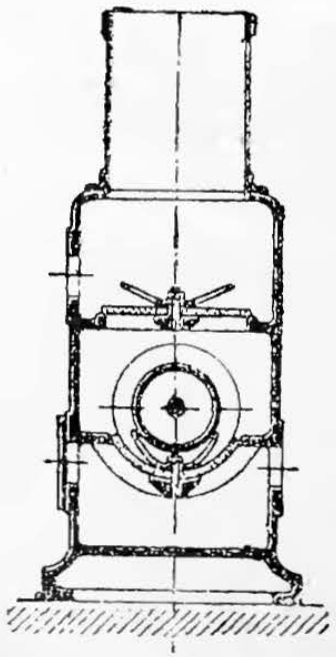
Rys. 723 przedstawia pompę próżnianą o działaniu dwustopniowem, a rys. 723-a przynależny nakres (wskazę). Część spodnia pompy pracuje na nizkie ciśnienie i posiada znaczną sprawność objętościową, wierzchnia zaś jest zaopatrzona w jamę powietrzną, a sprężanie tego powietrza zmniejsza uderzenia zaworów i łagodzi bieg pompy.

Prędkość tłoka w pompach próżnianych bywa nader rozmaita. Gdy tłok pompy siedzi wprost na przedłużonem tłoczysku silnika parowego (rys. 724 albo rys. 720) zawory mieszczą się ponad cylindrem (rys. 720), prędkość tłoka pompowego jest równa prędkości tłoka

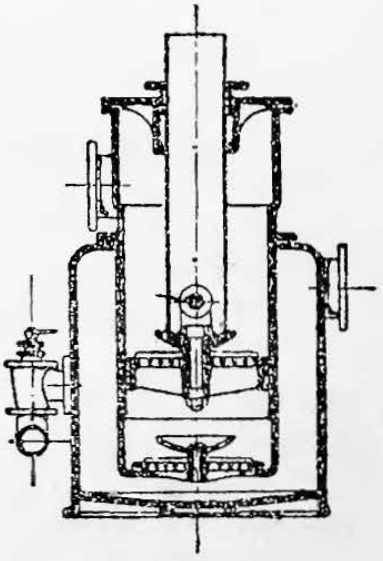
Rys. 724-a.



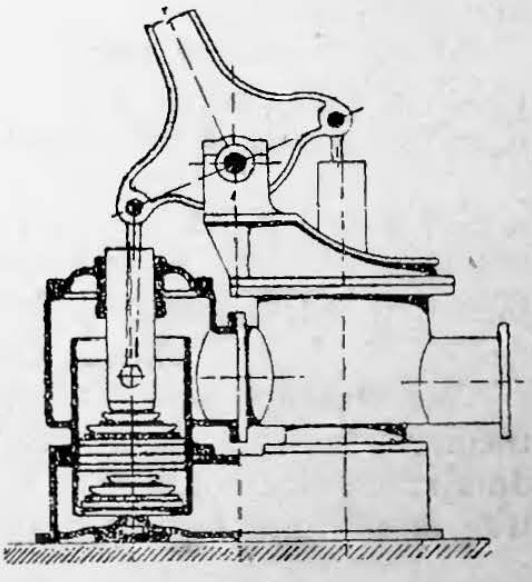
Rys. 724-b.



Rys. 724-c.



Rys. 724-d.



parowego, dosięgając nieraz wartości 6,5 m na sek. Jeżeli jednak tłok pompy nie siedzi na tłoczysku silnika, lecz napędza się oddzielnie, np. z wału korbowego, nadają tłokowi pomp próżnianych prędd-

kości zazwyczaj poniżej 2 m/sek. Stosunek średnicy tłoka do jego skoku bywa 0,6 do 1. Ponieważ wielkość klap lub zaworów może być bardzo znaczna, więc prędkość przepływu przez ich przelot bywa niejednokrotnie mniejsza niż 2 m/sek.

Dławnice otrzymują czasami uszczelnienie wodą; tłoki zaś bywają bez szczeliwa, a co najwyżej uszczelnione dwoma pierścieniami metalowymi, lekko tylko sprężynującymi. Jeżeli klapy lub zawory mieszczą się w samym tłoku, to przelot ich dosięga zaledwie 25% pola tłoka. Aby więc prędkość w przelocie nie przekroczyła natenczas 2 m/sek., bieg tłoka nie powinien być prędszy niż 0,5 m/sek. Klapy bywają okrągłe lub prostokątne, a gumowe 20 mm grube wspierają się na kratach rusztowatych o rozbrzeżności szczelin około 24 mm. Klapy gumowe, ścieniające się ku krawędziom przylegają ściślej. Na wodę gorącą zastępuje się guma mniej giętką dermatyną. Zawory metalowe wykonują przeważnie w postaci krążków lub pierścieni z twardej blachy mosiężnej, lub blachy z bronzu namanganionego. Siodła (kraty) jako też i odboje bywają metalowe, a odboje bez sprężyn, albo z płaskiemi sprężynami mosiężnemi.

Szczegóły ustroju próżnianych pomp leżących przedstawiono w rys. 724-a i 724-b, stojących zaś w rys. 724-c i 724-d.

Pompy mokre, przeznaczone do skraplaczy przeponowych, otrzymują pojemność dwa razy mniejszą niż takież pompy do skraplaczy bezprzeponowych.

Jeżeli, zamiast zadowolić się powyżej przytoczonemi danemi, osnutemi na doświadczeniu, chcemy ściślej uwzględnić ilości powietrza, jakie mamy odsać ze skraplacza, co zwłaszcza okaże się potrzebnem przy pompach suchych, oraz przy skupionem urządzeniu do skraplania, to na ten cel możemy posługiwać się danemi poniższemi:

Przy temperaturze 15^0 i ciśnieniu atmosfery woda zawiera w sobie (podł. Bunsen'a) powietrza do 2% na objętość.

Zazwyczaj liczą nie 2%, lecz 7%, uwzględniając przez to z gruba i zmniejszoną sprawność objętościową pompy wskutek przestrzeni szkodliwej, i przedostawanie się powietrza przez nieszczelności. Cyfrę tę uważają za właściwą dla skraplania samotnego, t. j. gdy silnik posiada swe własne urządzenie skraplacze, nie wspólne z innymi. W skupionych urządzeniach skraplania nieszczelności pozostają także w stosunku i do długości przewodów, łączących poszczególne silniki ze wspólnym skraplaczem.

Weiss *) podaje poniższe spółczynniki nieszczelności μ, przy długości Z przewodów w m:

$\mu = 1{,}8 + 0{,}01\,Z$ w urządzeniach o mniej wyborowem wykończeniu, np. w kuźnicach i t. p.;

$\mu = 1{,}8 + 0{,}006\,Z$ w urządzeniach wyborowo wykończonych, np. w elektrowniach i t. p.;

$\mu = 8$ w odparnicach próżnianych w cukrowniach lub fabrykach chemicznych.

We wzorach powyższych będzie: $Z = 0$ przy skraplaniu samotnem, t. zn., gdy skraplacz obsługuje jeden tylko silnik. Uwzględniając spółczynniki powyższe, otrzymamy ogólną objętość powietrza w m^3/min. łącznie z powietrzem zawartem w wodzie, ze wzoru:

$$L = \left(0{,}02 + \frac{\mu}{w}\right)\frac{W}{1000}\ \text{m}^3/\text{min.},$$

*) F. I. Weiss „Kondensation" Berlin, Julius Springer, 1901.

w którym W oznacza ilość wody skraplającej w kg/min., a w ilość wody skraplającej w kg na 1 kg pary odlotowej. Wzór ten możemy przedstawić i w innej postaci:

$$L = \frac{1}{1000}(0{,}02W + \mu D) \text{ m}^3/\text{min.},$$

jeżeli nadto przez D oznaczymy ilość pary odlotowej w kg/min.

Wzory powyższe określają objętość L powietrza, przy prężności 1 atm., a temperaturze t_k skraplacza, zaniedbując dla tej części powietrza, jaka była wchłoniona przez wodę zwiększenie się objętości wskutek zagrzania z 15^0 do t_k, które to zwiększenie moglibyśmy uwzględnić poprawką:

$$\left(\frac{273 + t_k}{273 + 15}\right).$$

Jeżeli objętość rozprężonego powietrza, ssanego przez pompę ze skraplacza, będzie V_l m^3/min., to znaczy, jeżeli V_l równem będzie objętości drogi tłoka na minutę, zmniejszonej o objętość wody ssanej w m^3/min., oraz o objętość powietrza rozprężającego się z przestrzeni szkodliwej w m^3/min. i o tym podobne straty objętościowe, to prężność p_l powietrza rozprężonego w skraplaczu możemy wyrazić wzorem:

$$p_l = \frac{L}{V_l} \text{ atm.}$$

W skraplaczach współprądowych prężność $p_k = p_d + p_l$, a p_d będzie prężnością pary, odpowiadającą temperaturze t_k.

W skraplaczach przeciwprądowych (podług Weiss'a) temperatura $t_{(pr)}$ u wypływu do pompy bywa o α wyższa od temperatury t_w wody skraplającej, wstępującej w tem miejscu do skraplacza, a mianowicie o $\alpha = 4^0 + 0{,}1\,(t_k - t_w)$. A zatem i prężność pary musi odpowiadać tej temperaturze $t_{(pr)} = t_w + \alpha$, czyli

$$p_{k(pr)} = p_{d(t_w + \alpha)} + p_l$$

Wskutek rozprężania powietrze się chłodzi, a zatem objętość jego zmniejsza się względnie do liczonej poprzednio; co znów musi zwiększyć obliczoną prężność p_l tak, że dokładniejsza jej wartość byłaby:

$$p_l \frac{273 + t_{(pr)}}{273 + t_k},$$

różnicę tę jednakże zazwyczaj zaniedbujemy.

Suche pompy próżniane miewają zawory samoczynne, albo rozrząd zaworów ssawnych, albo rozrząd suwakowy, z zaworami zwrotnymi. Zaleca się dodatkowy rozrząd, działający na przestrzenie szkodliwe w ten sposób, aby, łącząc jedną przestrzeń szkodliwą z drugą i uprzedzając chwilę, gdy się w pierwszej ma rozpocząć ssanie, dozwalał ujść sprężonej jej zawartości do drugiej przestrzeni.

Bezprzeponne skraplanie w urządzeniach skupionych wymaga przyrządów, któreby regulowały ilość wody skraplającej.

Przy zastosowaniu rury barometrycznej, mogą przez nią odpływać dowolne ilości wody, pompa do wody zimnej zaś podnosi do skraplacza taką ilość wody, jaka w danej chwili jest potrzebna. Je-

żeli natomiast wodę ze skraplacza ssiemy pompą, to zaleca się nadać skraplaczowi znaczną przestrzeń wodną, a natenczas może pływak utrzymywać stały poziom wody w skraplaczu: Należy w tym celu tak złączyć pływak z zawieradłem na dopływie wody skraplającej, aby opadanie pływaka zwiększało, a wznoszenie się zmniejszało dopływ wody do skraplacza.

Przewody od silników do skraplacza obliczamy na prędkość 100 m/sek. A że prężność pary odlotowej bywa 0,25 do 0,15 atm., przy niej zaś 1 m^3 pary waży 0,16 do 0,10 kg, średnio 0,13 kg, więc objętość pary będzie 6 do 10 m^3, średnio 8 m^3 na 1 kg pary. Weiss podał poniższe wzory, określające średnicę d takiego przewodu (w m), przy całkowitej jego długości l (w m), na przeprowadzenie D kg pary na minutę, a mianowicie:

$$d = \frac{D^{0,4}}{15}$$ w krótkich przewodach, a

$$d_l = \left(1 + \frac{l}{600}\right) d$$ w długich przewodach.

5. Studzenie wody skraplającej.

1. Stawy chłodzące nie odznaczają się wielką sprawnością, na 1 *MK* potrzeba bowiem 3 do 4 m^2 powierzchni stawu.

2. Chłodnice tężniowate. Wyniosłe, a długie i wązkie wiązanie drewniane wypełnia się chrustem, albo obłaceniem, a woda wylewana na wierzch, obciekając po wielkiej powierzchni chrustu lub łat i parując przytem wskutek przewiewu powietrza, studzi się. Wysokość bywa 8 do 10 m, a przy takiej wysokości liczy się po 0,3 m^2 planu na *MK*, t. j. na 0,3 m^3 wody studzonej na godz. o 20 do 30°; jeżeli zaś wodę studzimy tylko o 10 do 15°, to wystarczy 0,1 m^2 planu na *MK*. Chłodnice takie studzą dobrze, natomiast wydzielające się z nich opary, opadające drobnym deszczykiem stanowią ich stronę ujemną.

3. Chłodnice przewietrzane. Woda obcieka ze spadem 4 do 6 m po pionowych, albo lekko pochyłych powierzchniach desek lub blach; całość zaś urządzenia otacza się obudowaniem o prostokątnym lub okrągłym planie. Powietrze dopływające z dołu, zagrzewając się o sciekającą wodę, wskutek różnicy temperatur, unosi się między powierzchniami obciekowemi, i chłodzi wodę bardzo skutecznie. Gdy samoczynne takie przewietrzanie okaże się niedostatecznem, wzmacniamy je przewietrznikami (mechanicznymi).

Ponieważ deski wstawek paczą się łatwo i pękają, lepiej zastąpić je blachą, zwłaszcza falistą*). Worthington zastosował wstawki z blachy 0,4 do 0,5 mm grubej, zwinięte rurowato na średnicę 120 mm, a 200 do 300 mm wysokie. Warstwy takich, siebie zachwytujących wstawek pionowo stojących, ustawiają się na ruszcie z płaskowników, jedna na drugą aż do ogólnej wysokości 4,5 do 5 m w płaszczu o średnicy do 6 m. Całkowita wysokość szybu, w celu zwiększenia przewiewu, bywa 20 do 25 m, a natenczas 1 m^2 planu liczy się na skroplenie 400 kg pary na godzinę. Gdy średnica jest znaczna, 4 do 6 m, krople rzęsisto spadające z rusztu hamowałyby dopływ powietrza, zwłaszcza pod środkową jego część, dlatego też powietrze podprowadza się pod

*) Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1892, str. 540.

środek rusztu przez pokryty kanał. Stosując przewietrznik, możemy zwiększyć całkowitą wysokość nawarstwowania do 6 m, a natenczas na kg pary skraplanej na godzinę liczą 0,7 m² powierzchni blachy. Wodę napryskuje wirujący krzyż z rur dziurkowanych. Urządzenia takie zajmują mało miejsca w planie, a działają nader skutecznie.

4. Chłodnice z kominem.

Poziome warstwy łat układają się ponad sobą w małych odstępach, tworząc wydłużoną budowę, a powietrze dopływa z boku, i uchodzi przez komin.

Woda ścieka ze spadem 4 do 5-iu m, może ją zatem ssać powrotnie sama pompa próżniana, jeżeli chłodnica nie zagłębia się nadmiernie pod poziom skraplacza.

W chłodnicach mniejszych, na skraplanie do 8000 kg pary na godzinę urządzonych, na każde 100 kg pary na godzinę potrzeba 1,25 m² planu z dodaniem 5 m² na ogół urządzenia. Większe chłodnice wymagają na 100 kg pary na godzinę 1,1 m² planu, a przy wzmocnionem działaniu tylko 0,8 m², zawsze z dodatkiem 15 m² na ogół urządzenia. Inaczej się wyrażając, możemy na 1 m² planu, nie licząc owych dodatków niezbędnych ostudzać 3,5 do 4,5 m³ wody na godzinę.

Zagłębiając te chłodnice tak, aby się woda wylewała na nie w poziomie posadzki silniczni, albo mało co wyżej, zmniejszamy jej sprawność, a natenczas 1 m² planu ostudzi tylko 2 do 3 m³ wody na godzinę. Wysokość spadu wody bywa 2,5 do 3 m.

5. Wieże chłodnicze przewietrzają się samoczynnie: Woda, spadając z 10 do 12 m wysokości przez piętrzące się ponad sobą sita, porywa powietrze, które u spodu wieży uchodzi w obok stojący komin. Na *MK* liczą 0,04 m² planu.

6. Rozpryskiwacze. Pompa tłoczy wodę z ciśnieniem 1 do 1,5 atm. do rozpryskiwaczy, które ją rozpryskują stożkowato. Drobne kropelki wody, przebiegając przez atmosferę, chłodzą się, i ochłodzone spadają do stawu.

D. Silniki pędzone bezwodnikiem siarkawym (So_2).

Ciepło pary odlotowej możemy jeszcze w pewnej części przekształcić na pracę mechaniczną, przez rozprężanie pary poniżej prężności atmosferycznej, stosując skraplacze. Więcej jednak ciepła możemy wyzyskać w tymże samym celu, jeżeli zamiast skraplacza dodamy do silnika parowego oddzielny silnik, w którym pracuje nie para wodna, lecz para innego czynnika, posiadająca przy tej samej temperaturze prężność znacznie większą niż para wodna.

Do takich silników dodatkowych możnaby w zasadzie stosować parę różnych płynów parujących przy stosunkowo nizkiej temperaturze. Czynnikami takimi mogłyby być np.: bezwodnik siarkawy (SO_2), bezwodnik węglowy (CO_2), amoniak (NH_3) i t. p., t. j. te same czynniki, które nadają się do oziębiarek, lecz dotychczas z powyżej wymienianych par, z powodu trudności skraplania pozostałych, jedynie bezwodnik siarkawy znalazł zastosowanie.

Zasada działania tych silników jest następująca:

Para odlotowa, zagrzewając powierzchnię przeparnika napełnionego danym czynnikiem w stanie ciekłym, przemienia go na parę, zupełnie w sposób podobny jak spaliny parują wodę w kotle zwykłym. Para danego czynnika (np. SO_2) z przeparnika przechodzi, z prężnością właściwą osiągniętej temperaturze, do cylindra silnika dodatkowego, nie różniącego się teoretycznie od zwykłego silnika parowego. Wykonawszy pracę w cylindrze, para czynnika przechodzi do skraplacza przeponowego, chłodzonego wodą, w którym przybiera powrotnie stan ciekły. Skroplony czynnik, oddzielną pompą przetłaczamy do przeparnika, z którego znów rozpoczyna on ponowny obieg kołowy.

W silnikach pędzonych bezwodnikiem siarkawym liczą na 1 *MK* powierzchni ogrzewalnej przeparnika 0,5 do 0,75 m^2, a powierzchni skraplającej 2 do 2,5 m^2, wreszcie zużycie wody jak dla zwykłego silnika parowego ze skraplaczem.

Ze względu tak na szkodliwość wdychania bezwodnika siarkawego, jako też na tę jego właściwość, że w obecności powietrza i wilgoci przemienia się on z łatwością na kwas siarczany, nadzwyczajna szczelność i bezwilgotność całego przewodu i wszystkich przyrządów staje się nieodzowną; najmniejsza bowiem nieszczelność, pod wpływem wytwarzającego się kwasu siarczanego, zniszczyć może z czasem całe przewody i przyrządy.

Dotychczas silniki te znajdują zastosowanie przeważnie tylko przy większych silnikach parowych.

Właściwości fizyczne bezwodnika siarkawego w granicach temperatur stosowanych do takich silników przedstawia poniższa

Tablica porównawcza *)

właściwości pary wodnej i bezwodnika siarkawego.

Para wodna		Para bezwodnika siarkawego				
Prężność bezwzgl. w *kg/cm²*	Objętość 1 *kg* pary wodnej w m^3	Temperatura ° C.	Prężność bezwzględna w *kg/cm²*	Objętość 1 *kg* w m^3	Cieplik cieczy w ciepłostk.	Ogólny cieplik parowania w ciepłostk.
0,012	109,6	10	2,34	0,1521	4,07	88,29
0,017	80,0	15	2,81	0,1272	6,34	86,58
0,024	59,2	20	3,35	0,1068	8,77	84,70
0,032	44,4	25	3,96	0,0902	11,36	82,65
0,044	33,6	30	4,67	0,0762	14,12	80,44
0,057	25,7	35	5,46	0,0647	17,03	78,05
0,075	19,8	40	6,35	0,0552	20,10	75,50
0,097	15,4	45	7,30	0,0470	23,33	72,78
0,125	12,2	50	8,50	0,0410	26,72	69,89
0,160	9,7	55	9,70	0,0346	30,27	66,83
0,202	7,7	60	11,05	0,0297	33,99	63,60

*) Cyfry tablicy są nie zupełnie ścisłe, bo różne źródła podają je rozmaicie.

E. Turbiny parowe. *)

Od niedawna zaczęto stosować zamiast tłokowych silników parowych turbiny parowe ze względu na ich niewielkie rozmiary, mały koszt, proste ustawienie, oraz spokojny i równomierny lecz bardzo szybki bieg wirowy, który właśnie czyni je przydatnemi do napędzania prądnic, pomp odśrodkowych, przewietrzników i t. p. Każdy ze znanych ustrojów turbin wodnych mógłby w zasadzie służyć za turbinę parową. Wśród turbin parowych przeważają atoli ustroje turbin *ośnych* nad promienniczemi; często też mają turbiny parowe *cząstkowy obszar wlotu*. Co do działania pary, to spotykamy zarówno turbiny *odrzutne*, napędzane tylko pracą rozpędu strumienia pary, jakoteż i turbiny *naporowe*, w których para w szczelinie międzyłopatkowej nabiera większej prężności niż ją miała, wylatując z kierownic stałki.

Nadto do turbin parowych stosuje się, nieużywany w turbinach wodnych, szereg kilku lub wielu, po sobie następujących wirników, w których para działa stopniowo. Stopniowanie to uskutecznia się albo co do prężności pary, i mamy wówczas do czynienia z turbinami o *wielu stopniach prężności*; albo też rozpręża się parę odrazu aż do prężności najniższej, i zużytkowuje tak osiągniętą pracę rozpędu pary w szeregu wirników, otrzymujących rozmaite prędkości obwodowe: są to turbiny o *wielu stopniach prędkości*. Dążność do takiego stopniowania wynikła z bardzo wielkiej prędkości pary, około 1000 m/sek. To też, gdy przy turbinie wodnej staramy się ze stosunkowo małego spadu wody osiągnąć jaknajwiększą ilość obrotów wału turbinowego, — przy turbinie parowej, przeciwnie dążymy do możliwego zmniejszenia ilości obrotów.

Wytrzymałość materyałów nadających się na wirnik nie dozwala prędkości obwodowej, przekraczającej 400 m/sek. Nadto średnicy wirnika nie można niepomiernie powiększać, nie chcąc tracić zbyt wiele pracy na jego bieg jałowy. Nasuwają się przeto dwa zasadnicze sposoby sprowadzenia ilości obrotów do granic zastosowalnych w praktyce: 1) dodanie wała oddającego napęd nazewnątrz i stanowiącego dla wała z jedynym wirnikiem przystawkę, która zmniejsza ilość obrotów (ustrój *Laval'a*); 2) zastosowanie wielu wirników o rozmaitych stopniach prężności pary (ustrój *Parson'a*).

W różnych dawniejszych pomysłach turbin parowych, starano się zmniejszyć wielką prędkość wlotu pary do turbiny przez domieszki do niej rozmaitych cieczy, gazów lub par; powodowało to stratę pracy rozpędu pary, $^1/_2$ do $^3/_4$ pracy tkwiącej w parze. Dopiero Laval (1883 r.) wpadł na nową myśl, teoretycznie zupełnie

*) Artykuł powyższy opracował dla Podręcznika inż. J. Procner. Literatura: 1) S. L. Klein. Theorie, Konstruktion und Nutzeffekt der Dampfturbinen Z. d. V. d. I. 1895 str. 1189, 2) S. Zientarski: O Turbinach parowych, Przegląd Techniczny r. 1903 str. 305 i następne; 3) por. też tamże str. 675. 4) A. Stodola. Die Dampfturbinen und die Aussichten d. Wärmekraftmaschinen Z. d. V. d. I. 1903 str. 1.

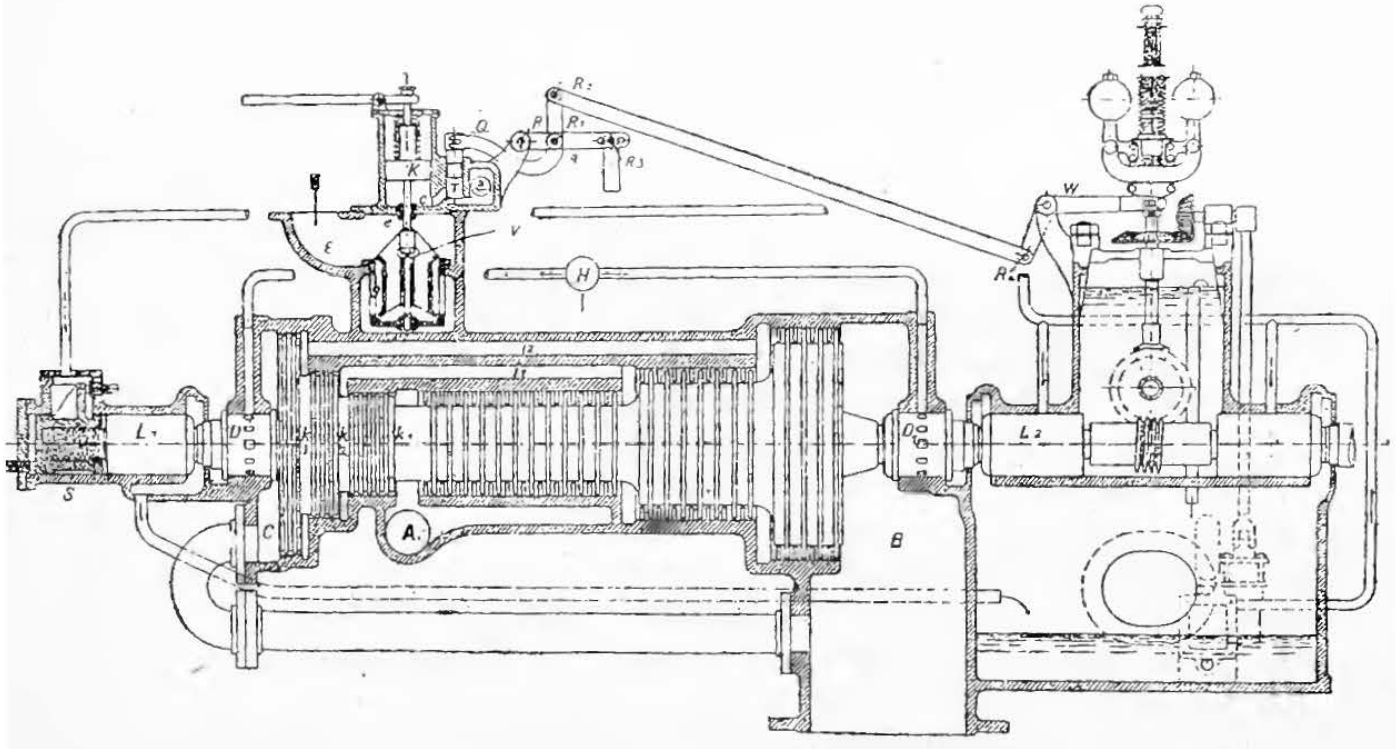
Uzupełnienie artykułu tego podamy w dodatku na końcu tomu I.

uzasadnioną zastosowania dyszy o zwiększającym się przekroju, w którejby się para rozprężała i tracąc prężność pierwotną nabierała coraz większej prędkości. Parson wykonał swą pierwszą turbinę w 1884 r., miał on poprzednika w Tournaire'rze, który w 1853 r. przedstawił akademii francuzkiej opis turbiny, opartej na tych samych zasadach, co i turbina Parson'a. Do niedawna turbiny Lavala i Parsona były jedynem urzeczywistnieniem wszystkich pomysłów dawniejszych; w ostatnich atoli czasach pojawiły się nowe pomysły, oparte przeważnie na ulepszeniach i kombinacyach z ustrojów powyższych.

Turbina Parson'a

Jest to turbina ośna, naporowa, o wielu stopniach prężności pary. Rys. 725 przedstawia ustrój turbiny w przekroju podłużnym: Nieruchomy jej kadłub posiada schodkowato rozszerzające się wydrążenie, wytwarzające szereg walcowatych komór (w rys. trzy). Przez wszystkie te komory przechodzi współosiowo wał turbinowy,

Rys. 725.

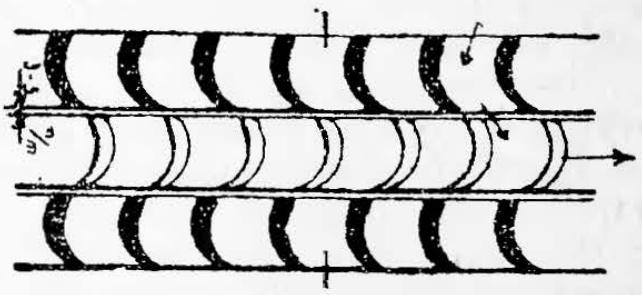


na którym siedzą bębny schodkowane z umieszczonemi na obwodzie w kołowych rzędach wieńcami łopatek. Na wewnętrznym obwodzie komór mieszczą się nieruchome wieńce kierownic. Każdy wieniec kierowniczy z leżącym za nim wieńcem łopatkowym stanowi współpracujące stadło, t. j. w zasadzie oddzielną niejako turbinę. Liczba takich stadeł bywa 50 — 70 i więcej. Naprzeciw bębnów łopatkowych mieszczą się na wale odciążające tłoki stopniowane dla zrównoważenia nacisków poosiowych pary na bębny łopatkowe w każdej z komór. Do uszczelnienia tych tłoków służą szczeliny grze-

bieniaste, w które się wtłacza oliwę. Rys. 725-a przedstawia przekrój dwóch wieńców kierowniczych i leżącego między nimi wieńca łopatkowego.

Para wchodzi do turbiny (rys. 725) przez otwór E, a dalej przez poniżej leżący zawór wlotowy dostaje się do obwodowego przewodu A, z którego szczeliną obwodową wpada do pierwszej komory o najmniejszej średnicy. Z tej komory przez szeregi wieńców kierowniczych i łopatkowych przechodzi para do komory następnej o większej średnicy, i tu posiada już prężność nieco mniejszą. Para przechodzi dalej przez szeregi wieńców bębna następnego i wpada (przy ustroju trzykomorowym) do komory ostatniej o największej średnicy, z niej zaś, przebiegłszy i szeregi wieńców ostatniego bębna największego, wchodzi przez przewód B bądźto do skraplacza, bądź też wprost do rury wydychowej.

Rys. 725-a.



Para, przelatując przez szeregi wieńców łopatkowych, wywiera naciski na łopatki, a tem samem nadaje ruch obrotowy wałowi turbinowemu.

Para, przedostająca się z dowolnej komory przez szczeliny grzebieniaste przynależnego tłoka odciążającego, przechodzi do komory następnej kanalikami równoległymi do osi; w ten sposób zmniejszamy straty, przez nieszczelność powodowane.

Gdybyśmy pracę wydawaną przez turbinę chcieli miarkować, dławiąc parę, bądźto w zaworze wlotowym, bądź też w inny sposób, nie moglibyśmy wyzyskać w turbinie pełnej prężności pary, bo natenczas już w pierwszej komorze prężność ta stale obniżałaby się. Dlatego też nie dławimy pary, lecz zmniejszamy okres wlotu przez czasowe otwieranie i czasowe zamykanie zawora rozrządczego V. Zawór otrzymuje ruch ten od małego tłoczka K, stanowiącego jakoby pomocniczy silnik parowy. Rozrządem pary w tym małym silniku kieruje miarkownik (regulator), napędzany z wała turbiny, a przestawiający samoczynnie suwaczek tłoczkowy T. Rozrząd ten jest tak ustosunkowany, aby przyspieszenie biegu turbiny skracało okresy wlotu pary do turbiny, zwolnienie zaś biegu je przedłużało. Ilość okresów wlotowych bywa w turbinach Parson'a od 150 do 250 na min.

Obliczanie turbiny parowej jest w zasadzie podobne do obliczeń turbin wodnych (p. str. 817 i nast. oraz dodatek w końcu tomu I), przyczem jednakże przedstawia ono znacznie więcej trudności z tego mianowicie powodu, że jako punkt wytyczny służy tu cieplik całkowity pary (p. str. 283) zmieniający się wraz z objętością pary podczas jej przelotu przez turbinę. Obliczenie turbiny Parson'a dokonywa się, rozkładając ją na szereg poszczególnych stadeł turbinowych, złączonych w grupy, i układając plan rozkładu prędkości przelotowych pary i prędkości obwodowych wieńców łopatkowych, jak

również plan spadku ciepła dla każdej turbiny składowej, i dla każdej grupy, oznaczając zarazem kąty, pod którymi para wpada na łopatkę, i uwzględniając straty energii. Sposoby wykreślne ułatwiają zawiły ten rachunek *). Wiadomo z doświadczenia, że, tak samo jak w tłokowych silnikach parowych straty pracy i w małych turbinach są większe niż w wielkich. Strata wskutek niewyzyskania całkowitego spadku ciepła bywa 30 — 20%; strata wskutek pozostałej prędkości pary przy wylocie z ostatniego wieńca łopatkowego 10 — 5%; strata przez tarcie 10 — 7%; wreszcie strata pary przez nieszczelności 10—5%; wszystkie straty razem dosięgają 55 — 35%.

Kąt wpadania pary na łopatkę bywa zwykle równy kątowi jej wylotu z łopatki, a kąty te dla kierownic są zazwyczaj te same jak w łopatkach, a mianowicie 20 — 25°. Prędkość obwodową wieńców łopatkowych obierają możliwie wielką, bacząc przytem, aby długość łopatki nie była za małą; zwykle dla pierwszych wieńców bywa prędkość obwodowa $u = 35 — 40$ m; dla ostatnich wieńców łopatkowych może być u tak wielkiem, na jakie tylko materyał i umocowanie łopatek pozwolą, t. j. 350 — 400 m/sek.

Doświadczenia czynione w Anglii nad turbinami Parson'a dały między innemi następujące wyniki:

Moc turbiny w KW	24,7	52,7	108,5	119	232	507	553	1190
Nadprężność pary . . kg/cm²	5,62	8,86	8,93	7,03	8,58	9,35	9,14	9,11
Ilość obrotów na minutę. . .	4990	5044	4803	3640	3010	2500	3000	1487
Prężność w skraplaczu kg/cm²	0,0414	0,0691	0,104	0,0414	0,0553	0,0932	0,114	0,063
Para była przegrzana o ° C. .	—	—	—	46,7	33,3	36,7	—	10,2
Rzeczywiste zużycie pary kg/KW i godz.	13,06	12,70	12,16	11,02	9,93	9,57	9,84	8,81
Sprawność termodynamiczna .	0,397	0,400	0,445	0,431	0,484	0,531	0,554	0,547

Z wielu doświadczeń, wykonanych w rozmaitych warunkach, nad każdą z podanych powyżej turbin, wynika potwierdzenie teoretycznych wniosków, że: a) im wyżej para będzie przegrzaną, tem większą otrzymamy sprawność turbiny, albowiem spadek ciepła będzie korzystniejszy, straty przez skraplanie mniejsze, a nadto zmniejszy się tarcie wieńców łopatkowych o parę, w której wirują, i tarcie pary przez nie przelatującej. Zaoszczędzenie pary bywa 1% na każde 5 do 8° C. jej przegrzania, b) zmniejszanie prężności w skraplaczu jeszcze wybitniej potęguje sprawność turbiny **).

Próby robione w 1904 r. nad turbiną 3000 KW. w elektrowni frankfurckiej wykazały zużycie pary — 6,7 kg na KW i godz. przy prężności pary wlotowej 10,6 atm., przegrzanej do 312° C.

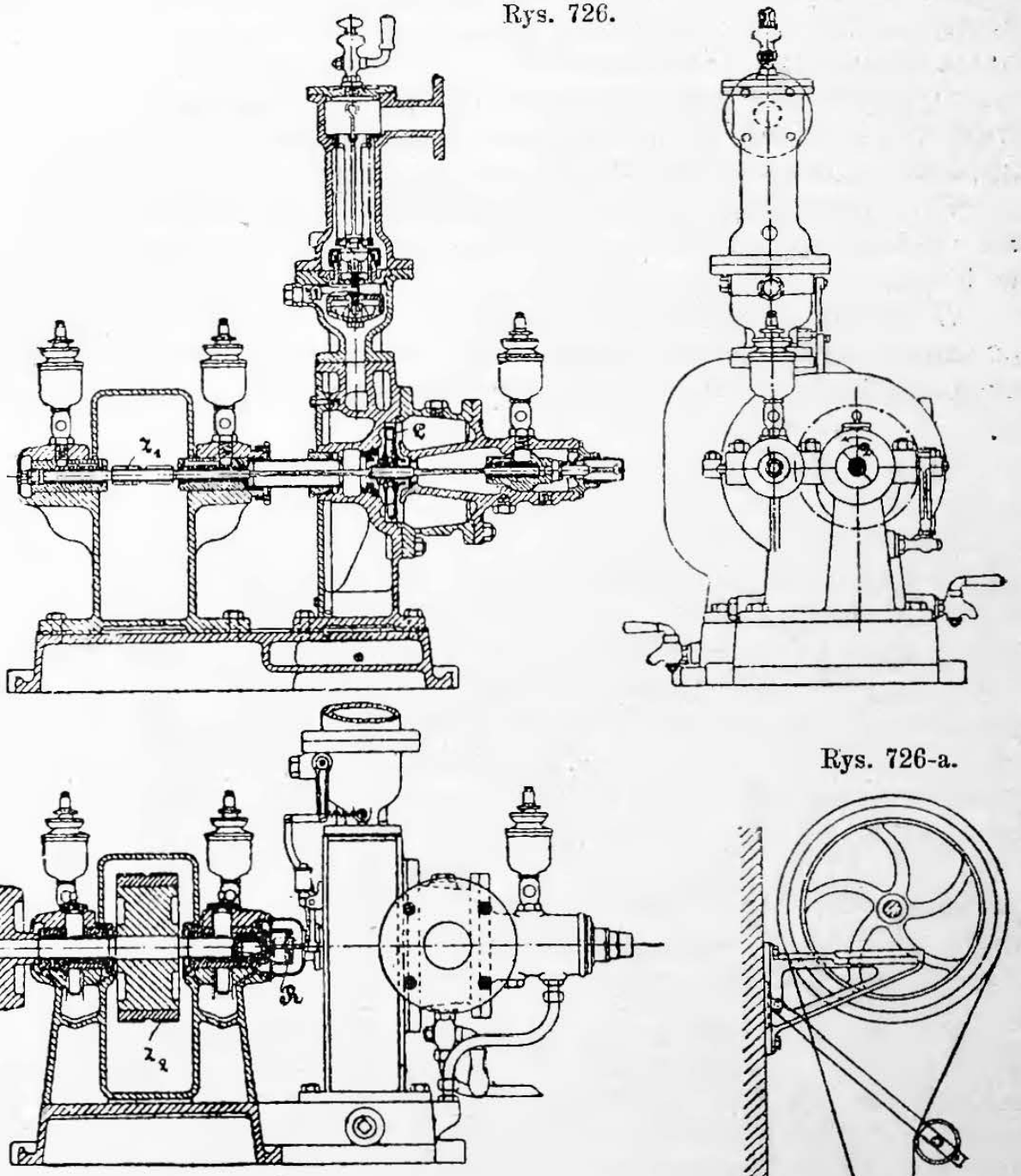
Zużycie pary zależy w nieznacznym tylko stopniu od obciążenia turbiny: np. turbina zużywająca 6,02 kg pary na 1 MK_n przy pracy 1742 MK_n — zużywała 7,15 kg/MK_n wytwarzając tylko 796 MK_n ***).

*) Por. A. Stodola. Die Dampfturbinen etc. Berlin 1904 J. Springer) str. 89 i n.
) Tamże str. 248. *) Tamże str. 234.

Turbiny parowe Laval'a.

Turbiny te (rys. 726 i 726-a) są jednostopniowe i posiadają jeden tylko wirnik L (koło łopatkowe). Obszar wlotu jest cząstkowy,

Rys. 726.



Rys. 726-a.

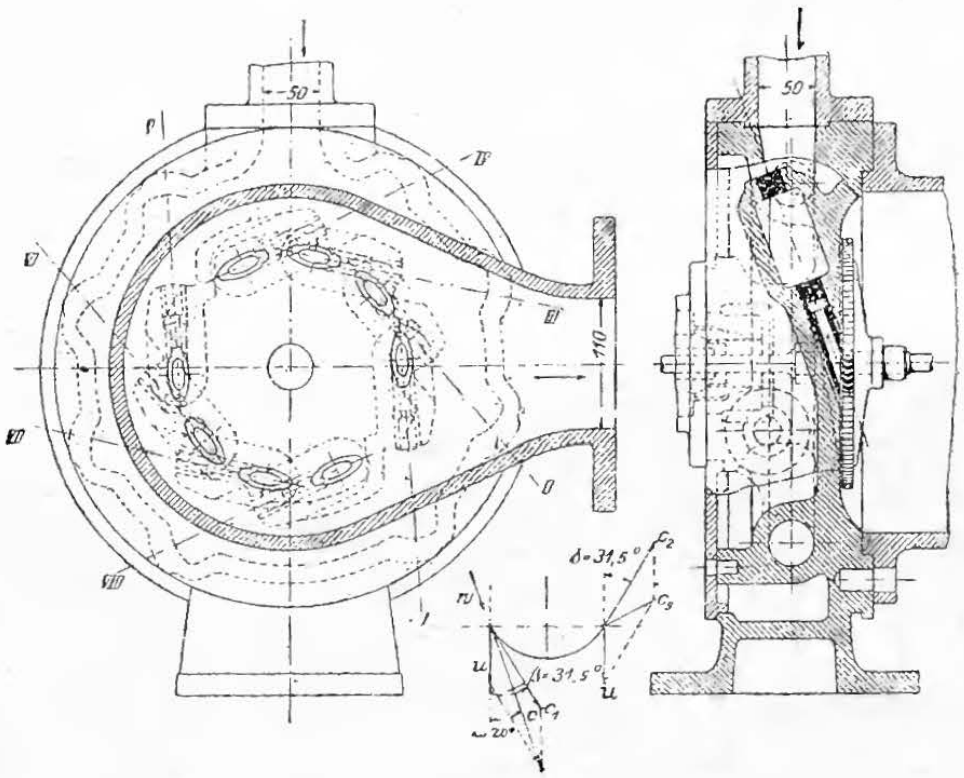
rozdzielony na 9 do 12 części (dysz), które rozłożono równomiernie na obwodzie. Para wlatuje przez dysze rozszerzające się stożkowo, których osie tworzą z płaszczyzną wirnika kąt 17 do 20^0 (p. rys. 726-b). W płaszczyznie wlotu dysza ma przeto przekrój bardzo wydłużonej elipsy, co powoduje, że łopatki, przebiegając pod końcami tego przekroju, nie całkowicie napełniają się parą. Stratę ztąd wynikającą usuwają w nowszych turbinach Laval'a przez ułożenie kilku dysz tuż za sobą. W dyszach para rozpręża się ze stanu wysokiej prężności do pręż-

ności atmosfery lub skraplacza, skutkiem czego nabiera znacznej prędkości, tysiąc kilkaset metrów na sek. (por. tabl. str. 949). Z prędkością nabytą wpada para z dyszy wprost na łopatki wirnika, działając na nie jedynie swoim rozpędem, t. j. odrzutnie, i naciskami swymi na łopatki powoduje obrót wirnika osadzonego na wale poziomym. Stosunek prędkości obwodowej wirnika do prędkości pary bywa w większych turbinach 1 : 3, a w małych 1 : 5. Ze względu na wytrzymałość materyału wirnika trudno stosować prędkości obwodowe ponad 400 m. na sek., przy których ilości obrotów w większych turbinach dosięgają już 12000, w mniejszych zaś nawet 30000.

Wał turbiny Laval'a jest względnie cienki, a giętki, tak że w stanie spokoju ugina się pod ciężarem wirnika, a prostuje się dopiero w biegu.

Wiadomo, że pierścienie i kręgi wirujące około swej osi głównej posiadają dążność zachowania swej płaszczyzny wirowania, a w razie pochylenia się tej płaszczyzny względem osi obrotu, dążność do

Rys. 726-b.



powrócenia w płaszczyznę prostopadłą do tejże osi. Wirnik turbiny Laval'a podlega właśnie prawu takich krążków wirujących. Gdyby go osadzono na samym środku wału symetrycznego do płaszczyzny wirnika, a spoczywającego końcami w łożyskach, to wał pod wpływem siły odśrodkowej mógłby tylko uginać się symetrycznie do płaszczyzny wirującego wirnika. Natenczas płaszczyzna wirnika pozostawałaby prostopadłą do osi obrotu, a zatem wirowanie wirnika nie mogłoby wyprostować ugiętego wała, lecz na odwrót siła odśrodkowa wirnika, wirującego na ugiętym wale, przyczyniałaby się tylko do dalszego wygięcia tegoż wała, które przy dostatecznej ilości obrotów skończyłoby się złamaniem wała. Inaczej przedstawi się działanie wirnika, jeżeli go osadzimy na wale nie w środku między łożyskami, lecz nieco z boku, w każdym razie tak, aby wskutek ugięcia się wała płaszczyzna wirnika nie była prostopadłą do osi obrotu. W tym przypadku wirujący wirnik, dążąc do nakierowania

swej płaszczyzny prostopadle do osi obrotu, prostuje zarazem wał ugięty, a zatem usuwa niejako uginanie się wała pod wpływem siły odśrodkowej, mogącej się pojawić przy niedostatecznem wyśrodkowaniu mas wała i wirnika.

Zasadniczemi częściami składowemi turbiny Laval'a są: dysze stożkowe, wirnik i wał giętki. Nadto, ze względu na trudności bezpośredniego zastosowania napędu o tak wielkiej ilości obrotów, zaliczyćby można do zasadniczych części i przystawkę z kół zębatych, zmniejszającą ilość obrotów w stosunku 1 : 10 do 1 : 13. Małe turbiny do 30 koni miewają po jednym wale napędnym, większe zaś po dwa takie wały, obracające się z tą samą prędkością i w tym samym kierunku.

Bieg turbiny Laval'a miarkuje się nie przez skracanie okresów wlotu pary, lecz przez zmniejszanie jej prężności pod wpływem dławienia w zawieradle zrównoważonem, a przestawianem przez miarkownik. Gdy moc wydawana przez turbinę zmniejszy się znacznie, miarkownik dławiłby parę nadmiernie, a to powodowałoby złą sprawność turbiny. Zapobiega się temu, zamykając stosowną ilość dysz zupełnie.

O ile pozostałe warunki nie ulegają zmianie, to: Im wyżej przegrzejemy parę, tem mniej pary (na wagę) przejdzie przez daną dyszę w jednostce czasu, tem też mniej pary zużywa turbina na jednostkę pracy wydanej. Im większą będzie różnica między prężnościami przed i za dyszą, tem większą prędkość pary otrzymamy u wylotu dyszy; (prawo to bezwzględnie ścisłe dla cieczy, będzie również ścisłem i dla gazów, jeżeli dodamy warunek, że jedna z prężności, przed lub za dyszą, pozostaje niezmienną).

Z im większą prędkością pary pracuje turbina Laval'a, tem mniej pary zużywamy na jednostkę pracy, albowiem para w turbinie tej wydać może tylko swą pracę rozpędu.

Sprawność termodynamiczna turbin Lavala bywa 55 do 60%, a mianowicie straty energii pary będą: w dyszy 5 — 15%, strata przy przelocie przez łopatki 21—30%; strata przy wylocie 5—9%.

Przestrzeń potrzebna na ustawienie turbin Laval'a.

Moc pożytkowa *MK*	5	10	15	20	30	40	50	75	100	200	300
Długość . . . . . mm	920	1030	1060	1350	1460	1950	2290	2750	3210	3590	4070
Szerokość . . . . . „	550	650	650	730	750	840	980	1040	1320	1600	1950
Wysokość . . . . . „	800	1000	1000	1100	1100	1100	1360	1320	1460	1700	1800

Ilość wylatującej pary i jej prędkość w dyszy 7 mm średnicy w prześwicie (w najciaśniejszem miejscu) **od 300 konnej turbiny Laval'a.**

Nadprężność pary kg/cm²	Prędkość w wylocie: w atmosferę m/sek.	Prędkość w wylocie: w próżnię 64 cm sł. rt. m/sek.	Ilość pary kg/godz.
8	855	1103	178
12	921	1143	254
16	971	1183	331
20	1005	1223	407

Zużycie pary w turbinach Laval'a.

Moc pożytkowa M	Średnica koła przechodzącego przez środki łopatek	Ilość obrotów wirnika	Ilość obrotów wału napędnego	Nadprężność początkowa 6 kg/cm²			8 kg/cm²			10 kg/cm²			12 kg/cm²			15 kg/cm²			20 kg/cm²			Moc pożytkowa M
				Bez skraplania	Ze skraplaniem 64 cm	Ze skraplaniem 70 cm	Bez skraplania	Ze skraplaniem 64 cm	Ze skraplaniem 70 cm	Bez skraplania	Ze skraplaniem 64 cm	Ze skraplaniem 70 cm	Bez skraplania	Ze skraplaniem 64 cm	Ze skraplaniem 70 cm	Bez skraplania	Ze skraplaniem 64 cm	Ze skraplaniem 70 cm	Bez skraplania	Ze skraplaniem 64 cm	Ze skraplaniem 70 cm	
	mm	na min.	na min.		sł. rt. próżni			sł. rt. próżni			sł. rt. próżni			sł. rt. próżni			sł. rt. próżni			sł. rt. próżni		
5	100	23800	3000	22,7	16,3	14,6	21	15,75	14,35	19,75	15,3	14,2	18,9	14,95	14	18,1	14,55	13,7	17,4	13,8	13,45	5
10	150	23800	2400	22,7	14,1	12,6	21	13,55	12,10	19,75	13,1	11,8	18,9	12,75	11,55	18,1	12,35	11,35	17,4	11,9	11	10
20	225	19800	2000	20,9	11,6	10,2	19,2	11,1	9,85	18,1	10,75	9,6	17,4	10,45	9,4	16,6	10,1	9,2	15,8	9,7	9	20
50	300	16400	1500	18,5	10,3	9,05	17	9,8	8,7	16	9,45	8,4	15,2	9,2	8,25	14,3	8,9	8,11	13,4	8,65	7,95	50
75	300	16600	1250	17,5	10,3	9,05	16,1	9,8	8,7	15,05	9,45	8,4	14,3	9,2	8,25	13,5	8,9	8,11	12,65	8,65	7,95	75
00	500	13000	1050	18,1	9,5	8,8	16,3	9,1	8,3	15,2	8,75	7,9	14,4	8,5	7,75	13,6	8,25	7,6	12,65	7,9	7,38	100
00	620	11000	850	—	9,1	—	—	8,4	—	—	8	—	—	7,8	—	—	7,7	—	—	7,4	—	200
00	760	10600	750	—	8,6	—	—	8,25	—	—	7,75	—	—	7,8	—	—	7,45	—	—	7,2	—	300

VI. Wyniki prób z turbinami parowemi Laval'a,

dokonanych przez inż. J. Procnera w Pabjanicach.

Moc turbiny MK	300	100
Data próby 1900 roku	2 Luty	3 Luty
Czas trwania próby. godzin	6	4
Stan barometru . . . cm. sł. rt.	76,7	76,6
Średnia nadprężność pary w kotle kg/cm²	15,22	15,60
Temperatura pary nasyconej	200,98	202,17
Śred. temperatura pary przegrzanej.	290	250
Długość przewodu parowego m	97	78
Całk. zużycie pary podczas doświadczenia kg	13331	5030
Całk. zużycie pary na godzinę. kg/godz.	2221,8	1257,5
Strata pary w przewodach kg/godz.	330	364
Strata pary na pompę próżnianą. kg/godz.	252,3	252,3
Średnia ilość obrotów na min.	764,7	1052,9
Moc hamowna MK	307,92	99,90
Średnia nadprężność pary przed zaworem nastawczym kg/cm²	14,83	14.9
Średnia nadprężność pary za zaworem w dyszach kg/cm²	13,17	13,65
Średnia temperatura pary wlotczej	256	218,4
Średnia próżnia u wylotu z turbiny. cm. sł. rt.	68,3	65,5
Średnia próżnia wyrażona w % atm.	89	86
Całkowite zużycie pary po potrąceniu strat. kg/godz.	1639,5	641,2
Zużycie pary na MK pożytk. kg/MK godz.	5,32	6,42

IV. KOTŁY PAROWE.

Szczegółowe dane, dotyczące kotłów **parowozowych** p. Dział XI, II B. b., dotyczące zaś kotłów **okrętowych** p. Dział XII. III C.

Oznaczmy przez:

T temperaturę spalania paliwa na ruszcie,
T_1 temperaturę, z jaką spaliny opuszczają kanały spalinowe kotła,
t_0 temperaturę wody zasilającej,
t temperaturę wody w kotle,

p wartość opałową (bezwzględną wydajność paliwa) w ciepł/kg. (p. str. 324 i n.); przyczem można z góry potrącić straty ciepła wskutek przepływu na zewnątrz i rozpromieniowania (dla kotłów jednowalczakowych 5%, dla kotłów wielowalczakowych 8%),

λ_0 ilość ciepła w ciepł., nieodzowną do wytworzenia 1 kg pary o temperaturze t^0 z wody o temperaturze t^0_0,

R całkowitą powierzchnię rusztu w m^2,

R_f przekrój przewiewia (szczelin między rusztowinami) w m^2,

$m = R_f : R$ stosunek przekroju przewiewia do całkowitej powierzchni rusztu,

H powierzchnię ogrzewaną kotła w m^2,

B wagę paliwa, zużytego przez urządzenie kotłowe, w kg/godz.,

D wagę wytworzonej pary w kg/godz.,

L wagę powietrza, zużytego na spalenie jednego kg paliwa, w kg. (p. str. 322 i nast.),

F obszar planu pod kocioł na 1 m^2 powierzchni ogrzewanej w m^2,

V powierzchnię parującą poziomu wody w kotle, na 1 m^2 powierzchni ogrzewanej, w m^2,

J_w ilość wody w kotle na 1 m^2 pow. ogrz. w l.,

J_d przestrzeń parową kotła na 1 m^2 pow. ogrz. w l.,

η sprawność urządzenia kotłowego, t. j. stosunek ilości ciepła z 1 kg paliwa, przechodzącej przez powierzchnię kotła w wodę, do wartości opałowej p tegoż paliwa,

$\eta_1 = 0{,}8$ do $0{,}9$, sprawność paleniska,

η_2 sprawność powierzchni ogrzewanej,

$c_p = 0{,}24$ cieplik właściwy spalin przy stałej prężności (p. str. 317),

$\sigma = 0{,}2$ do $0{,}3$ spółczynnik rozpromieniowania, t. j. stosunek ilości ciepła rozpromieniowanego do ilości ciepła wytworzonego w palenisku,

v prędkość powietrza przepływającego przez przewiewie rusztu w m/sek.,

k spółczynnik przechodzenia ciepła, t. j. ilość ciepłostek przechodzącą przez 1 m^2 powierzchni ogrzewanej, obliczoną na 1^0 różnicy między temperaturą spalin a temperaturą wody, średnio $k = 23$,

e podstawę logarytmów naturalnych p. str. 24, 25.

A. Część ogólna.

a. Obliczenia.

1. Temperatura spalania T na ruszcie przy temperaturze 0^0 powietrza w kotłowni:

$$T = \eta_1 \frac{(1-\sigma)\, p}{(1+L)\, c_p}.$$

Zwykle $\eta_1 = 0{,}8$ do $0{,}9$.

Podług Péclet'a dla palenisk wewnętrznych $\sigma = 0{,}25$ do $0{,}30$, dla palenisk zewnętrznych $\sigma = 0{,}20$ do $0{,}25$.

2. Powierzchnia ogrzewana H. Do oceny wielkości powierzchni ogrzewanej projektowanego kotła można stosować dane poniższe:

Przy zapotrzebowaniu pary wynoszącem D kg na godzinę (jeżeli na wyparowanie 1 kg wody potrzeba 600 ciepł., co odpowiada temperaturze 50° wody zasilającej i 5-iu atm. prężności pary), gdy na 1-ym m² powierzchni R rusztu spala się w ciągu godziny 80 kg węgla kamiennego, o wartości opałowej $p = 7500$ ciepł., można liczyć, że

jeżeli $H:R =$	20	25	30	40	50	60	70
to $D:H =$	25	22,5	20	16	14	12	10

co służy nam do określenia wartości H.

Dokładniejszym jednak jest wzór $\theta = \frac{B(1+L)C_p}{k}$

	Podług F. Redtenbachera. Przechodzenie ciepła pozostaje w prostym stosunku do różnicy temperatur	Podług R. Wernera. Przechodzenie ciepła pozostaje w stosunku kwadratu różnicy temperatur
Powierzchnia ogrzewana $H =$	$\theta \ln \frac{T-t}{T_1-t}$ $(k = 23.)$	$\theta \frac{T-T_1}{(T_1-t)(T-t)}$ $(k = 0{,}0603.)$
Końcowa temperatura spalin $T_1 =$	$t + (T-t)\, e^{-\frac{H}{\theta}}$	$T - \frac{\frac{H}{\theta}(T-t)^2}{1+\frac{H}{\theta}(T-t)}$
Sprawność powierzchni ogrzewanej $\eta_2 =$	$1 = e^{-\frac{H}{\upsilon}}$	$1 - \frac{1}{1+\frac{H}{\theta}(T-t)}$

$$\eta_2 = \sigma + (1-\sigma)(1 - T_1 : T).$$

Dla kotłów stałych $\eta_2 = 0{,}61$ do $0{,}87$, dla kotłów zaś parowozowych $\eta_2 = 0{,}60$ do $0{,}75$.

Sprawność urządzenia kotłowego $\eta = \eta_1 \eta_2$.

3. Stopień natężenia paleniska określamy stosunkiem $B:H$. Im mniejszy jest stosunek $B:H$, tem wyzyskanie ciepła jest lepsze, t. j. tem większą będzie sprawność η_2 powierzchni ogrzewanej. Stosunek $B:H$ dobieramy zależnie od stosunku ceny paliwa do kosztów urządzenia jednego m² powierzchni ogrzewanej, a także i od tej okoliczności, czy się wzmożenie wydajności kotła na przyszłość przewiduje, czy też nie.

Wartości $B:H$.

Rodzaj paliwa	Sposób spalania: leniwy	mierny	zwykły	silny
Węgiel kamienny . . .	1	2	3	5
Najlepszy węgiel brunatny	3,33	5,55	8,75	12,85

4. Ilokrotność odparowania. Ilość pary wytworzona w kotle z 1 kg paliwa bywa:

$$\frac{D}{B} = \eta_1 \eta_2 \frac{p}{\lambda_0} = \eta \frac{p}{\lambda_0} \text{ kg.}$$

Założywszy $\lambda_0 = 600$ ciepł., otrzymujemy zależnie od wartości opałowej paliwa i sprawności urządzenia następujące:

Wartości $D : B$ (Ilokrotności odparowania).

Węgiel kamienny .	5,5 do 10	Drzewo	2,5 do 3,5
Koks	4,5 „ 8	Słoma	1,5 „ 2,0
Węgiel brunatny .	2,0 „ 4,5	Garbowiny	1,0 „ 1,1
Torf.	1,5 „ 3,0		

Dokładniej $\lambda_0 = \lambda - q_0 + (t - t_0)\, w$, w którym to wzorze λ oznacza cieplik całkowity (p. str. 285), q_0 cieplik cieczy, odpowiadający temperaturze $t_0{}^0$ wody zasilającej, w wagę wody uniesionej w jednym kg pary wilgotnej (3 do 6%, przy parowozach do 20%).

5. Podgrzewacze. Powierzchnię ogrzewaną H_v podgrzewacza, wyzyskującego obniżanie się temperatury spalin, z T_1 do T_2, na podgrzewanie wody zasilającej z t_0 na t_1, określamy wzorem:

$$\frac{H_v}{D} = \frac{2\,(t_1 - t_0)}{k\,(T_1 + T_2 - t_1 - t_0)}, \qquad \left(\text{dokładniej: } \frac{H_v}{D} = \theta \ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1}\right),$$

w którym spółczynnik przechodzenia ciepła $k = 12$ do 18, stosuje się do podgrzewaczy, stanowiących nierozdzielną część kotła, i dających się z łatwością oczyszczać tak z wewnątrz jak z zewnątrz, a $k = 10$ do 15 do podgrzewaczy (ekonomajzerów) Green'a, złożonych z rur żeliwnych ze skrobaczkami mechanicznemi, wreszcie $k = 5$ do takichże podgrzewaczy bez skrobaczek.

Wodę można w nich podgrzewać do 80°, a nawet 130°; T_2 bywa zaś około 150°.

W sprawnych podgrzewaczach (podług Grove'go) bywa $H_v = {}^1/_3$ do ${}^1/_2\, H$, a pojemność ich 0,5 do 1,25 potrzebnej na godzinę ilości wody zasilającej.

6. Przegrzewacze. Określając powierzchnię ogrzewaną przegrzewacza, należy uwzględnić nietylko ilości samej pary, lecz i wody z nią uniesionej, którą również trzeba nie tylko wyparować ale i przegrzać, na co zużywamy na każdy kg wody $(606{,}5 - 0{,}717\, t)$ ciepł. Na przegrzanie 1 kg suchej pary o 1° potrzeba 0,48 ciepł. *).

Podług Hirn'a $k = 10$ do 15 ciepł. na 1 m² powierzchni przegrzewającej rur żeliwnych na godzinę i każdy stopień różnicy temperatur.

Rys. 727 przedstawia zasadniczy ustrój przegrzewacza Gehre'go; można go ustawiać tak leżąco, jak i stojąco.

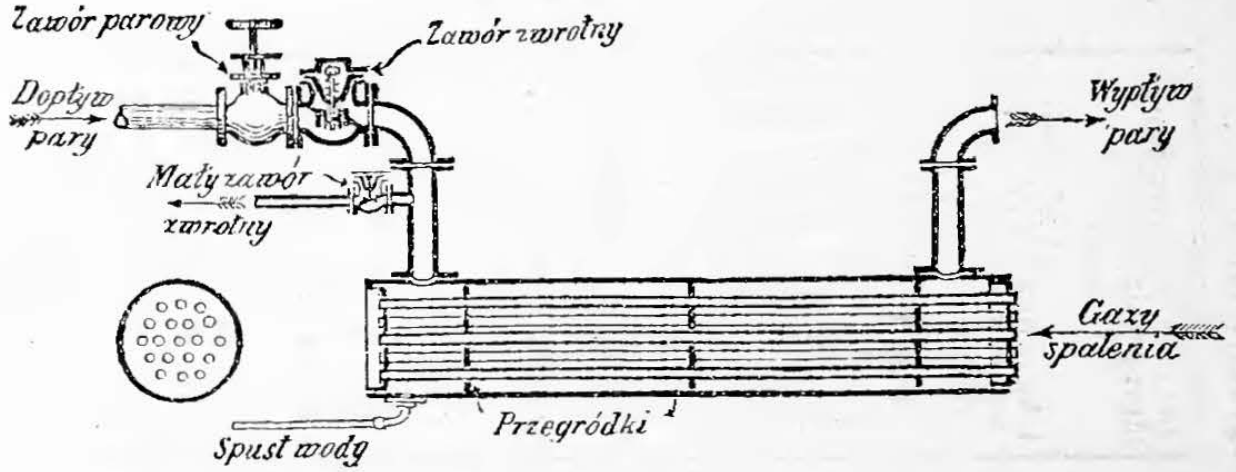
Zastosowanie przegrzewaczy do silników parowych zwiększa ich sprawność z trzech mianowicie powodów:

---

*) P. uwagę u spodu str. 931.

1. woda uniesiona przemienia się na parę.
2. objętość pary tak dopływającej z kotła, jak również wytworzonej z wody uniesionej zwiększa się przez przegrzanie;

Rys. 727.



3. Nadto mniej się wody skrapla w cylindrach, a więc prężność pozostaje stosunkowo większą.

Temperatura pary przegrzanej, stosowanej do silników parowych, bywa do 350°.

b. Palenisko kotłowe.

1. Ilość paliwa spalanego na jednym m^2 rusztów będzie:

$$\frac{B}{R} = \frac{4680\, m\, v}{L} \text{ kg/godz.}$$

Prędkość przepływu v powietrza w przewiewiu bywa dla węgla kamiennego 0,75 do 1,60 m/sek. w zależności od stopnia natężenia paleniska (t. j. od grubości warstwy paliwa); w paleniskach przedmuchowych, t. j. o ciągu sztucznym (parowozy) do 4 m/sek.

Zwykłe wartości $B : R$ dla węgla kamiennego podano **w tablicy** str. 956 i 957. Na koks liczy się $^2/_3$, na węgiel brunatny 1,5 do 2,5, a na drzewo i torf 1,33 wartości w tablicy podanych.

Stosunek m przekroju przewiewia do całkowitej powierzchni rusztu powinienby być możliwie wielki, a najczęściej bywa on:

dla węgla kamienngo $m = {}^1/_4$ do $^1/_2$	dla koksu . . . $m = {}^1/_3$ do $^1/_2$
dla węgla brunatnego $m = {}^1/_5$ do $^1/_3$	dla drzewa i torfu $m = {}^1/_7$ do $^1/_5$.

2. Wzniesienie rusztu ponad posadzką kotłowni bywa 600 do 750 mm, jego odległość od najbliższego punktu powierzchni kotła nie mniej niż 350 mm, zwykle 500 do 600 mm; odstęp między grzbietem przewału a kotłem conajmniej 250 mm; przewał zaś miewa ponajczęściej kierunek prostopadły do rusztowin.

c. Kanały spalinowe.

Murowane kanały spalinowe prowadzi się tak, aby 1) zapewniały dostatecznie długotrwałe i bliskie zetknięcie się spalin z powierz-

Paleniska kotłowe na węgiel kamienny i powierzchnia ogrzewana.

Rodzaj kotła i sposób spalania	1 m² powierzchni ogrzewanej zużywa węgla (kg) [stopień natężenia paleniska] $B:H$	1 m² powierzchni rusztu spala węgla kg/godz. $B:R$	Stosunek powierzchni ogrzewanej, do powierzchni rusztu $H:R$	Waga powietrza w kg, doprowadzona na 1 kg paliwa L	Sprawność paleniska η_1	Temperatura spalania T	Temperatura spalin w czopuchu T_1	Sprawność powierzchni ogrzewanej η_2	Sprawność urządzenia kotłowego η	Ilokrotność odparowania kotła: 1 kg paliwa wytwarza pary kg $D:B$ bez przegrzewacza	Ilokrotność odparowania kotła: 1 kg paliwa wytwarza pary kg $D:B$ z przegrzewaczem	Natężenie kotła: 1 m² powierzchni ogrzewanej wydaje pary kg/godz. $D:H$ bez przegrzewacza	Natężenie kotła: 1 m² powierzchni ogrzewanej wydaje pary kg/godz. $D:H$ z przegrzewaczem	Rodzaj paleniska
Kotły stałe														
leniwe (stosuje się rzadko, gdy opał jest bardzo drogi)	1	40 do 50 (50)	40 do 50 (50)	22,0	0,90	856	169	0,862	0,776	8,95	10,01	8,95	10,01	palenisko wewnętrzne; $\sigma=0{,}3$.
						978	170	0,861	0,775	8,94	10,00	8,94	10,00	palenisko podolne; $\sigma=0{,}2$.
						1223	174	0,858	0,762	8,79	9,83	8,79	9,83	palenisko odprzednie; $\sigma=0$.
mierne (stosuje się w nowych zakładach, w zwykłych warunkach)	2	50 do 70 (50)	25 do 35 (25)	20,5	0,85	865	233	0,811	0,689	7,95	8,89	15,90	17,78	jak wyżej.
						988	246	0,801	0,681	7,86	8,78	15,72	17,56	
						1235	272	0,780	0,663	7,65	8,55	15,30	17,10	
zwykłe	3	70 do 100 (75)	23 do 33 (25)	19,0	0,85	930	314	0,764	0,649	7,49	8,37	22,47	25,11	„ „
						1062	341	0,743	0,631	7,28	8,14	21,84	24,42	
						1328	394	0,713	0,596	6,88	7,69	20,64	23,07	
silne (wzmocniona wytwórczość zakładu; lokomobile)	5	100	20	17,5	0,80	946	434	0,679	0,543	6,27	7,00	31,35	35,00	„ „
						1081	482	0,643	0,514	5,93	6,63	29,65	33,15	
						1351	586	0,567	0,454	5,24	5,86	26,20	29,30	

Kotły okrętowe	bez przedmuchu	3—3,5	85 do 95	28	17,5	0,80	946	319 do 358	0,821 do 0,770	0,657 do 0,616	7,17 do 6,73	·	21,05 do 24,56	·	$\sigma = 0,3$
	z miernym nadmuchem	4	130 do 140	33				391	0,728	0,582	6,36	·	25,44	·	
Kotły parowozowe	Parowozy górskie	5—6	350 do 500 (400)	70 do 100	15	0,80	1094	374 do 431	0,760 do 0,724	0,609 do 0,579	6,81 do 6,43	·	34,04 do 38,57	·	
	„ towarowe	6—8		50 do 70				431 do 527	0,724 do 0,663	0,579 do 0,532	6,43 do 5,92	·	38,57 do 47,36	·	
	„ osobowe	8—10		35 do 55				527 do 591	0,663 do 0,622	0,532 do 0,497	5,92 do 5,46	·	47,36 do 54,6*)	·	

Uwaga. Tablicę powyższą obliczono podług wzorów podanych na str. 952 i n. dla westfalskiego węgla kamiennego, średniej jakości (0,766 C + 0,041 H + 0,163 H_2O + 0,030 popiołu) o wartości opałowej $p = 7500$ ciepł/kg. Strat ciepła chłodzących się powierzchni nie uwzględniono (5 do 8%). Teoretyczna ilość powietrza $L = 10,4$ kg na 1 kg węgla. Temperatura pary $t = 158°$ (dla kotłów okrętowych i parowozowych 183°, czyli 10 atm.). Zawartość wody w parze 5%, w parowozach 20%. Temperatura wody zasilającej $t_0 = 10°$, przy zastosowaniu podgrzewaczy 80° (dla parowozów nie uwzględniono podgrzewania wody przez smoczki). Temperatura powietrza zewnętrznego $T_0 = 0°$. Cieplik właściwy spalin $c_p = 0,24$. Spółczynnik przechodzenia ciepła $k = 23$, dla parowozów $k = 30$. Liczby w nawiasach przedstawiają wartości średnie.

*) Dla pruskich normalnych parowozów osobowych $D : H = 54$ do 58. Dla parowozów pospiesznych wzrasta $D : H$ do 65.

chnią ogrzewaną kotła, i 2) umożliwiały dostęp w celach czyszczenia i oględzin. Dla dopełnienia warunku pierwszego zaleca się wmurowywanie w kanały, co 1,5 do 2 m, jazów zmieniających kierunek strumienia spalin, czyli zaleca się wężykowate jego prowadzenie wzdłuż kotła; porów. rys. 730 i 731 na str. 969.

Prędkość spalin w kanałach murowanych przy ciągu zwykłym nie ma przenosić 6 m; lepiej tylko 3 do 4 m/sek.; jednakowa prędkość we wszystkich miejscach kanałów nie jest konieczna.

Uwzględniając powyższe, przy urządzaniu trzech murowanych kanałów spalinowych wzdłuż kotła i przy natężeniu rusztu $B:R = 60$ do 120 kg węgla na godz. i m², ostatniemu kanałowi nadajemy zazwyczaj przekrój $= 0{,}25\ R$. Pierwszy kanał miewa przekrój 1,5 do 1,75, drugi zaś 1,25 do 1,5 przekroju ostatniego kanału. Wyjątek stanowią miejsca zwężone na $^1/_8$ do $^1/_{10}\ R$, np. przewałami lub jazami i t. d. albo w kanałach wytworzonych z płomieniówek (p. str. 974). Naodwrót zwiększamy przekroje w miejscach, gdzie się zmienia kierunek strumieni spalinowych.

Jeżeli $B:R$ oznacza wagę węgla w kg, spalanego na godzinę na jednym m² rusztu (p. str. 955), G zaś objętość spalin, powstałych z 1 kg węgla (p. str. 322 i n.), w m³ (przyczem objętość ta oblicza się nie na 0°, lecz dla istotnej temperatury spalin), wreszcie a stosunek przekroju kanału spalinowego do całkowitej powierzchni rusztu, to prędkość v_g spalin w kanałach tych będzie:

$$v_g = \frac{B}{R}\,\frac{G}{3600\,a}\ \text{m/sek.}$$

d. Kominy kotłów parowych.

1. Jeżeli oznaczymy przez:

O przekrój komina w prześwicie u wylotu w m²,
d przynależną średnicę w m (w kwadratowych przekrojach — bok, a w ośmiokątnych — średnicę koła wpisanego),
d_1 średnicę prześwitu komina u podstawy w m,
h wzniesienie wylotu ponad rusztami w m,
R całkowitą powierzchnię rusztów w m²,
B całkowitą ilość paliwa zużywanego w kg/godz.,

to podług H. Reiche'go *), z uwzględnieniem możności zwiększenia wydajności kotłowni na przyszłość o 30%:

$$d = 0{,}1\left(\frac{B}{R}\cdot R\right)^{0{,}4} = 0{,}1\,B^{0{,}4} \quad \text{i} \quad h = 0{,}00277\left(\frac{B}{R}\right)^2 + 6\,d.$$

Wysokość ciśnienia, pod jakiem przy tak obliczonym kominie powietrze wlatuje do przewiewia, będzie w mm słupa wody:

$$h_\delta = (h - 6\,d)\,\frac{1000}{2{,}93}\left(\frac{1}{273 + T_0} - \frac{1}{273 + T_1}\right);$$

*) H. v. Reiche, Anlage u. Betrieb der Dampfkessel, 3 wyd.

T_0 oznacza średnią temperaturę powietrza zewnętrznego ($\sim 14^0$), T_1 średnią temperaturę w kominie. Najwłaściwsza temperatura $T_1 = 273 + 2T_0$. Na zasadzie wzorów powyższych obliczono tablicę, którą podajemy poniżej.

Wymiary komina na węgiel kamienny.

Powierzchnia rusztu m²	Jeżeli $B:R=$	40	60	80	100
	to $h\delta =$ mm słupa wody	2,6	5,9	10,5	16,4
$R=\begin{cases}1\\4\\20\end{cases}$	Wysokość komina / Średnica wylotu $= \frac{h}{d} =$	16 12 9	26 17 12	37 24 16	50 34 19
$R=\begin{cases}1\\4\\20\end{cases}$	Powierzchnia rusztu / Przekrój wylotu $= \frac{R}{O} =$	6,7 8,8 12,1	4,8 6,3 9,4	3,8 5,0 7,0	3,2 4,2 5,8

Oznaczmy nadto przez:

G ilość spalin z 1 kg paliwa w kg,

$\alpha = {}^1/_{273}$ spółczynnik rozszerzalności gazów,

γ wagę 1 m³ powietrza średniej wilgotności, sprowadzoną do 0^0 i średniej prężności barometrycznej,

δ gęstość spalin w stosunku do gęstości powietrza o 0^0.

t_0 temperaturę spalin we wylocie komina,

v_n prędkość wylotu spalin w m/sek. (przynajmniej 2 m/sek.),

a podług G. Lang'a *)

$$O = \frac{B\,G\,(1 + \alpha t_0)}{\gamma\,\delta\,3600\,v_n}.$$

W zwykłych warunkach, gdy $v_n = 4$ m/sek., $t_0 = 235^0$, $1 + \alpha t_0 = 1{,}86$, $\delta = 1$ i γ 1,29, będzie:

$$O = \frac{B\,G}{10000}.$$

Jeżeli przy dobrym węglu kamiennym i dobrym palenisku $G =$ 19, to $O = 0{,}0019\,B$, a szerokość w prześwicie wylotu $d = \sqrt{\frac{4O}{\mu}}$,

dla przekroju okrągłego . . . . . $\mu = 3{,}1416$,
„ „ ośmiokątnego . . . . . $\mu = 3{,}3137$,
„ „ kwadratowego . . . . . $\mu = 4{,}0000$.

Oznaczywszy przez:

l długość kanałów spalinowych i czopucha w m,

f_{gi} wartość $\frac{d_1 - d}{2h}$ (zazwyczaj $= 0{,}008$ do $0{,}010$),

ξ spółczynnik określony z doświadczenia, zależny od kształtu i szerokości kanałów spalinowych i czopucha (zmieniający się w granicach od 0,03 do 0,15; najczęściej $= 0{,}04$),

*) G. Lang. Propozycye ujednostajnienia przepisów o kominach kotłów parowych. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1899 № 30 i 31.

t_m średnią temperaturę spalin w kominie, otrzymamy potrzebne wzniesienie wylotu kominowego ponad rusztami

$$H_r = [15\,d + 2{,}5\,v_n + \xi\,l - 160\,f_{gi}]\,\frac{700 - t_m}{200 + t_m}.$$

W zwykłych warunkach, gdy:
$v_n = 4$ m/sek., $l = 25$ m, $\xi = 0{,}04$, $f_{gi} = 0{,}006$, $t_m = 250^0$, będzie

$$H_r = 15\,d + 10 \text{ m}.$$

Aby się dym nie stawał dokuczliwym, wypadałoby wylot komina wznosić przynajmniej na 3 m ponad najwyższy szczyt domu, w promieniu 250 m. się znajdującego.

Kominy kotłów bywają zazwyczaj nie niższe niż 16 m.

2. Średnica prześwitu u podstawy kominów murowanych

$$d_1 = d + 0{,}016\,h \text{ do } d + 0{,}02\,h;$$

jeżeli jednak stateczność komina okaże się niewystarczającą, to powiększa się odpowiednio d_1, nie zmieniając grubości ścianek.

Średnica w prześwicie kominów murowanych bez rusztowań, t. j. od wewnątrz nie powinnaby nigdzie być mniejsza od 0,6 m.

Grubość ścianek u wylotu bywa 15 cm, gdy $d = 1$ do 1,5 m; 20 cm, gdy $d = 1{,}5$ do 2 m, a 25 cm, gdy $d > 2$ m. Zastosowując cegłę kształtówkę, powiększamy grubość ścianek ku podstawie komina zazwyczaj o 5 cm przynajmniej co każde 5 m; stosując zaś cegłę zwykłego formatu ($25 \cdot 12 \cdot 6{,}5$ cm), powiększamy grubość ścianek odsadzkami na $^1/_2$ cegły, przyczem wzamian możemy zwiększyć wysokość pierścion na 5 do 8 m.

Dziurowane, lecz nie dziurkowate cegły pierścieniówki, 9 cm grube ($K \geqq 400$ kg/cm^2), na zaprawę cementowo-wapienną przedstawiają najlepszy materyał na kominy okrągłe; albowiem kołki, jakie się wytwarzają z zaprawy, związując lepiej cegły, zabezpieczają komin od pęknięć podłużnych; ilość spoin jest przytem blizko o $^1/_3$ mniejsza, aniżeli przy cegłach zwykłych. W zaprawie na podstawę i dolne pierściona komina nie daje się (z powodu wielkiego żaru) nadmiernej domieszki cementu; natomiast do górnych pierścion zaleca się większa przymieszka.

Jeżeli oznaczymy przez D i D_1 w m zewnętrzną średnicę wierzchołka i podstawy (nad odziomem) słupca kominowego, a h_s wysokość słupca w m, to

$$\frac{D_1 - D}{h_s} = \frac{1}{33} \text{ do } \frac{1}{20}\left(\text{zwykle } \frac{1}{25}\right),$$

w każdym razie jednak, zwłaszcza gdy h_s będzie większe, D_1 powinno być nie mniejsze niż $^1/_{15}$ do $^1/_{13}$ h_s.

Kształt przekroju. Parcie wiatru na komin okrągły, a również opory dla przepływu spalin w jego wnętrzu są stosunkowo najmniejsze, a równocześnie (z powodu względnie najmniejszego obwodu) straty ciepła i objętość muru w ściankach kominów okrągłych będą również stosunkowo najmniejsze; wymagają one jednak kształtówek rozmaitej formy. Ośmiokątny przekrój nie wiele ustępuje kołowemu, wy-

maga zaś mniej cegieł kształtówek. Przekrój kwadratowy wcale się nie zaleca.

Głowice kominów należy nie wysadzać nadmiernie, a nad niemi jeszcze dodawać gładką walcowatą nasadę około 0,5 m wysoką, i pokryć ją pochyło płytami z piaskowca, żeliwa lub ołowiu. Komin należałoby zaopatrzyć nadto w odgrom, którego przewodnik przyłącza się do sąsiednich dachów metalowych, kotłów i t. p., niezależnie od niezbędnego przyziemienia (połączenia z ziemią).

Dno drąży kominowej zagłębia się na 0,6 do 0,8 m poniżej poziomu dna czopucha, a to w celu wytworzenia zbiornika na popiołek, który usuwamy, bądźto przez otwór (naprzeciwko czopucha) w odziomie kominowym, zwykle lekko zamurowany, bądź też przez szybik w samym czopuchu, tuż przy zaokrąglonem jego ujściu do komina. Szybik ten pokrywamy szczelnie płytą kamienną lub żeliwną. By ułatwić dostęp do szybika i do komina na całej jego wysokości, wmocowujemy w odstępach 3—5-iu warstw cegły, szczeble z krągownika, wygiętego w postaci litery **U**.

Z oszczędności można wysokie i szerokie kominy budować o ściankach podwójnych, pozostawiając między niemi swobodną przestrzeń przerywaną (w odstępach 50 do 80 cm) przełączeniami, wiążącemi obydwie ścianki. Ta warstwa powietrza, zmniejszając straty ciepła, polepsza zarazem ciąg kominowy.

Jeżeli wprowadzamy do komina kilka czopuchów, to wypada tak je przedzielić murowanemi przegrodami, aby spaliny z poszczególnych czopuchów spotykały się ze sobą dopiero wtenczas, gdy już nabiorą jednakowego kierunku.

Odziom komina zaleca się cztero lub lepiej ośmiokątny; obierając wysokość odziomu $= {}^1/_6$ do ${}^1/_5\,h$, otrzymujemy zazwyczaj należyty stosunek wymiarów. Zewnętrzna szerokość odziomu $= D_1 + 0{,}5$ m do $D_1 + 1{,}0$ m. Z powyższego i z szerokości d_1 w prześwicie, którą należy zachować aż do spodu odziomu, wynika grubość jego ścian, która jednak powinna nadto zadość czynić warunkowi, aby przedłużone linie obrysia słupca kominowego pozostawały wewnątrz ścianek odziomu. Gdy wygląd dolnej części komina jest nam obojętny, możemy budować komin bez odziomu, albo na nizkim tylko odziomie, np. ${}^1/_{20}\,h$.

Wnętrze odziomu muruje się z cegły ogniotrwałej, lub też wykłada się nią w ten sposób, aby pomiędzy wykładziną i właściwym murem odziomu pozostawała warstewka powietrzna 5 do 15 cm grubości, pozwalająca wykładzinie swobodnie rozszerzać się i kurczyć. Wykładzinę murujemy na zaprawę z gliny, a swobodną przestrzeń między odziomem i wykładziną pokrywamy z wierzchu, by nie zapełniała się popiołkiem, sadzą i t. p.

Rozmiary i zagłębienie **posady kominowej**, która w planie przedstawia się zazwyczaj w postaci kwadratu, obliczamy statycznie i zgodnie z właściwością gruntu, p. tom II str. 149 i n. Wysokość ław posadowych bywa 1,0 do 1,5 m, a ich odsadzki ${}^1/_2$ cegły, przy budowie zaś z kamienia 15 cm. Spód posady ma leżeć przynajmniej 1 do 1,5 m poniżej dna drąży kominowej.

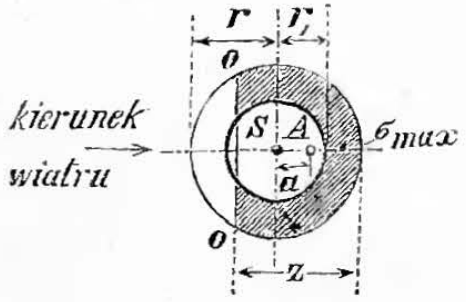
Posadowienie kominów na złym gruncie powinno dostosowywać się do jego właściwości, p. tom II str. 149 i n.

Wyprostowania komina skrzywionego lub pochylonego dokonywamy w ten sposób, że, napiłowawszy spoiny poziome od strony wypukłej lub przeciwnej pochyleniu, wbijamy kliny w spoiny po stronie przeciwległej napiłowaniom, przez to komin się prostuje. Następnie zalewamy rozwarte spoiny zaprawą cementową i zamazujemy je możliwie dokładnie.

Statyczne obliczenie komina *) na ciśnienie (pod ciężarem własnym) i na gięcie (przez parcie wiatru) przeprowadzamy dla kilku przekrojów, założywszy tymczasowo wymiary określone podług poprzednio przytoczonych danych. Zaleca się sprawdzić przedewszystkiem spód posady i najniższe przekroje odziomu i słupca kominowego, z czego już łatwo wywnioskować, czy potrzeba sprawdzać i dalsze przekroje. O wielkości parcia wiatru p. str. 306 i n.

Sprawdzamy poszczególne przekroje w celu określenia naprężeń skrajnych σ_{max} (str. 400 i n.); σ_{max} nigdzie nie powinno przekraczać naprężeń bezpiecznych k (str. 339) nawet w tym przypadku, gdy założymy, że mur wytrzymałości na ciągnienie wcale nie posiada. Zbadanie samej stateczności komina, bez uwzględnienia wytrzymałości materyału nie wystarcza.

Rys. 727-a.



Jeżeli P_1 oznacza siłę parcia wiatru w kg, przytkniętą do środka ciężkości pola obrysia pionowego o kształcie trapezu, którego środek znajduje się na wysokości x cm ponad badanym przekrojem, P zaś oznacza ciężar własny w kg części komina ponad badanym przekrojem, to moment $P_1 x$ przesunie punkt nacisku poosiowego P (rys. 727-a) z punktu S w kierunku za wiatrem do A, przyczem

$$AS = a = \frac{P_1 x}{P} \text{ cm.}$$

Jeżeli oznaczymy przez: r zewnętrzny, a przez r_1 wewnętrzny promień przekroju pierścieniowego w cm, a pole przekroju $F = \pi (r^2 - r_1^2)$ w cm^2, to średnie ciśnienie wskutek ciężaru własnego będzie: $\sigma = P : F$ kg/cm^2. Największe ciśnienie skrajne σ_{max} (kg/cm^2) dla różnych stosunków $r_1 : r$ i $\frac{a}{r}$ określa się z wartości $\sigma_{max} : \sigma$, podanych w tablicy poniższej, którą obliczono na zasadzie przypuszczenia, że mur na ciągnienie żadnej wytrzymałości nie posiada. Wykreślenie naprężeń skrajnych p. str. 408 i 409 **).

---

*) Gust. Lang; Anleitung zum Entwerfen und zur statischen Berechnung gemauerter Schornsteine; Hannower 1898, nakładem Helwing'a. Dalej Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896 str. 1125; 1897 str. 292; 1898 str. 180; 1899 str. 894 i 919.

**) Mur z cegły wyborowej na zaprawę cementowo-wapienną podług G. Lang'a, w zależności od domieszki cementu, wytrzymuje bezpiecznie ciągnienie do 1,5 kg/cm^2, na zaprawę czysto cementową do 2,5 kg/cm^2. Ciśnienie skrajne nie ma przekraczać wartości $\sigma_{max} = 5 + 0{,}15\, h_1$ kg/cm^2, jeżeli h_1 oznacza wysokość komina w m ponad badanym przekrojem.

Wartości $\sigma_{max} : \sigma$. *)

$\frac{a}{r}$	$\frac{r_1}{r}$ 0,0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	$\frac{a}{r}$
0,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00
0,05	1,20	1,16	1,15	1,13	1,12	1,11	1,10	0,05
0,10	1,40	1,32	1,29	1,27	1,24	1,22	1,20	0,10
0,15	1,60	1,48	1,44	1,40	1,37	1,33	1,30	0,15
0,20	1,80	1,64	1,59	1,54	1,49	1,44	1,40	0,20
0,25	2,00	1,80	1,73	1,67	1,61	1,55	1,50	0,25
0,30	2,23	1,96	1,88	1,81	1,73	1,66	1,60	0,30
0,35	2,48	2,12	2,04	1,94	1,85	1,77	1,70	0,35
0,40	2,76	2,29	2,20	2,07	1,98	1,88	1,80	0,40
0,45	3,11	2,51	2,39	2,23	2,10	1,99	1,90	0,45
0,50	3,55	2,80	2,61	2,42	2,26	2,10	2,00	0,50
0,55	4,15	3,14	2,89	2,67	2,42	2,26	2,17	0,55
0,60	4,96	3,58	3,24	2,92	2,64	2,42	2,26	0,60
0,65	6,00	4,34	3,80	3,30	2,92	2,64	2,42	0,65
0,70	7,48	5,40	4,65	3,86	3,33	2,95	2,64	0,70
0,75	9,93	7,26	5,97	4,81	3,93	3,33	2,89	0,75
0,80	13,87	10,05	8,80	6,53	4,93	3,96	3,27	0,80
0,85	21,08	15,55	13,32	10,43	7,16	4,50	3,77	0,85
0,90	38,25	30,80	25,80	19,85	14,60	7,13	4,71	0,90
0,95	96,10	72,20	62,20	50,20	34,60	19,80	6,72	0,95
1,00	∞	∞	∞	∞	∞	∞	∞	1,00

Tablica następna, p. str. 964 podaje wartości $\frac{z}{r}$, z których łatwo oznaczyć odległość z, linii zerowej od najbardziej wysuniętego punktu skrajnego, zawietrznej części przekroju. Nawet przy najsilniejszym wietrze przeszło połowa przekroju powinna podlegać ciśnieniu, t. z., że linia zerowa ma leżeć po stronie podwietrznej, licząc od środka przekroju.

A zatem wartości $z : r$, mieszczące się w tablicy na str. 964 poniżej grubej kreski schodkowatej, nie można uważać za bezpieczne. Średnie ciśnienie na dobry grunt powinno pozostawać w granicach nie przekraczających 0,75 do 1,5 kg/cm², a skrajne ciśnienie posady na takiż grunt 2,5 do 5 kg/cm².

Koszty murowanych kominów można oceniać z danych, w tablicy t. II str. 204, albo też ze wzoru

$$K = n h d,$$

w którym K oznacza koszt komina w markach, z wyłączeniem kosztów sztucznego posadowienia, h wysokość komina w m, d zaś średnicę prześwitu wylotu w cm, wreszcie $n = 1$ do 1,5 stosownie do jakości wykonania.

W razie niedostatecznego **ciągu** w kominie można stosować **przedmuch**, t. j. ciąg sztuczny, a mianowicie, albo **nadmuch**, przy któ-

*) Podług J. Goebel'a, O stateczności komina, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898 str. 180 i n.

rym powietrze wtłaczamy do paleniska, albo też **wydmuch**, przy którym wyciągamy spaliny. Do celów powyższych nadają się tak nawietrzniki jako też wywietrzniki, a również i wydyszaki parowe i t. p. Przedmuch stosują także do lepszego spalania paliwa mniej wartościowego, jak np. miał węglowy, koksowy i t. p.

Wartości $z : r$. *)

$\frac{a}{r}$	$\frac{r_1}{r}$ 0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	$\frac{a}{r}$
0,25	2,00	·	·	·	·	·	·	0,25
0,30	1,82	·	·	·	·	·	·	0,30
0,35	1,66	1,89	1,98	·	·	·	·	0,35
0,40	1,51	1,75	1,84	1,93	·	·	·	0,40
0,45	1,37	1,61	1,71	1,81	1,90	·	·	0,45
0,50	1,23	1,46	1,56	1,66	1,78	1,89	2,00	0,50
0,55	1,10	1,29	1,39	1,50	1,62	1,74	1,87	0,55
0,60	0,97	1,12	1,21	1,32	1,45	1,58	1,71	0,60
0,65	0,84	0,94	1,02	1,13	1,25	1,40	1,54	0,65
0,70	0,72	0,75	0,82	0,93	1,05	1,20	1,35	0,70
0,75	0,59	0,60	0,64	0,72	0,85	0,99	1,15	0,75
0,80	0,47	0,47	0,48	0,52	0,61	0,77	0,94	0,80
0,85	0,35	0,35	0,35	0,36	0,42	0,55	0,72	0,85
0,90	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,32	0,49	0,90
0,95	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,25	0,95

Uwaga. Punkt A wpada w rdzeń przekroju, gdy $z : r \geqq 2$.

3. Kominy żelazne (znajdują zastosowanie na złym gruncie, w urządzeniach czasowych, oraz przy źle zrozumianej oszczędności) składają się z lekko stożkowatych pierścion, z których wyższe nasuwa się zawsze na pierściono pod nim leżące.

Grubość blachy pierścion zwiększa się stopniowo ku dołowi, poczynając górą od 3 do 5 mm, a kończąc u podstawy na 6 do 8 mm stosownie do średnicy i wysokości komina. Średnica bywa albo na całej wysokości jednakowa, albo też zwiększa się ku dołowi na $d_1 = d + 0{,}01\,h$ w m.

Silniejsze ochładzanie w kominach żelaznych zmusza nas do nadawania im średnic o $^1/_3$ większych, aniżeli w kominach murowanych dla jednakowych palenisk. W celu zapewnienia stateczności kominom żelaznym, mocujemy je **uwięziami** (zazwyczaj trzema) linkowemi, łańcuchowemi, a najczęściej z drutu. Żeliwną płytę podstawową przytwierdzamy przyciągami do murowanego odziomu,

*) S. Keck, Zeitschr. d. h. A. u. Ing. V. 1882 str. 627.

a z rurą kominową łączymy ją wieńcem z kątownika. Zewnętrzną powłokę smołową lub minjową wypada odnawiać przynajmniej co dwa lata. W celu ułatwienia ponownego malowania przytwierdzają niekiedy krążek linkowy lub łańcuchowy u wylotu komina od strony zewnętrznej.

4. Kominy lokomobil miewają średnicę równą lub do $1^1/_2$ razy większą od średnicy cylindra parowego, a wzniesienie ponad wylotem rury wydychowej 6 lub 7 razy większe niż średnica samego komina.

5. Kominy parowozowe p. XI. II. **B. b.** 4.

e. Przestrzeń wodna i parowa.

1. Przestrzeń wodna. Pożądanem jest, aby objętość jej była możliwie wielka, jeżeli kocioł działa bez przerwy, albo też gdy czasami ma dostarczać nadmierne ilości pary; a naodwrót, aby objętość ta była możliwie mała, jeżeli kocioł działa z przerwami, a po takiej przerwie, para w nim szybko ma dosięgnąć wyższej prężności.

2. Przestrzeń parowa, jako osadnia wody unoszonej z parą, powinna być naówczas jak największą, gdy rozchód pary bywa wogóle stosunkowo obfity, albo gdy podlega czasowo silnemu wzmożeniu.

Przeważny wpływ na ilość unoszonej wody wywiera względna wielkość pola poziomu parowania. Kotły walczaste pełne lub z płomienicami jako też i kotły z bulierami wydają na jeden m^2 poziomu parowania 40 do 100 kg pary na godzinę, a para zawiera natenczas 3 do 6% wody przy średniej pracy kotła. Wyższa wydajność pary z 1 m^2 poziomu parowania zwiększa wilgotność pary, która znów wymaga zastosowania odkraplacza lub przegrzewacza.

A że tem suchszą bywa para, z im wyższego punktu kotła ją czerpiemy, nadbudowanie przeto dzwona (kołpaka parowego) na kotle daje możność czerpania pary jeszcze z wyższego punktu, a więc jeszcze bardziej suchej. Nadto na dzwonie jest miejsce bardzo dogodne do umieszczenia zaworów bezpieczeństwa.

Parę czerpie się nie bezpośrednio z dzwonu, lecz równomiernie z całej przestrzeni podgrzbietowej kotła (z wyjątkiem przedniej trzeciej części), a mianowicie **odbiornicą**, t. j. rurą wierzchem dziurowaną lub rozszczepioną. Przekrój odbiornicy, jak również przekrój jej dziurek lub szczeliny bywa dwa razy większy od przelotu zaworu parowego.

3. Przykłady rozmiarów przestrzeni parowej i wodnej.

1. Kotły o palenisku zewnętrznem.

(Kotły walczaste, jedno i wielowalczakowe).

Średnica	mm	800	900	1000	1100	1200	1300
Wysokość przestrzeni parowej . . .	mm	270	300	330	360	390	420
Przekrój „ „ . . .	m^2	0,15	0,187	0,228	0,272	0,321	0,375
Przekrój „ wodnej . . .	m^2	0,3527	0,45	0,5576	0,678	0,81	0.953
Szerokość poziomu parowania . . .	mm	755	845	940	1035	1125	1210
Wierzch bocznych kanałów spalinowych leży ponad osią kotła . . .	mm	30	50	70	90	110	130

2. Kotły dwupłomienicowe, o palenisku wewnętrznem.

Średnica płaszcza mm / Średnica płomienic mm	1600 / 600	1700 / 600	1800 / 650	1900 / 700	2000 / 750	2100 / 750	2200 / 800	2300 / 850
Wysokość przestrzeni parowej . mm	420	460	475	505	535	590	620	650
Przekrój „ „ . m^2	0,423	0,5	0,54	0,602	0,678	0,799	0,876	0,966
Przekrój „ wodnej . m^2	1,022	1,2	1,34	1,464	1,58	1,781	1,92	2,054
Osie płomienic poniżej osi kotła na mm	80	90	100	115	130	145	160	175
Najniższy poziom wody ponad grzbietami płomienic . . . . mm	160	180	200	210	220	230	240	250
Szerokość pola poziomu parowania mm	1400	1500	1585	1700	1760	1885	2000	2075

3. Kotły o jednej płomienicy niefalowanej.

(Oś płomienicy pionowo pod osią kotła).

Średnica płaszcza mm / Średnica płomienicy mm	1400 / 700	1500 / 750	1600 / 800	1700 / 850	1800 / 900
Wysokość przestrzeni parowej . . . . . mm	340	365	390	415	440
Przekrój „ „ . . . . . m^2	0,2875	0,335	0,378	0,43	0,482
Przekrój „ wodnej . . . . . m^2	0,867	1,13	0,99	1,272	1,427
Oś płomienicy poniżej osi kotła na . . . . . mm	140	150	160	170	180
Najniższy poziom wody ponad grzbietem płomienicy . . . . . mm	150	160	170	180	190
Szerokość pola poziomu parowania . . . . . mm	1215	1275	1385	1460	1550

4. Kotły o jednej bocznej płomienicy falowanej.

Średnica płaszcza mm / Średnica płomienicy mm	1600 / 800 : 900	1800 / 950 : 1050	2000 / 1100 : 1200	2200 / 1250 : 1350
Wysokość przestrzeni parowej . . . mm	330	330	360	425
Przekrój „ „ . . . m^2	0,300	0,360	0,440	0,570
Przekrój „ wodnej . . . m^2	1,150	1,340	1,660	1,910
Szerokość pola poziomu parowania . mm	1300	1395	1535	1740
Powierzchnia ogrzewana na 1 m długości kotła . . . . . m^2	5,720	6,660	7,200	8,500

4. Przestrzeń między najniższym i najwyższym poziomem wody w kotle powinnaby być dostatnio wielka, zwłaszcza przy zmiennem zapotrzebowaniu pary i wogóle przy wielkiej przestrzeni wodnej.

5. Istotna **waga kotłów** przybliżenie dokładna równa się wadze obliczonej z powierzchni i grubości ścianek, z dodaniem 20 do 25% na zakładki, nakładki, łby i nakówki nitów, kątowniki i t. p. Natomiast wagę łap i króćcy należy dodać oddzielnie.

B. Ważniejsze rodzaje kotłów.

Poniższe jednostki oznaczać będziemy przez:

F pole planu zajęte przez kocioł w m^2, na 1 m^2 powierzchni ogrzewanej kotła,

J_w objętość wody w kotle w l,
J_d objętość pary w kotle w l,
V pole poziomu parowania w m^2,
G wagę kotła w kg (wyłączając osprzęt kotłowy i obsadę paleniskową),

} na 1 m^2 powierzchni ogrzewanej kotła

a. Kocioł jednowalczakowy pełny.

1. Kotły leżące (rys. 728, str. 968).

Średnice bywają do 1,5 m; długości do 10 m, a stosunek średnicy do długości = 1 : 6 do 1 : 8. Powierzchnia ogrzewana równa się 0,6 do 0,65 całkowitej powierzchni kotła.

$F \sim 1{,}25$ m^2, $J_w \sim 400$ do 450 l, $J_d \sim 150$ do 200 l, $V \sim 0{,}45$ do 0,5 m^2, $G = 180$ do 190 kg.

Kotły takie ustawia się nieco pochyło ku tyłowi, a lepiej kocioł podwieszać niż podpierać.

Obmurze kotła. Jeden podłużny kanał spalinowy nie wyzyskuje należycie ciepła, lepiej zatem prowadzić spaliny drogą wężykowatą (podobnie jak w rys. 731), albo też rozdzielić kanał podłużny na kilka kanałów, przez które spaliny przechodziłyby kolejno.

2. Kotły walczaste, stojące stosują się przeważnie w kuźnicach, a ogrzewają spalinami z pieców do mięsienia lub skuwania żelaza. Nie zajmują one wiele miejsca, lecz wydajność ich powierzchni ogrzewanej bywa względnie mała, gdyż wytwarzająca się para, wznosząc się przeważnie wzdłuż powierzchni ogrzewanej, oddziela ją od wody. Wpływa to szkodliwie na trwałość blachy, czemu częściowo zaradzić może okładzina z cegły ogniotrwałej nawprost wlotu spalin.

Kocioł spoczywa wieńcem z żelaza lub żeliwa na pierścieniowatej podstawie murowanej.

Obmurowując kocioł w odstępie 200 do 250 mm, wytwarzamy jeden pionowy kanał spalinowy o pierścieniowatym przekroju. Obmurze takie ściąga się obręczami żelaznemi i zaopatruje w liczne otwory do czyszczenia. Szczeble wewnątrz kotła ułatwiają zbadanie jego stanu, właz urządza się w dolnej części walca, w dnie zaś kurek spustowy.

b. Kotły wielowalczakowe pełne.

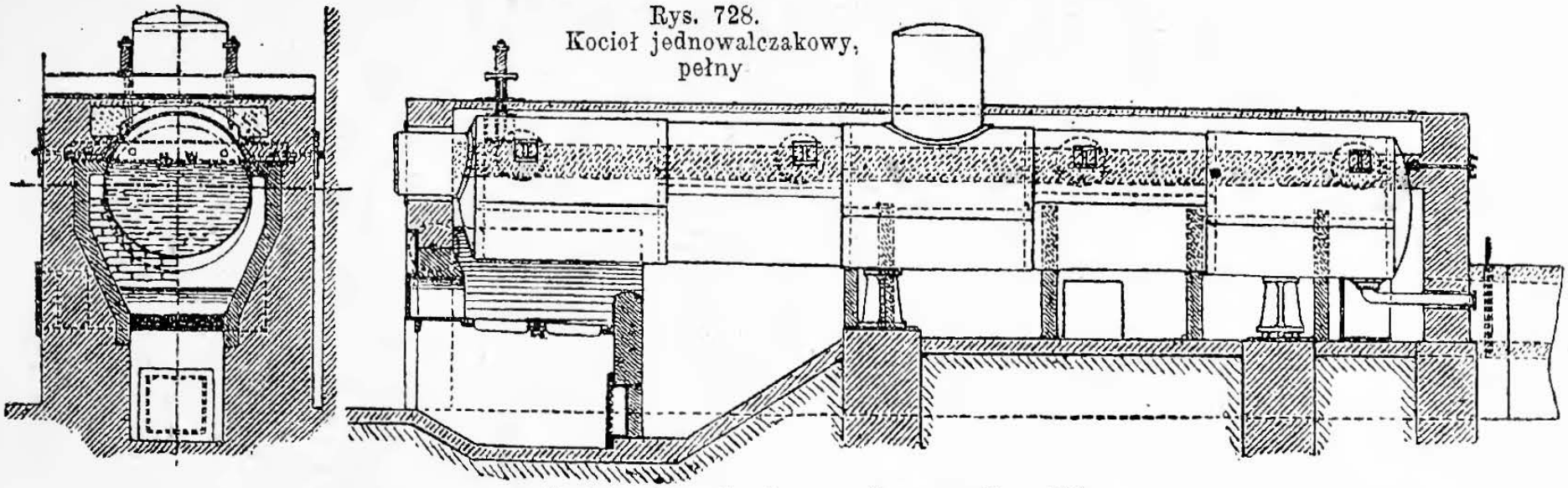
1. Palenisko pod kotłem górnym (rys. 730 str. 969).

Jednostki		Jeden walczak górny i jeden dolny	Jeden walczak górny i dwa dolne	Dwa walczaki górne i dwa dolne
F	m^2	0,525 do 0,575	0,5	0,4 do 0,45
J_w	l	275 do 325	275 do 325	290 do 325
J_d	l	75 do 100	65 do 75	80 do 100
V	m^2	0,225 do 0,25	0,2	0,22 do 0,23
G	kg	130 do 150	120 do 140	125 do 145

Poszczególne walczaki łączą się ze sobą króćcami o średnicy 350 do 400 mm, z blachy żelaznej.

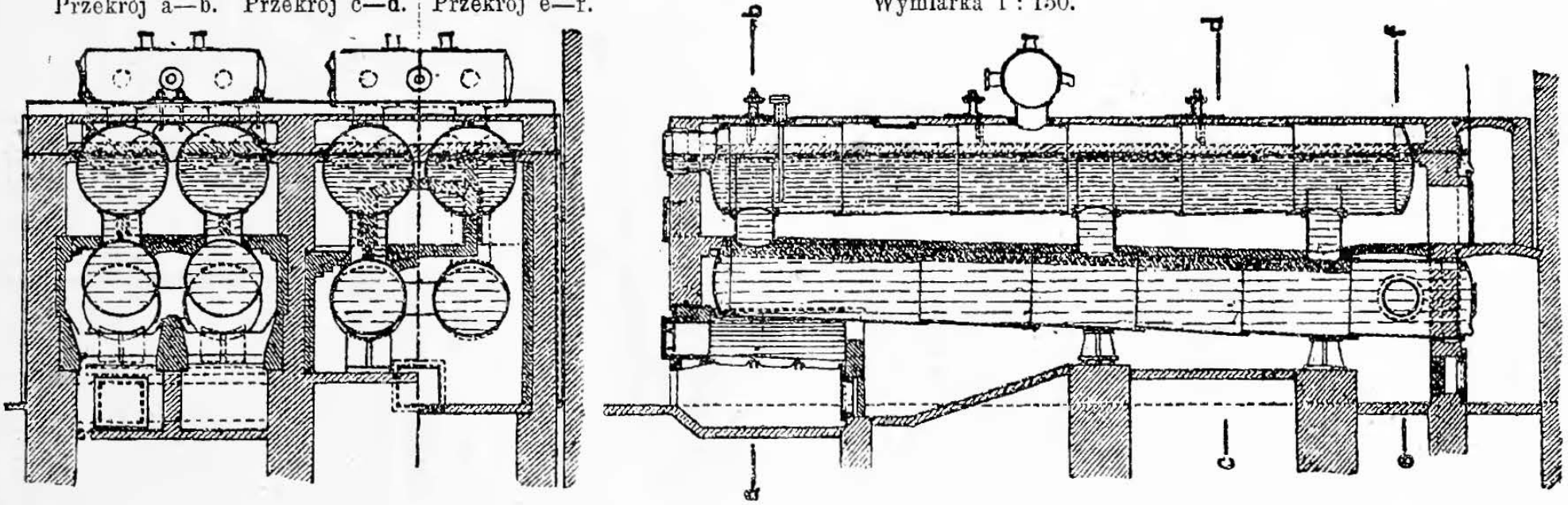
(dalszy ciąg str. 970).

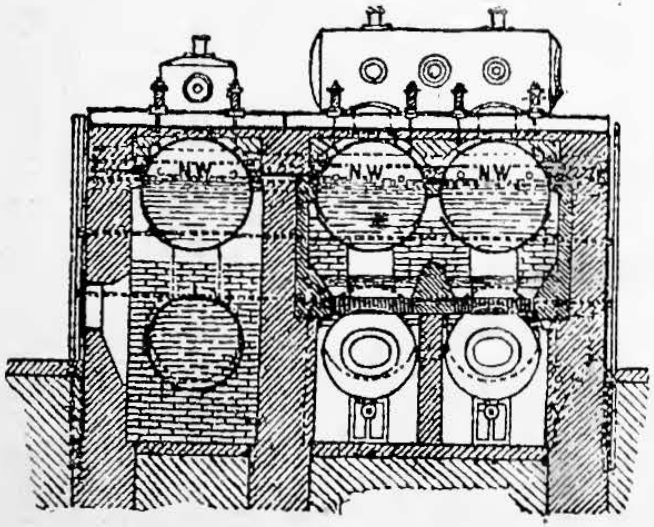
Rys. 728.
Kocioł jednowalczakowy, pełny



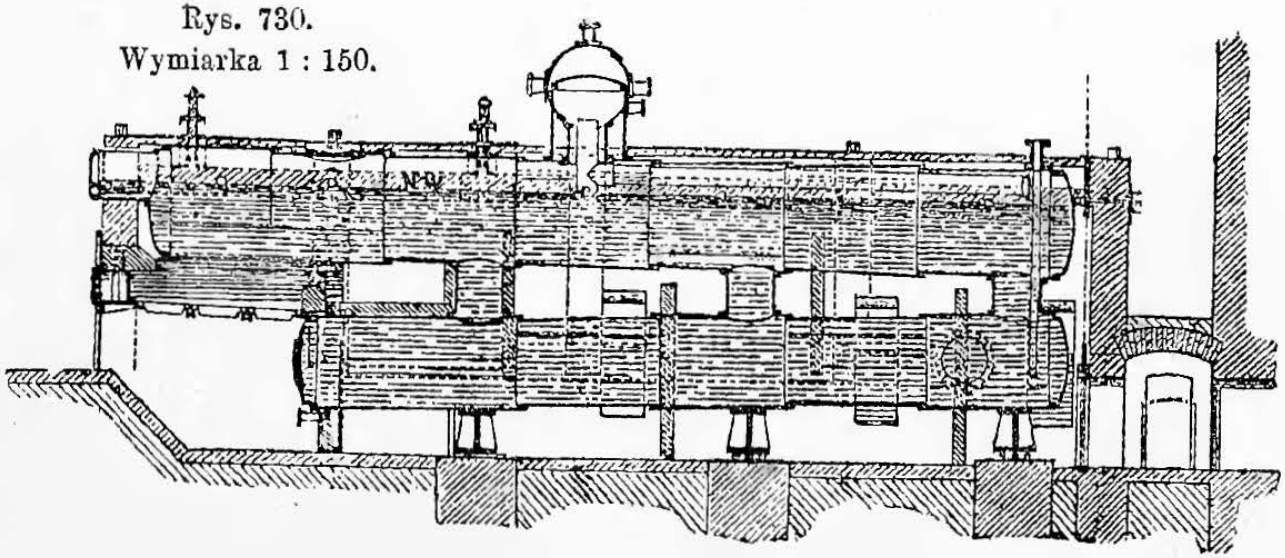
Kocioł wielowalczakowy, pełny. Rys. 729.
Wymiarka 1 : 150.

Przekrój a—b. Przekrój c—d. Przekrój e—f.





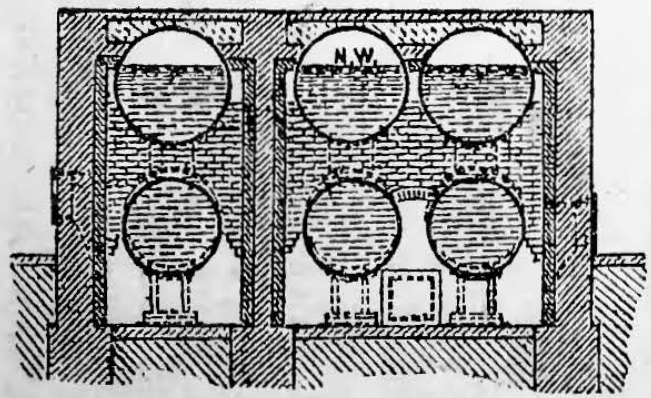
Rys. 730.
Wymiarka 1 : 150.



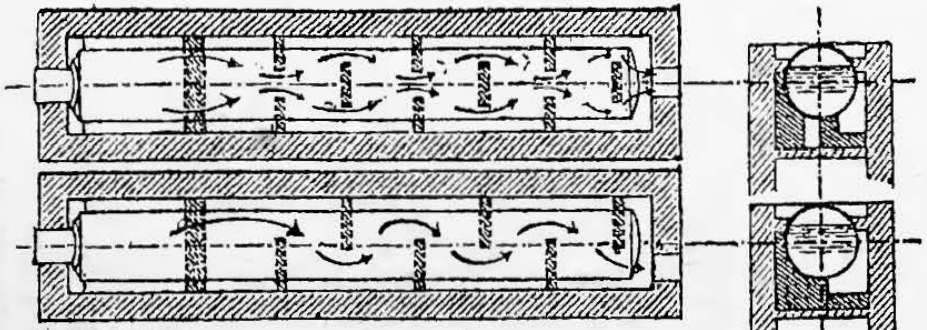
Kotły wielowalczakowe, pełne.

Rys. 731.

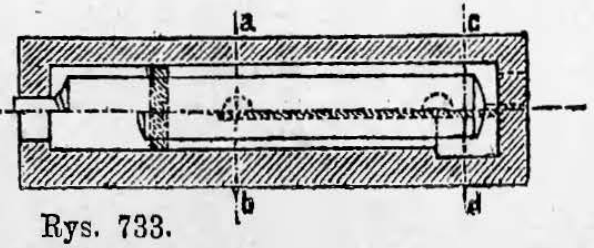
Rys. 734.



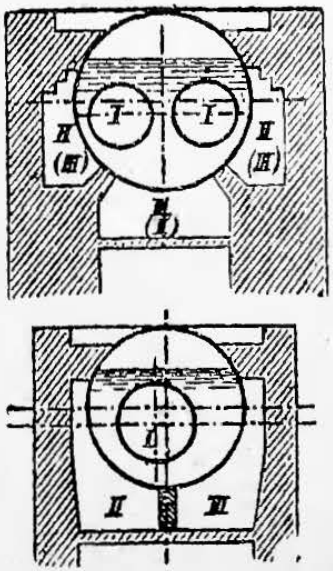
Rys. 732.







Rys. 733.



Rys. 735.
Kotły płomienicowe.

Króćce łączące: a) Jeden walczak dolny, do długości 3 m można jeszcze przyłączyć na jeden króciec; dłuższe lepiej łączyć z górnym kilku króćcami, a to dla lepszego krążenia wody między walczakami.

b) Dwa walczaki dolne, w celu otrzymania przeciwprądu, możnaby łączyć ze sobą króćcem poziomym, a jeden z nich przyłączyć do walczaka górnego króćcem pionowym, lecz ustrój taki nie zaleca się; lepiej będzie przyłączyć każdy z walczaków dolnych niezależnie, dwoma lub trzema króćcami do walczaka górnego.

c) Dwa walczaki górne i dwa dolne. Każdy z walczaków dolnych przyłącza się do leżącego nad nim walczaka górnego dwoma lub trzema króćcami. Nadto łączymy walczaki dolne ze sobą króćcem poziomym, średnicy 350 do 400 mm. Wreszcie łączymy przestrzenie parowe walczaków górnych ze sobą, co najlepiej uskutecznić, stawiając na nich wspólny zbiornik pary.

Ułożenie walczaków. Walczak górny bywa lekko pochylony ku tyłowi, a dolny pochyla się w tymże kierunku jeszcze silniej (15 do 20 mm na 1 mb.); stosując zaś przeciwprąd, pochylamy walczak dolny ze spadkiem odwrotnym.

Rozmieszczenie króćców. W każdym walczaku dolnym, łączącym się wprost z górnym, powinien króciec łączący stać w najwyższym punkcie walczaka dolnego, a przy zastosowaniu przeciwprądu najwyższy punkt jednego walczaka przyłącza się do drugiego walczaka dolnego, który się znów w najwyższym swym punkcie łączy z walczakiem górnym. Jeżeli dwa króćce przypadają na to samo pierściono walczaka, to ustawia się ich osie prawie prostopadle względem siebie, by zostawić więcej blachy między otworami króćcowymi. Dla lepszego ścieku osadu z walczaka górnego, a nie zatrzymywania pary w dolnym, wypadałoby króćce stawiać zawsze na pierścionach nasuniętych na sąsiednie.

Podparcie kotła. Dolne walczaki wspieramy na kozłach rozmieszczanych w pion pod króćcami łączącymi je z górnym, którego część przednią podwieszamy przesuwnie na poprzęgu.

Obmurze. 1) Trzy kanały wzdłuż (rys. 732). 2) Dwa kanały wzdłuż z półjazkami; walczak górny i dolny podług rys. 730, albo 731. 3) W systemie komorowym, t. j. z jazami dolnymi i górnymi rys. 730. (Spadek walczaków dolnych bywa 0,02 do 0,025).

Średnica walczaka górnego nie przekracza 1500 mm, dolnego zaś bywa nie mniejsza niż 600 mm. Zasilanie przez walczak dolny.

2. Palenisko pod walczakiem dolnym (rys. 729).

Wartości: F, J_w, J_d, V i G te same jak w ustępie **b. 1** p. str. 967.

Walczak dolny łączy się z górnym co najmniej dwoma króćcami. Walczak górny pochyla się ku tyłowi, a spadek walczaka dolnego, również ku tyłowi pochylonego, bywa 0,025 do 0,03. Ilość i przekroje króćcy, łączących walczak górny z dolnym, dobieramy tak, aby się suma ich przekrojów równała $^1/_{60}$ do $^1/_{80}$ powierzchni ogrzewanej walczaka dolnego.

(dalszy ciąg str. 972).

Rys. 736. Wymiarka 1 : 100.

Rys. 737. Wymiarka 1 : 133.

Obmurze zazwyczaj w trzy kanały wzdłuż. Walczak dolny wspieramy w tylnym końcu na koźle, pozatem kocioł spoczywa na popręgach, z luźno podstawionymi kozłami na wypadek zerwania. Zasilanie przez walczak górny.

c. Kocioł płomienicowy.

(Walczak z jedną lub dwiema płomienicami).

1. Palenisko w płomienicy.

Jednostki dla kotła		Jednopłomienicowego	Dwupłomienicowego
F	m^2	0,5 do 0,6	0,45 do 0,5
J_w	l	190 do 225	180 do 220
J_d	l	75 do 90	80 do 100
V	m^2	0,25 do 0,26	0,22
G	kg	170 do 200	200 do 220

Wartości na G w tablicy powyższej stosują się do gładkich płomienic bez garłaczy Galloway'a; dla kotła z jedną płomienicą gładką, mającą garłacze $G \sim 150$ kg, z dwiema takiemiż płomienicami i garłaczami $G \sim 190$ kg. Dla kotłów z jedną, boczną płomienicą falowaną, gdy średnica płaszcza nie przekracza wartości $D = 1800$ mm, bywa $G \sim 160$ kg; a gdy $D = 2000$ do 2200 mm, to $G \sim 180$ kg.

Obmurza kotłów płomienicowych przedstawiano w rys. 734, 735, 736 i 737. Wadą obmurza podług rys. 734 jest to, że spód kotła nie zagrzewa się dostatecznie; wadliwość ta da się jednak usunąć, jeżeli drugi lot (spalin) puścimy przez dolny kanał, trzeci zaś lot przez dwa kanały boczne, jak to w rys. 734 oznaczono cyframi rzymskiemi, ujętemi w nawiasy. Lepszym i częściej stosowanym jest sposób obmurowywania podług rys. 735 i 736, czy to z półjazkami w kanałach, czy też bez nich.

Kotły te stawiamy pochyło na kozłach, ze spadkiem 0,01 do 0,015 ku przodowi. Jeżeli **średnicę** płaszcza oznaczymy przez D, a średnicę płomienic w najszerszem miejscu przez d, to zazwyczaj bywa:

w kotłach z jedną płomienicą gładką $d = 0{,}5\,D$; płomienica falowana bywa nieco większa;

w kotłach dwupłomienicowych $d = 0{,}5\,D - 250$ do $0{,}5\,D - 300$ mm.

Średnica płomienic gładkich nie przekracza zazwyczaj 900 mm, falowanych zaś 1400 mm; najmniejsze średnice płomienic gładkich bywają 700 mm w kotłach jednopłomienicowych, a do 600 mm w dwupłomienicowych (p. str. 966); średnice najmniejsze płomienic falistych, robią się 800 względnie 750 mm. Średnice kotłów z jedną płomienicą gładką dochodzą do 1800 mm, a z falowaną boczną do 2400 mm. Boczne położenie jednej płomienicy w kotle polepsza krążenie wody i ułatwia dostęp przy czyszczeniu.

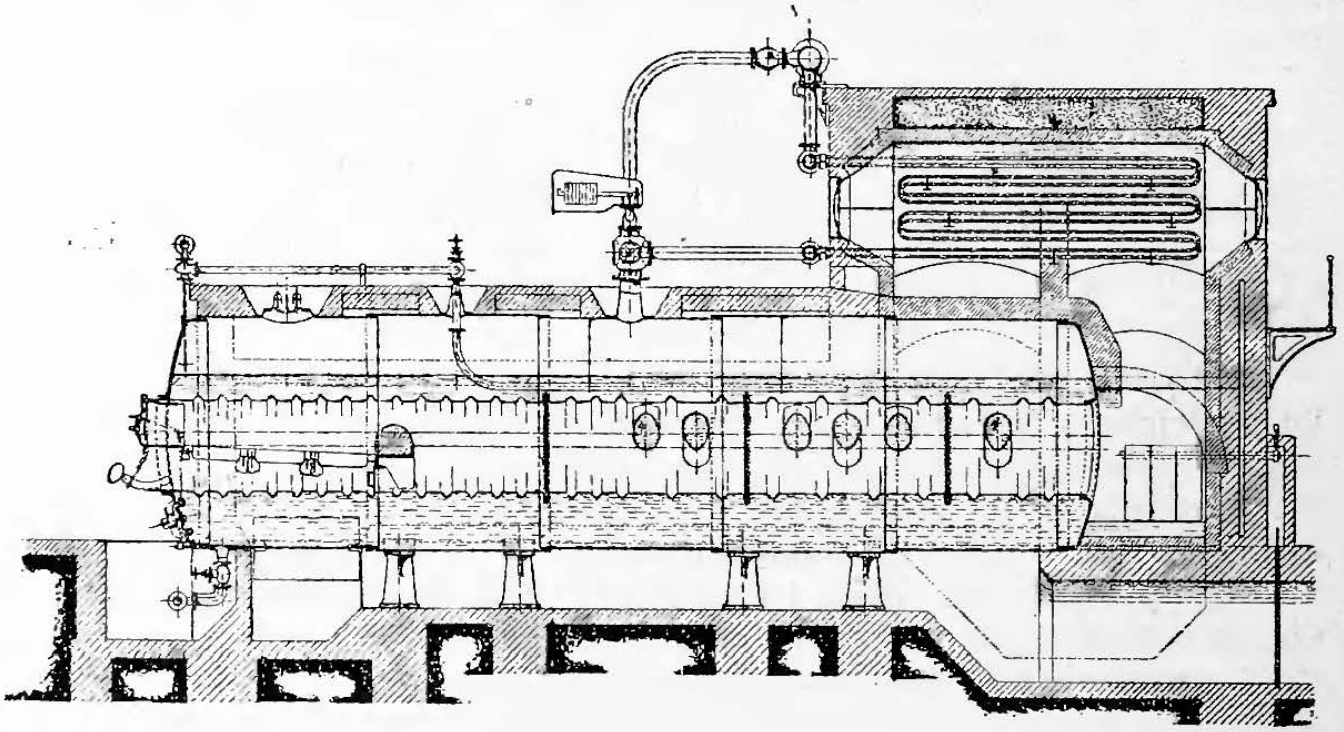
Kotły dwupłomienicowe miewają średnice od 1800 do 2400. Często zwężają płomienice ku tyłowi o 100 mm, zwłaszcza w kotłach dwupłomienicowych. Wzajemne oddalenie osi płomienic z przodu

kotła dwupłomienicowego nie ma być mniejsze niż $d + 150$ mm. Ponad grzbiet płomienicy najniższy poziom wody w kotle jednopłomienicowym ma się wznosić przynajmniej na 150 mm, w dwupłomienicowym przynajmniej 175 mm, licząc zawsze od najwyższego punktu grzbietu płomienic.

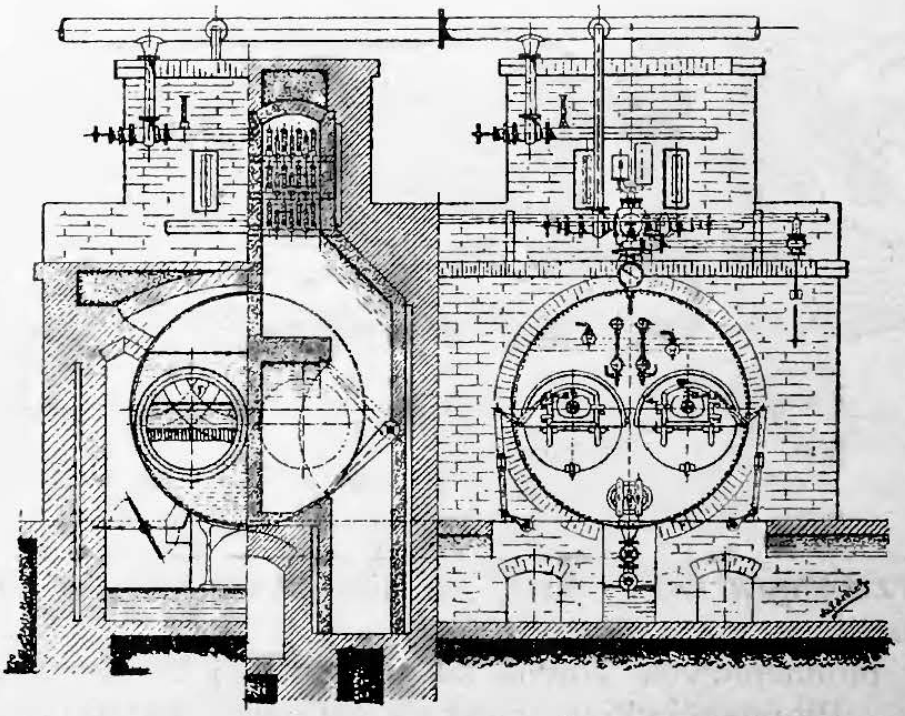
Przykład dobrego ustroju kotła dwupłomienicowego, z garłaczami łukowato zakrzywionymi systemu Gampera z rurą falowaną sposobem Maciejewskiego, z przegrzewaczem pary przedstawia rys. 737-a i 737-b.

Rys. 737-a.

Kotły te wyrabia fabryka Fitzner i Gamper w Sosnowicach.



Rys. 737-b.



2. Kocioł płomienicowy z paleniskiem podolnem.

Wartości F, J_w, J_d, V i G takie same jak powyższe pod **1.**

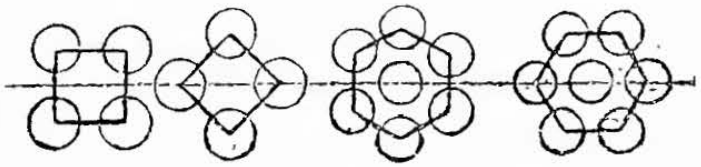
Płomienice mogą być mniejszej średnicy, lecz odstęp między płomienicą a płaszczem kotłowym nie powinien być mniejszy niż 250 mm.

d. Kotły z płomieniówkami.

$F = 0{,}3$ m², $J_w = 70$ do 80 l, $J_d = 40$ do 50 l, $V = 0{,}075$ do $0{,}1$ m².

Płomieniówki **rozmieszczamy** w dwóch gromadach bocznych, aby środek kotła pozostał dostępnym. Stosują następujące układy płomieniówek, a mianowicie:

Rys. 738. 739. 740. 741.

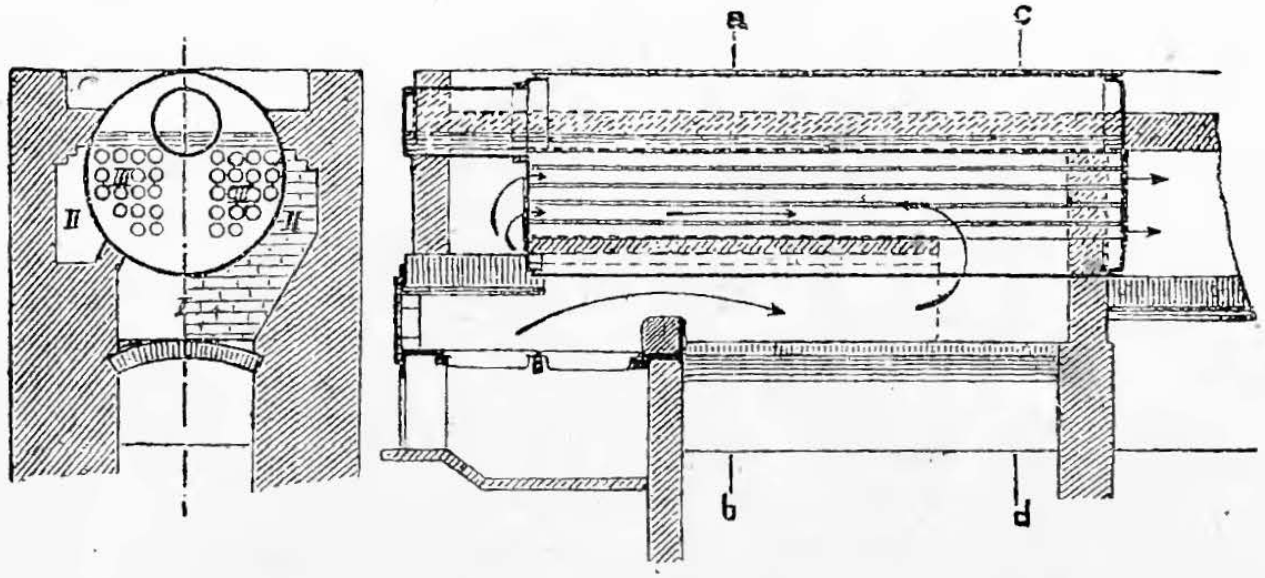


a) Środki czterech sąsiednich płomieniówek w dnie kotła leżą w rogach kwadratu, którego boki (rys. 738), albo którego przekątnie (rys. 739) leżą poziomo i pionowo.

b) Środki siedmiu rurek przyległych leżą w 6-u rogach i w środku sześciokąta prawidłowego, którego dwa boki przeciwległe mogą leżeć pionowo, jak w rys. 740, albo poziomo, jak w rys. 741. Układ ten możnaby też określić jako układ na trójkątach równobocznych, a mianowicie o jednym boku pionowym (rys. 740) albo o jednym boku poziomym (rys. 741). Układ podług rys. 740, zapewniając lepsze wznoszenie się pęcherzyków pary, dozwala na taką samą gęstość płomieniówek jak układ podług rys. 741.

Rys. 742.

Przekrój a—b. Przekrój c—d.



Suma **przekrojów** wszystkich płomieniówek ma się równać $^1/_8$ do $^1/_6$ całkowitego pola rusztów.

Długość płomieniówek równa się zazwyczaj 20 do 40-o krotnej ich średnicy. Płomieniówki o większej średnicy, zapewniając lepszy

ciąg, bardziejby się zalecały, lecz (według Schinz'a) przez ścianki rur węższych przechodzi więcej ciepła na jednostkę powierzchni i 1^0 różnicy, przy równych pozostałych warunkach.

Jeżeli przechodzenie ciepła przez jednostkę powierzchni ścianek płomieniówki o średnicy 50 mm oznaczymy liczbą 100, to przechodzenie ciepła w płomieniówkach:

średnicy	75	100	125	150	225	300 mm,
będzie:	87	80	76	72	68	66 na jednostkę powierzchni.

Wzajemne odległości osi płomieniówek bywają 1,25 do 1,5 ich średnic zewnętrznych.

W zwykłem **obmurzu** palenisko i pierwszy kanał bywają podolne, następnie przechodzą spaliny przez płomieniówki, wreszcie przez dwa boczne kanały podążają ku czopuchowi. Przy takim prowadzeniu spalin tylne dno kotła rozgrzewa się silnie, co może stać się przyczyną nieszczelności na złączeniach płomieniówek z dnem.

Lepiej zatem przeprowadzać spaliny z pierwszego dolnego kanału przez obydwa boczne ku przodowi, a potem dopiero spaliny już bardziej ochłodzone skierować przez płomieniówki ku czopuchowi, jak to wskazano w rys. 742.

e. Zespoły kotłaków.

1. Leżący walczak pełny, zespolony z za nim stojącym walczakiem o płomieniówkach pionowych (rys. 743, t. zw. układ Dupuis), zaleca się wielkim poziomem parowania i suchą parą, wskutek działania górnej części płomieniówek, ponad poziom wody się wznoszących.

2. Walczak płomieniówkowy, zespolony z dwoma pełnymi walczakami dolnymi.

a) Palenisko pod walczakiem płomieniówkowym. Lot spalin: kanał podolny walczaka górnego, dwa jego kanały boczne, płomieniówki, wreszcie wzdłuż walczaków dolnych.

b) Palenisko pod walczakami dolnymi. Lot spalin: wzdłuż walczaków dolnych, wzdłuż płaszcza walczaka górnego, wreszcie przez płomieniówki (rys. 744).

3. Kotły płomienicowo-płomieniówkowe.

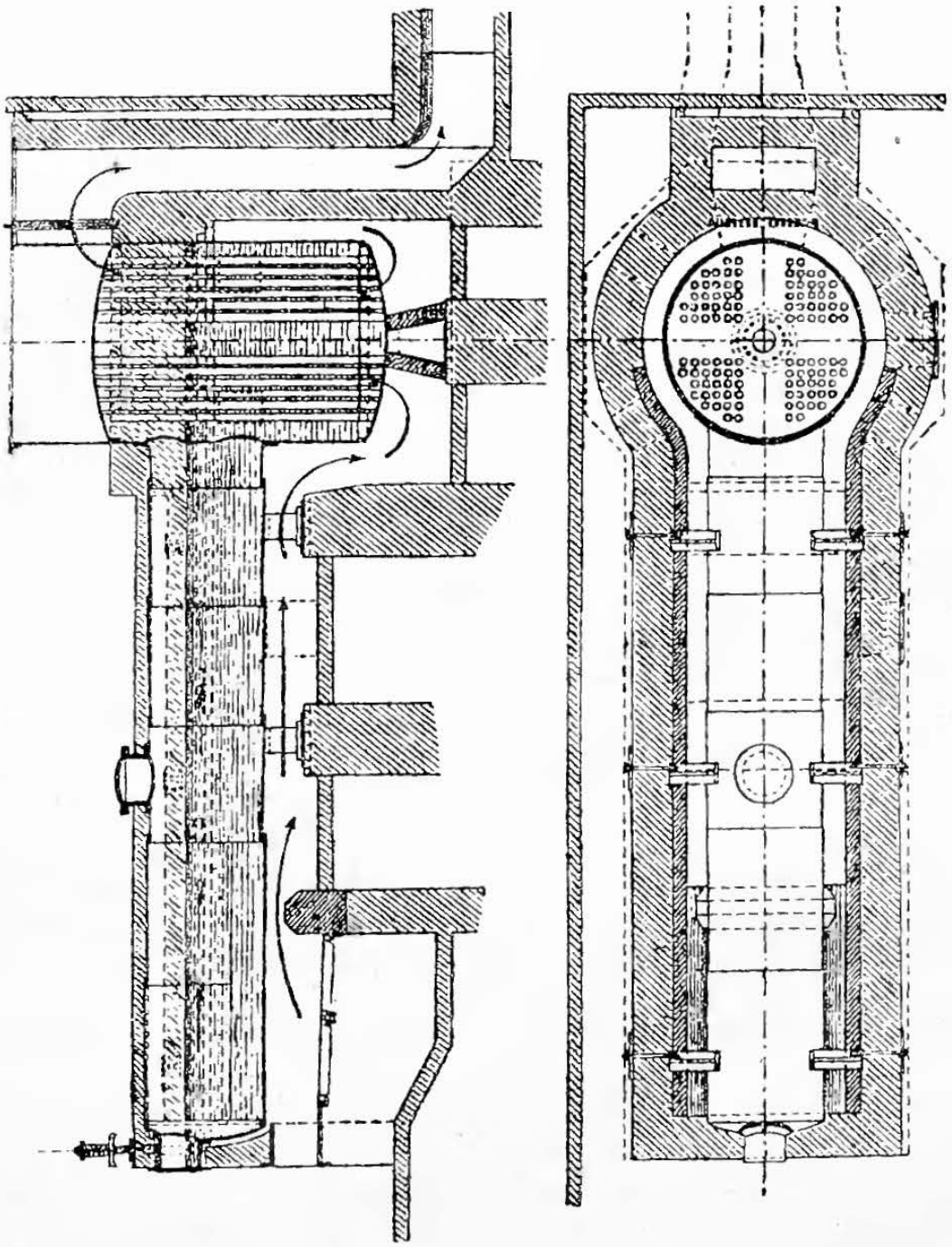
a) Kotły płomienicowe z płomieniówkami. W rys. 745 przedstawiono kocioł z płomienicą boczną i jedną gromadą płomieniówek; jeżeliby płomienica leżała w środku, to z płomieniówek tworzą się dwie gromady.

b) Kocioł z płomienicą przedłużoną płomieniówkami (rys. 746), w którą można wstawić garłacze Galloway'a (rys. 747).

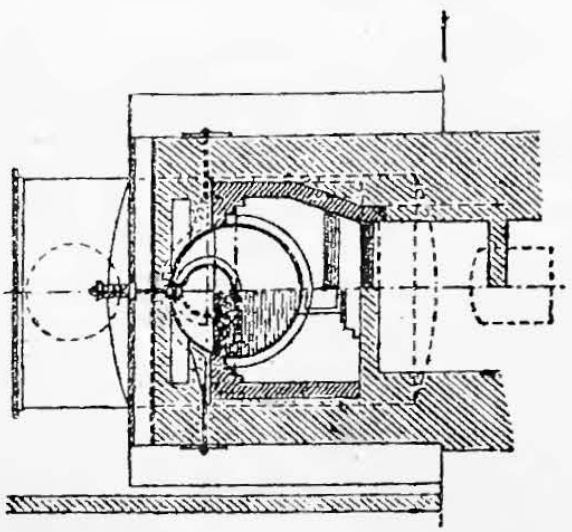
c) Kocioł z płomienicą przechodzącą w płomieniówki powrotne (rys. 748).

4. Walczak płomienicowy z leżącym ponad nim walczakiem płomieniówkowym.

a) Przestrzeń parowa tylko w górnym walczaku (rys. 749).
b) Z przestrzeniami parowemi w obydwóch walczakach (rys. 750).



Rys. 743. Ustrój „Dupuis“. Wymiarka 1 : 120.



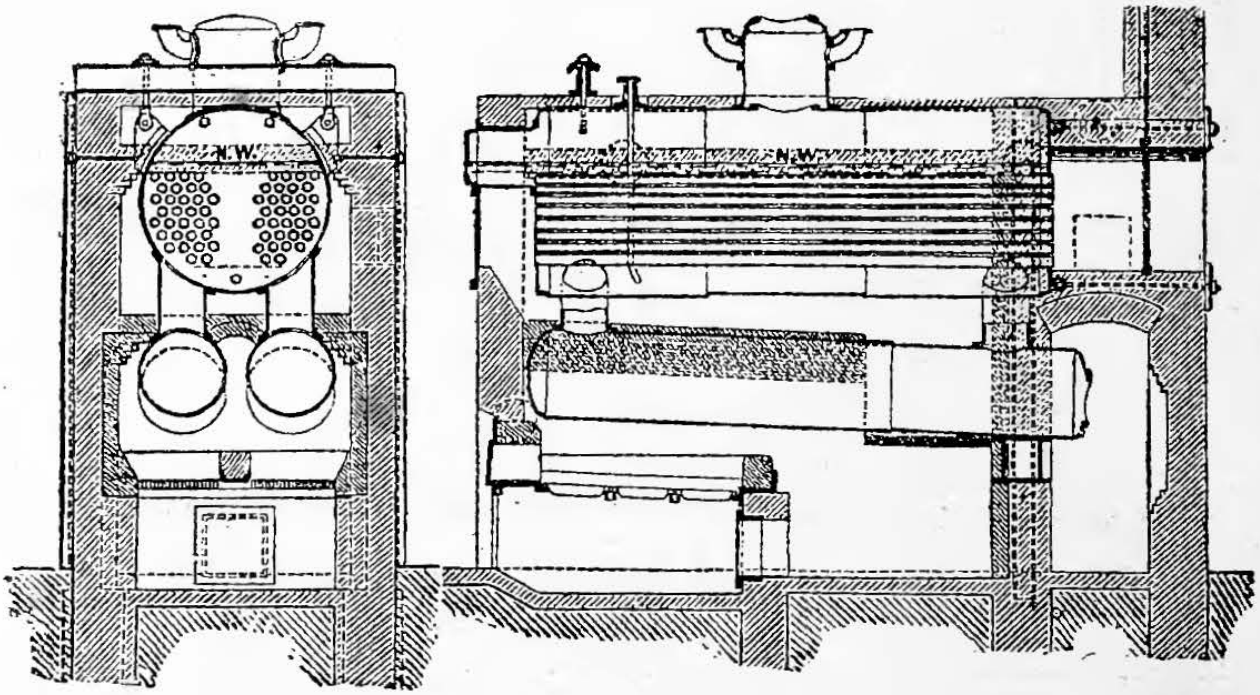
5. Dwa walczaki płomienicowe ponad sobą.

a) Przestrzeń parowa tylko w górnym walczaku (rys. 751).

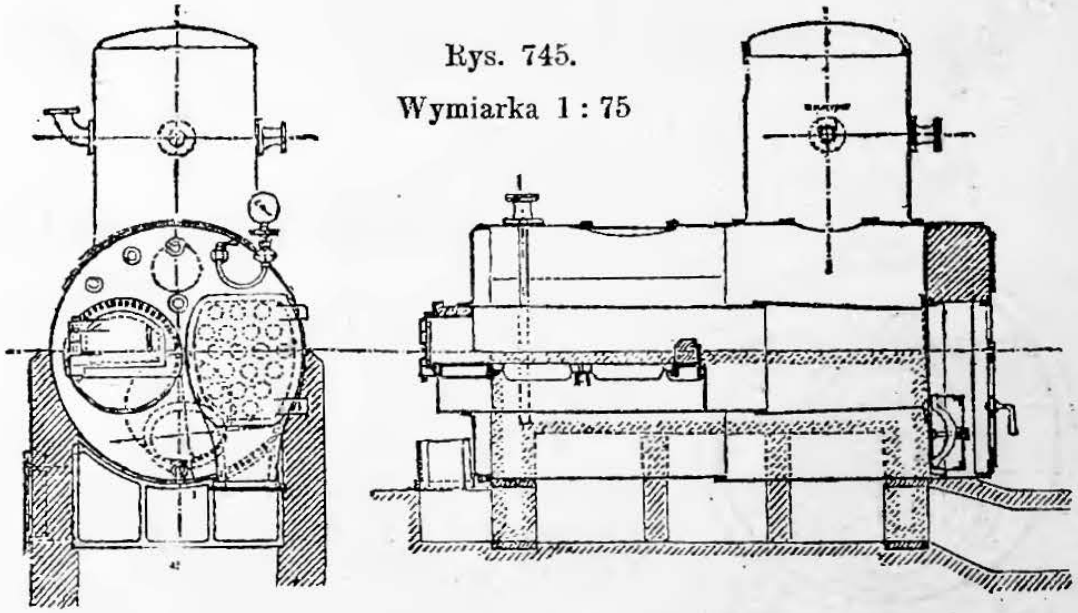
b) Przestrzeń parowa w obydwóch walczakach.

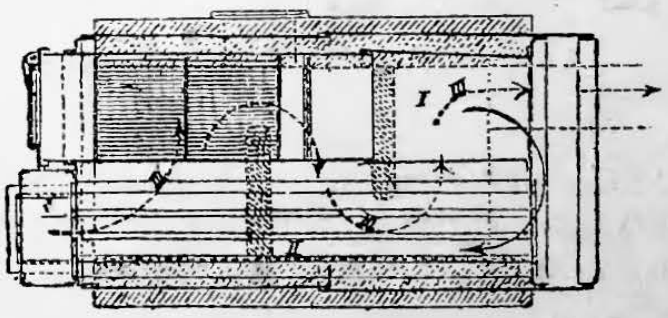
Lot spalin bywa zwykle: płomienice dolnego walczaka, płomienice (lub płomieniówki) górnego walczaka, wzdłuż płaszcza górnego, wreszcie wzdłuż płaszcza dolnego walczaka.

Rys. 744.
Wymiarka 1 : 120



Rys. 745.
Wymiarka 1 : 75

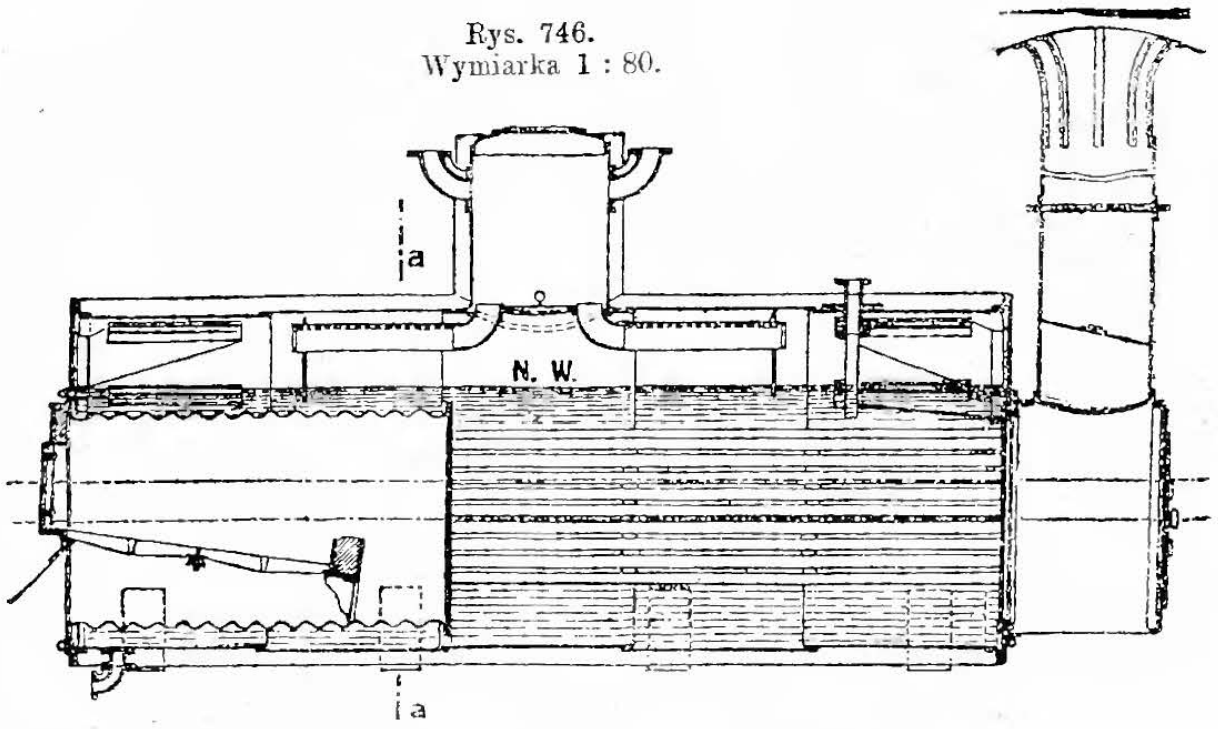




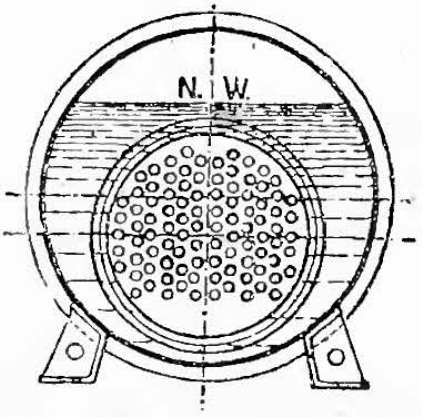
Ponieważ taka kolejność lotów powoduje nieszczelności w szwach poprzecznych płaszcza walczaka dolnego, więc lepiej stosować następującą kolej lotu: płomienice dolne, płaszcz walczaka dolnego, potem płaszcz górnego, wreszcie płomienice (rys. 751) lub płomieniówki (rys. 749, 750) górne.

Jednostki		1	2a i b	3a i b	4a	4b	5a	5b
F	m^2	0,25—0,3	0,2—0,25	0,2—0,25	0,125	0,15	0,25	0,225
J_w	l	100—120	100	100—120	120—125	100—110	220—225	170—180
J_d	l	50—60	40—50	50—60	20—25	30—35	40—50	80—100
V	m^2	0,125	0,075—0,1	0,125—0,15	0,04—0,05	0,075—0,1	0,1	0,2

Rys. 746.
Wymiarka 1 : 80.



Przekrój a—a.



f. Kotły opłomkowe *).

Zasadnicze różnice rozmaitych układów opłomkowych polegają przeważnie na złączeniach opłomek ze sobą.

1. Złączki powrotne łączą końce opłomek sąsiednich, z których się wytwarzają pionowe szeregi lub dwuszeregi (rys. 752).

a) Naprzemian złączenia przednie i tylne.

Taki układ ma tę właściwość, że mięszanina pary i wody, wytwarzająca się w opłomkach dolnych przebiega kolejno przez wszystkie, wyżej położone opłomki danego szeregu lub dwuszeregu.

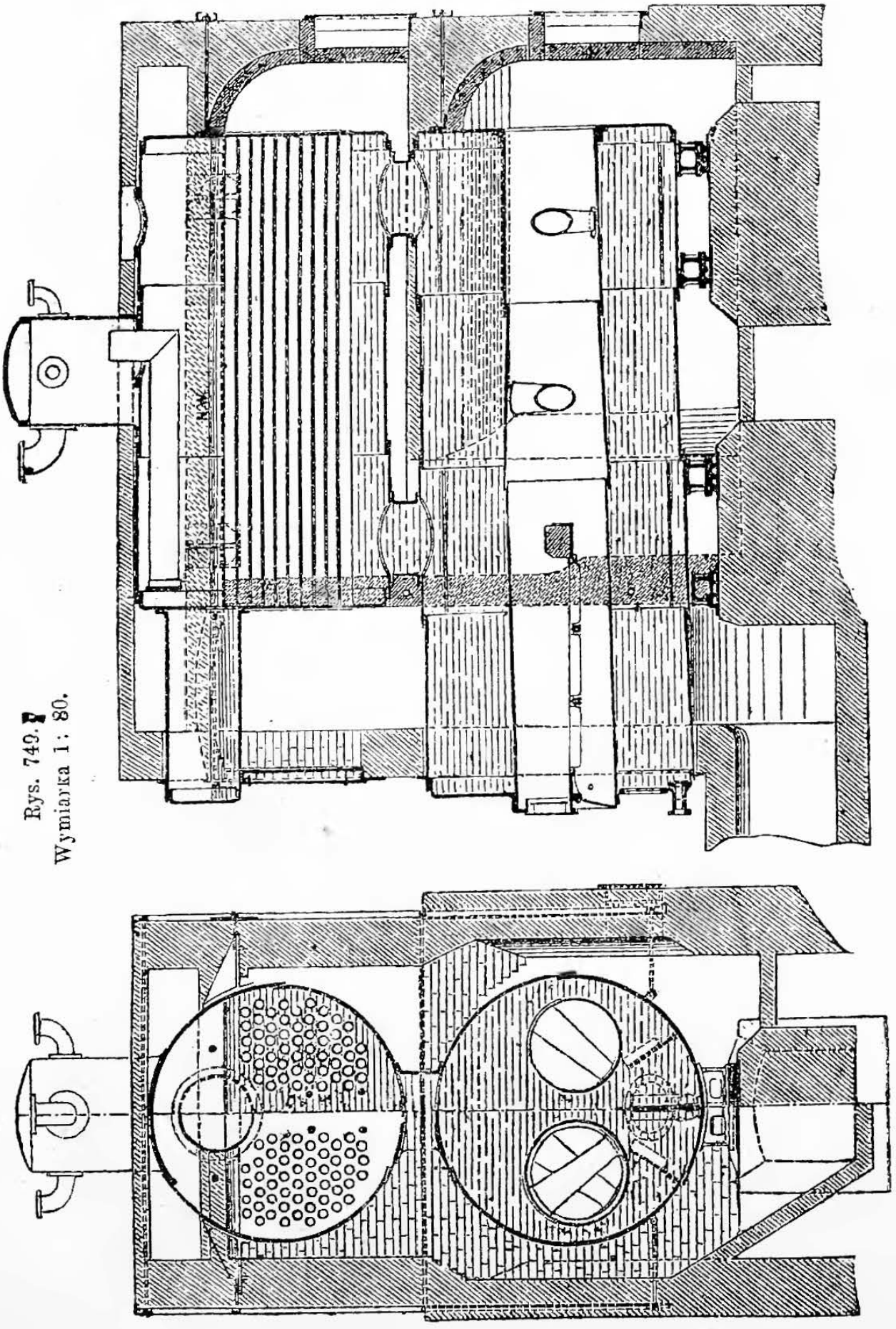
*) Opłomkami zwiemy w kotłach rury zazwyczaj małej średnicy, ogrzewane płomieniem od strony zewnętrznej, a wypełnione przeważnie wodą, stąd dawna nazwa rurek wodnych i kotłów wodnorurkowych.

(dalszy ciąg str. 983).

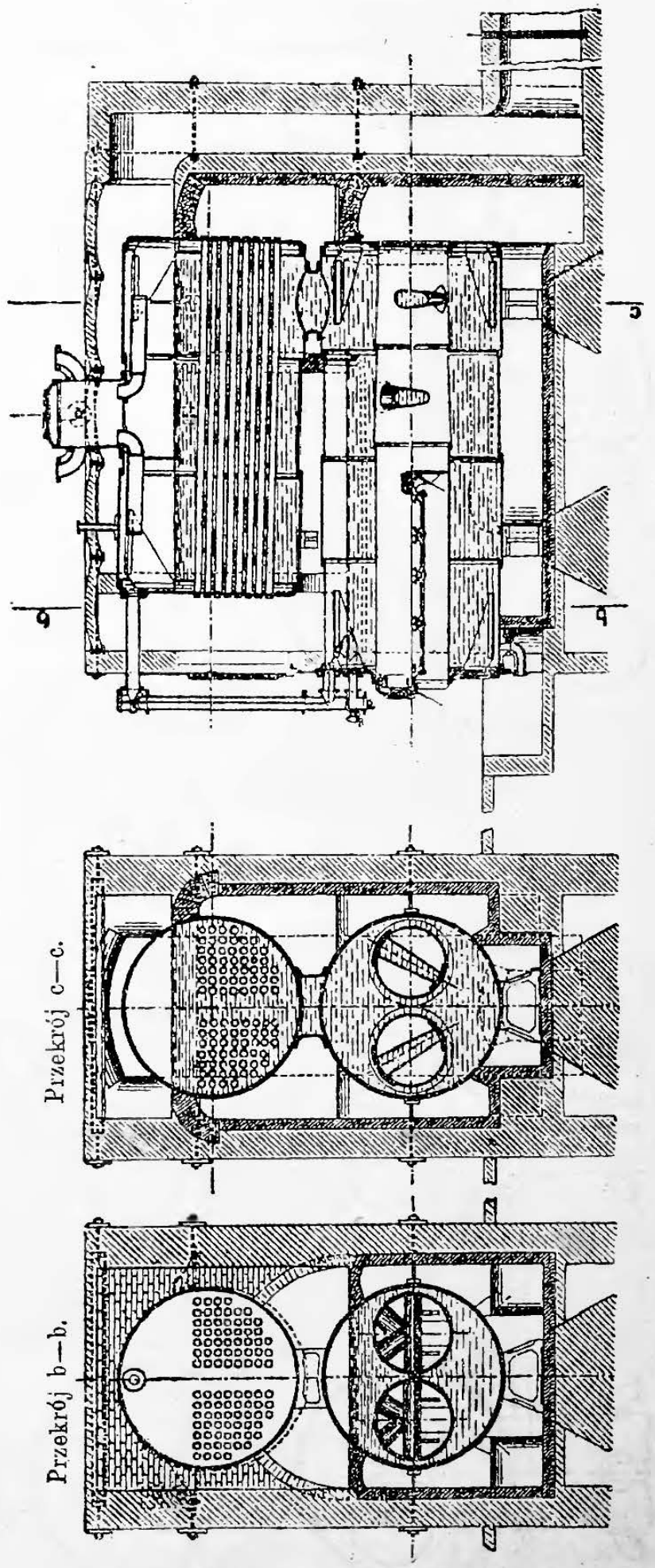
Rys. 748.
Wymiarka 1 : 100.

Rys. 747.

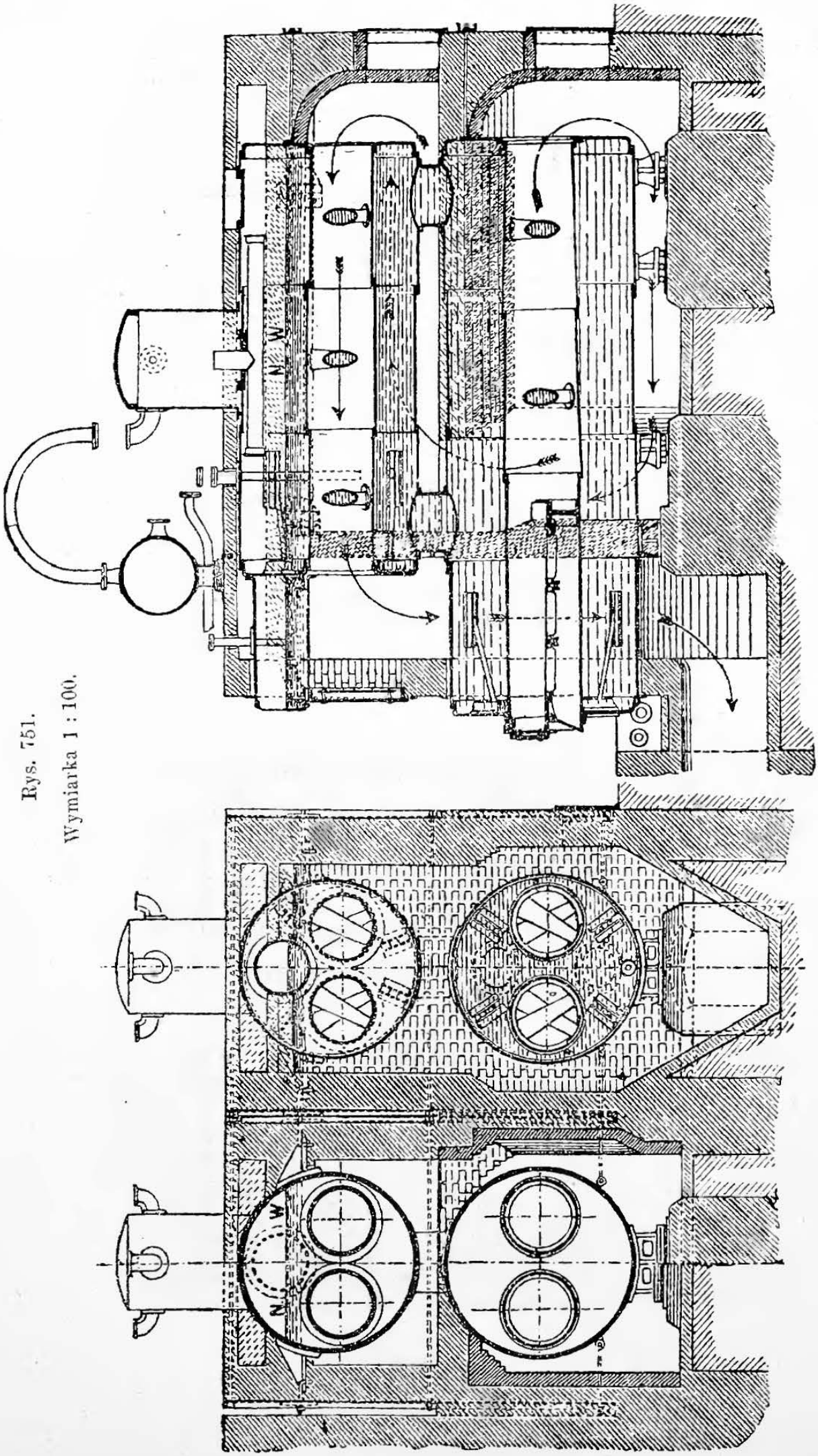
Przekrój a—b.



Rys. 749.
Wymiarka 1 : 80.



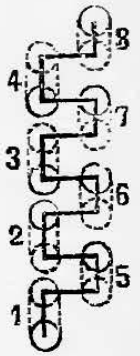
Rys. 750.
Wymiarka 1 : 120.



Rys. 751.
Wymiarka 1 : 100.

1. **Kocioł Belleville'a.** Rys. 752 przedstawia złączenia opłomek w dwuszereg. Opłomki 1, 2, 3 i 4 wznoszą się od przodu ku tyłowi, opłomki zaś 5, 6, 7 i 8 od tyłu ku przodowi. Opłomki 1 i 5, 2 i 6, 3 i 7, oraz 4 i 8 łączą się ze sobą od tyłu, natomiast opłomki 2 i 5, 3 i 6, 4 i 7 na przedzie.

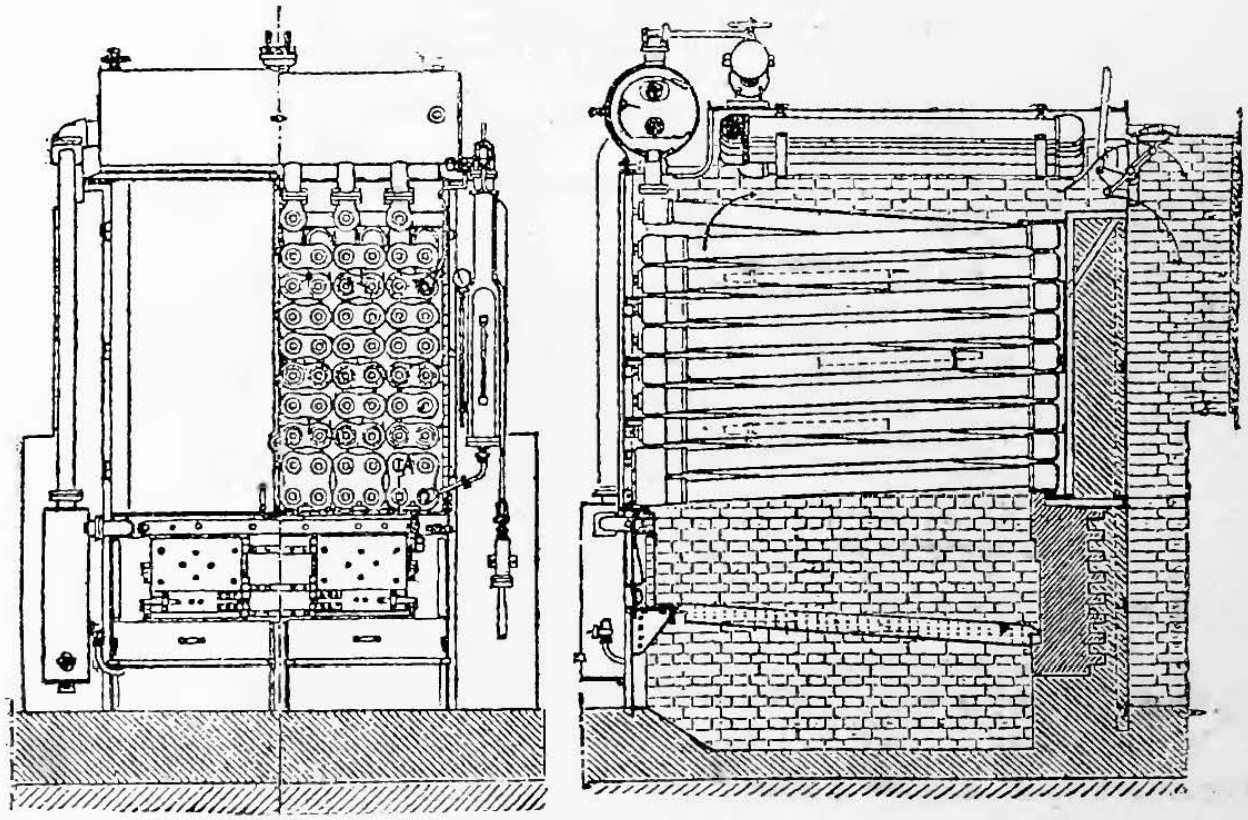
Rys. 752.



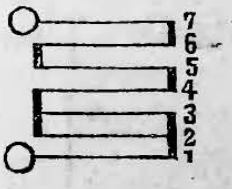
$F = 0{,}07$ m², $J_w = 20$ do 25 l, $J_d = 22$ do 28 l, $V = 0{,}006$ m².

Rys. 753 przedstawia kocioł Belleville'a.

Rys. 753.
Belleville.
Wymiarka 1 : 80.



Rys. 754.



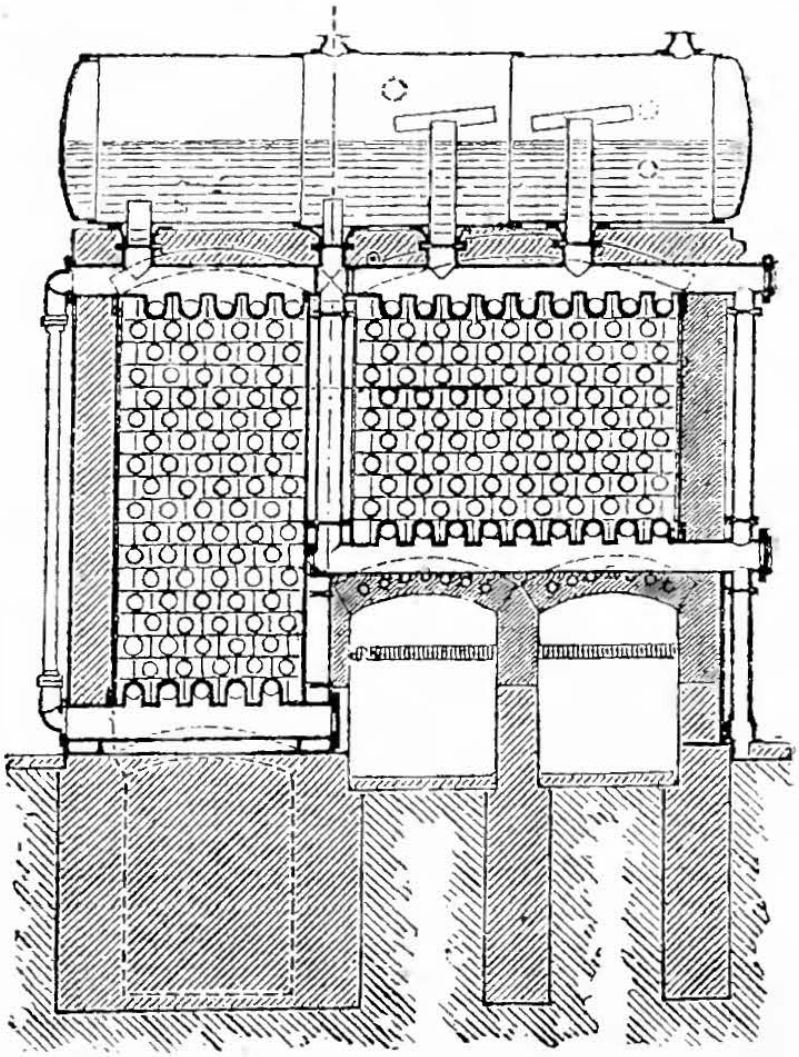
2. **Kocioł Schmidt'a** (rys. 754 i 755) składa się z dwóch kotłaków opłomkowych i leżącego nad nimi walczaka. Rys. 754 przedstawia złączenia opłomek w szeregach kotłaka przedniego.

$F = 0{,}08$ m², $J_w = 30$ l, $J_d = 7{,}5$ l, $V = 0{,}02$ m².

b) Jednoczesne złączenia od przodu i od tyłu.

Taki układ dozwala mieszaninie pary i wody z każdej opłomki wznosić się przez złączenia końcowe wprost do góry, a wodzie, dopływającej od tyłu, wstępować wprost do wszystkich opłomek.

Rys. 755.
Schmidt.
Wymiarka 1 ; 80.



Kocioł Root'a (rys. 756 i 759).

W rys. 757 i 758 przedstawiono odmienny układ złączeń na przedzie i tyle kotłów Root'a.

Kotły Root'a.

Jednostki		Bez górnego walczaka	Z jednym walczakiem górnym	Z dwoma walczakami górnymi
F	m^2	0,075 do 0,15	0,125 do 0,175	0,1 do 0,125
J_w	l	30 do 35	40 do 50	60 do 70
J_d	l	15 do 20	20 do 25	25 do 40
V	m^2	0,02 do 0,025	0,025 do 0,05	0,05 do 0,075

2. Końce opłomek każdego piondwego szeregu łączą się wydłużonemi skrzynkami.

W takich kotłach bywa:

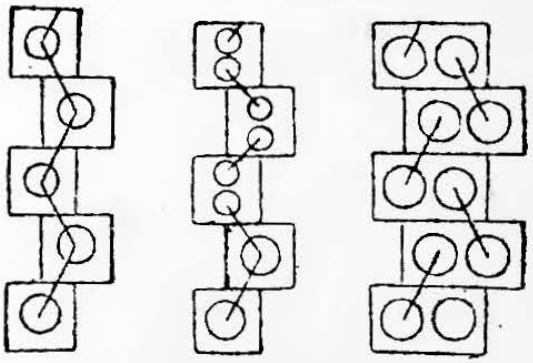
$F = 0{,}11$ do $0{,}15$ m^2; $J_w = 42$ do 45 l; $J_d = 20$ do 27 l;
$V = 0{,}06$ do $0{,}065$ m^2.

a) Złączenia tylko na jednym końcu opłomek, np. w przestarzałym kotle Howard'a.

b) Złączenia skrzynkowe w obydwóch końcach opłomek, np. kotły Sinclair'a, stare Steinmüller'a, obydwa już mało w użyciu, wreszcie kotły Babcock & Wilcox'a (rys. 760).

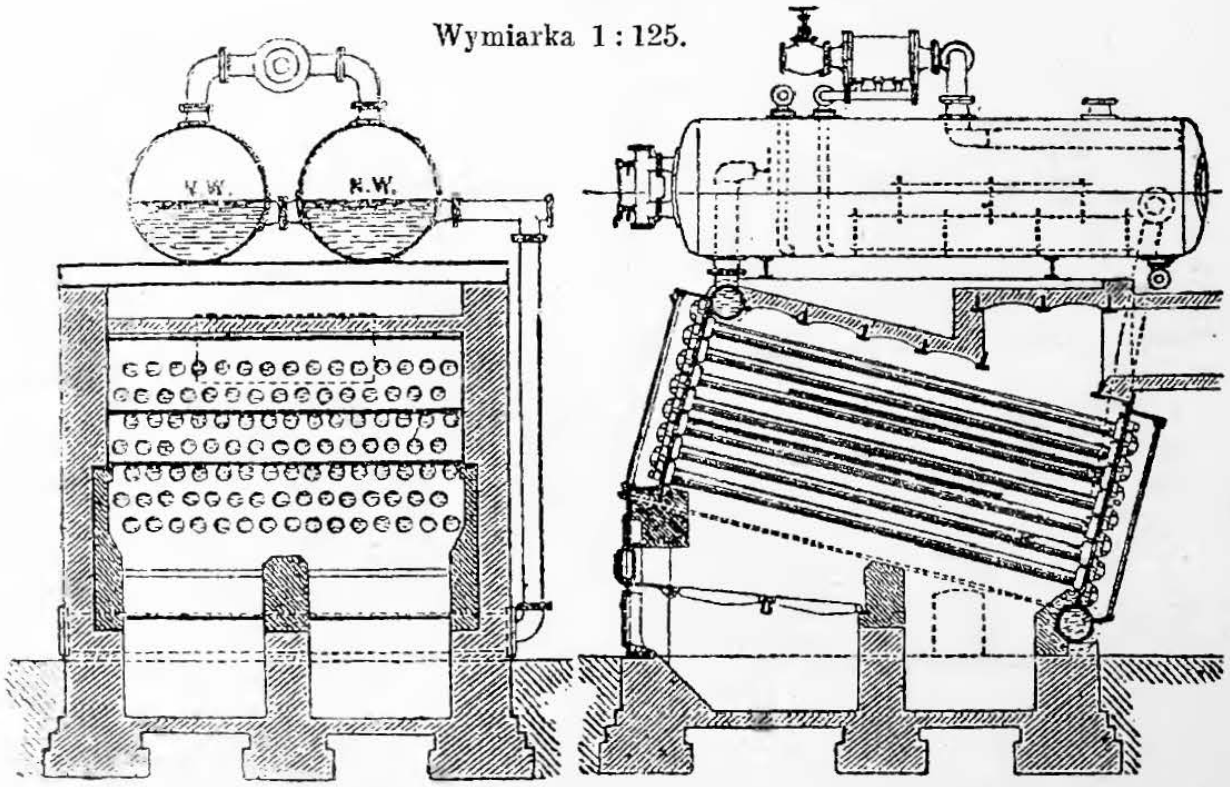
3. Końce wszystkich opłomek łączą się płaskiemi skrzyniami.

Rys. 756. Rys. 757. Rys. 758.

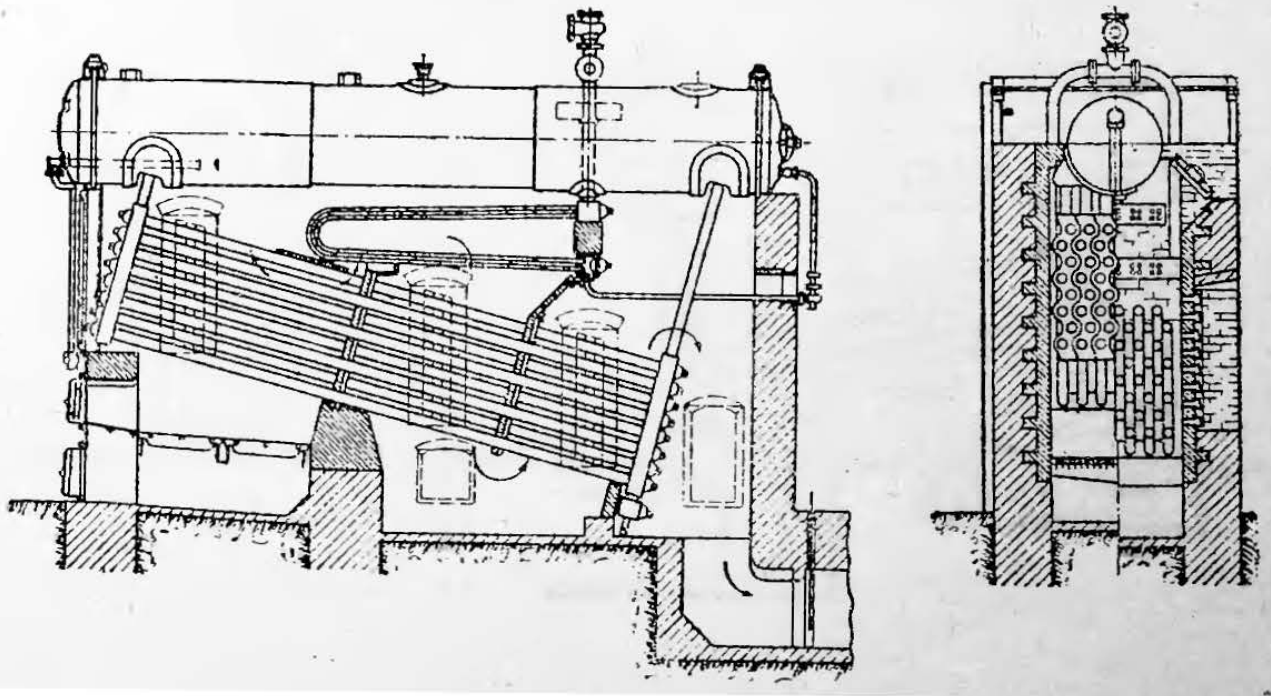


Rys. 759. Root.

Wymiarka 1 : 125.



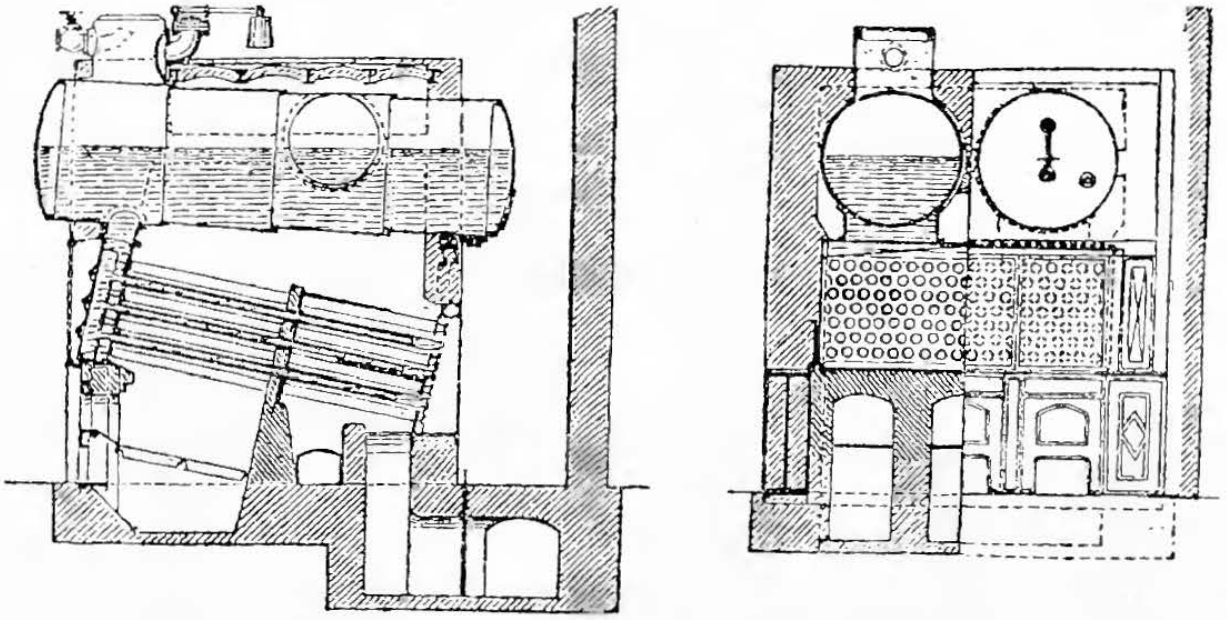
Rys. 760. Babcock i Wilcox.



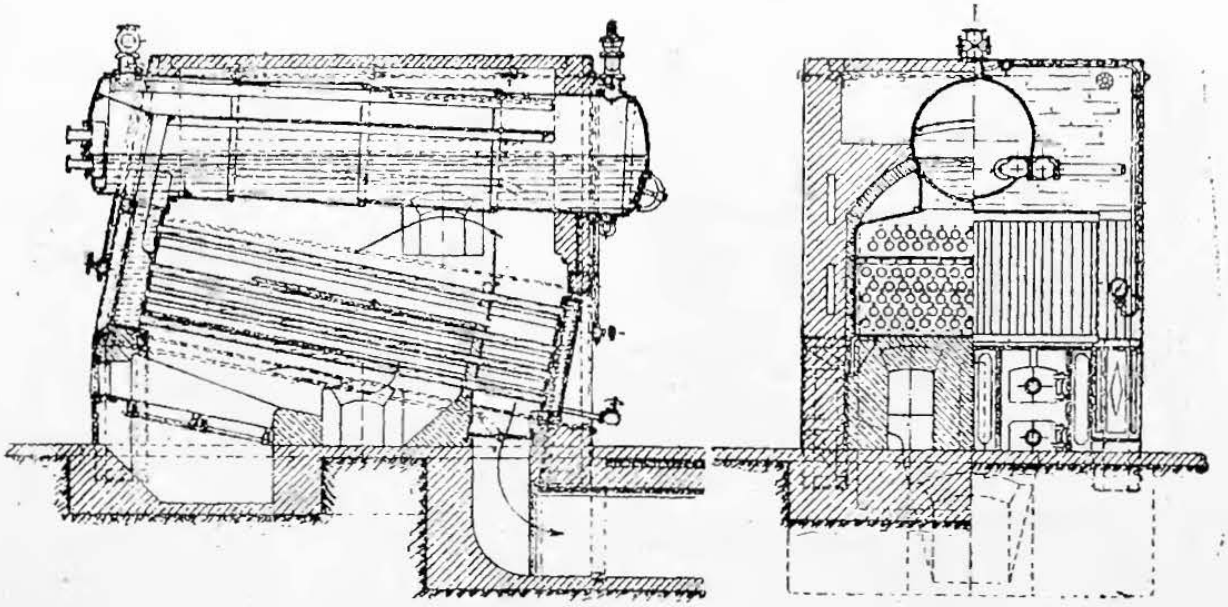
Jednostki		3a)		3b)	
		Jeden walczak górny	Dwa walczaki górne	Jeden walczak górny	Dwa walczaki górne
F	m^2	0,2 do 0,25	0,1 do 0,15	0,125 do 0,15	0,075 do 0,25
J_w	l	75 do 125	75 do 100	50 do 75	75 do 150
J_d	l	45 do 90	40 do 70	25 do 40	50 do 75
V	m^2	0,075 do 0.125	0.075 do 0,175	0,075 do 0,1	0,1 do 0,175

a) Skrzynie tylko w jednym końcu opłomek, np. kocioł Dürr'a (rys. 761), kocioł Willmann'a i t. p.

Rys. 761.
Dürr.
Wymiarka 1 : 150.



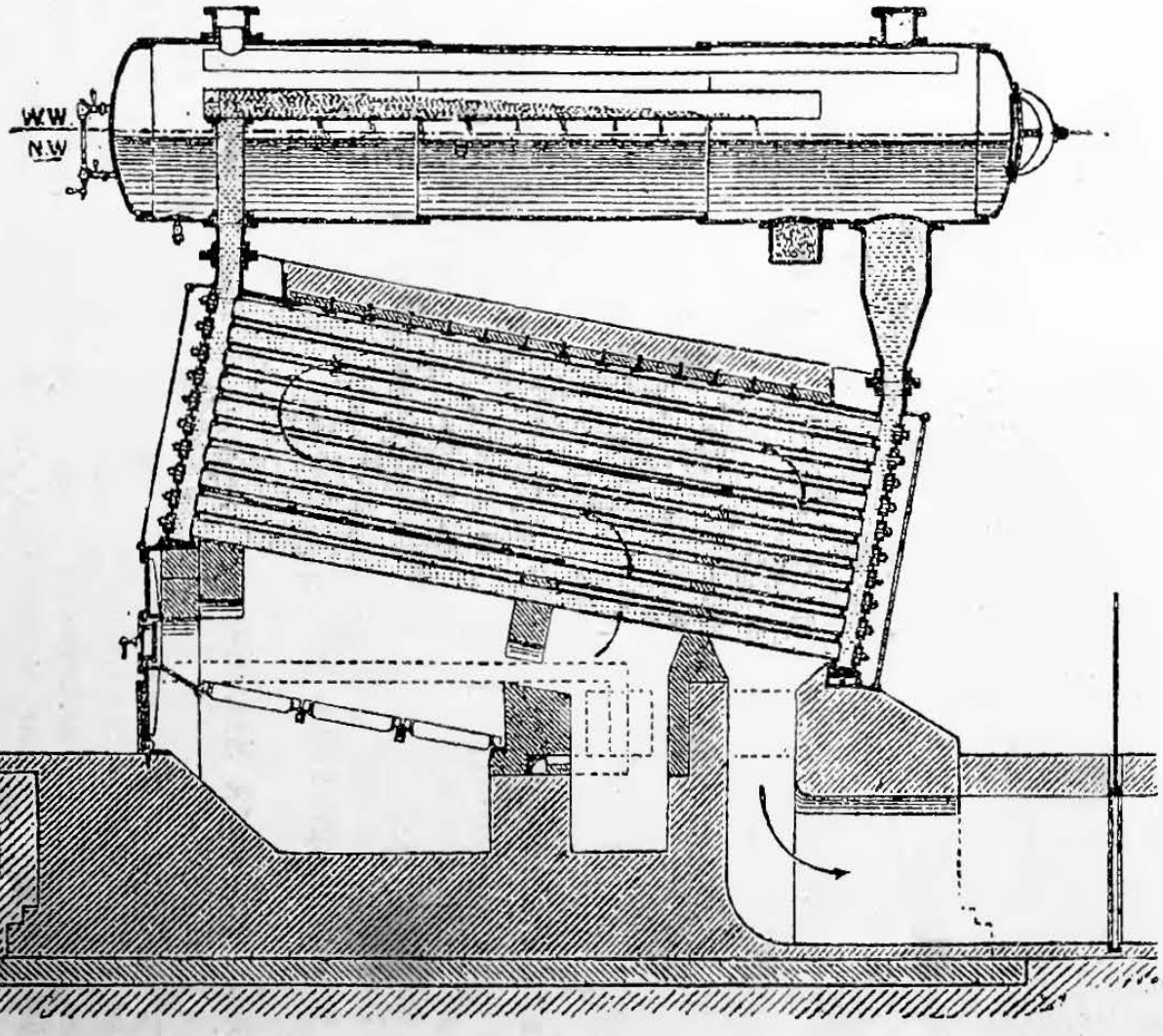
Rys. 762.



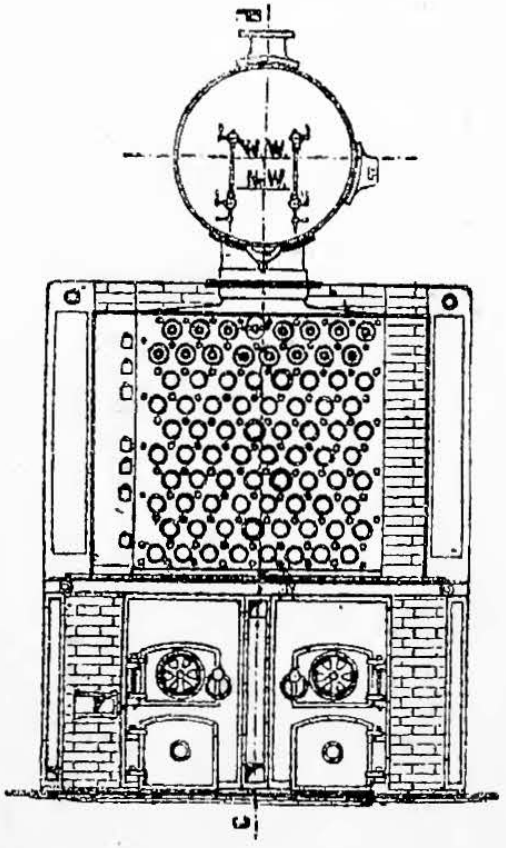
Rys. 762-a.

Steinmüller.

Przekrój e—d. Wymiarka 1 : 80

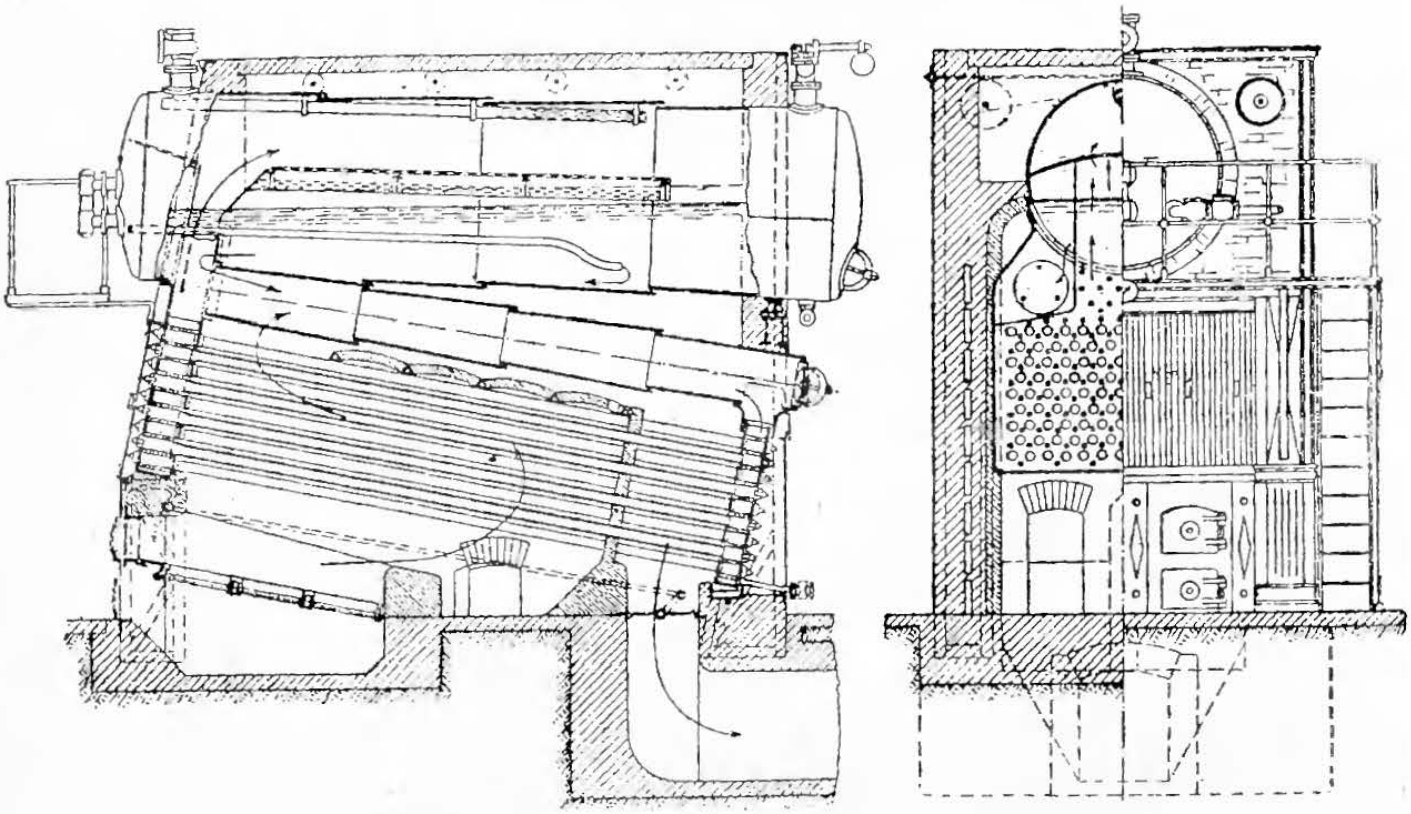


Widok z przodu.



b) Skrzynie w obydwóch końcach opłomek. Układ taki kotłów opłomkowych jest najbardziej rozpowszechniony, a zespalają go z jednym walczakiem górnym lub z kilkoma. Np. nowe kotły Steinmüller'a, kotły Bormana & Szwedego w Warszawie, Fitznera & Gampera w Sielcach i t. p.

Rys. 762-b.

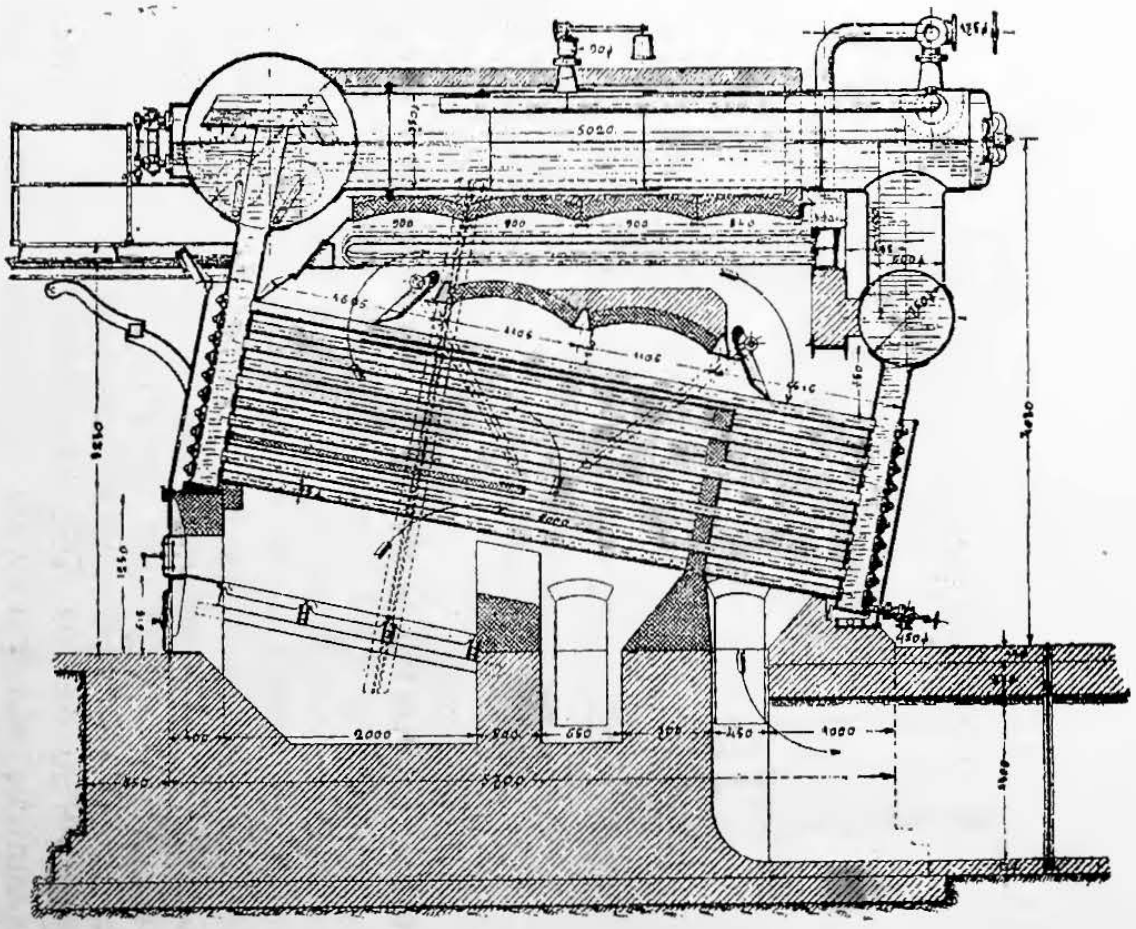


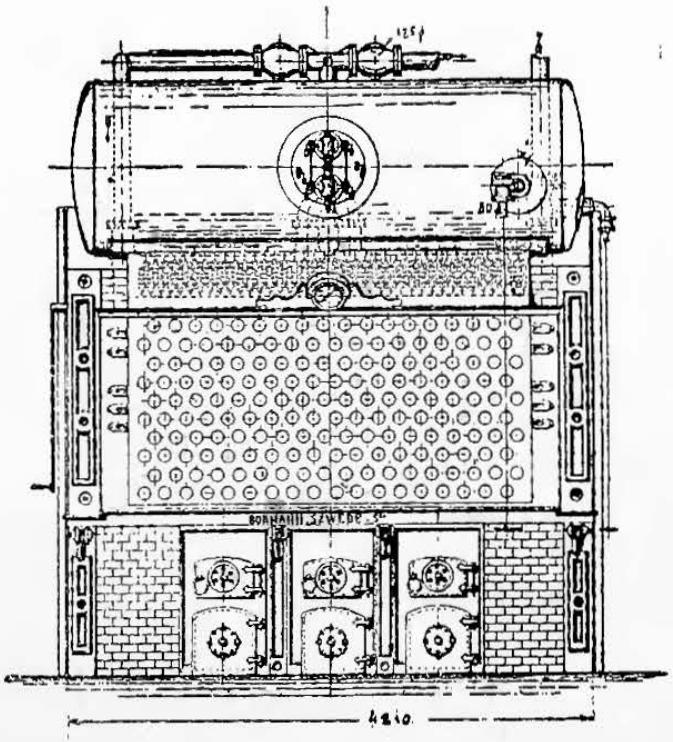
Kotły Steinmüller'a (rys. 762-a) posiadają po jednym tylko walczaku górnym, łączącym się wprost z przednią i tylną skrzynią. Opuszczają jednak to bezpośrednie połączenie tylnej skrzyni z walczakiem górnym, a natenczas woda wraca do tylnej skrzyni, bądźto przez opłomki (rys. 762), bądź też przez oddzielne większe rury, ułożone po bokach walczaka górnego (rys. 762-b).

Kocioł Bormana Szwedego, w Warszawie, przedstawiono w rys. 762-c i 762-d (p. str. 989 i 990). Przednią całą skrzynię przedłużono w górę aż ponad poziom wody w górnym walczaku poprzecznym, co ułatwia odlot pary ze skrzyni do tegoż walczaka. Aby wodę, jaką para ze sobą unosi, skierować powrotnie w dół, umieszczają ponad wylotem skrzyni kaptur, o który woda się odbija. Woda z górnych walczaków króćcami spływa do niżej położonego walczaka poprzecznego, którego spód łączy się z tylną skrzynią w całej jej szerokości. Układ ten zapewnia żwawe krążenie wody.

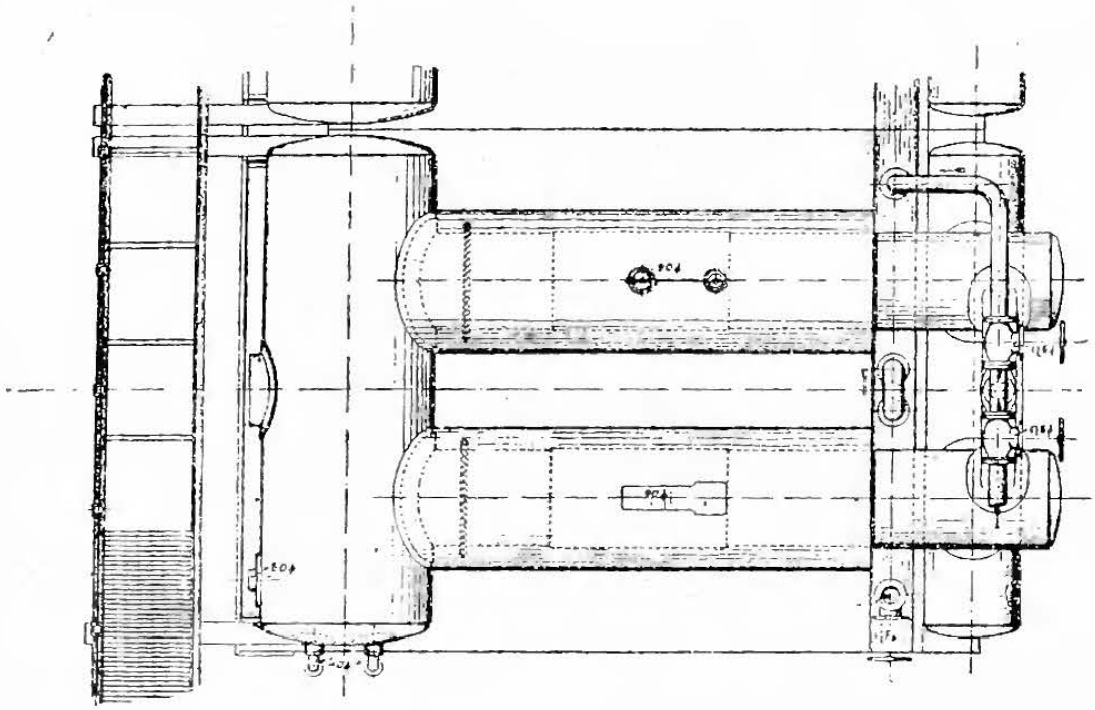
Rys. 762-c. (por. 762-d. str. 990)

Przekrój podłużny. Borman i Szwede. Widok z przodu.

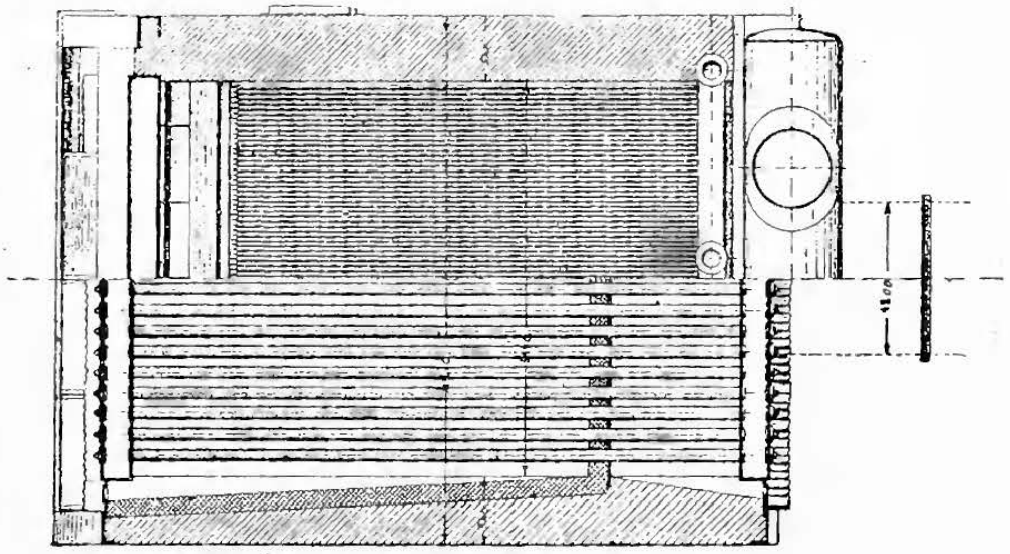




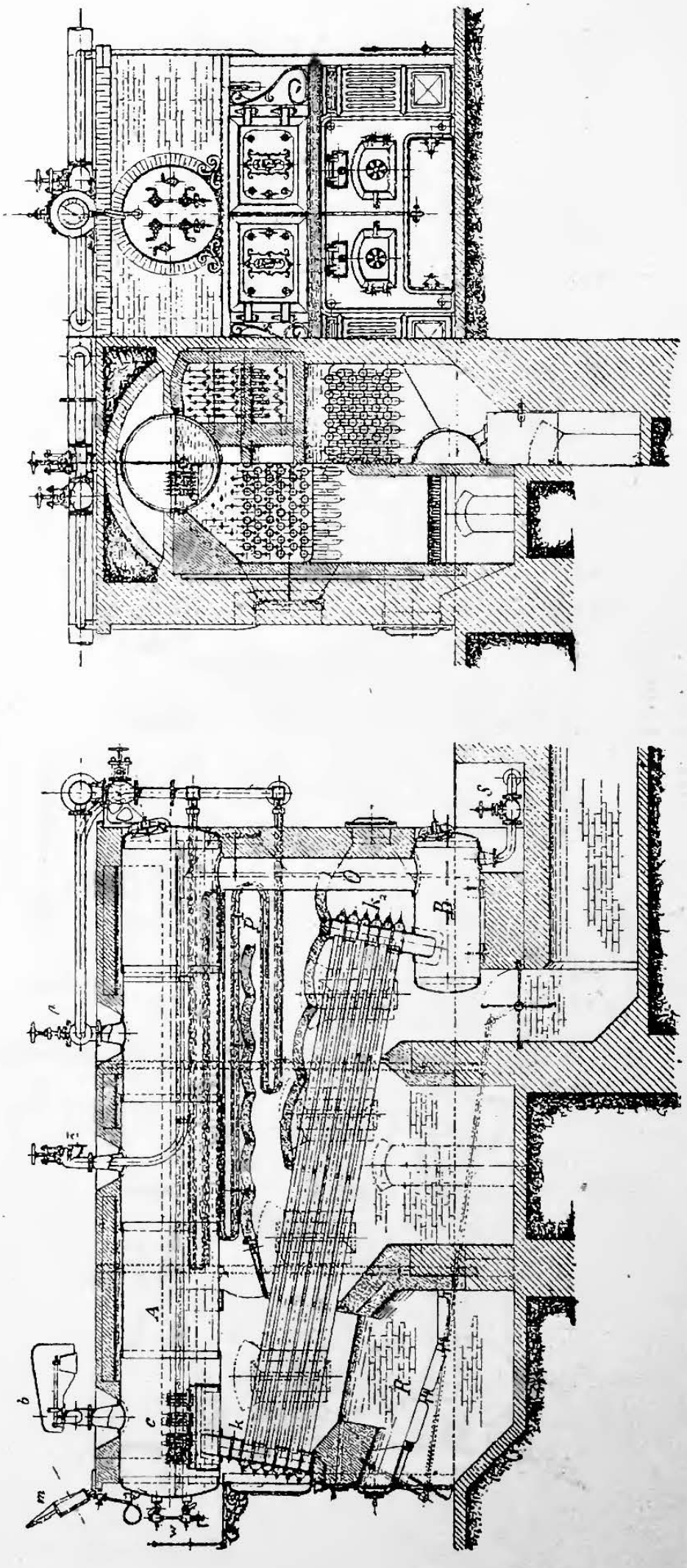
Rys. 762-d. (por. rys. 762-c, str. 989).
Borman Szwede.
Widok z góry.



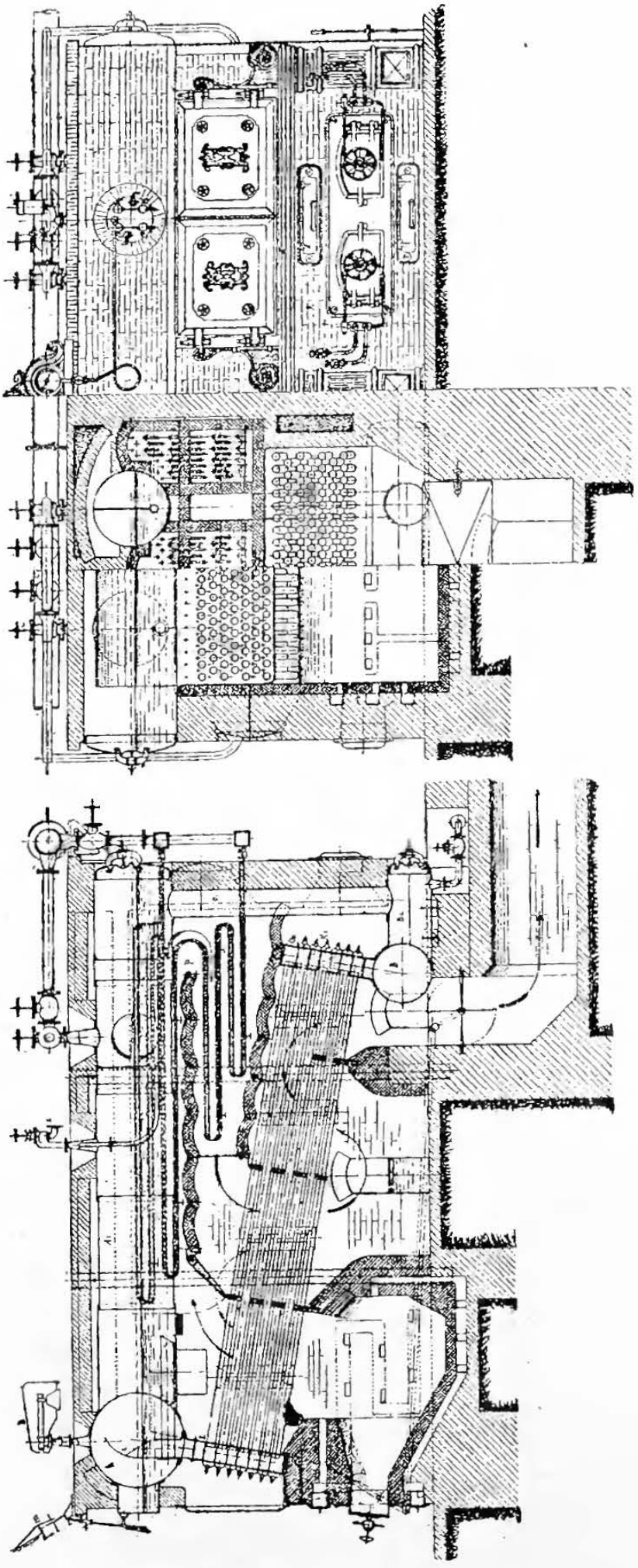
Przekrój poziomy.



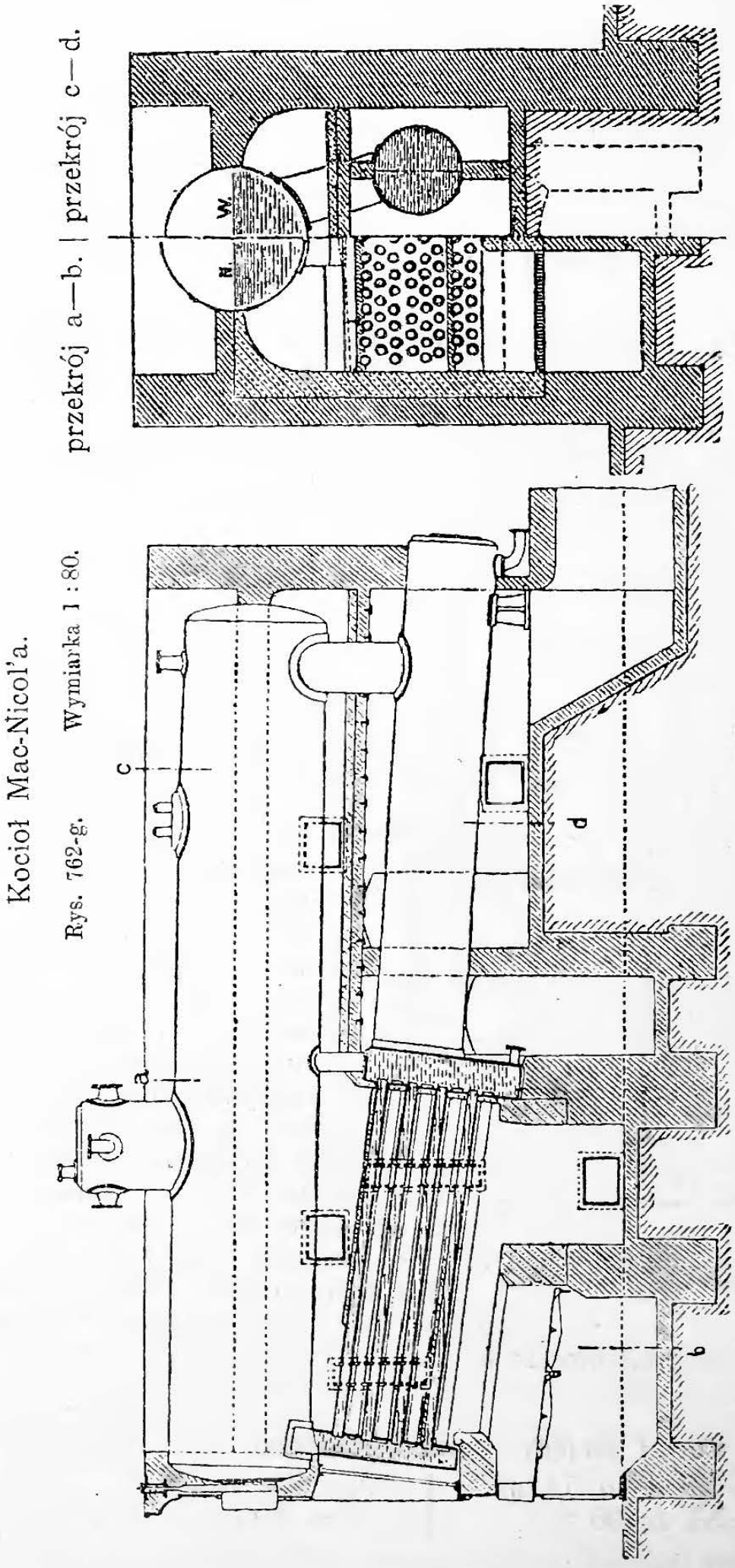
Kocioł Fitznera i Gampera, w Sosnowcu, przedstawiony w rys. 762-e, ma dwa walczaki (większy górą, a mniejszy u spodu), z którymi się bezpośrednio łączą obie skrzynie opłomkowe. Woda zasilająca, po zagrzaniu się w górnym walczaku, spływa rurą opadową do walczaka dolnego, t. zw. błotnika. Pozostawiwszy w nim grubszy osad, a więc względnie już oczyszczona, wstępuje ona do tylnej skrzyni. Nad wylotem skrzyni przedniej do walczaka górnego, dla wzmożenia krążenia wody, ustawiają, bądź to dzwon z rurkami ustroju Dubiau (w rys. 762-e oznaczony literą *c*), bądź też oddzielną nadstawkę skrzynkowatą z cienkiej blachy (p. rys. 762-f). Zazwyczaj kotły te wykonywują o powierzchniach ogrzewanych 80 do 225 m^2, a gdy na opał używa się dobrego węgla, ropy naftowej lub mazutu, nawet do 300 m^2. Charakterystyczną ich cechą jest



Rys. 762-c.
Fitzner i Gamper.



Rys. 762-f.
Fitzner i Gamper.



Kocioł Mac-Nicol'a.

Rys. 762-g. Wymiarka 1 : 80.

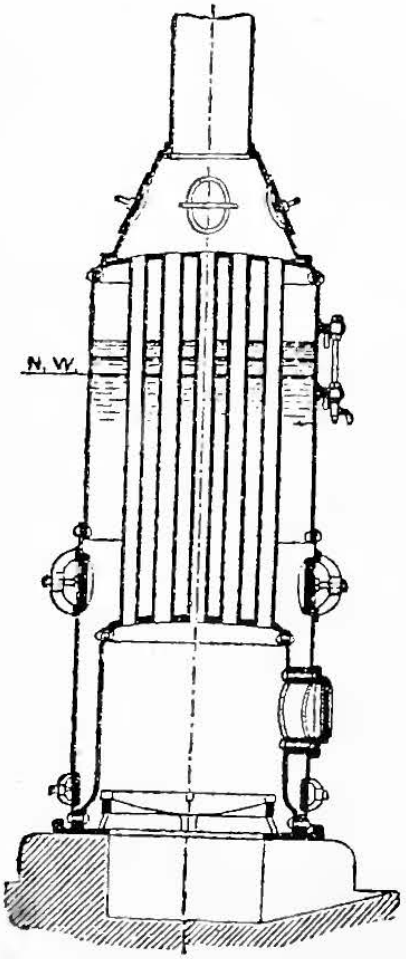
jednakowa długość całego obiegu wody i pary przez każdą z opłomek, oraz ułatwienie osadzania się mułu w błotniku.

Kocioł Fitznera i Gampera, przedstawiony w rys. 762-f, nadaje się lepiej na większe powierzchnie ogrzewane, t. j. na 300 do 400 m² lub więcej, zwłaszcza na opał ropą naftową i t. p. Jest to właściwie zespół dwóch, poprzednio opisanych kotłów, złączonych krótkimi walczakami poprzecznymi, do których się przyłączają obydwie skrzynie w całej swej szerokości.

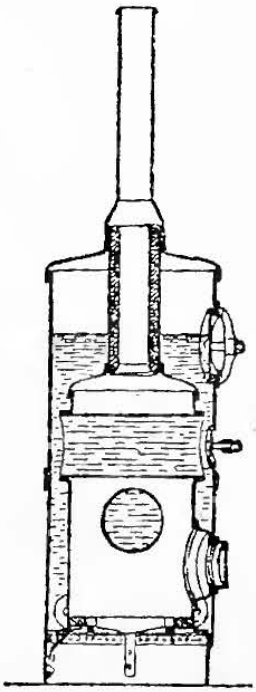
g. Zespoły kotłaków opłomkowych z wielowalczastymi.

Najbardziej znanym jest układ Mac-Nicol'a (rys. 762-g), któryto układ nadaje się też do powiększenia powierzchni ogrzewanej istniejących kotłów wielowalczastych, bez powiększenia zajętego przez nie miejsca w planie. W zespołach takich bywa:

Rys. 763.



Rys. 763-a.



$F = 0{,}15$ do $0{,}375$ m²,

$J_w = 115$ do 175 l,

$J_d = 45$ do 75 l,

$V = 0{,}1$ do $0{,}175$ m².

h. Kotły stojące i t. p. *)

Kotły te miewają zazwyczaj wewnętrzną komorę paleniskową otoczoną wodą, nadto, dla zwiększenia powierzchni ogrzewanej, wstawiają w nie pionowe płomieniówki, których górna część przechodzi przez przestrzeń parową i osusza parę (rys. 763), albo też dodają w samej komorze, ponad paleniskiem, poprzeczne krótkie opłomki lub garłacze (kocioł Lachapelle rys. 763-a), wreszcie we wieko komory paleniskowej osadzają rurki Field'a.

By spodnie części takiego kotła nie narażać na zerdzewienie, nie stawiają go wprost na podmurowaniu, lecz na wieńcu żeliwnym, a nawet na nóżkach.

Kocioł stojący, z płomieniówkami (rys. 763).

$F = 0{,}065$ do $0{,}1$ m² | $J_d = 20$ do 25 l

$J_w = 55$ do 90 l | $V = 0{,}05$ do $0{,}1$ m².

*) Dane szczegółowe patrz Zeitschr. d. V. d. Ing. 1887 str. 192 i nast.

Kocioł Lachapelle'a (rys. 763-a).

$F = 0{,}125$ m², $J_w = 50$ do 100 l, $J_d = 35$ do 90 l, $V = 0{,}12$ m².

Nadto stosują do małych silników parowych kociołki przeróżnych ustrojów, przeważnie o bardzo małej zawartości, z których najszerszy rozgłos znajdował kocioł Serpolet'a, poniżej jednak zestawiamy dane dla kilku innych kociołków:

Kociołki małej zawartości.

Jednostki w litrach	Kotły do silników				
	Hoffmeister'a	Victoria	Fryderyka	Simplex	Lilienthal'a
$J_w =$	30 do 35	25 do 30	25 do 30	7	$J_w + J_d = 3{,}8$
$J_d =$	10 do 15	18 do 20	8 do 10	8 do 13	

C. Części kotłów parowych.

I. Kotłak. *)

a. Wymiary blach kotłowych.

(ustanowione przez Związek niemieckich walcowni blach grubych).

1. Największe wymiary i wagi blach kotłowych, dostarczane po cenie zasadniczej.

Blachy zlewne.

przy grubości w mm	od	5	6	7	8	9	10
	niżej	6	7	8	9	10	i wyżej
Szerokość wzgl. średnica . . . . mm		1500	1600	1700	1800	1900	2000
Pole . . . . . m²		5,5	6	6,5	7	7,5	8
Waga . . . . kg		500	600	700	800	900	1000

2. Nadwyżki (cen).

Blachy zlewne.

a) Nadwyżki za wymiary i wagę.

1) Za każde 25 mm powiększenia normalnej szerokości lub średnicy po . . . . . 2 marki/1000 kg.

*) Kotłakiem zwiemy kocioł bez osprzętu (armatury), bez osady paleniskowej (garnituru), bez obmurza, bez kozłów wspierających i t. p., t. j. sam kadłub kotłowy.

2) Za każde 0,1 m^2 powiększenia pola normalnego po 1 marce/1000 kg.
3) Za każde 50 kg powiększenia wagi normalnej po 5 marek/1000 kg.

b) Nadwyżki za kształt.

Kręgi i półkręgi podlegają nadwyżce 20% oprócz nadwyżek za wymiar i wagę gotowego kręgu lub półkręgu.

Blachy innych kształtów obliczają się podług wartości najmniejszych blach prostokątnych, z jakich dadzą się wyciąć z odliczeniem po 50 marek za każde 1000 kg zrzynków. Jeżeli przy skośnych cięciach suma największych szerokości zrzynków nie przekracza 70 mm, albo gdy strzałka łukowatego kraju blachy nie przekracza 50 mm, to blachy takie liczą się po cenie jednostkowej blach prostokątnych.

Dennice wymiarów normalnych.

a) Cena zasadnicza.

Cena zasadnicza dla takich dennic kotłowych (składających się z okrągłego dna płaskiego lub wypuklonego, walcowatej obłuczyny, łączącej się z dnem przez zaoblenie o małym promieniu) oblicza się jako równa cenie kręgu, z którego się dennica wytłacza, przyczem jednak średnicę tego kręgu zwiększa się jeszcze o 175 mm dla dennic średnicy mniejszej niż 1800 mm, a o 250 mm dla dennic o średnicy 1800 mm lub wyżej.

b) Nadwyżki.

Nadwyżki za wytłoczenie dennicy zależą od jej średnicy, grubości i t. p., i dla tego opracowano szczegółowe tablice, w których nadwyżki te wachają się:

dla dennic płaskich od 30 do 28 marek/1000 kg,
dla dennic wypuklonych od 40 do 330 marek/1000 kg.

Dennice z obłuczyną walcowatą, wyższą niż 100 mm podlegają jeszcze nadwyżce dodatkowej. Waga dennicy z obłuczyną na dwurzędny szew nitów bywa o 10% większa od wagi dennic normalnych.

3. Uchybienia dozwolone. *)

a) Uchybienia na długości i szerokości.

Uchybienia te nie mają przekraczać w zasadzie $+ \frac{1}{2}\%$. Dla blach niżej 20 mm grubości uchybienie jednak może zawsze dosięgać + 10 mm, a nie ma nigdy przekraczać + 25 mm, nawet jeżeliby uchybienie, obliczone na $+ \frac{1}{2}\%$ danego wymiaru, miało być większe od + 25 mm względnie mniejsze od + 10 mm. Podobnież dla blach o grubości 20 mm i grubszych uchybienie zawsze może dosięgać + 15, a nigdy nie ma przekraczać + 30 mm.

*) Zgodne z przepisami na dostawy żelaza lub stali, ustanowione przez Związek kuźników niemieckich.

Uchybienia w blachach kotłowych, zmniejszające ich długość szerokość, wogóle się nie dozwalają.

b) Uchybienia dozwolone na grubości.

Szerokość arkusza mm	Dozwolona różnica w mm między największą i najmniejszą grubością przy zamówionej grubości			
	5 do 6,9 mm	7 do 9,9 mm	10 do 19,9 mm	20 mm i więcej
do 1500	1,2	1,1	1,0	0,9
1500 „ 2000	2,0	1,8	1,7	1,6
2000 „ 2500	2,8	2,5	2,4	2,2
2500 „ 3000	.	.	2,9	2,8
3000 i wyżej	.	.	3,4	3,2

Gdy wymiary blach przekraczają:

2000 mm szer. i 6000 mm dług. przy 5 do 6,9 mm grubości,
2500 „ „ 7500 „ „ „ 7 „ 9,9 „ „
3000 „ „ 9000 „ „ „ 10 „ 19,9 „ „
3250 „ „ 10000 „ „ „ 20 mm i większej,

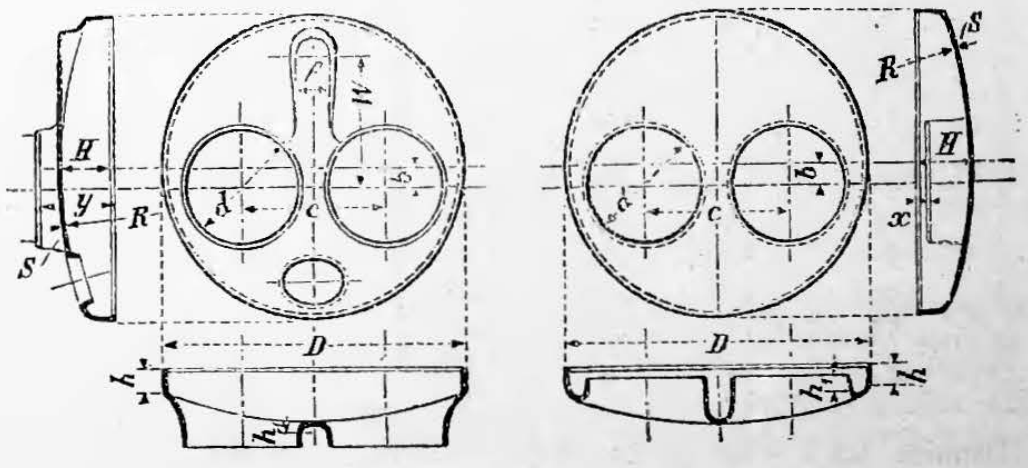
kuźnice niemieckie, podług ustanowionych przez siebie prawideł, dostarczają blachę w grubościach, jakie wypadną, jedynie z zastrzeżeniem, ze najmniejsza grubość w blasze nie będzie większa od żądanej. Zamawiając więc takie blachy kotłowe w kuźnicach niemieckich dobrze będzie zastrzedz sobie szczegółowe warunki co do uchybień na grubościach.

Przy sprawdzaniu grubości miarodajnymi są punkty oddalone przynajmniej o 40 mm od krajów arkusza, a przynajmniej 100 mm od jego narożników.

c) Uchybienia dozwolone na wadze.

Wagę teoretyczną obliczamy podług długości i szerokości arkusza dostarczonego i podług grubości zamówionej. Niedowaga nie

Rys. 764.



4. Dennice wytłaczane, płaskie i wypukłone.

Rys. 782, str. 1026.

Średnica zewnętrzna D mm	Wysokość obłuczyny walcowatej przy grubościach 10 mm i większych h mm	Cała wewnętrzna głębokość dennicy przy grubościach 10 mm i większych: płaskiej H mm	wypukłonej H_1 mm	Wewnętrzny promień wypuklenia kulistego R mm	Waga przybliżona dennicy o grubości blachy w mm: 6,5*) kg	8*) kg	10 kg	11,5 kg	13 kg	16 kg	20 kg	25 kg
350	65	95	105	500	9	12	15	17	20	·	·	·
400	65	95	105	550	10	13	16	18	21	·	·	·
450	65	100	135	600	13	16	22	25	30	·	·	·
470	65	100	115	940	14	17	23	27	30	·	·	·
500	65	100	165	650	16	20	26	30	35	43	·	·
550	65	110	150	700	18	23	30	35	40	49	·	·
600	65	110	160	750	21	27	36	41	47	57	·	·
630	65	110	145	1100	23	29	38	44	50	62	·	·
650	65	110	175	800	25	31	40	46	53	65	·	·
700	65	110	175	850	27	34	46	53	60	74	·	·
750	65	110	175	900	31	39	51	59	67	82	·	·
785	65	115	175	1250	34	42	56	64	73	89	·	·
800	70	115	195	950	35	43	58	66	75	93	·	·
840	70	115	185	950	39	48	62	70	80	100	·	·
850	70	115	185	1000	40	50	65	73	83	102	·	·
870	70	115	185	1000	43	52	68	78	88	108	·	·
900	70	115	205	1100	45	55	72	82	93	114	·	·
950	70	115	200	1200	49	61	78	90	101	125	·	·
1000	70	115	200	1300	51	64	81	94	109	130	·	·
1050	70	115	205	1400	56	71	90	105	120	145	·	·
1100	70	120	215	1400	61	77	98	115	130	160	·	·
1150	70	120	215	1450	70	85	107	122	138	170	213	·
1200	70	120	225	1500	75	93	116	134	152	187	233	·
1250	70	120	225	1800	80	100	125	145	165	205	250	·
1300	75	120	230	1600	85	105	135	155	180	220	270	·
1400	75	125	235	1700	98	120	155	178	202	248	310	·
1410	75	125	235	1700	100	122	158	180	205	250	315	·
1500	80	125	250	1800	110	138	175	201	228	286	356	·
1570	80	125	240	2000	118	148	190	220	250	310	385	·
1600	80	125	270	2000	130	170	200	230	260	320	400	
1650	80	125	275	2000	·	·	211	243	275	343	423	·
1700	80	125	285	2200	·	·	222	255	290	365	445	·
1725	80	130	270	2200	·	·	·	·	295	368	457	·
1800	80	125	275	2400	·	·	·	·	323	400	495	·
1885	85	130	275	2200	·	·	·	·	345	430	535	·
1900	85	130	280	2600	·	·	·	·	355	435	545	·
2000	90	130	300	2800	·	·	·	·	390	480	600	750
2100	90	130	300	3300	·	·	·	·	·	530	660	830
2200	90	130	300	3300	·	·	·	·	·	580	725	910
2300	90	130	315	3300	·	·	·	·	·	635	795	1000
2400	90	130	330	3000	·	·	·	·	·	695	870	1090
2500	90	130	350	3300	·	·	·	·	·	760	950	1190
2600	90	130	370	3300	·	·	·	·	·	830	1040	1300

*) Dennice 6,5 i 8 mm grube mają obłuczyny o 25 mm niższe, a więc i całe ich głębokości wewnętrzne (H lub H_1) będą również o 25 mm mniejsze.

5. Dennice do kotłów jedno- i dwupłomienicowych.

(Do płomienic falowanych p. str. 1028).

Dennice dwupłomienicowe z obłuczyną zewnętrzną, przeznaczoną na jednorzędny szew nitów (rys. 764, str. 997).

D	d wyoblenia	d woblenia	S	H*)	h*)	h_1	y*)	x*)	c	b	R	W	f
1800	675	650	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
	650	625	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
	625	600	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
	600	575	17—21	290	90	75	420	50	825	110	2400	650	230
1900	700	700	18—19	300	100	75	425	55	850	115	2800	780	240
	725	700	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
	700	675	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
	675	650	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
	650	625	18—22	310	100	75	435	60	875	115	2500	800	240
2000	750	750	19—20	310	100	80	440	60	900	130	3000	815	240
	775	750	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
	750	725	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
	725	700	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
	700	675	18—23	325	100	80	455	70	925	130	2700	825	240
		775	19—21	310	100	80	440	60	900	125	3000	825	240
		725	19—21	310	100	80	440	60	900	125	3000	825	240
2100	775	775	20—21	310	100	80	450	65	925	145	3300	935	240
	825	800	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
	800	775	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
	775	750	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
	750	725	20—24	320	100	80	460	70	970	140	3000	855	240
2200	825	825	22—23	330	100	80	460	70	992	150	3300	980	240
		800	22—23	330	100	80	460	70	992	150	3300	980	240
	875	850	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
	850	825	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
	825	800	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
	800	775	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
		750	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
		725	20—25	345	100	80	470	60	1040	150	3000	895	265
		725	19—21	330	100	80	460	70	1070	100	3300	895	240
2300	875	875	23—24	335	100	80	480	75	1025	175	3300	1000	240
	925	900	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
	900	875	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
	875	850	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
	850	825	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
		800	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
		775	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
		750	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
		725	20—25	370	100	80	510	70	1085	140	3000	915	265
2400	1000	950	22—25	350	100	90	510	60	1180	100	3200	1070	240
	950	900	22—25	350	100	90	510	60	1180	100	3200	1070	240

*) Wartości W, h, y, x powiększają się o 30 mm, jeżeli podwyższymy obłuczynę zewnętrzną, by ją módz znitować z płaszczem dwurzędnie. Wyoblone dennice na przednie dno kotła, o ile zamawiający inaczej nie zarządzi, otrzymują wytłoczenia na przytwierdzenie wodoskazów, a na zamówienie można w nich wytłoczyć i właz 425/320 mm w prześwicie. I tylne dennice woblone mogą na zamówienie otrzymać wytłoczenie na wodoskaz i otwór włazowy.

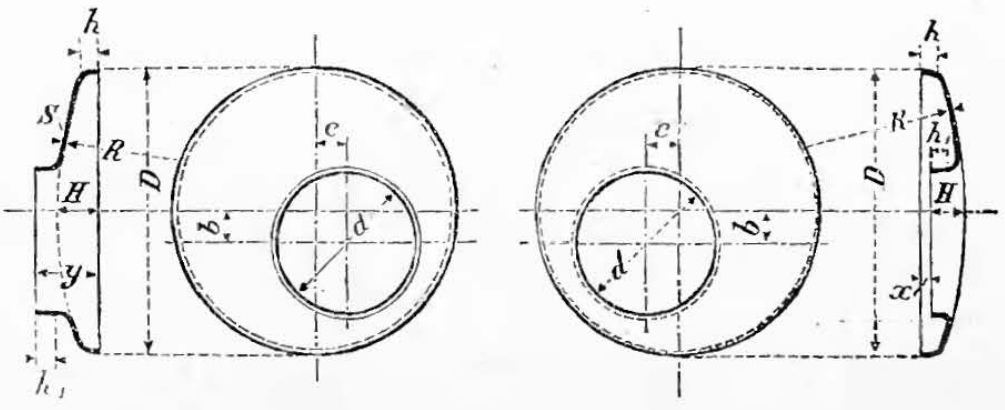
ma przekraczać 3%. Najwyższa waga, której przekroczenie dozwala już odrzucić dany arkusz, oblicza się tak samo jak waga teoretyczna, lecz na podstawie grubości zwiększonej o 70% uchybienia dozwolonego.

Warunki na równoczesny odbiór większej ilości blach są tak ułożone, że kuźnica mogłaby dostarczać poszczególne arkusze z niedowagą lub nadwagą znacznie większą od powyżej określonych, gdyż o odbiorze ma stanowić średnia uchybień na wadze całych partyi.

Dennice jednopłomienicowe z obłuczyną zewnętrzną, przeznaczoną na jednorzędny szew nitów (rys. 764-a).

D	d wyoblenia	d woblenia	s	H*)	h*)	h_1	y*)	x*)	c	b	R
1400	725	725	14—18	285	90	75	415	45	130	140	1500
	700	700	14—18	285	90	75	415	45	130	140	1500
	675	675	14—18	285	90	75	415	45	130	140	1500
1500	750	750	15	250	90	75	405	50	150	150	1800
	775	775	14—18	305	90	75	430	50	140	150	1600
	750	750	14—18	305	90	75	430	50	140	150	1600
	725	725	14—18	305	90	75	430	50	140	150	1600
1600	800	800	16	245	90	75	380	60	150	160	2200
	825	825	15—19	290	90	75	415	60	150	160	2000
	800	800	15—19	290	90	75	415	60	150	160	2000
	775	775	15—19	290	90	75	415	60	150	160	2000
1700	850	850	17	245	90	75	380	55	160	170	2700
	875	875	16—20	285	90	75	400	50	160	170	2200
	850	850	16—20	285	90	75	400	50	160	170	2200
	825	825	16—20	285	90	75	400	50	160	170	2200
1800	900	900	18	250	90	75	385	60	170	180	2800

Rys. 764-a.



*) Wartości H, h, x i y powiększają się o 30 mm, jeżeli obłuczyna zewnętrzna ma otrzymać dwurzędny szew nitów.

Fabryki w Królestwie, wytłaczające dennice do kotłów, nie trzymają się wymiarów zestawionych w tablicach powyższych, a obowiązujących dla Związków walcowni niemieckich. Podajemy zatem poniżej tablice dennic obydwóch fabryk, które w Królestwie zajmują się ich wyrobem.

Dennice wytłaczane, dwupłomienicowe

fabryki „Bormann i Szwede“ w Warszawie.

(Oznaczenia podł. rys. 764, str. 997, wymiary w mm).

D	d	c	b	R	H	y	h	h_1	Grubość od	Grubość do	Waga w kg od	Waga w kg do
1800	650	850	110	3100	285	410	85	75	17	22	370	480
1900	725	900	110	3100	300	415	90	75	18	25	480	480
2000	775	950	120	3100	310	430	90	75	18	25	480	690
2100	825	1000	120	3100	310	430	90	75	19	25	610	770
2200	875	1050	120	3100	330	450	90	80	19	25	660	830
2300	932	1100	130	3100	350	460	90	80	19	25	720	900
2400	1000	1150	130	3100	355	470	90	80	20	25	830	1010

Dennice wytłaczane, jednopłomienicowe

fabryki „Bormann i Szwede“ w Warszawie.

(Oznaczenia podł. rys. 764-a).

D	d	c	b	R	H	y	h	h_1	Grubość od	Grubość do	Waga w kg od	Waga w kg do
1300	800	dowolne		1800	285	390	70	70	15	20	190	260
1400	800	—	—	1800	260	365	70	75	16	20	240	305
1500	850	—	—	1960	265	370	75	75	16	20	270	335
1600	850	—	—	1960	295	400	80	75	17	20	320	370
1700	875	—	—	1960	305	410	80	75	17	20	350	400
1800	932	—	—	3100	275	380	80	75	18	22	420	510
1900	1000	—	—	3100	290	405	80	75	18	25	450	640

Dennice płaskie i wypuklone

fabryki „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.

(Oznaczenia podł. rys. 782 str. 1026).

Średnica zewn. D mm	Wysokość obłuczyny h mm	Całkowita wewnętrzna wysokość w mm		Promień wewn. wypukłości R mm	Promień zaokrąglenia r mm	Waga dennic wypuklonych w przybliżeniu w kg przy grubości blachy w mm							Średnica zewnętrzna D mm
		H	H_1			6 — 8	9 — 11	12 — 14	15 — 17	18 — 20	21 — 23	24 — 26	
400	65	95	130	450	30	11— 15	17— 21	23— 26	28— 32	34— 38	40— 43	45— 49	400
450	65	95	135	500	30	13— 18	20— 25	27— 32	34— 38	41— 45	47— 52	54— 59	450
500	65	95	140	550	30	16— 21	24— 29	32— 37	40— 45	48— 53	55— 61	64— 69	500
550	65	95	145	600	30	18— 24	27— 34	36— 43	46 - 52	55— 61	64— 70	74— 80	550
600	65	105	150	800	40	21— 28	31— 38	42— 49	52— 59	63— 70	73— 81	84— 91	600
650	65	105	155	800	40	24— 32	36— 45	48— 57	61— 68	73— 81	84— 94	98— 106	650
700	70	110	165	900	40	28— 37	41— 51	56— 65	69— 78	83— 92	97— 106	112— 121	700
750	70	110	170	900	40	31— 42	47— 58	63— 73	78— 89	94— 105	110— 120	125— 136	750
800	70	110	175	1000	40	35— 46	52— 64	70— 81	87— 98	105— 116	122— 133	140— 151	800
850	70	110	180	1000	40	35— 52	59— 72	79— 91	98—111	118— 131	138— 150	158— 170	850
900	75	115	185	1200	40	43— 57	65— 79	86—100	108—122	130— 144	151— 166	173— 187	900
950	75	115	190	1200	40	47— 63	71— 87	95—110	118—134	142— 158	166— 181	189— 205	950
1000	75	115	195	1300	40	52— 69	78— 96	104—121	130—147	156— 174	182— 199	208— 226	1000
1050	75	115	200	1300	40	57— 76	85—104	114—133	142—162	171— 189	199— 218	227— 247	1050
1100	75	115	205	1400	40	61— 81	92—112	122—142	153—174	184— 204	214— 234	244— 265	1100

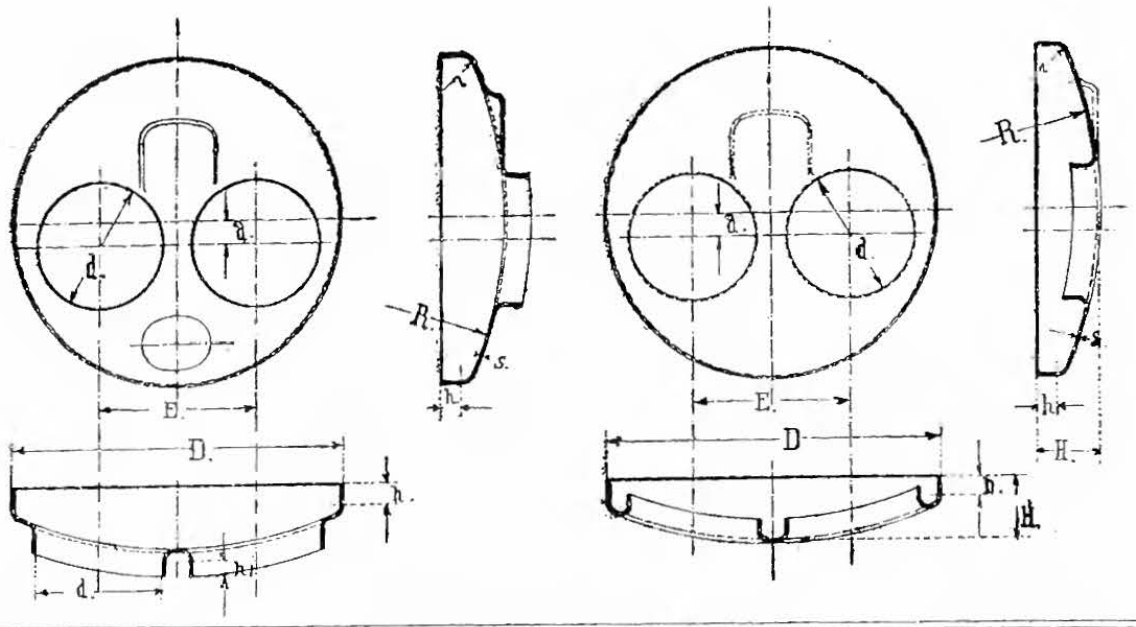
1150	75	115	210	1400	40	67— 89	100—123	134—157	168—190	201— 223	235— 257	268— 291	1150
1200	75	115	215	1600	40	71— 95	107—131	143—167	179—203	214— 239	251— 274	286— 311	1200
1250	75	115	220	1600	40	78—104	117—143	156—182	195—221	234— 260	273— 299	312— 338	1250
1300	80	120	230	1700	40	85—113	128—156	170—199	213—241	255— 284	298— 327	340— 369	1300
1350	80	120	235	1800	40	92—122	138—168	184—214	230—260	276— 306	322— 352	368— 398	1350
1400	80	120	240	1800	40	97—130	146—179	195—227	243—276	292— 325	341— 373	390— 422	1400
1500	80	120	255	1900	40	109—145	164—200	218—254	273—309	327— 364	382— 418	436— 472	1500
1600	80	120	265	2000	40	124—166	186—228	248—290	310—352	372— 414	435— 476	496— 539	1600
1700	80	120	275	2200	40	139—185	208—255	278—324	347—393	417— 463	486— 533	556— 602	1700
1800	85	145	300	2400	60	202	227—277	302—353	378—429	454— 504	529— 580	605— 655	1800
1900	85	145	315	2400	60	226	255—311	340—396	425—481	510— 566	595— 652	680— 736	1900
2000	90	150	345	2400	60	251	283—346	377—440	472—535	566— 629	660— 723	755— 818	2000
2100	90	150	350	2600	60	—	380	415—484	519—588	623— 692	727— 795	830— 899	2100
2200	90	150	355	2800	60	—	415	453—528	566—642	679— 755	793— 868	906— 981	2200
2300	90	150	360	3000	60	—	—	—	615—697	738— 820	861— 943	985—1067	2300
2400	90	150	365	3200	60	—	—	—	753	797— 885	930—1018	1063—1151	2400
2500	90	150	370	3400	60	—	—	—	812	860— 956	1004—1099	1147—1243	2500
2600	90	150	380	3600	60	—	—	—	872	923—1026	1077—1180	1231—1334	2600

Promień zaoblenia r dennic płaskich o średnicach od 1800 mm do 2600 mm może być na żądanie zmniejszony do 35 mm.
Waga dennic płaskich jest od 96% (przy małych średnicach) do 98% (przy wielkich) wagi dennic wypuklonych tychże wymiarów.

Dennice wytłaczane, dwupłomienicowe

fabryki „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.

Rys. 764-b.

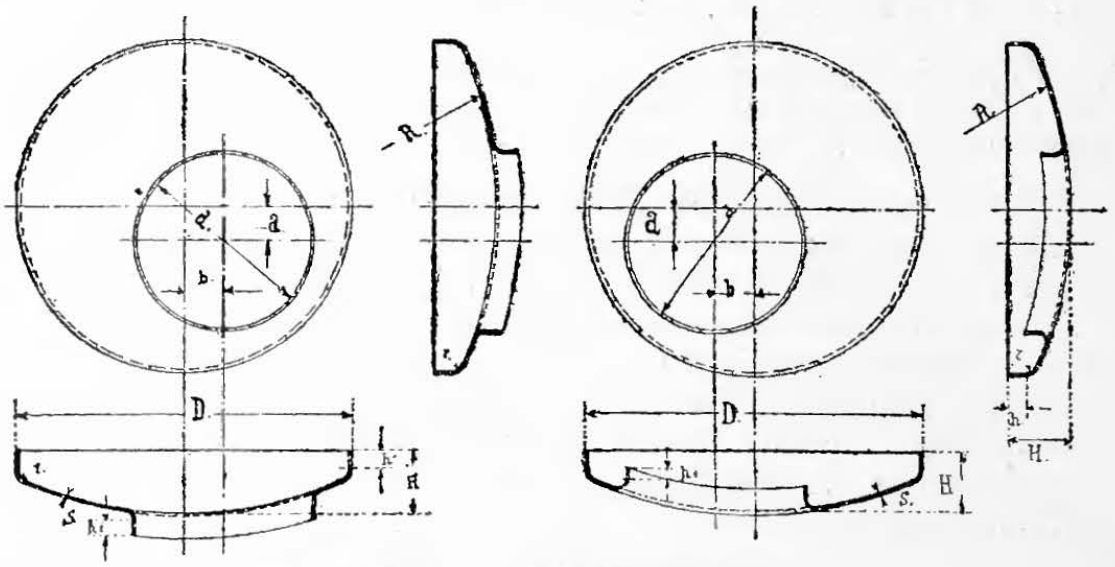


D	d	s	Waga w kg na nicenie		H	h	h_1	b	c	R	r
			jedno-	dwu-							
w milimetrach			rzędne		w milimetrach						
1800	680	18—19	408—431	—	300	85	70	100	850	2400	60
		20—22	457—500	478— 525							
		23—24	—	552— 580							
1900	730	18—19	446—477	—	315	85	70	100	900	2400	60
		20—22	495—544	526— 578							
		23—24	—	602— 627							
2000	780	18—19	498—525	—	345	90	70	120	950	2400	60
		20—22	552—608	593— 650							
		23—24	—	679— 707							
2100	830	19	565	—	350	90	70	120	1000	2600	60
		20—22	597—653	648— 703							
		23—24	—	734— 766							
2200	880	19	610	—	355	90	70	120	1050	2800	60
		20—22	641—705	693— 758							
		23—24	—	792— 808							
2300	930	19	660	—	360	90	75	130	1100	3000	60
		20—22	690—760	742— 815							
		23—26	—	848— 952							
2400	980	—	—	—	365	90	75	130	1150	3200	60
		20—22	740—815	795— 882							
		23—26	—	907—1013							
2500	1030	—	—	—	370	90	75	130	1200	3400	60
		20—22	792—870	849— 928							
		23—26	—	965—1044							
2600	1080	—	—	—	380	90	75	130	1250	3600	60
		20—22	840—923	900— 982							
		23—26	—	1015—1125							

Dennice wytłaczane, jednopłomienicowe

fabryki „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.

Rys. 764-c.



D	d	s	Waga w kg na nicenie		H	h	h_1	a	b	R	r
w milimetrach			jednorzędne	dwurzędne	w milimetrach						
1200	630	14—17	152—182	—	215	75	70	150	80	1000	40
		18—20	195 - 216	226 — 253							
		21—23	—	264 — 288							
1300	680	14 — 17	178—218	—	230	80	70	160	80	1700	60
		18 — 20	229 - 255	260 — 287							
		21—23	—	304—334							
1400	730	15—17	218—247	—	240	80	70	185	80	1800	60
		18—20	262 — 287	295—327							
		21—23	—	344—376							
1500	830	16 —17	253—268	—	255	80	70	185	90	1900	60
		18—20	284—315	324—360							
		21—23	—	378—415							
1600	880	16—17	286—305	—	265	80	70	200	90	2000	60
		18—20	323—358	360—402							
		21 — 23	—	420—460							
1700	930	17	238	—	275	80	75	200	125	2200	60
		18—20	358—400	398—444							
		21 — 23	—	467—510							
1800	980	17	369	—	300	85	75	200	160	2400	60
		18—20	390—431	440—488							
		21—23	—	512—560							
1900	1030	—	—	—	315	85	75	200	190	2400	60
		18—20	435—485	479—533							
		21—23	—	561—613							
2000	1080	—	—	—	345	90	75	200	200	2400	60
		18—20	484—537	530—590							
		21—23	—	670—679							

b. Obliczanie grubości żelaza i innych metali do kotłów parowych

na zasadzie:

Prawideł hamburskich z r. 1898.

Uwaga. Prawidła hamburskie zatwierdzono po raz pierwszy na zjeździe pełnomocników międzynarodowego Związku Towarzystw Kotłowych, odbytym w Bruxeli w r. 1884, później zmieniano je kilkakrotnie, a prawidła poniżej podane zatwierdzono na podobnym Zjeździe w Baden-Baden w lipcu 1898 r.

1. Naprężenia bezpieczne.

Grubość blach do nowych kotłów oblicza się z bezpieczeństwem $4^1/_2$ krotnem, t. zn. że przy prężności, z jaką kocioł ma pracować, najbardziej osłabione części blachy nie mają być narażone na ciągnienie większe, niż $^1/_{4,5}\,K_z$, t. j. ciągnienia rozrywającego.

Stosując nicenie **w łubki**, t. j. połączenia na obustronnie przynitowane nakładki, można bezpieczeństwo zmniejszyć do 4-krotnego *).

Nieodzownym warunkiem jest przytem staranne wykonanie kotła (por. 7, str. 1009).

2. Materyały na kotły.

Materyały na kotły mają odpowiadać warunkom zatwierdzonym przez Międzynarodowy Związek Towarzystw kotłowych 25-go Czerwca 1881 r., a zmienionym 27-go Czerwca 1895 r., t. j. t. zw. **zmienionym prawidłom (normom) Würcburskim** p. T. II str. 63 i nast.

Jeżeli grubość blach kotła obliczona na zasadzie wyższej liczby jakości, niż ją przewidują prawidła würcburskie, to można wymagać dowodu, że blachy użyte na kocioł w istocie tę wyższą liczbę posiadają.

Miedź (jak to zaznaczono na str. 332 u dołu) posiada zmniejszoną wytrzymałość przy wyższych temperaturach. Ciągnienie K_z, które ją zrywa, można liczyć:

$K_z = 2000$ kg/cm² w częściach pracujących pod nadprężnością pary do 3,5 atm.
$= 2100$ „ „ „ „ „ „ „ 6 „
$= 2000$ „ „ „ „ „ „ ponad 6 atm.

W przewodach miedzianych ciągnienie nie ma nigdy przekraczać 200 kg/cm² (streszczenie przepisów marynarki niemieckiej o rurach miedzianych p. str. 592).

3. Szwy.

Wykonanie szwów nitowych powinno zapewnić dostateczny opór tarcia przeciw przesunięciu się blach nitowanych. Siła, którą liczono jako rozciągającą blachy, rozłożona na poszczególne nity, nie powinna na cm² przekroju nita dawać obciążenia większego od poniżej podanych: W szwach **na zakładkę** (nicenie jednocięte): 700 kg/cm² przy niceniu jednorzędnem; 650 kg/cm² przy dwurzędnem; a 600 kg/cm² przy trójrzędnem;—natomiast w szwach z obustronnemi nakładkami, t. j. przy niceniu **w łubki** (nicenie dwucięte): 1200 kg/cm² przy niceniu jednorzędnem; 1150 kg/cm² przy dwurzędnem; 1100 kg/cm² przy trójrzędnem.

Łubki mają być tej samej grubości, co blacha płaszcza.

Wytrzymałość szwu **skuwanego** na zakładkę można liczyć na 0,7 wytrzymałości blachy całkowitej, nieskuwanej. Nie zaleca się skuwania szwów ulegających gięciu lub ciągnieniu i wogóle szwów, których po skuciu nie można wyżarzyć.

*) W Prusach obowiązuje dotychczas w tych dwóch przypadkach bezpieczeństwo 5-cio względnie $4^1/_2$ krotne.

4. Śruby.

Jeżeli oznaczymy przez:
P siłę ogólną działającą na wszystkie śruby razem w kg,
p siłę przypadającą na poszczególną śrubę w kg,
k_z ciągnienie bezpieczne w rdzeniu śruby w kg/cm^2,
d_1 średnicę rdzenia śruby w cm,

to będzie: $$K_z = 1{,}27\frac{p}{d_1{}^2}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{I.}$$

a nadto, bez względu na to, czy śruby są z żelaza kowalnego, czy zlewnego, będzie:

1) dla śrub lepszego wykonania, dla gładko obrobionych powierzchni i miękkich uszczelek:

$$d_1 = 0{,}045\sqrt{p} + 0{,}5 \text{ cm}; \quad \ldots\ldots \quad \text{II.}$$

2) przy mniej dokładnem dopełnieniu warunków powyższych:

$$d_1 = 0{,}055\sqrt{p} + 0{,}5 \text{ cm}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{III.}$$

Gwint na śrubach zlewnych nie powinien być ostry, lecz nieco przyoblony.

Jeżeli w eliptycznym lub prostokątnym wieńcu śrub najmniejsze oddalenie śruby od środka ciężkości wieńca będzie r, a wzajemny odstęp międzyosiowy śrub e, to można liczyć, że najbardziej obciążona śruba znosić będzie siłę: $p = \frac{P\,e}{2\pi r}$.

Gdy, z powodu nieobrobienia powierzchni, mimoosiowo względem śruby ułożonej uszczelki i t. p., śruba podlega dodatkowo i gięciu, naówczas okoliczność tę należy uwzględnić w sposób właściwy.

Grubość kołnierzy powinna zabezpieczać je od uginania się, a również od nadmiernych naprężeń gnących.

Nie zaleca się stosowanie śrub o średnicy sworznia poniżej 16 mm, a nie dozwala mniej niż 13 mm.

Zestawiamy wartości obliczone podług wzorów powyższych II i III.

Gwint Whitworth'a *).

(p. rys. 279 str. 433).

Średnica sworznia d cal. ang.	Średnica rdzenia d_1 mm	Bezpieczna siła p w kg dla spółczynnika 0,045	Bezpieczna siła p w kg dla spółczynnika 0,055	Średnica sworznia d cal. ang.	Średnica rdzenia d_1 mm	Bezpieczna siła p w kg dla spółczynnika 0,045	Bezpieczna siła p w kg dla spółczynnika 0,055
5/16	6,13	5,9	3,9	1 3/8	29,50	2950	1975
3/8	7,49	27,5	16,4	1 1/2	32,68	3790	2535
7/16	8,79	65,5	43,8	1 5/8	34,77	4530	3030
1/2	9,99	120	79,6	1 3/4	37,94	5310	3555
5/8	12,92	310	205	1 7/8	40,40	6170	4130
3/4	15,80	570	380	2	43,57	7295	4870
7/8	18,61	900	600	2 1/4	49,02	9570	6410
1	21,33	1320	885	2 1/2	55,37	12510	8370
1 1/8	23,93	1760	1180	2 3/4	60,55	15195	10150
1 1/4	27,10	2370	1585	3	66,90	18860	12610

*) Siegert. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 str. 23.

5. Ściągi i zespórki (por. str. 1032).

Naprężenie największe nie ma przekraczać w ściągach i zespórkach:

żelaznych skuwanych	350 kg/cm²
żelaznych nieskuwanych	500 „
zlewnych „	600 „
miedzianych	300 „

W kotłach na wysoką prężność (10 atm. i wyżej) zaleca się końce podłużnych ściągów nagwintować, i wkręcać na gwint w dna kotłów, ścianki sitowate i t. p., dodając nadto z obydwóch stron złączeń podkładki i naśrubki Ściągówki (rury ściągcze) łączy się w sposób podobny, zewnętrzny jednak naśrubek z podkładką zastępujemy roztłoczeniem rury i jej zaobleniem.

Usztywniaki i ściągi narożne powinnyby być możliwie długie, jednakże ich dolne nity w dnach kotła płomienicowego pozostawać mają w oddaleniu przynajmniej 20 cm od obwodu płomienicy.

Przekrój ukośnych ściągów narożnych, względnie do przekroju ściągów podłużnych, należałoby zwiększać w odwrotnym stosunku dostawy kątów wzajemnego pochylenia.

Nity i sworznie w złączach ściągów wypada obliczać dostatnio na działające w nich siły. Teowniki i t. p, przynitowane do płaskich ścianek kotła, w celu ich usztywnienia, powinnyby przenosić działające na nie siły możliwie bezpośrednio na płaszcz kotłowy.

6. Belki podniebienne (komór paleniskowych).

Jeżeli dla niepodwieszonej belki, podtrzymującej podniebienie komory paleniskowej (p. T. II Dział XI. Rozdz. II **B. b. 2**), oznaczymy przez:

p największą nadprężność podczas pracy kotła w kg/cm²,
w rozpiętość podniebienia w prześwicie, w kierunku belki w cm,
e odstępy zespórek, łączących podniebienie z belką w cm,
t odstępy między osiami belek w cm,
l rozpiętość belki w cm,
h wysokość belki w cm,
b szerokość wyzyskana belki (wzgl. suma grubości blach składających belkę) w cm,
c spółczynnik wytrzymałości o wartościach:
$c = 420$ kg/cm², gdy jedna zespórka przyczepiona do belki,
$c = 630$ kg/cm², gdy 2 lub 3 zespórki przyczepione do belki,
$c = 720$ kg/cm², gdy 4 lub więcej zespórek przyczepionych do belki,

to wyzyskana szerokość belki powinna być:

$$b = \frac{p\,(w - e)\,t\,l}{c\,h^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{IV.}$$

Podwieszając zaś i belkę, należy uwzględnić i ten odmienny sposób podparcia.

7. Grubości cylindrycznych ścianek kotła, obciążonych nadciśnieniem wewnętrznem.

Oznaczywszy przez:

s grubość blachy, w cm,
D średnicę prześwitu kotła, w cm,
p największą nadprężność podczas pracy kotła, w kg/cm^2,
$\mathfrak{S}$ ilokrotność bezpieczeństwa: $\mathfrak{S} = 4{,}5$ w niceniach na zakładkę, $\mathfrak{S} = 4$ w niceniach w łubki (p. **1** str. 1006),
K_z ciągnienie, rozrywające blachę, w kg/cm^2 (p. **2.** str. 1006),
φ stosunek wytrzymałości szwu do wytrzymałości blachy pełnej (p. **3.** str. 1006 i tabl. str. 1013 i nast.), otrzymamy ze wzoru II str. 421:

$$s = D\frac{p\,\mathfrak{S}}{2K_z\varphi} \quad \text{albo,} \quad p = K_z\frac{2s\varphi}{D\,\mathfrak{S}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{V.}$$

Wypada rozważyć, czy warunki pracy kotła nie wymagają powiększenia obliczonej grubości ścianek kotłowych (zazwyczaj o 0,1 do 0,3 cm) na zerdzewienie. Gdy z obliczenia wypadnie grubość mniejsza niż 1 cm, pogrubienie takie staje się koniecznem, a grubość ścianek poniżej 0,7 cm wogóle się nie dozwala.

Na str. 1013 do 1015 zestawiono tablice dla niceń na zakładkę (podł. rys. 287 str. 441 i rys. 288 i 290 str. 442), przy wartości $\mathfrak{S} = 4{,}5$ i $K_z = 3400$ kg/cm^2.

8. Grubość blach na płomienice z nadciśnieniem zewnętrznem.

W tablicach na str. 1016 do 1019 podano w mm stosowne grubości s blach na płomienice; wartości oznaczone w nagłówku literami Z stosują się do płomienic nitowanych na zakładkę, oznaczone zaś literą $Ł$ do płomienic z niceniem w łubki, albo też do płomienic o podłużnych szwach skuwanych.

W tablicach tych d oznacza średnicę prześwitu, a l długość całej płomienicy nieosztywnionej, względnie odstępy między jej osztywnieniami skutecznemi. Za osztywnienia skuteczne (oprócz samych den kotłowych) można uważać ich ustroje, wykonane podług rys. 791 do 796 str. 1028 i 1029. Skuteczność ostatniego z nich warunkuje się jednakże dostatecznem rozszerzeniem średnicy w osztywnieniu, t. j. przynajmniej o 100 mm.

Grubości blach płomienicowych obliczono na zasadzie poniższego wzoru *):

$$s = \frac{p\,d}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p}\,\frac{l}{l+d}}\right) + c, \quad . \quad . \quad . \quad \text{VI,}$$

w którym oznaczono przez:

$s \geqq 0{,}7$ cm grubość blachy w płomienicy, w cm,

*) C. v. Bach, die Maschinen Elemente. Wydanie VIII str. 198, Stutgard 1901 u A. Bergsträsser'a.

p największą nadprężność, w kg/cm², podczas pracy kotła,
d średnicę prześwitu płomienicy, w cm,
l długość płomienicy, wzgl. odstępy wzajemne skutecznych jej osztywnień, w cm,
a spółczynnik o wartościach: *)

$a = 100$ dla płomienic leżących, o szwach podłużnych na zakładkę,
$a = 70$ dla takichże płomienic stojących,
$a = 80$ dla płomienic leżących, o podłużnym szwie nitowanym w łubki, lub skuwanym,
$a = 50$ dla takichże płomienic stojących.

Do tak obliczonych grubości dodaje się jeszcze, niezależne od średnicy,

pogrubienie	$c =$	0,15	0,1	0,05	0 cm,
przy nadprężności w kotle	$p =$	0 do 5	6	7	nad 7 kg/cm²,

a otrzymaną wartość ostateczną zaokrąglamy stosownie.

Uwaga. Płomienice leżące uginają się w kierunku pionowym pod wpływem ciężaru własnego i wyporu wody, a nadto wierzchnie części takich płomienic rozgrzewają się znacznie silniej niż spodnie; okoliczności te uwzględniono już przez nadanie spółczynnikowi a stosunkowo większych wartości: 100, wzgl. 80. Płomienice stojące, nie podlegając podobnym nierównomiernościom, otrzymały mniejsze wartości spółczynnika, $a = 70$, wzgl. 50.

Jeżeli płomienica usztywnia się garłaczami, których kierunki zazwyczaj kolejno się krzyżują, to dla danego kierunku można niejako uważać, że tylko co drugi garłacz płomienicę usztywnia, i dla tego jako osztywnioną długość l płomienicy liczymy:

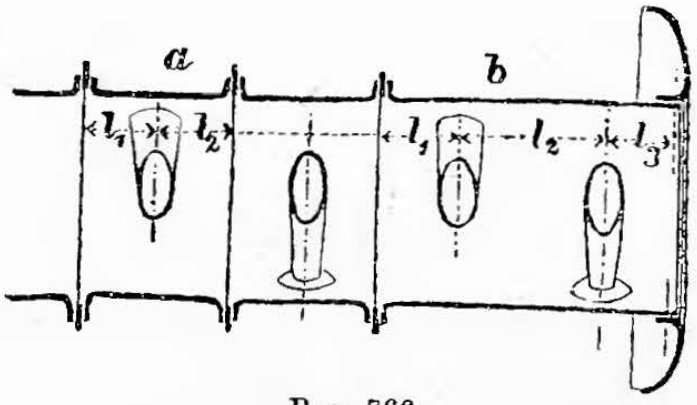
w pierścionie a (rys. 765) płomienicy osztywnionej:

$$l = l_1 + 0{,}5\, l_2, \text{ jeżeli } l_1 > l_2;$$

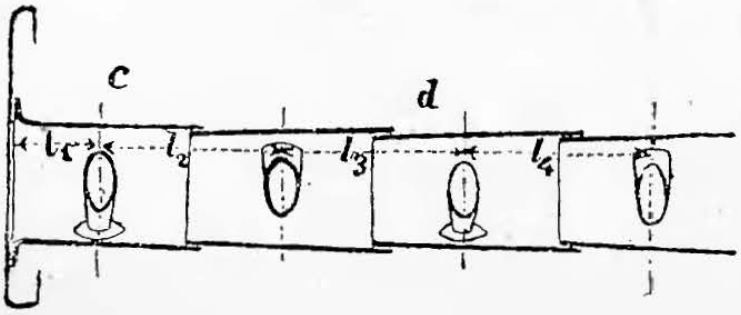
w pierścionie b (rys. 765) płomienicy osztywnionej:

$l = l_1 + l_2$, wzgl. $l = l_3 + l_2$, stosownie do tego, czy $l_1 \gtrless l_3$;

Rys. 765.



Rys. 766.



w dwóch pierścionach przy c (rys. 766) płomienicy, osztywnionej tylko dnem kotłowem:

$$l = l_1 + l_2;$$

a w pierścionach przy d (rys. 766) płomienicy nieosztywnionej:

$l = l_2 + l_3$, wzgl. $l = l_3 + l_4$.

O ile jednak wielkość, sposób złączenia i miejsce przenikania wzbudzają wątpliwość, czy garłacze usztywniają płomienice dostatecznie, zalecałoby się liczyć całą długość płomienicy jako nieosztywnioną, zaniedbując zupełnie usztywniające działanie garłaczy.

*) C. v. Bach, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 str. 845.

Płomienice falowane wyrabia w Królestwie dotychczas jedynie fabryka Fitzner & Gamper w Sosnowicach (por. rys. 795-a, b, c str. 1030 i 1031).

Wyrabiają też, podług pomysłu Purves'a płomienice zewnętrznie użebrowane, o wysokości żeber $1^3/_8$ cala ang. (35 mm), a w odstępach 9 cali ang. (228 mm). Wobec gęstości tych osztywnień, obliczają grubość ścianek w takich płomienicach podług wzoru VI (str. 1009), zakładając $l = 0$, a wzór ów upraszcza się na:

$$s = \frac{p\,d}{1000} + c.$$

We wzorze tym wartość $c = 0{,}1$ do $0{,}3$ cm, a założono: $k_z \leqq 500$ kg/cm². Bez względu na wynik obliczenia, grubość s powinna być przynajmniej 0,7 cm.

Płomienice kotłów na parowcach, podlegając większemu zużyciu, wymagają też i ścianek grubszych. Biuro konstrukcyjne „Veritas" stosuje do nich wzór:

$$s = \frac{p\,d_a}{1100} + 0{,}3 \text{ cm},$$

w którym d_a oznacza średnicę zewnętrzną płomienicy, a założono $k_z \leqq 550$ kg/cm².

9. Grubości blach płaskich w kotłach.

1. **Płyty płaskie**, bez zaoblenia i obłuczyny. Jeżeli oznaczymy przez:

s grubość płyty (blachy), w cm,
p największą nadprężność podczas pracy, w kg/cm²,
e wzajemny odstęp między zespórkami lub ściągami, w cm,
K_z ciągnienie, zrywające blachę, w kg/cm²,
c spółczynnik, którego wartość zależy od sposobu osadzenia końcy zespórek lub ściągów w płycie; wartości tego spółczynnika będą:

$c = 1{,}323$, gdy końce wśrubowane, lub zanitowane w płytę;
$c = 1{,}0314$, gdy się końce, wśrubowane w płytę, wyprężają naśrubkiem, nakręconym od zewnątrz;
$c = 0{,}9774$, gdy osadzenie końcy wśrubowanych usztywnia się przez obustronnie nakręcone naśrubki z podkładkami o średnicy nie mniejszej niż $0{,}4\,e$, a grubości przynajmniej $^2/_3$ grubości samej płyty; jeżeli zaś średnica podkładek jest większa od $1^1/_2$ krotnej średnicy zewnętrznej naśrubka, to grubość podkładki należałoby jeszcze zwiększyć;
$c = 0{,}8658$, gdy w ustroju powyższym przynitujemy nadto podkładkę zewnętrzną do płyty, powiększając jej średnicę do $0{,}6\,e$, a grubość do $^3/_4$ grubości płyty,

to grubość płyty będzie:

$$s = 0{,}15 + e\sqrt{\frac{p\,c}{K_z}} \quad \text{a więc:} \quad p = \frac{(s - 0{,}15)^2\,K_z}{e^2\,c} \quad \text{VII.}$$

W tablicach (na str. 1024) podano grubości blachy dla wszystkich powyżej określonych spółczynników c.

2. **Dennice płaskie z zaobleniem i obłuczyną.** Oprócz oznaczeń s, p i K_z, określonych już powyżej pod 1., wprowadzamy jeszcze następujące:

d średnica wewnętrzna obłuczyny, w cm,

ϱ promień wewnętrzny zaoblenia w cm, poczem (podług C. v. Bacha por. str. 420) otrzymamy grubość płyty ze wzoru:

$$s = \sqrt{\frac{3}{8}\frac{p}{K_z}\left[d - \varrho\left(1 + \frac{2\varrho}{d}\right)\right]}, \text{ a więc:}$$

$$p = \frac{8}{3} K_z \left[\frac{s}{d - \varrho\left(1 + \frac{2\varrho}{d}\right)}\right]^2 \quad \text{VIII.}$$

Tablice na str. 1020 i 1021 podają grubość s, obliczoną dla $K_z = 3400$ kg/cm^2.

10. Grubość den i dennic, wypuklonych kulisto

promieniem R, w przybliżeniu równym średnicy płaszcza kotłowego, wzgl. obłuczyny.

Gdy ciśnienie lub nadprężność działa od strony wklęsłej, i jeżeli oznaczymy przez:

s grubość blachy, w cm,
p największą nadprężność podczas pracy kotła, w kg/cm^2,
R promień wewnętrzny kulistości dna, w cm,
k_z ciągnienie bezpieczne dla blachy, w kg/cm^2,

a mianowicie:

k_z do 450 kg/cm^2 dla blach z żelaza skowalnego,
„ „ 600 „ „ „ zlewnych,
„ „ 250 „ „ „ miedzianych,

to otrzymamy:

$$s = \frac{p\,R}{2\,k_z}, \quad \text{czyli} \quad p = \frac{2\,s\,k_z}{R}.$$

11. Włazy i inne wycięcia w ściankach kotłowych p. str. 1033 i n.

c. Ustroje części kotłowych.

I. Złącza.

1. Dno z płomienicami łączy się:

1) Na wieńce z kątownika na zewnątrz lub wewnątrz ułożone podług rys. 767, 768 i 769, str. 1025. Wieniec wewnętrzny podł. rys. 769, stosują przeważnie do den tylnych. Złącza podł. rys. 767 stosują przy wielkich średnicach płomienicy lub małej grubości jej ścianek, np. do płomienic falowanych. Złącza podł. rys. 768 znajdują nato-

(dalszy ciąg str. 1025).

Dane tablic poniższych dotyczą blach zlewnych, gatunku ogniowego.

Uwaga. W tablicach poniższych liczono: ciągnienie zrywające blachy $K_z = 3400$ kg/cm². Stosunek φ wytrzymałości szwów na zakładkę do wytrzymałości blachy pełnej: z niceniem jednorzędnem $\varphi = 0{,}56$; z niceniem dwurzędnem $\varphi = 0{,}70$; wreszcie z niceniem trójrzędnem $\varphi = 0{,}75$. Nie znając zatem wartości K_z i φ dla danego materyału i szwów, można brać wprost z tablic wartości na grubość blach, na średnicę płaszczy i na nadprężność pary. Znając zaś wartość K_z lub φ, albo obydwie, obliczamy ilości szukane podług wzoru V ze str. 1009, gdy K_z i φ różnią się od powyżej podanych wartości; gdyby się zaś nie różniły, dogodniej będzie, posiłkować się tablicami.

Jeżeli się znaczniejsze zużycie blachy przewiduje, to wypada zwiększyć obliczoną grubość blach o wartość c, która, w zależności od warunków pracy kotła, dosięga 3 mm. Gdy grubość obliczona nie dosięga 10 mm, wypada ją zwiększyć chociażby do tej miary.

1. Płaszcze kotłowe z blach zlewnych, szwy na zakładkę, o niceniu jednorzędnem.

Tablicę poniższą obliczono na zasadzie wartości: $\mathfrak{S} = 4{,}5$, $K_z = 3400$ kg/cm², $\varphi = 0{,}56$.

Grubość blachy s mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm²																												
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15
	Największa bezpieczna średnica wewnętrzna D płaszcza, w mm																												
7	5924	3949	2962	2369	1975	1692	1481	1316	1185	1077	987	911	846	790	740	697	658	624	592	564	539	515	494	474	456	439	423	409	395
7,5	.	4231	3173	2539	2116	1813	1587	1410	1269	1154	1058	976	907	846	793	747	705	668	635	604	577	552	529	508	488	470	453	438	423
8	.	4513	3385	2708	2257	1934	1692	1504	1354	1231	1128	1042	967	903	846	796	752	713	677	645	615	589	564	542	521	501	484	467	451
8.5	.	4795	3596	2877	2398	2055	1798	1598	1439	1308	1199	1107	1028	959	899	846	799	757	719	685	654	625	599	575	553	533	514	496	480
9	.	5077	3808	3046	2539	2176	1904	1692	1523	1385	1269	1172	1088	1015	952	896	846	802	762	725	692	662	635	609	586	564	544	525	508
9,5	.	5359	4020	3216	2680	2297	2010	1786	1608	1462	1340	1237	1148	1072	1005	946	893	846	804	766	731	699	670	643	618	595	574	554	536
10	.	5641	4231	3385	2821	2418	2116	1880	1692	1539	1410	1302	1209	1128	1058	996	940	891	846	806	769	736	705	677	651	627	604	584	564
10,5	.	.	4443	3554	2962	2539	2221	1975	1777	1616	1481	1367	1269	1185	1111	1045	987	935	889	846	808	773	740	711	683	658	635	613	592
11	.	.	4654	3723	3103	2660	2327	2069	1862	1692	1551	1432	1330	1241	1164	1095	1034	980	931	887	846	809	776	745	716	690	665	642	621
11,5	.	.	4866	3893	3244	2780	2433	2163	1946	1769	1622	1497	1390	1298	1216	1145	1081	1024	973	927	885	846	811	779	749	721	695	671	649
12	.	.	5077	4062	3385	2901	2539	2257	2031	1846	1692	1562	1451	1354	1269	1195	1128	1069	1015	967	923	883	846	812	781	752	725	700	677
12,5	.	.	5289	4231	3526	3022	2644	2351	2116	1923	1763	1627	1511	1410	1322	1244	1175	1113	1058	1007	962	920	881	846	814	784	756	730	705
13	.	.	5500	4400	3667	3143	2750	2445	2200	2000	1833	1692	1572	1467	1375	1294	1222	1158	1100	1048	1000	957	917	880	846	815	786	759	733
13,5	.	.	5712	4570	3808	3264	2856	2539	2285	2077	1904	1758	1632	1523	1428	1344	1269	1203	1142	1088	1039	993	952	914	879	846	816	788	762
14	.	.	.	4739	3949	3385	2962	2633	2369	2154	1975	1823	1692	1580	1481	1394	1316	1247	1185	1128	1077	1030	987	948	911	878	846	817	790

2. Płaszcze kotłowe z blach zlewnych, szwy na zakładkę, o niceniu dwurzędnem.

Tablicę poniższą obliczono na zasadzie wartości:
$\mathfrak{S} = 4{,}5$, $K_z = 3400$ kg/cm^2, $\varphi = 0{,}70$.

Grubość blachy s mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm^2													
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Największa bezpieczna średnica wewnętrzna D płaszcza, w mm													
7	3702	2468	1851	1481	1234	1058	926	823	740	673	617	570	529	494
7,5	3967	2644	1983	1587	1322	1133	992	881	793	712	661	610	567	529
8	4231	2821	2116	1692	1410	1209	1058	940	846	769	705	651	604	564
8,5	4496	2997	2248	1798	1499	1284	1124	999	899	817	749	692	642	599
9	4760	3173	2380	1904	1587	1360	1190	1058	952	865	793	732	680	635
9,5	5024	3350	2512	2010	1675	1436	1256	1117	1005	914	837	773	718	670
10	5289	3526	2644	2116	1763	1511	1322	1175	1058	962	881	814	756	705
10,5	5553	3702	2777	2221	1851	1587	1388	1234	1111	1010	926	854	793	740
11	5818	3879	2909	2327	1939	1662	1454	1293	1164	1058	970	895	831	776
11,5	6082	4055	3041	2433	2027	1738	1521	1352	1216	1106	1014	936	869	811
12	6347	4231	3173	2539	2116	1813	1587	1410	1269	1154	1058	976	907	846
12,5	.	4407	3306	2644	2204	1889	1653	1469	1322	1202	1102	1017	944	881
13	.	4584	3438	2750	2292	1964	1719	1528	1375	1250	1146	1058	982	917
13,5	.	4760	3570	2856	2380	2040	1785	1587	1428	1298	1190	1098	1020	952
14	.	4936	3702	2962	2468	2116	1851	1645	1481	1346	1234	1139	1058	987
14,5	.	5113	3834	3068	2556	2191	1917	1704	1534	1394	1278	1180	1096	1023
15	.	5289	3967	3173	2644	2267	1983	1763	1587	1442	1322	1221	1133	1058
15,5	.	5465	4099	3279	2733	2342	2049	1822	1640	1491	1366	1261	1171	1093
16	.	5641	4231	3385	2821	2418	2116	1880	1692	1539	1410	1302	1209	1128
16,5	.	5818	4363	3491	2909	2493	2182	1939	1745	1587	1454	1343	1247	1164
17	.	5994	4496	3596	2997	2569	2248	1998	1798	1635	1499	1383	1284	1199
17,5	.	6170	4628	3702	3085	2644	2314	2057	1851	1683	1543	1424	1322	1234
18	.	6347	4760	3808	3173	2720	2380	2116	1904	1731	1587	1465	1360	1269
18,5	.	.	4892	3914	3261	2796	2446	2174	1957	1779	1631	1505	1398	1305
19	.	.	5024	4020	3350	2871	2512	2233	2010	1827	1675	1546	1436	1340
19,5	.	.	5157	4125	3438	2947	2578	2292	2063	1875	1719	1587	1473	1375
20	.	.	5289	4231	3526	3022	2644	2351	2116	1923	1763	1627	1511	1410
20,5	.	.	5421	4337	3614	3098	2711	2409	2168	1971	1807	1668	1549	1446
21	.	.	5553	4443	3702	3173	2777	2468	2221	2019	1851	1709	1587	1481
21,5	.	.	5686	4548	3790	3249	2843	2527	2274	2067	1895	1749	1624	1516
22	.	.	5818	4654	3879	3324	2909	2586	2327	2116	1939	1790	1662	1551
22,5	.	.	5950	4760	3967	3400	2975	2644	2380	2164	1983	1831	1700	1587
23	.	.	6082	4866	4055	3476	3041	2703	2433	2212	2027	1871	1738	1622
23,5	.	.	6214	4972	4143	3551	3107	2762	2486	2260	2071	1912	1776	1657
24	.	.	6347	5077	4231	3627	3173	2821	2539	2308	2116	1953	1813	1692
24,5	.	.	.	5183	4319	3702	3239	2880	2592	2356	2160	1994	1851	1728
25	.	.	.	5289	4407	3778	3306	2938	2644	2404	2204	2034	1889	1763
25,5	.	.	.	5395	4496	3853	3372	2997	2697	2452	2248	2075	1927	1798
26	.	.	.	5500	4584	3929	3438	3056	2750	2500	2292	2116	1964	1833
26,5	.	.	.	5606	4672	4004	3504	3115	2803	2548	2336	2156	2002	1869
27	.	.	.	5712	4760	4080	3570	3173	2856	2596	2380	2197	2040	1904
27,5	.	.	.	5818	4848	4156	3636	3232	2909	2644	2424	2238	2078	1939
28	.	.	.	5924	4936	4231	3702	3291	2962	2693	2468	2278	2116	1975
29	.	.	.	6135	5113	4382	3834	3408	3068	2789	2556	2360	2191	2045
30	.	.	.	6347	5289	4533	3967	3526	3173	2885	2644	2441	2267	2116
31	.	.	.	.	5465	4684	4099	3643	3279	2981	2733	2522	2342	2186
32	.	.	.	.	5641	4836	4231	3761	3385	3077	2821	2604	2418	2257
33	.	.	.	.	5818	4987	4363	3879	3491	3173	2909	2685	2493	2327
34	.	.	.	.	5994	5138	4496	3096	3596	3269	2997	2766	2569	2398
35	.	.	.	.	6170	5289	4628	4114	3702	3366	3085	2848	2644	2468

3. Płaszcze kotłowe z blach zlewnych, szwy na zakładkę, o niceniu trójrzędnem.

Tablicę poniższą obliczono na zasadzie wartości:
$\mathfrak{S} = 4{,}5$, $K_z = 3400$ kg/cm², $\varphi = 0{,}75$.

Grubość blachy s mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm²													
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Największa bezpieczna średnica wewnętrzna D płaszcza, w mm													
7	3967	2644	1983	1587	1322	1133	992	881	793	721	661	610	567	529
7,5	4250	2833	2125	1700	1417	1214	1063	944	850	773	708	654	607	567
8	4533	3022	2267	1813	1511	1295	1133	1007	907	824	756	697	648	604
8,5	4817	3211	2408	1927	1606	1376	1204	1070	963	876	803	741	688	642
9	5100	3400	2550	2040	1700	1457	1275	1133	1020	927	850	785	729	680
9,5	5383	3589	2692	2153	1794	1538	1346	1196	1077	979	897	827	769	718
10	5667	3778	2833	2267	1889	1619	1417	1259	1133	1030	944	872	810	756
10,5	5950	3967	2975	2380	1983	1700	1488	1322	1190	1082	992	915	850	793
11	6233	4156	3117	2493	2078	1781	1558	1385	1247	1133	1039	959	890	831
11,5	6517	4344	3258	2607	2172	1862	1629	1448	1303	1185	1086	1003	931	869
12	6800	4533	3400	2720	2267	1943	1700	1511	1360	1236	1133	1046	971	907
12,5	.	4722	3542	2833	2361	2024	1771	1574	1417	1288	1181	1090	1012	944
13	.	4911	3683	2947	2456	2105	1842	1637	1473	1339	1228	1133	1052	982
13,5	.	5100	3825	3060	2550	2186	1913	1700	1530	1391	1275	1177	1093	1020
14	.	5289	3967	3173	2644	2267	1983	1763	1587	1442	1322	1221	1133	1058
14,5	.	5478	4108	3287	2739	2348	2054	1826	1643	1494	1369	1264	1174	1096
15	.	5667	4250	3400	2833	2429	2125	1889	1700	1545	1417	1308	1214	1133
15,5	.	5856	4392	3513	2928	2510	2196	1952	1757	1597	1464	1351	1255	1171
16	.	6044	4533	3627	3022	2590	2267	2015	1813	1648	1511	1395	1295	1209
16,5	.	6233	4675	3740	3117	2671	2338	2078	1870	1700	1558	1438	1336	1247
17	.	6422	4817	3853	3211	2752	2408	2141	1927	1752	1606	1482	1376	1284
17,5	.	6611	4958	3967	3306	2833	2479	2204	1983	1803	1653	1526	1417	1322
18	.	6800	5100	4080	3400	2914	2550	2267	2040	1855	1700	1569	1457	1360
18,5	.	.	5242	4193	3495	2995	2621	2330	2097	1906	1747	1613	1498	1398
19	.	.	5383	4307	3589	3076	2692	2393	2153	1958	1794	1656	1538	1436
19,5	.	.	5525	4420	3683	3157	2763	2456	2210	2009	1842	1700	1579	1473
20	.	.	5667	4533	3778	3238	2833	2519	2267	2061	1889	1744	1619	1511
20,5	.	.	5808	4647	3872	3319	2904	2581	2323	2112	1936	1787	1660	1549
21	.	.	5950	4760	3967	3400	2975	2644	2380	2164	1983	1831	1700	1587
21,5	.	.	6092	4873	4061	3481	3046	2707	2437	2215	2031	1874	1740	1624
22	.	.	6233	4987	4156	3562	3117	2770	2493	2267	2078	1918	1781	1662
22,5	.	.	6375	5100	4250	3643	3188	2833	2550	2318	2125	1962	1821	1700
23	.	.	6517	5213	4344	3724	3258	2896	2607	2370	2172	2005	1862	1738
23,5	.	.	6658	5327	4439	3805	3329	2959	2663	2421	2219	2049	1902	1776
24	.	.	6800	5440	4533	3886	3400	3022	2720	2473	2267	2092	1943	1813
24,5	.	.	.	5553	4628	3967	3471	3085	2777	2524	2314	2136	1983	1851
25	.	.	.	5667	4722	4048	3542	3148	2833	2576	2361	2179	2024	1880
25,5	.	.	.	5780	4817	4129	3613	3211	2890	2627	2408	2223	2064	1927
26	.	.	.	5893	4911	4210	3683	3274	2947	2679	2456	2267	2105	1964
26,5	.	.	.	6007	5006	4290	3754	3337	3003	2730	2503	2310	2145	2002
27	.	.	.	6120	5100	4371	3825	3400	3060	2782	2550	2354	2186	2040
27,5	.	.	.	6233	5194	4452	3896	3463	3117	2833	2597	2397	2226	2078
28	.	.	.	6347	5289	4533	3967	3526	3173	2885	2644	2441	2267	2116
29	.	.	.	6573	5478	4695	4108	3652	3287	2988	2739	2528	2348	2191
30	.	.	.	6800	5667	4857	4250	3778	3400	3091	2833	2615	2429	2267
31	.	.	.	.	5856	5019	4392	3904	3513	3194	2928	2703	2510	2342
32	.	.	.	.	6044	5181	4533	4030	3627	3297	3022	2790	2590	2418
33	.	.	.	.	6233	5343	4675	4156	3740	3400	3117	2877	2671	2493
34	.	.	.	.	6422	5505	4817	4281	3853	3503	3211	2964	2752	2569
35	.	.	.	.	6611	5667	4958	4407	3967	3606	3306	3051	2833	2644

Grubości blach s w płomienicach leżących, w mm.

(por. str. 1009).

Długość l mm	Wewnętrz. średnica d mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm^2																			
		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12	
		Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł
Długość l = 500 mm	500	7	7	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	7,5	7	8	7,5	9	8,5	9,5	9	10	9,5
	550	7	7	7	7	7,5	7	8	7	8	7,5	8	7,5	8,5	8	9,5	9	10	9,5	11	10
	600	7	7	7	7	7,5	7	8	7,5	8,5	8	8,5	8	9,5	9	10	9,5	11	10	11,5	11
	650	7	7	7	7	8	7,5	8,5	8	9	8,5	9,5	8,5	10	9,5	11	10	11,5	11	12,5	11,5
	700	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8,5	9,5	9	10	9	10,5	10	11,5	11	12,5	11,5	13	12,5
	750	7	7	8	7,5	9	8,5	9,5	9	10	9,5	10,5	9,5	11	10,5	12,5	11,5	13	12,5	14	13
	800	7	7	8,5	8	9,5	9	10	9,5	10,5	10	11	10	12	11	13	12	14	13	14,5	14
	850	7,5	7	8,5	8	10	9,5	10,5	10	11	10,5	11,5	11	12,5	12	13,5	12,5	14,5	14	15,5	14,5
	900	7,5	7	9	8,5	10	9,5	11	10	11,5	11	12	11,5	13	12,5	14	13,5	15	14,5	16	15,5
	950	8	7,5	9,5	9	10,5	10	11,5	10,5	12	11	12,5	12	13,5	13	15	14	16	15	17	16
	1000	8	7,5	9,5	9	11	10,5	12	11	12,5	11,5	13	12,5	14	13,5	15,5	15	16,5	16	.	17
	1050	8,5	8	10	9,5	11,5	10,5	12	11,5	13	12	13,5	13	15	14	16	15,5	17,5	16,5	.	.
	1100	8,5	8	10	9,5	11,5	11	12,5	12	13,5	12,5	14	13,5	15,5	14,5	17	16	.	17	.	.
	1150	9	8,5	10,5	10	12	11,5	13	12	14	13	14,5	14	16	15	.	16,5	.	.	.	.
	1200	9	8,5	11	10	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	15	14,5	16,5	16	.	17	.	.	.	.
	1250	9,5	9	11	10,5	12,5	12	13,5	13	15	14	15,5	15	17	16,5	.	.	.	.	.	.
	1300	10	9	11,5	11	13	12,5	14	13,5	15,5	14,5	16	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.
Długość l = 1000 mm	500	7	7	7	7	7,5	7	8	7,5	8	7,5	8,5	7,5	9	8	9,5	9	10	9,5	10,5	10
	550	7	7	7	7	8	7,5	8,5	8	8,5	8	9	8	10	9	10	9,5	11	10	11,5	11
	600	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8,5	9	8,5	9,5	9	10,5	9,5	11	10,5	12	11	12,5	12
	650	7	7	8	7,5	9	8,5	9,5	9	10	9	10	9,5	11	10,5	12	11	13	12	13,5	12,5
	700	7,5	7	8,5	8	9,5	9	10	9,5	10,5	10	11	10	12	11	13,5	12,5	13,5	13	14,5	13,5
	750	7,5	7	9	8,5	10	9,5	10,5	10	11	10,5	11,5	11	12,5	11,5	14	13,5	14,5	13,5	15,5	14,5
	800	8	7,5	9	8,5	10,5	9,5	11	10,5	11,5	11	12	11,5	13	12,5	15	14	15	14	16	15
	850	8,5	8	9,5	9	11	10	11,5	11	12	11,5	13	12	14	13	16	15	16	15	17	16
	900	8,5	8	10	9,5	11,5	10,5	12	11,5	13	12	13,5	12,5	14,5	13,5	16,5	15,5	17	16	.	17
	950	9	8,5	10,5	10	12	11	12,5	12	13,5	12,5	14	13	15	14,5	17	16	17,5	16,5	.	.
	1000	9	8,5	11	10	12,5	11,5	13	12,5	14	13	15	14	16	15	.	17	.	17,5	.	.
	1050	9,5	9	11,5	10,5	13	12	13,5	13	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	.	.	.	.	.
	1100	10	9	11,5	11	13	12,5	14	13	15	14	16	15	17,5	16,5	.	.	.	.	.	.
	1150	10	9,5	12	11	13,5	13	14,5	13,5	16	14,5	17	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.
	1200	10,5	10	12,5	11,5	14	13	15	14	16,5	15	17,5	16	.	.	.	.	.	.	.	.
	1250	10,5	10	13	12	14,5	13,5	15,5	14,5	17	16	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	1300	11	10,5	13	12	15	14	16	15	17,5	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.
Długość l = 1500 mm	500	7	7	7	7	7,5	7	8	7,5	8,5	8	8,5	8	9	8,5	10	9	10,5	10	11	10,5
	550	7	7	7,5	7	8,5	8	8,5	8	9	8,5	9	8,5	10	9,5	10,5	10	11,5	10,5	12	11,5
	600	7	7	8	7,5	9	8,5	9	8,5	9,5	9	10	9	11	10	11,5	11	12,5	11,5	13	12,5
	650	7,5	7	8,5	8	9,5	9	10	9	10	9,5	10,5	10	11,5	11	12,5	11,5	13,5	12,5	14	13
	700	7,5	7	9	8,5	10	9,5	10,5	10	11	10	11,5	10,5	12,5	11,5	13,5	12,5	14	13,5	15	14
	750	8	7,5	9,5	8,5	10,5	10	11	10,5	11,5	11	12	11,5	13	12,5	14,5	13,5	15	14	16	15
	800	8,5	8	10	9	11	10,5	11,5	11	12	11,5	13	12	14	13	15	14	16	15	17	16
	850	9	8	10	9,5	11,5	11	12	11,5	13	12	13,5	12,5	14,5	13,5	16	15	17	16	.	17
	900	9,5	8,5	10,5	10	12	11	13	12	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	16,5	.	.
	950	9,5	9	11	10,5	12,5	11,5	13,5	12,5	14	13,5	15	14	16	15	17,5	16,5	.	17,5	.	.
	1000	10	9	11,5	10,5	13	12	14	13	15	14	15,5	14,5	17	16	.	17	.	.	.	.
	1050	10	9,5	12	11	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15	.	16,5	.	.	.	.	.	.
	1100	10,5	10	12,5	11,5	14	13	15	14	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.
	1150	11	10	13	12	14,5	13,5	15,5	14,5	17	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	1200	11,5	10,5	13	12,5	15	14	16	15	17,5	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.
	1250	11,5	11	13,5	12,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1300	12	11	14	13	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.

Grubości blach s w płomienicach leżących, w mm.

(por. str. 1009).

Długość l mm	Wewnętrz. średnica d mm	Największa nadprężność podczas pracy kotła, w kg/cm²																			
		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12	
		Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł
Długość $l = 2000$ mm	500	7	7	7	7	8	7,5	8,5	8	8,5	8	9	8	9,5	9	10	9,5	10,5	10	11,5	10,5
	550	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8,5	9	8,5	9,5	8,5	10	9,5	11	10	11,5	11	12,5	11,5
	600	7	7	8	7,5	9	8,5	9,5	9	10	9	10	9,5	11	10,5	12	11	12,5	12	13,5	12,5
	650	7,5	7	8,5	8	9,5	9	10	9,5	10,5	10	11	10	12	11	13	12	13,5	12,5	14,5	13,5
	700	8	7,5	9	8,5	10	9,5	11	10	11,5	10,5	12	11	12,5	12	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5
	750	8,5	7,5	9,5	9	10,5	10	11,5	10,5	12	11	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5
	800	8,5	8	10	9,5	11	10,5	12	11	12,5	12	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5	17,5	16,5
	850	9	8,5	10,5	10	12	11	12,5	12	13,5	12,5	14	13	15	14	16,5	15	17,5	16,5	.	17,5
	900	9,5	9	11	10	12,5	11,5	13,5	12,5	14	13	15	13,5	16	15	17	16,5	.	17	.	.
	950	10	9	11,5	10,5	13	12	14	13	14,5	13,5	15,5	14,5	17	15,5	.	17	.	.	.	.
	1000	10	9,5	12	11	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	16	15	.	16,5	.	.	.	.	.	.
	1050	10,5	10	12,5	11,5	14	13	15	14	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.
	1100	11	10	13	12	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	1150	11,5	10,5	13,5	12,5	15	14	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.
	1200	11,5	11	13,5	12,5	15,5	14,5	17	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1250	12	11	14	13	16	15	.	16	.	17,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1300	12,5	11,5	14,5	13,5	16,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Długość $l = 2500$ mm	500	7	7	7	7	8	7,5	8,5	8	8,5	8	9	8	9,5	9	10	9,5	11	10	11,5	10,5
	550	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8,5	9,5	8,5	9,5	9	10,5	9,5	11	10,5	12	11	12,5	11,5
	600	7	7	8	7,5	9	8,5	9,5	9	10	9,5	10,5	9,5	11	10,5	12	11	13	12	13,5	12,5
	650	7,5	7	8,5	8	10	9	10	9,5	10,5	10	11	10,5	12	11	13	12	14	13	14,5	13,5
	700	8	7,5	9	8,5	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12	11	13	12	14	13	15	14	15,5	14,5
	750	8,5	8	9,5	9	11	10	11,5	11	12	11,5	13	12	14	13	15	14	16	15	17	15,5
	800	9	8	10	9,5	11,5	10,5	12	11,5	13	12	13,5	12,5	14,5	13,5	16	14,5	17	15,5	.	16,5
	850	9,5	8,5	10,5	10	12	11,5	13	12	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	16,5	.	17,5
	900	9,5	9	11	10,5	12,5	12	13,5	12,5	14,5	13,5	15	14	16,5	15	17,5	16,5	.	17,5	.	.
	950	10	9,5	11,5	11	13	12,5	14	13	15	14	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.
	1000	10,5	9,5	12	11,5	13,5	13	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.
	1050	11	10	12,5	12	14	13,5	15,5	14,5	16,5	15	17,5	16	.	.	.	.	.	.	.	.
	1100	11	10,5	13	12	15	14	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.
	1150	11,5	10,5	13,5	12,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1200	12	11	14	13	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1250	12,5	11,5	14,5	13,5	16,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1300	13	12	15	14	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Długość $l = 3000$ mm i wyżej	500	7	7	7	7	8	7,5	8,5	8	8,5	8	9	8	9,5	9	10	9,5	11	10	11,5	11
	550	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8,5	9,5	8,5	9,5	9	10,5	9,5	11	10,5	12	11	12,5	12
	600	7	7	8	7,5	9	8,5	9,5	9	10	9,5	10,5	9,5	11,5	10,5	12	11,5	13	12	13,5	13
	650	7,5	7	9	8	10	9	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12	11,5	13	12	14	13	15	14
	700	8	7,5	9,5	8,5	10,5	9,5	11	10,5	11,5	10,5	12	11	13	12	14	13	15	14	16	15
	750	8,5	8	10	9	11	10,5	11,5	11	12	11,5	13	12	14	13	15	14	16	15	17	16
	800	9	8	10,5	9,5	11,5	11	12,5	11,5	13	12	13,5	12,5	15	14	16	15	17	16	.	17
	850	9,5	8,5	11	10	12,5	11,5	13	12	13,5	13	14,5	13,5	15,5	14,5	17	15,5	.	17	.	.
	900	10	9	11,5	10,5	13	12	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14	16,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.
	950	10	9,5	12	11	13,5	12,5	14,5	13,5	15	14	16	15	17,5	16,5	.	17	.	.	.	.
	1000	10,5	10	12,5	11,5	14	13	15	14	16	15	17	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.
	1050	11	10	13	12	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	1100	11,5	10,5	13,5	12,5	15	14	16	15	17	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.
	1150	12	11	14	13	15,5	14,5	17	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1200	12	11,5	14,5	13,5	16	15	.	16,5	.	17,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1250	12,5	11,5	15	13,5	17	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	1300	13	12	15,5	14	.	16	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.

Grubości blach s w płomienicach stojących, w mm.

(por. str. 1009).

Długość l mm	Wewnętrzna średnica d mm	Największa nadprężność podczas pracy kotła, w kg/cm²																			
		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12	
		Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł
Długość l = 500 mm	500	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7	8	7,5	8.5	8	9	8,5
	550	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	8	7	8,5	8	9	8,5	10	9
	600	7	7	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	8	7	8,5	8	9	8,5	10	9	10,5	9,5
	650	7	7	7	7	7,5	7	8	7	8	7,5	8,5	7,5	9	8,5	10	9	10,5	9,5	11	10,5
	700	7	7	7	7	8	7	8	7,5	8,5	8	9	8	9,5	9	10,5	9,5	11	10,5	12	11
	750	7	7	7	7	8	7,5	8,5	8	9	8,5	9,5	8,5	10	9,5	11	10	12	11	12,5	12
	800	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8	9,5	8,5	10	9	11	10	11,5	11	12,5	12	13,5	12,5
	850	7	7	8	7	9	8	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11,5	10,5	12,5	11,5	13	12,5	14	13
	900	7	7	8	7,5	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11	10	12	11	13	12	14	13	15	14
	950	7	7	8,5	8	9,5	9	10	9,5	11	10	11,5	10,5	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5
	1000	7,5	7	8,5	8	10	9	10,5	10	11,5	10,5	12	11	13	12	14	13	15	14	16,5	15,5
	1050	7,5	7	9	8,5	10,5	9,5	11	10	11,5	11	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	14	16	15	17	16
	1100	8	7,5	9,5	8,5	10,5	9,5	11,5	10,5	12	11,5	13	12	14	13	15,5	14,5	16,5	15,5	17,5	16,5
	1150	8	7,5	9,5	9	11	10	12	11	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	16	15	17	16	·	17,5
	1200	8,5	7,5	10	9	11,5	10,5	12,5	11,5	13	12	14	13	15	14	16,5	15,5	·	17	·	·
	1250	8,5	8	10	9,5	11,5	11	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	17	16	·	17,5	·	·
	1300	9	8	10,5	9,5	12	11	13	12	14	13	15	14	16	15	17,5	16,5	·	·	·	·
Długość l = 1000 mm	500	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7	8	7	8,5	7,5	9	8,5	9,5	9
	550	7	7	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	8	7	8,5	8	9	8,5	10	9	10,5	9,5
	600	7	7	7	7	7,5	7	8	7,5	8	7,5	8,5	8	9	8,5	10	9	10,5	10	11,5	10,5
	650	7	7	7	7	8	7,5	8,5	7,5	9	8	9	8,5	10	9	10,5	10	11,5	10,5	12	11
	700	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8	9,5	8,5	9,5	9	10,5	9,5	11,5	10,5	12	11	13	12
	750	7	7	8	7,5	9	8	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11	10,5	12	11	13	12	14	13
	800	7	7	8,5	7,5	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11	10	12	11	13	12	14	12,5	14,5	13,5
	850	7,5	7	8,5	8	10	9	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5
	900	8	7	9	8,5	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12	11	13	12	14	13	15,5	14	16,5	15
	950	8	7,5	9,5	8,5	10,5	10	11,5	10,5	12	11	12,5	11,5	14	12,5	15	13,5	16	15	17	16
	1000	8,5	7,5	9,5	9	11	10	12	11	12,5	11,5	13,5	12	14,5	13	15,5	14,5	16,5	15,5	·	16,5
	1050	8,5	8	10	9,5	11,5	10,5	12,5	11	13	12	14	12,5	15	14	16,5	15	17,5	16	·	17,5
	1100	9	8	10,5	9,5	12	11	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13	15,5	14,5	17	15,5	·	17	·	·
	1150	9	8,5	11	10	12,5	11	13	12	14	13	15	13,5	16,5	15	17,5	16,5	·	17,5	·	·
	1200	9,5	8,5	11	10	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14	17	15,5	·	17	·	·	·	·
	1250	9,5	9	11,5	10,5	13	12	14	13	15	14	16	14,5	17,5	16	·	17,5	·	·	·	·
	1300	10	9	12	11	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14,5	16,5	15	·	16,5	·	·	·	·	·	·
Długość l = 1500 mm	500	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	8	7,5	8,5	8	9,5	8,5	10	9
	550	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	8	7	8	7,5	9	8	9,5	8,5	10	9,5	11	10
	600	7	7	7	7	8	7,5	8,5	7,5	8,5	8	9	8	9,5	8,5	10,5	9,5	11	10	12	11
	650	7	7	7,5	7	8,5	7,5	9	8	9	8,5	9,5	8,5	10,5	9,5	11	10	12	11	12,5	11,5
	700	7	7	8	7	9	8	9,5	8,5	10	9	10	9	11	10	12	11	12,5	11,5	13,5	12,5
	750	7	7	8,5	7,5	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11	10	12	10,5	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13
	800	7,5	7	8,5	8	10	9	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13	15,5	14
	850	8	7	9	8	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12	11	13	12	14	13	15	14	16	15
	900	8	7,5	9,5	8,5	11	9,5	11,5	10,5	12	11	13	11,5	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5
	950	8,5	7,5	10	9	11	10	12	11	12,5	11,5	13,5	12	14,5	13	15,5	14,5	17	15,5	·	16,5
	1000	9	8	10,5	9,5	11,5	10,5	12,5	11,5	13,5	12	14	12,5	15	14	16,5	15	17,5	16	·	17
	1050	9	8,5	10,5	9,5	12	11	13	12	14	12,5	14,5	13	16	14,5	17	15,5	,	17	·	·
	1100	9,5	8,5	11	10	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13	15	14	16,5	15	·	16,5	·	17,5	·	·
	1150	9,5	9	11,5	10	13	12	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	·	17	·	·	·	·
	1200	10	9	12	10,5	13,5	12,5	14,5	13	15,5	14	16,5	15	·	16,5	·	17,5	·	·	·	·
	1250	10,5	9,5	12	11	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	·	17	·	·	·	·	·	·
	1300	10,5	9,5	12,5	11,5	14	13	15,5	14	16,5	15	17,5	16	·	17,5	·	·	·	·	·	·

Grubości blach s w płomienicach stojących, w mm.

(por. str. 1009).

Długość l mm	Wewnętrz. średnica d mm	Największa nadprężność podczas pracy kotła, w kg/cm²																			
		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12	
		Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł	Z	Ł
Długość $l = 2000$ mm	500	7	7	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	7,5	7	8,5	7,5	9	8	9,5	8,5	10	9
	550	7	7	7	7	7,5	7	8	7	8	7,5	8,5	7,5	9	8	10	9	10,5	9,5	11	10
	600	7	7	7,5	7	8	7,5	8,5	7,5	9	8	9	8	10	9	10,5	9,5	11,5	10,5	12	11
	650	7	7	7,5	7	8,5	8	9	8	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11,5	10,5	12	11	13	12
	700	7	7	8	7,5	9	8,5	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11,5	10,5	12	11	13	12	14	12,5
	750	7,5	7	8,5	8	9,5	9	10	9	10,5	9,5	11	10	12	11	13	12	14	12,5	15	13,5
	800	7,5	7	9	8	10	9	10,5	9,5	11	10	12	11	13	11,5	14	12,5	15	13,5	15,5	14,5
	850	8	7,5	9,5	8,5	10,5	9,5	11,5	10	12	11	12,5	11,5	13,5	12,5	14,5	13,5	15,5	14	16,5	15
	900	8,5	7,5	10	9	11	10	12	10,5	12,5	11,5	13	12	14,5	13	15,5	14	16,5	15	17,5	16
	950	9	8	10,5	9,5	11,5	10,5	12,5	11	13	12	14	12,5	15 .	13,5	16	14,5	17,5	16	.	17
	1000	9	8	10,5	9,5	12	11	13	11,5	13,5	12,5	14,5	13	15,5	14	17	15,5	.	16,5	.	17,5
	1050	9,5	8,5	11	10	12,5	11,5	13,5	12	14,5	13	15	13,5	16,5	15	17,5	16	.	17,5	.	.
	1100	10	9	11,5	10,5	13	12	14	12,5	15	13,5	15,5	14,5	17	15,5	.	17	.	.	.	.
	1150	10	9	12	10,5	13,5	12	14,5	13	15,5	14	16,5	15	.	16	.	17,5	.	.	.	.
	1200	10,5	9,5	12	11	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.
	1250	10,5	9,5	12,5	11,5	14,5	13	15,5	14	16,5	15	17,5	16	.	17,5	.	.	.	.	.	.
	1300	11	10	13	11,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.
Długość $l = 2500$ mm	500	7	7	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	8	7	8,5	7,5	9	8	10	9	10	9,5
	550	7	7	7	7	7,5	7	8	7,5	8,5	7,5	8,5	7,5	9	8,5	10	9	10,5	9,5	11	10
	600	7	7	7,5	7	8,5	7,5	8,5	8	9	8	9	8,5	10	9	11	9,5	11,5	10,5	12	11
	650	7	7	8	7	9	8	9	8,5	9,5	8,5	10	9	11	9,5	11,5	10,5	12,5	11	13	12
	700	7	7	8,5	7,5	9,5	8,5	10	9	10	9	10,5	9,5	11,5	10,5	12,5	11	13	12	14	13
	750	7,5	7	8,5	8	10	9	10,5	9,5	11	10	11,5	10	12,5	11	13	12	14	13	15	13,5
	800	8	7	9	8,5	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12	11	13	12	14	13	15	13,5	16	14,5
	850	8	7,5	9,5	8,5	11	10	11,5	10,5	12	11	12,5	11,5	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5
	900	8,5	8	10	9	11,5	10,5	12	11	13	11,5	13,5	12	14,5	13	15,5	14	17	15,5	.	16,5
	950	9	8	10,5	9,5	12	10,5	12,5	11,5	13,5	12	14	12,5	15,5	14	16,5	15	17,5	16	.	17
	1000	9,5	8,5	11	10	12,5	11	13	12	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	.	17	.	.
	1050	9,5	8,5	11,5	10	13	11,5	13,5	12,5	14,5	13	15,5	14	17	15	.	16,5	.	17,5	.	.
	1100	10	9	11,5	10,5	13,5	12	14	13	15	13,5	16	14,5	17,5	16	.	17	.	.	.	.
	1150	10,5	9,5	12	11	13,5	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.
	1200	10,5	9,5	12,5	11,5	14	13	15,5	14	16,5	15	17,5	16	.	17	.	.	.	.	.	.
	1250	11	10	13	11,5	14,5	13,5	16	14,5	17	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	1300	11,5	10,5	13,5	12	15	13,5	16,5	15	17,5	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.
Długość $l = 3000$ mm i wyżej	500	7	7	7	7	7,5	7	7,5	7	7,5	7	8	7	8,5	7,5	9	8	10	9	10,5	9,5
	550	7	7	7	7	8	7	8	7,5	8,5	7,5	9	8	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11,5	10,5
	600	7	7	7,5	7	8,5	7,5	8,5	8	9	8	9,5	8,5	10	9	11	10	11,5	10,5	12,5	11
	650	7	7	8	7	9	8	9,5	8,5	9,5	8,5	10	9	11	10	11,5	10,5	12,5	11,5	13,5	12
	700	7	7	8,5	7,5	9,5	8,5	10	9	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12,5	11,5	13,5	12	14,5	13
	750	7,5	7	9	8	10	9	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12,5	11	13,5	12	14,5	13	15	14
	800	8	7	9,5	8,5	10,5	9,5	11	10	11,5	10,5	12	11	13	12	14	13	15	14	16	14,5
	850	8,5	7,5	9,5	9	11	10	11,5	10,5	12,5	11	13	11,5	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5
	900	8,5	8	10	9	11,5	10,5	12	11	13	11,5	13,5	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	.	16,5
	950	9	8	10,5	9,5	12	11	13	11,5	13,5	12,5	14,5	13	15,5	14	16,5	15	.	16	.	17,5
	1000	9,5	8,5	11	10	12,5	11,5	13,5	12	14,5	13	15	13,5	16,5	15	17,5	16	.	17	.	.
	1050	10	9	11,5	10,5	13	11,5	14	12,5	15	13,5	16	14	17	15,5	.	16,5	.	.	.	.
	1100	10	9	12	10,5	13,5	12	14,5	13	15,5	14	16,5	15	17,5	16	.	17,5	.	.	.	.
	1150	10,5	9,5	12,5	11	14	12,5	15	13,5	16	14,5	17	15,5	.	17	.	.	.	.	.	.
	1200	11	10	12,5	11,5	14,5	13	15,5	14	16,5	15	.	16	.	17,5	.	.	.	.	.	.
	1250	11	10	13	12	15	13,5	16	14,5	17,5	15,5	.	16,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	1300	11,5	10,5	13,5	12	15,5	14	16,5	15	.	16	.	17	.	.	.	.	.	.	.	.

Grubość s blachy w dennicach płas

(Podług wzoru VIII ze str. 1012 i

Średnica d dennicy mm	Wewnętrzny promień ϱ zaoblenia mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm^2												
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
500	45	8	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14	15	15,5	16,5	17	17,5	18
	50	8	9	10,5	11,5	12	13	14	14,5	15,5	16	16,5	17,5	18
	60	7,5	9	10	11	12	12,5	13,5	14	15	15,5	16	17	17,5
	80	7	8,5	9,5	10	11	11,5	12,5	13	13,5	14,5	15	15,5	16
	100	7	7,5	8,5	9,5	10	10,5	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5
	150	7	7	7	7	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10	11
550	45	9	10,5	11,5	13	14	15	16	16,5	17,5	18	19	19,5	20
	50	9	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16,5	17	18	18,5	19,5	20
	60	8,5	10	11	12,5	13,5	14	15	16	16,5	17,5	18	18,5	19,5
	80	8	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14	15	15,5	16,5	17	17,5	18
	100	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13	13,5	14,5	15	15,5	16,5	17
	150	7	7	7,5	8	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13
600	45	10	11,5	13	14	15	16,5	17,5	18	19	20	21	21,5	22,5
	50	10	11,5	12,5	14	15	16	17	18	19	19,5	20,5	21,5	22
	60	9,5	11	12,5	13,5	14,5	15,5	16,5	17,5	18,5	19	20	21	21,5
	80	9	10,5	11,5	13	14	15	15,5	16,5	17,5	18	19	19,5	20,5
	100	8,5	10	11	12	13	14	14,5	15,5	16,5	17	17,5	18,5	19
	150	7	8	9	9,5	10,5	11	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15,5
650	45	11	12,5	14	15,5	16,5	18	19	20	21	22	22,5	23,5	24,5
	50	11	12,5	14	15	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23	24
	60	10,5	12	13,5	15	16	17	18	19	20	21	22	23	23,5
	80	10	11,5	13	14	15,5	16,5	17,5	18,5	19	20	21	21,5	22,5
	100	9,5	11	12	13,5	14,5	15,5	16,5	17	18	19	19,5	20,5	21
	150	8	9	10	11	12	13	13,5	14,5	15	15,5	16,5	17	17,5
700	45	12	13,5	15	16,5	18	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5
	50	11,5	13,5	15	16,5	18	19	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	26
	60	11,5	13,5	15	16,5	17,5	19	20	21	22	23	24	25	25,5
	80	11	12,5	14	15,5	16,5	18	19	20	21	22	23	23,5	24,5
	100	10,5	12	13,5	14,5	16	17	18	19	20	21	21,5	22,5	23
	150	9	10	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16	17	17,5	18,5	19	20
750	45	12,5	14,5	16,5	18	19,5	21	22	23	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5
	50	12,5	14,5	16,5	18	19	20,5	22	23	24	25	26	27	28
	60	12,5	14,5	16	17,5	19	20	21,5	22,5	23,5	24,5	26	26,5	27,5
	80	12	13,5	15,5	17	18	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5
	100	11,5	13	14,5	16	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5
	150	10	11,5	12,5	14	15	16	17	18	19	19,5	20,5	21	22
800	45	13,5	15,5	17,5	19,5	21	22,5	23,5	25	26	27,5	28,5	29,5	30,5
	50	13,5	15,5	17,5	19	20,5	22	23,5	24,5	26	27	28	29	30
	60	13,5	15,5	17	19	20,5	21,5	23	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5	29,5
	80	13	15	16,5	18	19,5	21	22	23,5	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5
	100	12,5	14	16	17,5	18,5	20	21	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5	27,5
	150	11	12,5	14	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24
850	45	14,5	17	19	20,5	22	23,5	25	26,5	28	29	30	31,5	.
	50	14,5	16,5	18,5	20,5	22	23,5	25	26,5	27,5	29	30	31	.
	60	14	16,5	18,5	20	21,5	23	24,5	26	27	28,5	29,5	30,5	.
	80	13,5	16	17,5	19,5	21	22,5	24	25	26,5	27,5	28,5	29,5	30,5
	100	13	15,5	17	18,5	20	21,5	23	24	25,5	26,5	27,5	28,5	29,5
	150	12	13,5	15,5	16,5	18	19	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5	26,5
900	45	15,5	18	20	22	23,5	25,5	27	28,5	29,5	31	.	.	.
	50	15,5	17,5	20	21,5	23,5	25	26,5	28	29,5	31	.	.	.
	60	15	17,5	19,5	21,5	23	24,5	26	27,5	29	30,5	31,5	.	.
	80	14,5	17	19	21	22,5	24	25,5	27	28	29,5	30,5	.	.
	100	14	16,5	18,5	20	21,5	23	24,5	26	27	28,5	29,5	30,5	.
	150	12,5	14,5	16,5	18	19,5	21	22	23	24,5	25,5	26,5	27,5	28,5

kich (zaoblonych i z obluczyną), w mm.

dla wartości $K_z = 3400$ kg/cm²).

Średnica d dennicy mm	Wewnętrzny promień ϱ zaoblenia mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm²												
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
950	45	16,5	19	21	23	25	27	28,5	30	31,5	.	.	.	.
	50	16,5	19	21	23	25	26,5	28	29,5	31	.	.	.	.
	60	16	18,5	21	22,5	24,5	26	28	29,5	31	.	.	.	.
	80	15,5	18	20	22	24	25,5	27	28,5	30	31	.	.	.
	100	14	16	18	20	21,5	23	24	25,5	27	28	29	30	31
	150	13,5	16	17,5	19,5	21	22,5	23,5	25	26	27,5	28,5	29,5	30,5
1000	45	17,5	20	22,5	24,5	26,5	28	30	31,5	.	.	.	.	.
	50	17	20	22	24,5	26	28	29,5	31,5	.	.	.	.	.
	60	17	19,5	22	24	26	27,5	29,5	31	.	.	.	.	.
	80	16,5	19	21,5	23,5	25	27	28,5	30	31,5	.	.	.	.
	100	16	18,5	20,5	22,5	24,5	26	27,5	29	30,5	.	.	.	.
	150	14,5	17	19	20,5	22,5	24	25,5	27	28	29,5	30,5	31,5	.
1050	45	18	20,5	23	25	27	29	31	.	.	.	.	.	.
	50	17,5	20,5	23	25	27	29	30,5	.	.	.	.	.	.
	60	17,5	20,5	22,5	25	27	28,5	30,5	.	.	.	.	.	.
	80	17,5	20	22,5	24,5	26,5	28,5	30	31,5	.	.	.	.	.
	100	17	19,5	22	24	26	27,5	29,5	31	.	.	.	.	.
	150	15,5	18	20	22	24	25,5	27	28,5	30	31	.	.	.
1100	45	19	22	24,5	27	29	31	.	.	.	.	.	.	.
	50	19	22	24,5	27	29	31	.	.	.	.	.	.	.
	60	19	21,5	24,5	26,5	28,5	30,5	.	.	.	.	.	.	.
	80	18,5	21	23,5	26	28	30	.	.	.	.	.	.	.
	100	18	20,5	23	25,5	27,5	29	31	.	.	.	.	.	.
	150	16,5	19	21,5	23,5	25,5	27	28,5	30	31,5	.	.	.	.
1150	45	20	23	26	28,5	30,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	50	20	23	26	28	30,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	60	19,5	22,5	25,5	28	30	.	.	.	.	.	.	.	.
	80	19,5	22	25	27	29,5	31,5	.	.	.	.	.	.	.
	100	18,5	21,5	24	26,5	28,5	30,5	.	.	.	.	.	.	.
	150	17,5	20	22,5	24,5	26,5	28,5	30	31,5	.	.	.	.	.
1200	45	21	24	27	29,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	50	21	24	27	29,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	60	20,5	24	26,5	29	31,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	80	20	23,5	26	28,5	31	.	.	.	.	.	.	.	.
	100	19,5	22,5	25,5	28	30	.	.	.	.	.	.	.	.
	150	18,5	21	24	26	28	30	.	.	.	.	.	.	.
1250	45	22	25,5	28	31	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	50	22	25	28	31	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	60	21,5	25	28	30,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	80	21	24,5	27,5	30	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	100	20,5	24	26,5	29	31,5	.	.	.	.	.	.	.	.
	150	19,5	22,5	25	27,5	29,5	31,5	.	.	.	.	.	.	.
1300	45	23	26,5	29,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	50	22,5	26	29,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	60	22,5	26	29	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	80	22	25,5	28,5	31	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	100	21,5	25	28	30,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	150	20,5	23,5	26	28,5	31	.	.	.	.	.	.	.	.
1350	45	23,5	27,5	30,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	50	23,5	27,5	30,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	60	23,5	27	30	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	80	23	26,5	29,5	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	100	22,5	26	29	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
	150	21	24,5	27,5	30	.	.	.	.	.	.	.	.	.

Nicenia

(Dołącznik do pra

s oznacza grubość blachy w mm, d średnicę nita w mm, t podział

Grubość blachy	Nicenie jednocięte (na zakładkę lub jednostronną nakładkę)						Nicenie dwucięte (w łubki, t. j. z obustronnemi nakładkami)					
	Nity zlewne w blachach zlewnych			Nity z żelaza skowalnego w blachach zlewnych			Nity zlewne w blachach zlewnych			Nity z żelaza skowalnego w blachach zlewnych		
s	d	t	φ	d	t	φ	d	t	φ	d	t	φ
Nicenie jednorzędne (rys. 287 str. 441)							Nicenie jednorzędne (rys. 291 str. 442)					
7	17	44	0,61	17	41	0.59	15	53	0,72	15	48	0,69
8	18	45	0,60	18	42	0,57	16	54	0,70	16	49	0,68
9	19	46	0.59	19	43	0,56	17	55	0,69	17	50	0,66
10	20	47	0,57	20	44	0,55	18	56	0,68	18	51	0,65
11	21	48	0,56	21	45	0,53	19	58	0.67	19	53	0,64
12	22	49	0.55	22	46	0,52	20	59	0,66	20	54	0,63
13	23	50	0,54	23	47	0,51	21	61	0,65	21	55	0,62
14	24	51	0.53	24	48	0,50	22	63	0,65	22	57	0,61
15	25	53	0,52	25	49	0,49	23	65	0,65	23	59	0,61
16	26	54	0,52	26	51	0,48	24	66	0,64	24	61	0.61
17	27	55	0,51	27	52	0,48	25	68	0,63	25	63	0,60
18	28	57	0,51	28	53	0.47	26	70	0,63	26	64	0.59
Nicenie dwurzędne, w zakosy (rys. 288 str. 442)							Nicenie dwurzędne, w zakosy rys. 292 str. 443)					
8	16	58	0,72	16	54	0,70	14	72	0,81	14	65	0,78
9	17	60	0,71	17	55	0,69	15	74	0,80	15	66	0,77
10	18	61	0,70	18	56	0,68	16	76	0,79	16	68	0,76
11	19	63	0,69	19	58	0,67	17	79	0,78	17	71	0,76
12	20	65	0,69	20	59	0,66	18	82	0,78	18	73	0.75
13	21	66	0,68	21	61	0,66	19	85	0 77	19	76	0,75
14	22	68	0,68	22	63	0,65	20	87	0,77	20	78	0,74
15	23	70	0,67	23	65	0,65	21	90	0,76	21	81	0,74
16	24	72	0,67	24	66	0,64	22	93	0,76	22	84	0,74
17	25	74	0,67	25	68	0,63	23	96	0,76	23	86	0,73
18	26	76	0,67	26	70	0,63	24	99	0,76	24	89	0,73
19	27	78	0,66	27	72	0,63	25	102	0,75	25	92	0,73
20	28	80	0,66	28	74	0,62	26	106	0,75	26	95	0,73
Nicenie trójrzędne, w zakosy (rys. 290 str. 442)							Nicenie trójrzędne, w zakosy (rys. 293 str. 443)					
12	18	72	0,75	18	65	0,73	16	92	0,83	16	82	0,81
13	19	74	0,74	19	68	0,72	17	96	0,82	17	85	0,80
14	20	77	0,74	20	70	0,71	18	100	0,82	18	89	0,80
15	21	80	0,74	21	73	0,71	19	104	0,82	19	93	0,80
16	22	82	0,74	22	75	0,71	20	108	0,81	20	97	0,80
Nicenie trójrzędne												
17	23	85	0,73	23	78	0,71	21	113	0,81	21	100	0,79
18	24	88	0,73	24	80	0,70	22	117	0,81	22	104	0,79
19	25	91	0,73	25	83	0,70	23	121	0,81	23	108	0,79
20	26	94	0,72	26	86	0,70	24	126	0,81	24	112	0,79
21	27	97	0,72	27	88	0,69	25	130	0,81	25	116	0,78
22	28	99	0,72	28	91	0,69	26	134	0,81	26	120	0,78
23	29	102	0,72	29	94	0,69	27	138	0,80	27	124	0,78
24	30	105	0,72	30	96	0,69	28	141	0,80	28	128	0,78
25	31	108	0,71	31	99	0,69	29	145	0,80	29	132	0,78
26	32	112	0,71	32	101	0,68	30	149	0,80	30	136	0,78
27	33	114	0,71	33	104	0,68	31	154	0,80	31	140	0,78
28	34	117	0,71	34	106	0,68	32	158	0,80	32	144	0,78

kotłowe *).

wideł hamburskich),

kę nicenia w mm, φ stosunek wytrzymałości szwów i pełnej blachy.

Grubość blachy	Nicenie jednocięte (na zakładkę lub jednostronną nakładkę)						Nicenie dwucięte (w łubki, t. j. z obustronnemi nakładkami)					
	Nity zlewne w blachach zlewnych			Nity z żelaza skowalnego w blachach zlewnych			Nity zlewne w blachach zlewnych			Nity z żelaza skowalnego w blachach zlewnych		
s	d	t	φ	d	t	φ	d	t	φ	d	t	φ
Nicenie czwororzędne												
15	19	83	0,77	19	75	0,75	17	108	0,84	17	96	0,82
16	20	87	0,77	20	79	0,74	18	113	0,84	18	101	0,82
17	21	90	0,77	21	82	0,74	19	119	0,84	19	106	0,82
18	22	93	0,76	22	85	0,74	20	125	0,84	20	111	0,82
19	23	97	0,76	23	89	0,74	21	130	0,84	21	116	0,82
20	24	101	0,76	24	92	0,74	22	136	0,84	22	121	0,82
21	25	105	0,76	25	95	0,74	23	142	0,84	23	126	0,82
22	26	109	0,76	26	98	0,73	24	148	0,84	24	131	0,82
23	27	112	0,76	27	102	0,73	25	153	0,84	25	136	0,82
24	28	115	0,76	28	105	0,73	26	159	0,84	26	141	0,82
25	29	119	0,76	29	108	0,73	27	165	0,84	27	146	0,82
26	30	123	0,76	30	112	0,73	28	170	0,84	28	151	0,81
27	31	126	0,76	31	115	0,73	29	176	0,84	29	156	0,81
28	32	130	0,75	32	118	0,73	30	181	0,83	30	161	0,81
29	33	133	0,75	33	121	0,73	31	187	0,83	31	166	0,81
30	34	137	0,75	34	124	0,73	32	193	0,83	32	171	0,81
Nicenie pięciorzędne												
18	20	93	0,78	20	85	0,77	18	124	0,86	18	110	0,84
19	21	98	0,78	21	90	0,77	19	131	0,86	19	116	0,84
20	22	103	0,78	22	93	0,77	20	138	0,86	20	122	0,84
21	23	107	0,78	23	97	0,77	21	145	0,86	21	128	0,84
22	24	111	0,78	24	101	0,77	22	152	0,86	22	134	0,84
23	25	116	0,78	25	105	0,76	23	159	0,86	23	140	0,84
24	26	120	0,78	26	109	0,76	24	166	0,86	24	146	0,84
25	27	124	0,78	27	113	0,76	25	172	0,86	25	153	0,84
26	28	129	0,78	28	116	0,76	26	179	0,85	26	159	0,84
27	29	133	0,78	29	121	0,76	27	186	0,85	27	165	0,84
28	30	138	0,78	30	125	0,76	28	193	0,85	28	171	0,84
29	31	143	0,78	31	128	0,76	29	200	0,85	29	177	0,84
30	32	146	0,78	32	132	0,76	30	207	0,85	30	183	0,84
31	33	150	0,78	33	136	0,76	31	214	0,85	31	189	0,84
32	34	154	0,78	34	141	0,76	32	220	0,85	32	195	0,84
33	35	159	0,78	35	145	0,75	33	227	0,85	33	202	0,84
34	36	163	0,78	36	148	0,75	34	234	0,85	34	208	0,84
35	37	167	0,78	37	152	0,75	35	241	0,85	35	214	0,84
36	38	172	0,77	38	156	0,75	36	248	0,85	36	220	0,84

*) Tablice powyższe obliczył F. Prohmann, a wartości ich odpowiadają dobrym niceniom, stosowanym w praktyce; będą one przydatną wskazówką do projektowania niceń. Tablice te dopełnia poniekąd rozprawa H. Diechoffa, Zeitschr. d. V. d. Ing 1898, str. 880 i nast., pod tytułem: Projektowanie niceń kotłowych.

Grubości s blach w płytach płaskich, w mm,

obliczone podług wzoru VII, ze str. 1011, z uwzględnieniem prawidła, aby grubość blachy nie była mniejsza niż 7 mm.

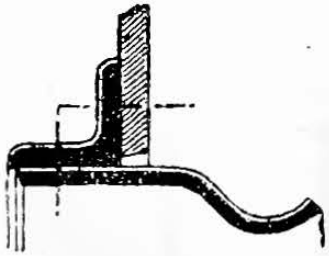
Odstęp e ściągów lub zespórek mm	Największa nadprężność p podczas pracy kotła, w kg/cm²											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	$c = 1{,}323$											
122	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8	8,5	8,5	9
122	7	7	7	7,5	8	8	8,5	9	9,5	9,5	12	12,5
140	7	7	7,5	8,5	9	9,5	12	12	10,5	11	11,5	12
160	7	8	8,5	9	12	12,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5
180	7,5	8,5	9,5	12	11	11,5	12	12,5	13	14	14,5	15
202	8,5	9,5	10,5	11	12	12,5	13,5	14	14,5	15	15,5	16,5
242	9,5	11	12	13	14	15	15,5	16,5	17	18	18,5	19
302	11,5	13,5	14,5	16	17	18	19	22	21	22	23	23,5
362	14	15,5	17,5	19	22,5	21,5	23	24	25	26	27	28
402	15	17,5	19	21	22,5	24	25	26,5	27,5	29	32	31
	$c = 1{,}0314$											
102	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8
122	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8	8,5	8,5	9	9,5
142	7	7	7	7,5	8	8,5	8,5	9	9,5	10	10	10,5
162	7	7	7,5	8,5	9	9,5	10	10	11	11	11,5	12
182	7	7,5	8,5	9	9,5	10,5	11	11,5	12	12,5	12,5	13
200	7,5	8,5	9	10	10,5	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5
240	8,5	10	11	11,5	12,5	13	14	14,5	15	16	16,5	17
300	10,5	12	13	14	15	16	17	18	18,5	19,5	20	21
360	12,5	14	15,5	16,5	18	19	20	21	22	23	24	25
400	13,5	15,5	17	18,5	20	21	22	23,5	24,5	25,5	26,5	27,5
	$c = 0{,}9774$											
100	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8
120	7	7	7	7	7	7,5	7,5	8	8	8,5	9	9
140	7	7	7	7,5	8	8	8,5	9	9,5	9,5	10	10,5
160	7	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	11,5
180	7	7,5	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13
200	7,5	8,5	9	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14
240	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13	13,5	14,5	15	15,5	16	16,5
300	10,5	11,5	13	14	15	16	17	17,5	18,5	19	20	20,5
360	12	13,5	15	16,5	17,5	19	20	21	21,5	22,5	23,5	24,5
400	13	15	16,5	18	19,5	20,5	22	23	24	25	26	27
	$c = 0{,}8658$											
100	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7,5	7,5
120	7	7	7	7	7	7	7	7,5	8	8	8,5	8,5
140	7	7	7	7	7,5	8	8	8,5	9	9	9,5	10
160	7	7	7	8	8,5	8,5	9	9,5	10	10,5	10,5	11
180	7	7	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12
200	7	8	8,5	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5
240	8	9	10	11	11,5	12,5	13	13,5	14	15	15,5	16
300	10	11	12	13	14	15	16	16,5	17,5	18	19	19,5
360	11,5	13	14,5	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22	23
400	12,5	14,5	16	17	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	25,5

miast zastosowanie do płomienic o grubszych ściankach lub małych średnicach.

2) Na obłuczyny wyoblone z dna na zewnątrz, lub też woblone na wewnątrz, podł. rys. 771. Woblenie do wnętrza kotła stosuje się rzadziej, np. do złączenia den wypukłych z płomienicą falowaną podł. rys. 800 (str. 1033).

3) Na kołnierzowe rozoblenie płomienicy, podł. rys. 770, lecz tylko gdy i pierściona płomienicy się między sobą łączą na kołnierze, podł. rys. 793 (str. 1028), oraz gdy płomienicę falowaną łączymy z dnem.

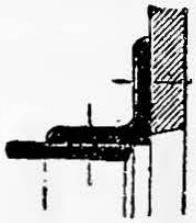
Rys. 767.



Rys. 768.



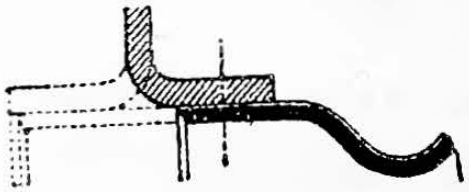
Rys. 769.



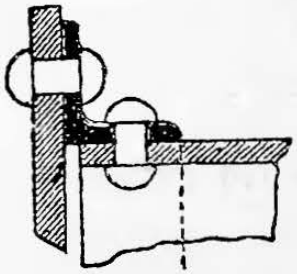
Rys. 770.



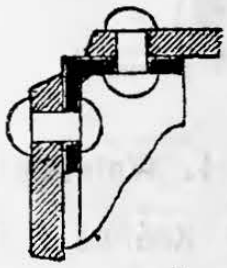
Rys. 771



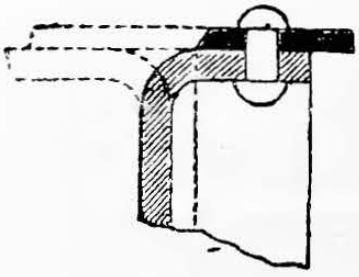
Rys. 772.



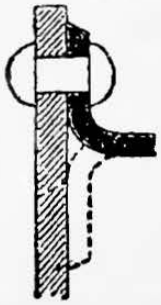
Rys 773.



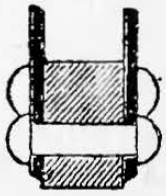
Rys. 774.



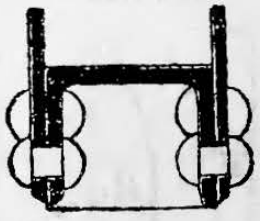
Rys. 775.



Rys. 776.



Rys. 777.



2. Dno z płaszczem łączy się:

1) Na wewnętrzne lub zewnętrzne wieńce kątownikowe, podług rys. 772 i 773.

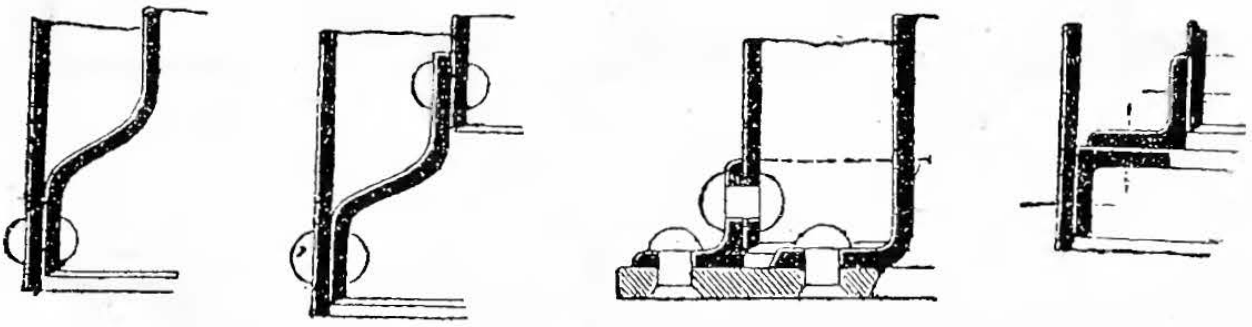
2) Na obłuczynę skierowaną do wnętrza lub na zewnątrz kotła (podł. rys. 774), a dno takie wraz z obłuczyną zwiemy dennicą. Obłuczyna dennicy lub wieniec kątownikowy kieruje się na zewnątrz kotła, gdy wnętrze kotła jest niedostępne, a więc gdy znitowanie drugiego dna z płaszczem musi się dokonywać zupełnie na zewnątrz kotła.

3) Na kołnierze wewnętrzne lub zewnętrzne, wyrobione przez woblenie lub rozoblenie w płaszczach, (podł. rys. 775); złącza tego rodzaju stosują się rzadko, a kołnierz zewnętrzny płaszcza jest ustrojem wprost wadliwym.

3. Komora paleniskowa z płaszczem łączy się:

1) Na pierścienie żelazne odkuwane (rys. 776).
2) Na wieniec z ceownika ⊏ (rys. 777).
3) Na wieniec z dwóch kątowników ze sobą znitowanych (rys. 781).
4) Na stożkowate rozoblenie komory paleniskowej, przechodzące w obluczynę (rys. 778).
5) Na stożkowaty pierścień z obustronnem zaobleniem, przechodzącem w obłuczyny (rys. 779).
6) Na kołnierze (rys. 780) lub wieńce kątownikowe, za pośrednictwem ich przyłączenia do wspólnego dna.

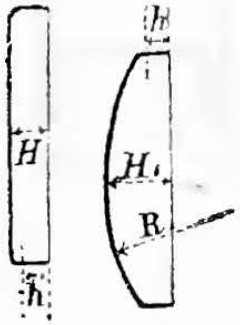
Rys. 778. Rys. 779. Rys. 780. Rys. 781.



4. Walczaki, obok lub ponad sobą leżące, łączą się króćcami.

Króćce z żelaza skowalnego z gatunku blachy wywijalnej, a ze zlewnego z blachy ogniowej (p. T. II str. 54 i 55). Ścianki nie mają być cieńsze niż 10 do 12 mm dla króćcy o średnicy 400 do 500 mm z kołnierzami wyoblonymi o niceniu jednorzędnem na zakładkę. Jeżeli kołnierz ten z powodu wysokiej prężności pary, musi otrzymać nicenie dwurzędne, to grubość ścianek króćca bywa przynajmniej 13 do 15 mm. Walczaki łączą się ze sobą, bądźto króćcem o jednem pierścionie, bądź też złożonym z dwóch pierścion, których kołnierze łączą się ze sobą na śruby i miedzianą uszczelką pierścieniowatą, albo też lepiej na nity ze wstawionym między kołnierze pierścieniem żelaznym. Króćce o jednym pierścionie bardziej się zalecają.

Rys. 782.



5. Osadzanie płomieniówek i opłomek w ścianki kotłowe

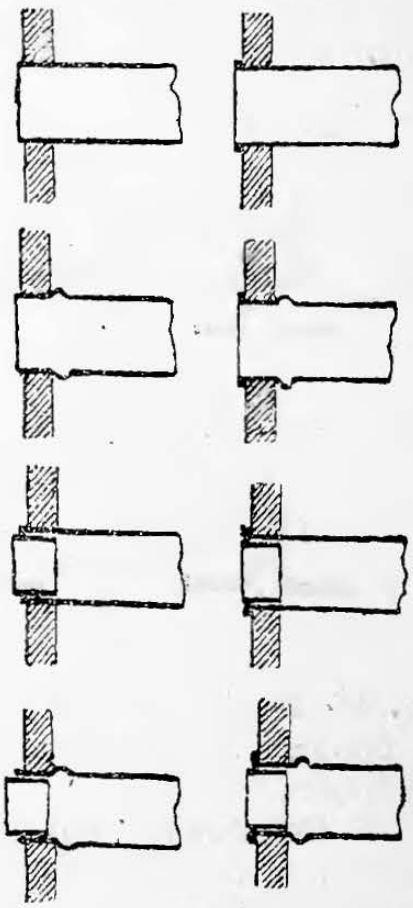
(rys. 783 do 790)

dokonywa się ponajczęściej przez roztłoczenie końcy tych rurek za pomocą roztłaczarki, a mianowicie z wyobleniem krawędzi rurek lub bez niego; albo też końce rur mocujemy nakrętkami, nakręconemi na rury, wreszcie tulejami wsadzonemi w rury. Roztłoczki roztłaczarek bywają albo gładkimi krążkami (ustrój Dudgeon'a), a natenczas roztłaczają na gładko, albo wycinkami profilowanymi (ustrój Prosser'a), a wówczas roztłaczają z wypęczeniem.

Wyniki doświadczeń nad wytrzymałością rozmaitych złączy rurek i ścianek *):

1. Rury mosiężne.

Rys. 783 do 790.



Rurki z końcami wyoblonymi, bez tulejek wsadzanych, okazały się bardziej wytrzymałe na ciągnienie w złączach roztłaczanych na gładko, niż z wypęczeniem, zwłaszcza gdy były osadzane w cienkich ściankach; natomiast roztłaczanie z wypęczeniem dawało lepsze wyniki dla rur o końcach niewyoblonych.

Przy obydwóch sposobach roztłaczania, wsadzenie tulei wzmacnia złącza, przyczem tuleja żelazna okazywała się skuteczniejszą od mosiężnej. Same nakrętki, bez wsadzania tulei, nie wzmacniają złącza.

2. **Rury żelazne** roztłaczane na gładko. Wyoblenie końca rury dodaje wytrzymałości złączu; a również i wsadzenie tulei i to bez względu na to, czy wyoblimy koniec rury, czy też pozostawimy go gładkim.

Przez stosowanie dziur stożkowatych na osadzenie rur roztłaczanych możemy zwiększyć bardzo znacznie wytrzymałość złącza na ciągnienie, a mianowicie z 500 kg/cm^2 na 1400 kg/cm^2, t. j. prawie do wytrzymałości rur z końcami wyoblonymi (∞ 1800 kg/cm^2), jednakże tylko pod warunkiem, że stożkowatość dziury będzie znaczniejsza, np. gdy dziura 66,7 mm rozszerzy się do 71,5 mm średnicy. Natomiast mniejsza stożkowatość (66,7 mm na 68,3 mm) wytrzymałości złącza prawie że nie zwiększyła.

II. Wzmocnienia.

1. Osztywnienia płomienic.

1. **Wieńce z kątowników** (rys. 791) o przekroju 75 · 75 · 12 mm, skuwane na średnicę większą od płomienicowej (tak, aby wokoło między płomienicą a wieńcem pozostawał luz 25 do 30 mm), łączą się z płomienicą na zespórki w odstępach wzajemnych po 150 mm. Tuleje zespórek wyrabiają się z odcinków rur, lub przez zwinięcie kawałków płaskownika, a grubość ich ścianek nie ma przekraczać 5 mm.

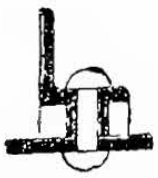
Osztywniając płomienicę, założoną już w kotle, wypada wieniec kątownikowy wykonać z dwóch połówek, i złączyć je łubkami, obejmującemi końce kołnierzy łączonych, podczas gdy walcowate części połówek wieńca pozostają bez wzajemnego połączenia.

2. **Dwupierścień płaski** (sposób Böcking'a). Dwa pierścienie płaskie, lecz wygięte w miejscach gdzie mają przechodzić nity zespórkowe, nitujemy ze sobą, przyczem, jeżeli pierścienie składają się

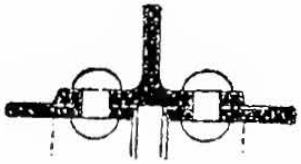
*) Doświadczenia W. H. Shock'a. Engineering 1877 str. 199 i 335 i Zeitschr. des Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine rocznik, I, str. 59.

z wycinków, zetknie ich powinny się mijać nawzajem. Wspomniane wygięcia obydwóch pierścieni na zewnątrz wytwarzają kanalik w kierunku promienia, a kanaliki te rozwiercamy do średnicy nita (rys. 795), poczem, wstawiwszy tuleję zespórkową między dwupierścień a płomienicę, łączymy je nitem. Ustrój ten zaleca się mniej-

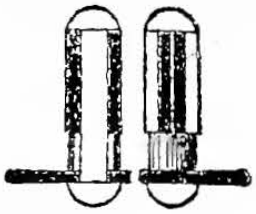
Rys. 791.



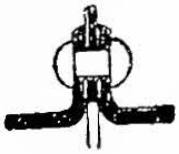
Rys. 792.



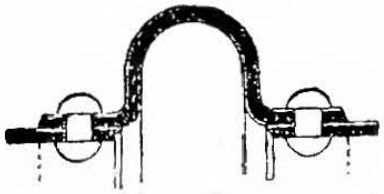
Rys. 795.



Rys. 793.



Rys. 794.





szym odstępem między pierścieniem a płomienicą niż w ustroju 1., a późniejsze założenie dwupierścienia w kotle mniej przedstawia trudności.

3. **Połączenie kołnierzowe** (rys. 793). Między kołnierze sąsiednich pierścion płomienicy, dla zwiększenia sztywności, wstawiamy pierścień płaski, około 10 mm gruby, wystający na zewnątrz około 10 mm poza kołnierzc, a sięgający swym obwodem wewnętrznym aż do zaoblenia, jakiem kołnierz przechodzi w część walcowatą pierściona.

4. **Połączenia na wieńce z teowników ⊥, albo żłobowników ⌒** (rys. 792 i 794), z których połączenie w końcu wspomniane odznacza się większą sprężystością, obydwa jednak połączenia mają wspólną wadę, że się podwójna grubość blachy wystawia na bezpośrednie działanie ognia.

5. **Osztywnienie falą roztłaczaną**, pomysłu inż. **Maciejewskiego**, stosowane przez fabrykę Fitzner i Gamper w Sosnowicach, usuwa wadę co dopiero wspomnianą (por. rys. 795-a, 795-b, 795-c i 795-d str. 1030 i 1031). Poprzeczny pas pierściona rozżarza się, poczem, pod poosiowym naciskiem tłoczni, rozżarzony pas roztłacza się odśrodkowo na zewnątrz, a wytwarzająca się w ten sposób fala pierścieniowata otrzymuje kształt pożądany wskutek uprzednio nałożonego na pierściono szablonu dwudzielnego. Pierściona takie łączą się ze sobą na kołnierze podł. rys. 793. Długość pierścion do 15 m (p. rys. 795-c). Wagi jednego pierściona podano w tablicy str. 1030 i 1031.

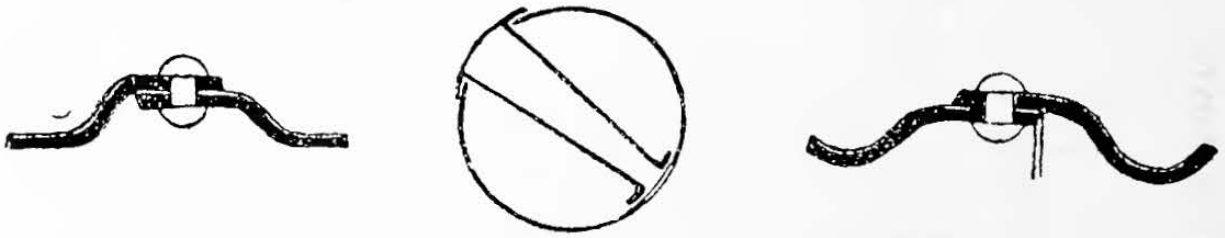
6. **Połączenie sposobem Prégardien'a** (rys. 796) jest dosyć sprężyste, a cofnięty szew nitów mniej wystawiony na strumień płomienia.

7. **Płomienice falowane ustroju Fox'a** (rys. 798), **i Morisson'a** (rys. 799). Płomienica w ustroju Morisson'a posiada fale, wypu-

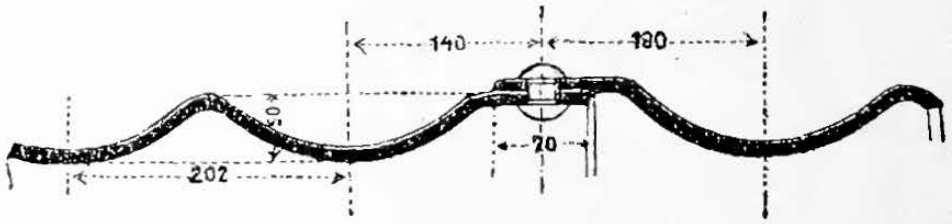
kłością swą zwrócone ku osi płomienicy, dwa razy dłuższe od fal, których wypukłość zwraca się na zewnątrz.

Grubości ścianek płomienic falowanych podano na str. 1011; wytrzymałość szwu skuwanego bywa 90 do 95% wytrzymałości bla-

Rys. 796. Rys. 797. Rys. 798.



Rys. 799.



chy jednolitej; powierzchnia ogrzewana jest o $^1/_7$ większa niż w płomienicy gładkiej; dalsze dane zestawiamy w tablicy poniższej.

Średnica wewnętrzna mm	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300
Średnica zewnętrzna mm	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400
Waga kg/m . . .	210	235	250	265	280	295	310	335	360	375	390	415	435
Grubość blachy mm	10	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11	11,5
Nadprężność, podczas pracy, atm. .	13	13	12	11,5	11	10,5	10,5	10	10	9,5	9	9	9

8. **Płomienice użebrowane** (systemu Purves'a). Grubość ścianek oblicza się podług str. 1011, w założeniu nieosztywnionej długości $l = 0$, ponieważ grubość blachy w blizkości żeber znacznie się zwiększa, nawet do 1 cala ang. (25,4 mm). John Brown i S-ka w Sheffieldzie wyrabiają płomienice grubości ścianek $^7/_{16}$ do $^5/_8$ cala ang. (11 do 16 mm), o średnicach prześwitu 28 do 52 cali ang. (711 do 1321 mm), i długościach pierścion 60 do 102 cali ang. (1524 do 2591 mm)

9. **Garłacze Galloway'a** (rys. 797) nie osztywniają płomienic wokoło, stanowią jednak dobre usztywnienie zwłaszcza w kierunku swych osi, a nadto polepszają krążenie wody w kotle. Stawiamy je pionowo lub pochyło: pierwszy sposób ułatwia ustawienie garłacza, drugi zaś ściślejsze zetknięcie się ze spalinami.

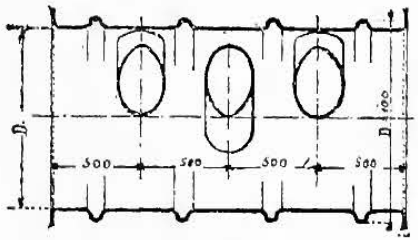
Średnice garłaczy nie powinnyby być nadmierne, dobrym będzie stosunek 0,225 do 0,25 między ich średnicą średnią, a średnicą płomienicy. Garłacze stawiają się w odstępach 1,25 do 1,5 m w sposób, aby na każde 2 m płomienicy wypadał jeden garłacz. Z uwzględnieniem tych warunków dzielimy płomienicę na pierściona tak, aby

Przybliżona waga w kg jednego pierściona 2 m długiego płomienic falowanych,

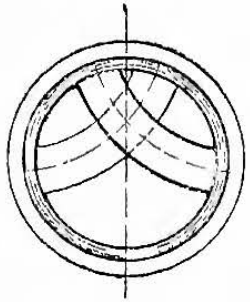
(na prężności od 5 do 14 atm.)

wyrabianych przez fabrykę „Fitzner i Gamper“ w Sosnowicach.

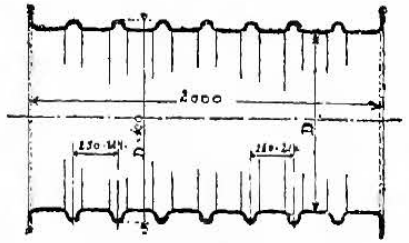
Rys. 795-a.



Ustrój B.



Rys. 795-b.

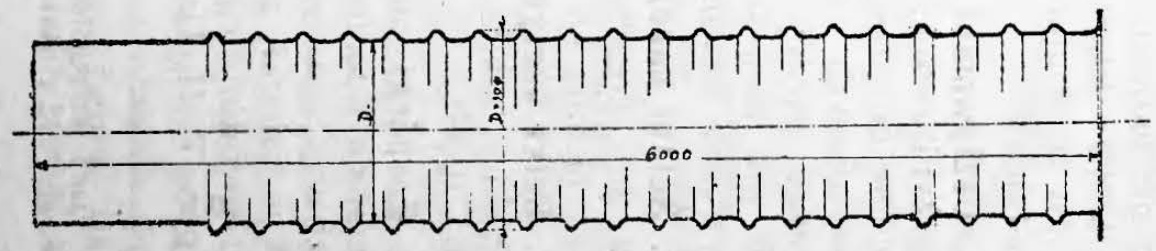


Ustrój A.

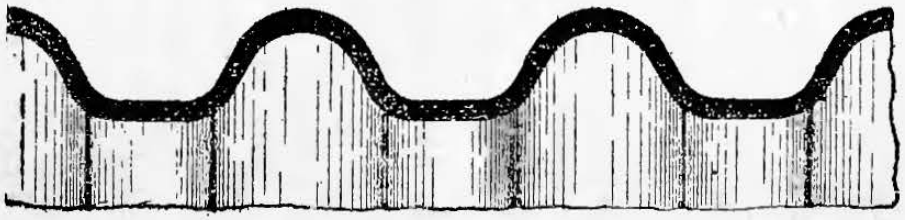
Średnica wewnętrzna D i zewnętrzna $D+100$	Ustrój płomienicy	Grubości blach „s“ w mm																	Średnica zewnętrz. gar. Gallow. w mm
		9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16	16,5	17	
600/700	A	340	359	378	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	400	425	448	470	495	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	225
650/750	A	364	385	405	440	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	432	458	482	503	526	558	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	225
700/800	A	388	410	432	454	475	497	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	465	490	516	536	556	590	615	645	—	—	—	—	—	—	—	—	—	225
750/850	A	415	449	462	485	502	531	554	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	502	531	554	575	599	630	637	687	716	—	—	—	—	—	—	—	—	225

800/900	A	443	468	492	516	542	565	590	615	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	540	572	593	615	642	670	700	730	760	780	800	—	—	—	—	—	—	250
850/950	A	469	497	523	548	575	599	626	652	678	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	570	603	631	657	686	715	745	775	805	830	852	877	—	—	—	—	—	250
900/1000	A	496	526	554	580	607	634	662	690	718	744	770	—	—	—	—	—	—	—
	B	600	625	670	700	730	760	790	820	850	880	905	930	960	990	—	—	—	250
950/1050	A	523	554	583	611	640	671	699	728	758	786	814	842	871	—	—	—	—	—
	B	646	677	707	735	765	797	828	860	888	918	948	980	1010	1040	1070	—	—	275
1000/1100	A	551	582	612	643	674	705	736	767	798	828	858	888	918	—	—	—	—	—
	B	—	720	745	770	800	835	867	900	927	955	992	1030	1060	1090	1120	1150	—	275
1050/1150	A	578	610	642	675	707	739	770	803	835	868	899	962	963	994	—	—	—	—
	B		747	777	807	840	880	911	945	976	1006	1041	1075	1105	1140	1175	1207	—	275
1100/1200	A	605	638	672	708	740	773	806	840	873	908	941	976	1009	1042	—	—	—	—
	B	—	—	810	845	880	925	955	990	1025	1057	1090	1120	1150	1190	1230	1265	1300	275

Rys. 795-c.



Rys. 795-d.



w każdem pierścionie był jeden garłacz. Garłacze nie stożkowate, ale za to z osią zakrzywioną, stosuje do płomienic fabryka Fitzner i Gamper w Sosnowicach, por. rys. 795-a, oraz tablicę na str. 1030 i 1031.

2. Usztywnienia płaskich ścianek kotłowych.

Porównaj prawidła hamburskie str. 1008.

Wzajemne odstępy między usztywnieniami ścianek płaskich warunkują się tem, aby naprężenie wskutek uginania się ścianki, a również i odkształcenia nie przekraczały granic właściwych *).

1. **Ściągi**, sięgające od dna do dna kotła, zalecają się jedynie do kotłów krótkich, a wypada je rozmieścić w taki sposób, aby nie utrudniały oczyszczania kotła. Ściągi łączą się z dnem kotłowem:

   α) przez wkręcenie na gwint w dno i rozkucie wystającego końca w nakówek,

   β) przez nakręcenie naśrubków na gwintowane końce ściąga z dodaniem podkładek pod naśrubki,

   γ) przez przyłączenie końcy ściąga, na sworznie lub kliny do kątownika lub teownika, przynitowanego do dna kotła.

Połączenie pod γ rozszerza działanie ściąga na większą powierzchnię. Przyłączenie końca ściągowego do teownika za pośrednictwem nie jednego, lecz kilku sworzni, ma swoje zalety, a w tym razie koniec ściąga rozkuwa się w postać litery T. Jeżeli zaś koniec jest rozwidlony, to zazwyczaj zabezpieczają sworzeń lonkami kliniastymi.

2. **Usztywniaki narożne** łączą dno z płaszczem za pomocą blachy przynitowanej do kątowników, które się znów nitują do dna względnie do płaszcza. Nie zaleca się stosować blach podwójnych, obchwytujących ramię kątownika; lepiej będzie, pojedyńczą blachę wnitować między dwa kątowniki niceniem w łubki. Kątowniki na dnach nie mają się zbliżać do płomienic na więcej niż 200 mm. Usztywniaki powinnyby być dosyć długie.

3. **Ściągi narożne**, z krągowników lub płaskowników, łączą również dno kotłowe z płaszczem, skierowane są ukośnie, a końce ich przyłączają się do dna i płaszcza za pośrednictwem kątowników.

4. **Belki usztywniające**, przekroju I, ⊥, ⌟|⌞, przytwierdzają się do płaskiej ścianki kotła, np. dna, nitami, lecz lepiej zespórkami (p. str. 1008).

5. **Zespórki** stosują się do usztywnienia ścianek o nieznacznem, wzajemnem oddaleniu. Przez tuleję, stanowiącą rozporę ścian, przechodzi sworzeń, będący ściągiem. Końce sworznia wkręcają się na gwint w ścianki, a wystające ponad ścianki części końców, po usunięciu gwintu, rozkuwają się w nakówki, jak przy zwykłem nitowaniu (por. T. II, Dział XI, Kolejnictwo).

---

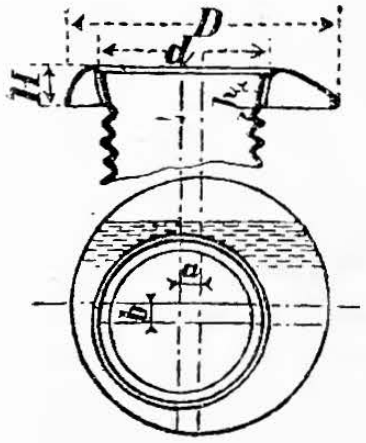
*) Dane szczegółowe podano w dziele C. v. Bach'a, Die Maschinen-Elemente. Wyd. 8, str. 192 i nast.

6. Ściankę płaską możemy znacznie usztywnić, nadając jej pewną wypukłość. Dla tego też dna i dennice kotłów, o ile nie wstawiamy w nie płomieniówek, bywają ponajczęściej wypuklone, a natenczas nie wymagają już usztywnienia dodatkowego, np. za pomocą ściągów. Na połączenie płomienic z takiemi dennicami, otrzymują otwory dennic obłuczynę wobloną lub wyobloną, a połączenie tego rodzaju zwłaszcza, gdy płomienica jest falowana, a więc sprężysta i łatwo się poddająca, jest ze wszech miar zalecenia godne, (por. rys. 800).

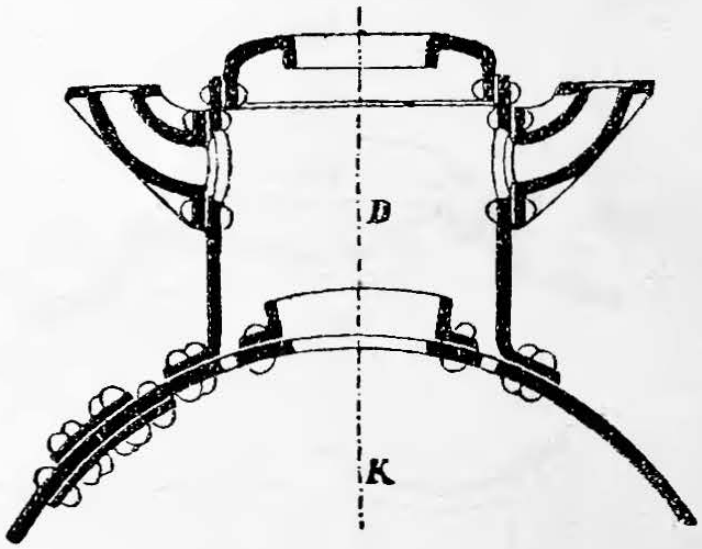
3. Włazy i t. p. otwory w ściankach kotłowych.

Wszelkie wycięcia w ściankach kotłowych nie powinny być większe niż konieczność tego wymaga. Włazy bywają 300 do 350 mm szerokie, a 400 do 450 mm długie, w skrajnych zaś wypadkach, gdy ścianek więcej osłabiać nie można, zmniejszają je do 280 na 380 mm.

Rys. 800.



Rys. 801.



Otwór pod dzwonem parowym miewa zwykłe rozmiary włazu (rys. 801). Właz do samego dzwona, podług prawideł hamburskich, ma otrzymać wymiary dostateczne do wygodnego badania stanu całego wnętrza dzwona.

Ponieważ naprężenie w płaszczu kotłowym w kierunku osi jest dwa razy mniejsze, niż w kierunku obwodu, więc zaleca się, dłuższą oś wycięć eliptycznych układać w kierunku obwodu.

Jeżeli otwór w ściance kotłowej osłabia ją nadmiernie, albo gdy kraj otworu mógłby się wygiąć pod naciskiem pałąka, przywierającego pokrywę, to pobrzeże takiego otworu należy wzmocnić. W tym celu nitujemy na pobrzeżu otworu wieniec z płaskownika lub kątownika, którego przekroje mają chociaż częściowo zastąpić przekrój blachy wyciętej. Wieńce z płaskownika, okalające zwykłe włazy, miewają przekrój 80 do 100 mm na 12 do 18 mm.

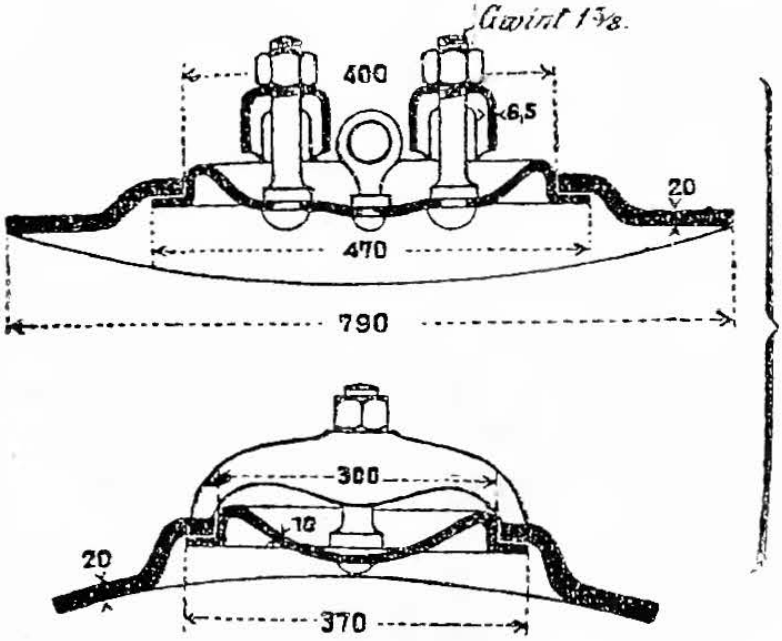
Pokrywa włazowa przylega do pobrzeża otworu od strony wewnętrznej kotła, a przytwierdza się zazwyczaj dwoma śrubami (około 30 mm średnicy) do pałąków włazowych. Łatwo dają się uszczelniać pokrywy wytłaczane, przedstawione w rys. 802, z taki-

miż pałąkami, a żeliwo nie nadaje się ani na pokrywy ani na pałąki włazowe (por. prawidła hamburskie).

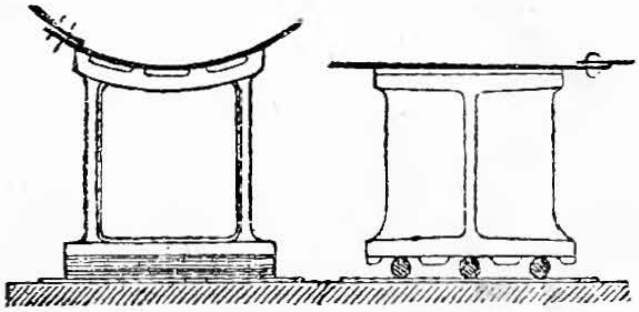
II. Sadowienie kotłów.

Podparcie. Kocioł wspiera się na podpórkach skrajnemi pierścionami, a napełniony wodą, nie ma wywierać na powierzchnię podpórki ciśnienia przekraczającego 6 kg/cm². Wierzch podpórki kształtujemy w żebra w kierunku osi kotła (rys. 803). Z dwóch lub w większej ilości podpórek kotłowych tylko jedna powinna być stała, pozostałe zaś, ze względu na wydłużanie się kotła, stawiamy na wałkach 60 mm średnicy, toczących się po płycie żelaznej, 10 mm grubej, ułożonej na posadzie. Okładziną z cegły ochraniamy podpórki żeliwne od żaru spalin.

Rys. 802.



Rys. 803.



Podwieszenie. Kocioł napełniony wodą nie ma powodować w wieszakach ciągnienia przekraczającego 750 kg/cm². Wieszak łączy się z kotłem na łubki przynitowane do kątowników, znitowanych z kotłem; połączenie wieszaka z uchem przynitowanem do kotła mniej się zaleca. Na wypadek zerwania się podwieszeń należałoby pod kocioł stawiać podpórki zapasowe.

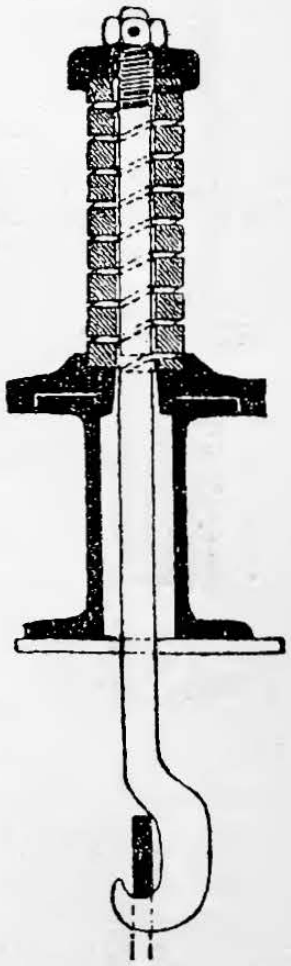
Łączne podparcie i podwieszenie. Gdy górny walczak kotła wystaje znacznie ku przodowi poza dolny (p. rys. 730, str. 969), zaleca się sprężynujące, dodatkowe podwieszenie kotła, spoczywającego na podpórkach, a to w celu odciążenia króćca przedniego i szwów, łączących go z walczakami. Ponieważ przód górnego walczaka, podczas pracy kotła nieco się unosi, więc podwieszenie sprężynujące, przedstawione w rys. 804, nadaje się bardzo dobrze w tych warunkach; da się ono bowiem dociągać do właściwej miary, t. j. nastawić podług istotnego uniesienia się przodu walczaka górnego. Sprężynie nadają przekrój około 20 · 20 mm. Sztywne wsparcie przodu walczaka górnego, np. łapami, chybiałoby celu, a to z powodu unoszenia się tegoż przodu (por. rys. 807, 808, str. 1036).

III. Obmurze kotłowe.

a. Materyał.

1. Zaprawą najwłaściwszą jest glina; zaprawa wapienna nie nadaje się stanowczo przynajmniej do tych części obmurza, które stykają się z kotłem, albo ze spalinami. Cegłę ogniotrwałą układamy na zaprawę z glinki ogniotrwałej.

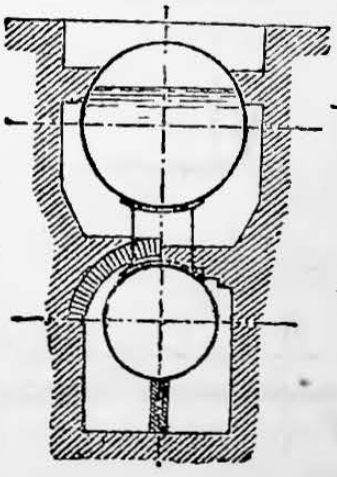
Rys. 804.



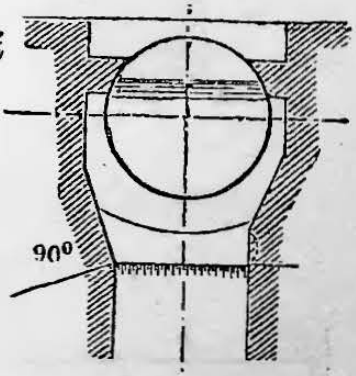
2. Cegła. Przeważna część obmurza muruje się ze zwykłej cegły dobrej jakości, palenisko i przewał natomiast z cegły ogniotrwałej, a wszelkie powierzchnie, stykające się z kotłem, jakoteż kanały spalinowe, wystawione na większy żar, otrzymują okładzinę z cegły ogniotrwałej. Okładzinę taką otrzymują więc, np. podłużny kanał pierwszego lotu, ściany aż do drugiego jazu, tylna ściana nawprost kanału pierwszego lotu i t. p.; same zaś jazy i przegrody, zwłaszcza bliższe paleniska, murują się w całości z cegły ogniotrwałej. Cegłę ogniotrwałą, dobrze przewilżoną układamy z możliwie wązkiemi spoinami, a okładzina wiąże się z murem okładanym, co drugą, trzecią lub czwartą warstwę, wzębieniem się warstwy ogniotrwałej w mur.

3. Grubość i ustrój ścian obmurza. Ściany zewnętrzne $1^1/_2$ lepiej 2 cegły grube; zalecają się w nich pionowe warstwy powietrzne 50 mm grube, przyczem okładzina zewnętrzna wiąże się z murem, co kilka warstw. Jazy boczne w miejscu, gdzie stykają się z kotłem, bywają nie ponad pół cegły grube. Zaleca się wkładanie pasków blachy między mur jazu, a płaszcz kotła, zwłaszcza przy gruncie wilgotnym. Cegłę jazów, stykającą się z kotłem, nie przykrzesujemy podług kształtu płaszcza, lecz dosuwamy ją w całości do niego tak, aby jedna tylko jej krawędź go dotknęła, przez co wytwarzają się kanaliki trójkątne, zapobiegające zastojowi spalin w tych kątach.

Rys. 805.



Rys. 806.

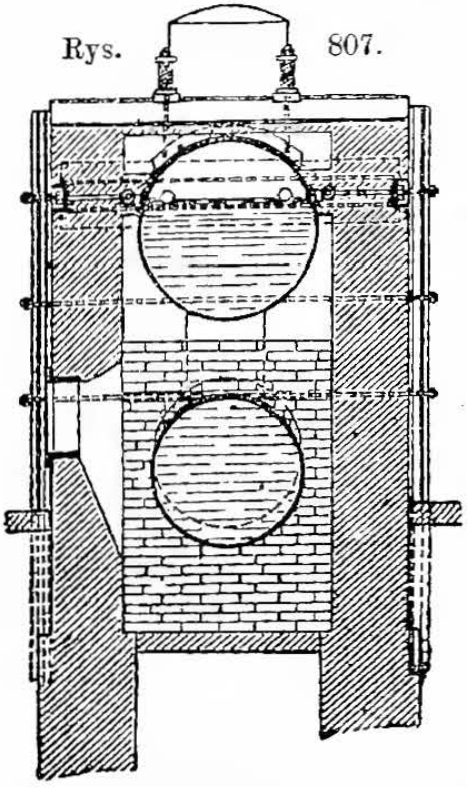


b. Wykonanie.

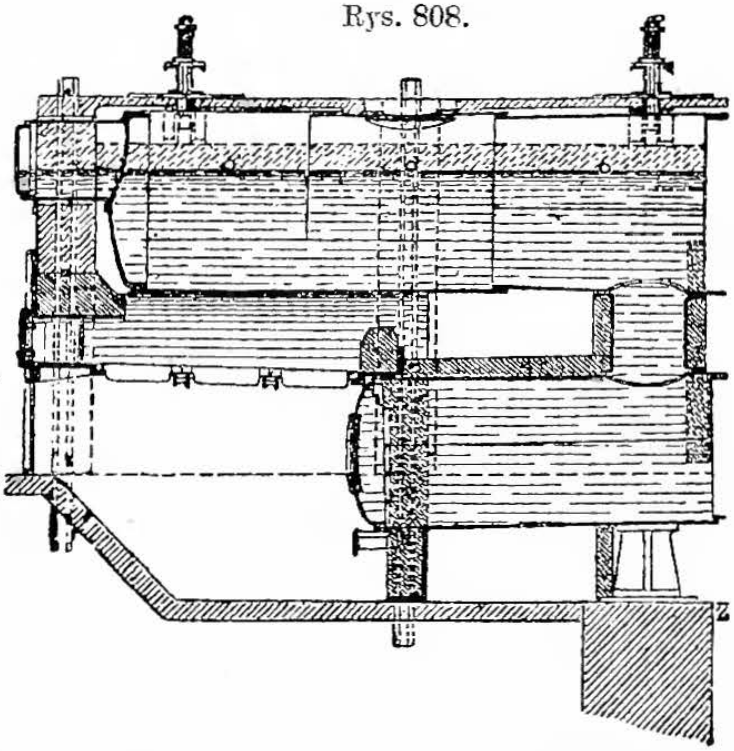
1. Obmurze paleniska zewnętrznego, wykonane podług prawej strony rys. 806 jest mniej trwałe niż wykonane podług strony lewej, powierzchnie cegły upalają się bowiem, jak wskazuje linia kropkowana, a przykrzesane powierzchnie cegły, w wyższej części paleniska są nietrwałe. Sposób obmurowania podług lewej strony rysunku wad

tych nie posiada, gdyż warstwy cegieł ustawiają się prostopadle do powierzchni komory paleniskowej.

Rys. 807.

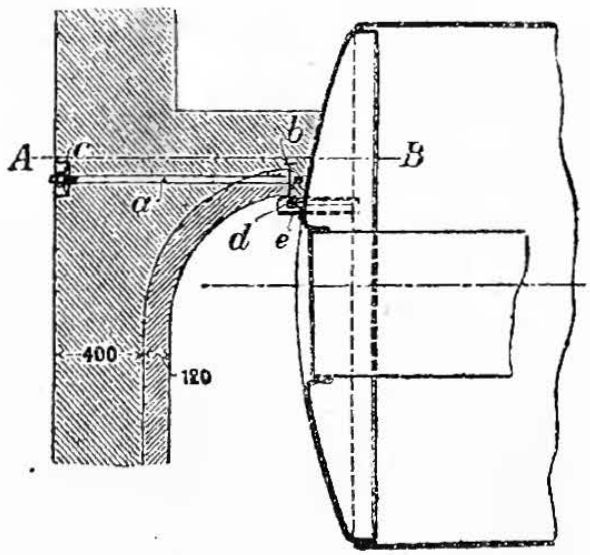


Rys. 808.

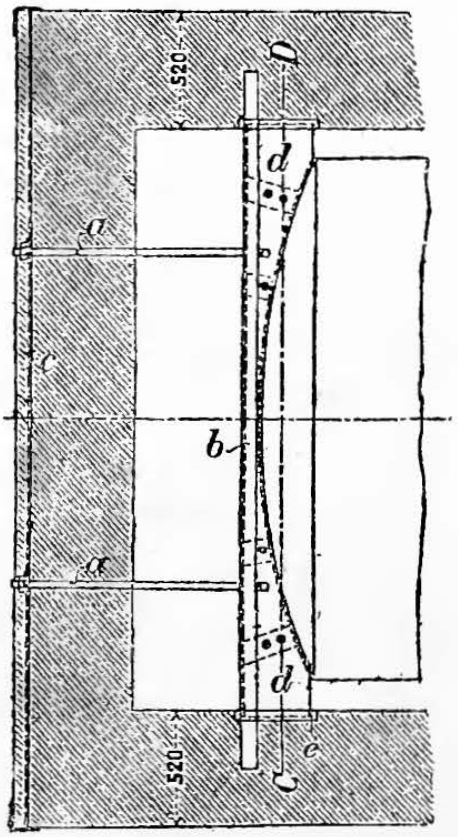


2. Nie należy ściśle obmurowywać części kotła przechodzących przez obmurze, jako to: skrzynek wodoskazowych, płaszczy kotło-

Rys. 809.



przekrój A—B.



przekrój C—D.



wych i t. p., przyczem obwodowy szew nitowany powinien wystawać poza obmurze. Między murem a takimi częściami kotła zosta-

wiamy szczelinę 30 do 50 mm i wypełniamy ją materyałem niepalnym, a lekko ściśliwym, np. wełną żużlową (p. rys. 808).

3. Kanałów spalinowych walczaka dolnego **nie należy przesklepiać**, jak po lewej stronie rys. 805, lecz wytworzyć pokrycie kanału przez **wysadzanie** cegieł, jak to wskazano na prawej stronie tegoż rysunku.

4. Ściągi obmurza.

1. Część obmurza stykającego się z kotłem poniżej najniższego poziomu w kotle. Stosując palenisko wewnętrzne, można ściągi poprzeczne przyczepić do łap kotłowych, a na gwint na zewnętrznym końcu ściąga nakręcić naśrubek, któryby przyciskał podłożoną podkładkę większej średnicy (np. 400 mm) do powierzchni obmurza. Stosując palenisko zewnętrzne, należy silniej ściągać obmurze. Zaleca się ułożyć wzdłuż ceownik ⊏ i przyciągnąć go do obmurza ściągami powyżej opisanymi, lecz bez podkładek (p. rys. 807).

2. Przyciągnięcie tylnej ściany. Zaleca się sposób przedstawiony w rys. 809, zwłaszcza gdy spaliny przeprowadzamy jeszcze ponad przestrzenią parową: Do poprzecznie ułożonego dwuteownika ⊥ *b*, końcami zamurowanego w ściany boczne, przyciągamy ścianę tylną ściągami (*a*, *a*) za pośrednictwem ceownika ⊏ *c*, wgłębionego w zewnętrzną powierzchnię ściany tylnej. Przestrzeń swobodną między dnem kotła a dwuteownikiem *b* zasłaniamy płytą *d*, wyciętą z płaskownika, przylegającą szczelnie do dna kotłowego i doń przytwierdzoną za pośrednictwem czterech łap kątowych. Płyta *d* przesuwa się swobodnie wraz z dnem kotłowem, podczas gdy dwuteownik *b* i tylna ściana nie biorą udziału w tym ruchu. W celu uszczelnienia pozostającej między płytą a dwuteownikiem szczeliny, wypełniamy wytwarzające się tu zagłębienie wełną żużlową. Dla lepszego prowadzenia płyty *d* układamy jej boki w prowadnicach *e*, *e*, wmurowanych w ściany boczne, a wytwarzanych z kawałków ceownika o małym przekroju.

3. Obmurze paleniska ściągamy ściągami poprzecznymi, przechodzącymi przez sklepienie paleniskowe i przez przewał. Końce ściągów są zaopatrzone w naśrubki, które przyciskają podkładki do obmurza. Lepiej zastąpić oddzielne podkładki długimi stojakami z ceownika lub z szyn kolejowych, których dolne końce tkwią w posadzie, albo w gruncie, a których górne końce dociągają się nadto ściągami, leżącymi tuż ponad kotłem.

IV. Osprzęt kotła i obsada paleniskowa.

1. Rusztowiny rusztów płaskich..

Utwardzone rusztowiny żeliwne są na ogół trwalsze od żelaznych (skowalnych), które zazwyczaj wykonywamy w postaci rusztowin złożonych z trzech płaskowników znitowanych ze sobą na przekładki. Najbardziej zaufnym okazuje się w praktyce ruszt z wązkiemi przewiewiami prostokątnemi. Na wydłużenie się rusztowin zostawiają luz $^1/_{50}$ ich długości.

Prawidłowa rusztowina ma dopełniać warunków następujących jej środek ciężkości powinien leżeć poniżej płaszczyzny oporów; przelot powietrza przez przewiewie ma być należyty, a powietrze ma się rozdzielać prawidłowo i chłodzić skutecznie rusztowiny, zagrzewając się przy tem dostatnio; wreszcie ma ona umożliwiać łatwe oczyszczanie rusztów od spodu. Długość rusztowin bywa zatem 500 do 650 mm, a wyjątkowo tylko większa; wysokość na całej długości (z wyjątkiem oporów) jednostajna, równa $^1/_5$ do $^1/_6$ rozpiętości; grubość rusztowiny, a zwłaszcza szerokość przewiewia między rusztowinami zależy od spiekliwości węgla, płynności żużla, siły ciągu i t. p.

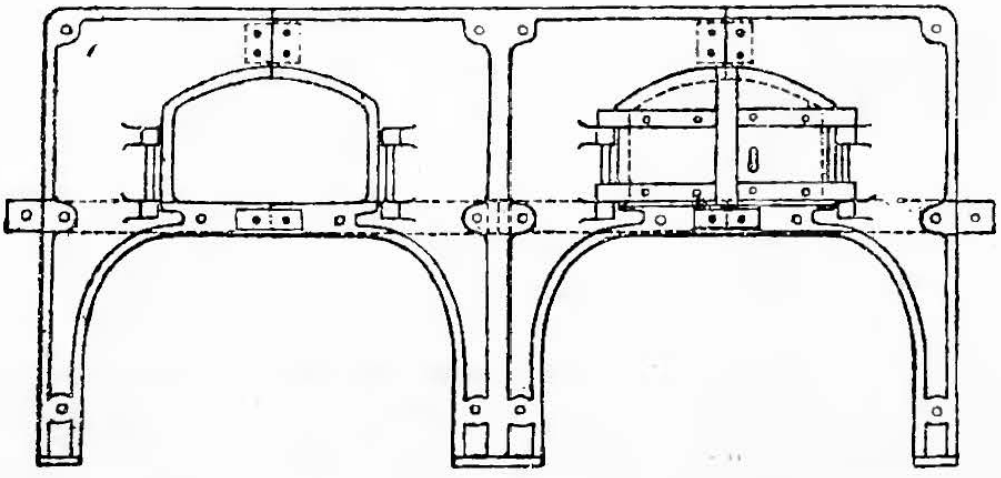
Meidinger *) podaje poniższe dane dla rozmaitych ustrojów rusztu:

Waga rusztu na 1 m² jego powierzchni . .	120	do 470	kg
Przekrój przewiewi na 1 m² rusztu	0,285	„ 0,50	m²
Szerokość przewiewi	3	„ 8	mm
Szerokość rusztowiny na wierzchu	6	„ 18	mm
Wysokość rusztowiny	35	„ 140	mm
Waga rusztowiny pojedyńczej lub składanej .	0,6	„ 18,8	kg

2. Rusztownice.

Przednią rusztownicę ukształcamy zazwyczaj jako część płyty przedrusztowej, której głębokość bywa 400 mm w paleniskach ze-

Rys. 810.



wnętrznych, a 200 mm w wewnętrznych (por. rys. 810 i 811). Tylna rusztownica miewa często nadlewy, wspierające przewał, a do palenisk wewnętrznych nadlewają do

Rys. 811.



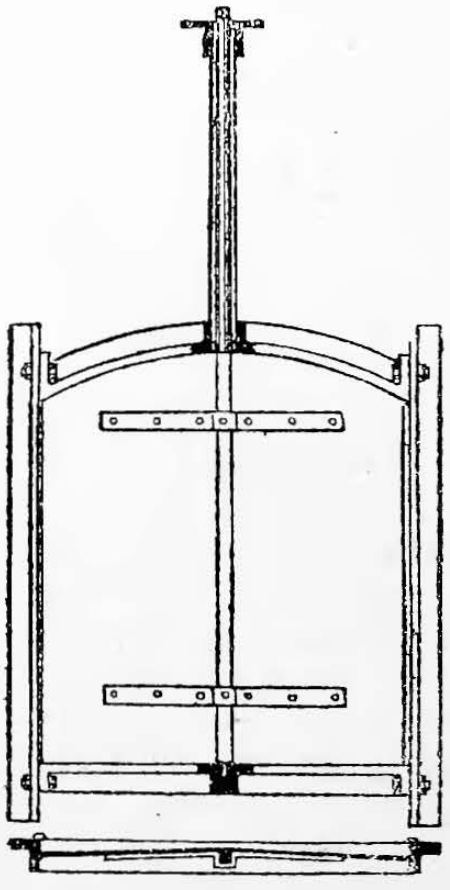
*) S. Meidinger: ruszty paleniskowe, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1878, str. 214 i nast.

niej ściankę przedziałową, przegradzającą popielnik od dalszej płomienicy. Przegrodę tę zaopatrują też w drzwiczki do czyszczenia płomienicy. Rusztownice pośrednie wykonują się z przewiewiem, p. rys. 811. Rusztownice palenisk wewnętrznych łączą się nawzajem ściągami śrubowymi.

3. Odrzwice paleniskowe.

Odrzwice palenisk wewnętrznych bywają często z żelaza kowalnego, palenisk zewnętrznych zaś prawie zawsze żeliwne (p. rys. 810). W kotłach płomienicowych, o palenisku wewnętrznem, najlepiej przytwierdzać odrzwicę do wystającego końca płomienicy, chociaż przytwierdzają nieraz odrzwicę i do dna kotłowego. W paleniskach zewnętrznych nieodzownem jest silne połączenie odrzwic z obmurzem, a zaleca się, dzielić odrzwice w odlewie pionowo na dwie części, ześrubowane potem na nakładki, a to w celu zapobieżenia pęknięciom odrzwic wskutek żaru. Drzwiczki od strony paleniska otrzymują płytę przeciwżarową, a w celu jej chłodzenia, dolotki, t. j otwory na dolot powietrza, zamykane zasuwą pokrętną. Odstęp między płytą a drzwiczkami bywa 80 do 100 mm. Wystający koniec płomienicy osłania się od żaru ogniotrwałem podniebieniem ochrończem nad płytą przedrusztową. Szerokość drzwiczek jednoskrzydłowych bywa 300 do 375 mm, wysokość 250 do 350 mm. Otwór na drzwiczki dwuskrzydłowe bywa natomiast 450 do 550 mm szeroki, a 300 do 350 mm wysoki

Rys. 812.

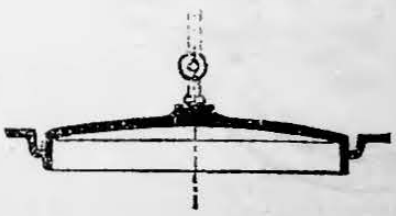


4. Zawieradła ciągu

1. **Zasuwy** bywają ponajczęściej żeliwne. Oprawa zasuwy osadza się silnie w murze, a ciężar samej zasuwy równoważy się przeciwwagą. Przyrządem do odmykania bywa zazwyczaj łańcuch przełożony przez krążki, których łożyska spoczywają w mocnych widłakach.

2. **Przepustnice** podł. rys. 812 przedstawiają mało oporu przy pokręcaniu.

Rys. 813.



3. **Czapy na kanale spalinowym** (rys. 813) bywają żeliwne lub też dla lekkości z żelaza skowalnego, oprawy ich (siodła) zaś zazwyczaj żeliwne. Czapy okrągłe nie wymagają prowadnic, które są niezbędne dla czap kwadratowych.

5. Zawory bezpieczeństwa.

Przekrój przelotu zawora bezpieczeństwa określamy wzorem:

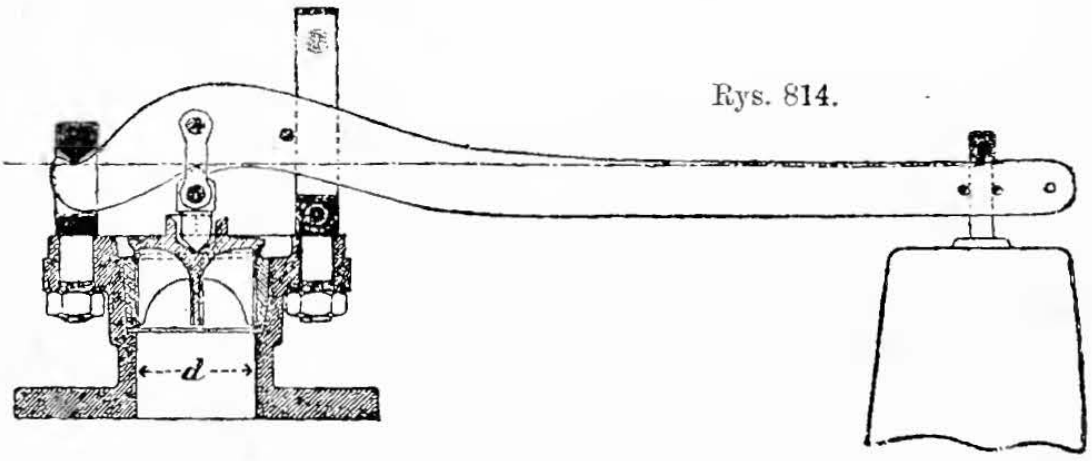
$$f = 15 \sqrt{(v : p_1)} \text{ mm}^2,$$

w którym f oznacza niezbędny przekrój zawora w mm² na 1 m² powierzchni ogrzewanej kotła, p_1 najwyższą dozwoloną nadprężność pary w atm., v objętość 1 kg pary danej prężności w l (p. tabl. str. 286 i 287), w którym to wzorze uwzględniono już zwężenie przelotu o 20% przez prowadniki bukiewkowate grzybka zaworowego.

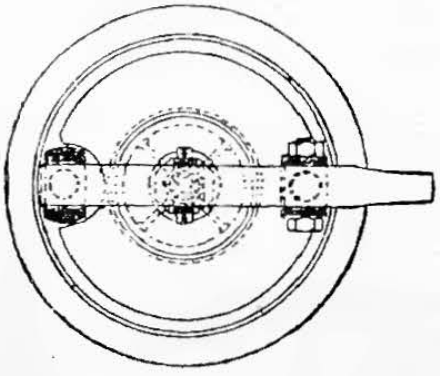
Wartości obliczone podług tego wzoru zestawiono w tablicy poniższej:

$p_1 =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$v =$	896	612	467	379	319	276	244	218	198	181	167	154	144	135
$f =$	449	262	187	146	120	102	89	78	70	64	58	54	50	47

Gdyby przelot zawora miał być większy niż 100 mm średnicy, to lepiej zawor taki zastąpić większą ilością zaworów mniejszych, zwłaszcza na parę wysokiej prężności, a to w celu uniknięcia nadmiernej wagi naciążu zawora. Zawory naciążane za pośrednictwem dźwigni są podatniejsze od bezpośrednio naciążonych. Ustrój przedstawiony w rys. 814 czyni zadość słusznym warunkom, jakim ma odpowiadać zawor z dźwignią naciążającą: zawor leży swobodnie i jest łatwo dostępny; łatwo da się sprawdzać jego położenie prawidłowe, poziome we wszech kierunkach; punkt przytknięcia nacisku, naciążającego grzybek zaworowy, leży w płaszczyznie siodła; dźwignia opiera się na trzech rzezach leżących w jednej płaszczyznie; wreszcie grzybek zaworu daje się pokręcać nawet pod ciśnieniem. Dźwignię należy wykonywać wytrzymale, nie skąpiąc długości rzezom.



Rys. 814.



Jeżeli średnicę przelotu oznaczymy przez d, to otrzymamy stosunki prawidłowe, obierając: mniejszy odstęp między rzezami $= d$; wysokość dźwigni w przekroju, leżącym ponad rzezem środkowym $= {}^2/_3\, d$; grubość dźwigni $= {}^1/_3\, d$; siodło płaskie albo stożkowate (o kącie stożka 45^0), lecz przytępione, ma być wązkie, nie ponad 2 do 2,5 mm. Siodła płaskie mniej łatwo powodują zacinanie się zawora, stożkowate natomiast uszczelniają lepiej. Prowadzenie grzybka powinnoby być możliwie długie, a stosują bądźto prowadzenie spodem, bądźto wierzchem, bądź też prowadzenia łączne i od spodu i od wierzchu. Prowadniki miewają kształt bukwi, albo też prowadzimy grzybek za pośrednictwem jego trzona. Dźwignia zaś prowadzi się we widłaku zamkniętym, który ogranicza zarazem jej wznios.

Zawór bezpieczeństwa o grzybku postępowo się wznoszącym. Grzybek zaworu spoczywa na siodle, umieszczonem w gnieździe, którego otwór wierzchni, nieco większy od przelotu siodła, zakrywa się krążkiem. Krążek ten, będący niejako pomocniczym grzybkiem zawora, przy unoszeniu się współdziała w podnoszeniu dźwigni naciążonej. Gdy prężność pary w kotle przekroczy granicę ustanowioną, grzybek unosi się nieco i wpuszcza parę do gniazda, a prężność jej w gnieździe, przeciwdziałając prężności pary w kotle, dążyłaby do powrotnego przymknięcia grzybka; równocześnie jednak prężność pary w gnieździe, lecz dopiero po przekroczeniu pewnej granicy (${}^1/_4$ do ${}^1/_2$ atm.) podnosi krążek, który, wspierając się na trzonie grzybka, pomaga mu do przezwyciężenia nacisku naciążającego. Następnie grzybek i krążek otwierają już pełne przeloty dla pary, a prężność w gnieździe ustala się w przybliżeniu na połowę tej, jaka panuje w kotle.

Stawiając dwa takie gniazda ponad sobą i pokrywając je podobnymi krążkami, otrzymamy zawór, którego działanie będzie zupełnie podobne, lecz niejako trzystopniowe.

6. Nastawne zawory parowe (p. str. 612 i nast.).

Średnica przelotu bywa 1,1 do 1,25 razy większa od obliczonej dla zaworu bezpieczeństwa, podług wzoru na str. 1040. Zawory większe ponad 250 mm w prześwicie, zaleca się zaopatrywać w obloty pary, zamykane oddzielnym zaworem oblotowym, który również bywa nastawnym.

Zawor oblotowy, zazwyczaj stosunkowo małej średnicy, stawia się w celu uprzedniego zagrzania drugiej strony zawora głównego, przed jego otwarciem, jako też w celu odciążenia grzybka zaworu głównego podczas jego otwierania. O przewodach doprowadzających parę do silników (por. str. 927).

7. Zawory i przewody zasilające.

Zawór zasilający jest zaworem samoczynnym (p. str. 608) o grzybku dociskanym ciśnieniem wody kotłowej. Zawory te bywają ponajczęściej bez wrzeciona. Stosują jednakże i ustrój z wrzecionem, które dozwala nastawiać skok grzybka, a w razie potrzeby przycisnąć nawet grzybek do siodła, a więc zapobiegać jego otwieraniu się. Zawory zasilające stawiamy możliwie blizko kotła, między nimi jednak a kotłem zaleca się wstawienie zawieradła nastawnego (kurka, zaworu, zasuwy). Siodło stożkowate lub kuliste z obrzeżem niezbyt wązkiem (5 do 6 mm) powinno leżeć przynajmniej

o 25 mm poniżej dolnego kraju otworu dopływowego do kotła. Zderzające się powierzchnie tryka (na grzybku) i odboju (na kadłubie zaworowym) powinny być nie mniejsze niż $^1/_3$ przekroju przelotu, aby, pod uderzeniami wody na grzybek, nadmiernie się nie zużywały. Średnicę zaworu wypada dobierać dostatnio tak, aby skok grzybka 5 do 8 mm zupełnie wystarczał *). W przewodzie tłocznym, przed zaworami zasilającymi, zaleca się ustawienie zaworu bezpieczeństwa, naciążonego na 1 atm. wyżej prężności pary w kotle.

Właściwem będzie, wprowadzać wodę zasilającą do kotła tuż pod najniższym poziomem wody w kotle. Do kotłów płomienicowych wprowadzają chętnie rurę zasilającą przez przednie dno kotłowe i przedłużają ją w samym kotle na 3 m długości, przyczem niższy koniec rury powinien znajdować się jeszcze ponad poziomem grzbietu płomienicy.

8. Urządzenia spustowe.

Stosują zazwyczaj kurek spustowy lub zasuwę, czasami i zawór, który jednakże na ogół mniej jest podatny, a to z powodu mniej szczelnego domykania. Natomiast kurek lub zasuwa pokręca się trudniej w stanie zagrzanym i pod znacznem ciśnieniem wody. Dla tego też stawiają po dwa zawieradła za sobą, bliżej kotła zawór, dalej zaś kurek lub zasuwę. Nadmierne średnice zawieradeł nie są wcale pożądane, bywają one ponajczęściej 30 do 60 mm w prześwicie, w zależności od rozmiarów kotła. Zawieradła te mają być łatwo dostępne, a nie narażone na zanieczyszczanie popiołem i t. p.

Łączenie rur spustowych od kilku kotłów zrzeszonych, jest wadliwe, gdyż może ono stać się przyczyną zaparzenia robotników, oczyszczających jeden kocioł, jeżeli jego zawieradła spustowego szczelnie nie domknięto, a równocześnie spuszcza się wodę z innego kotła. Należy zatem rurę spustową prowadzić od każdego kotła oddzielnie, wpuszczając ją np. do wspólnego, lecz bardzo przestronnego kanału.

9. Wodoskazy.

1. **Szkła wodoskazowe** powinny znajdować się przy każdym kotle, a mianowicie przy kotłach stałych po jednem, przy kotłach na parowcach po dwa. Średnica zewnętrzna 20 mm, a długość przynajmniej 250 mm. Końce szkła powinny wchodzić w drążą obsad wytoczonych dokładnie podług jego zewnętrznej średnicy, a to w celu zapobieżenia wtłaczaniu się szczeliwa pod szkło i zapychaniu się jego przelotu. Jeżeli drąż obsady nie obchwytuje tak ściśle szkła, to zaleca się podkładać pod uszczelkę dolnego końca (względnie nad

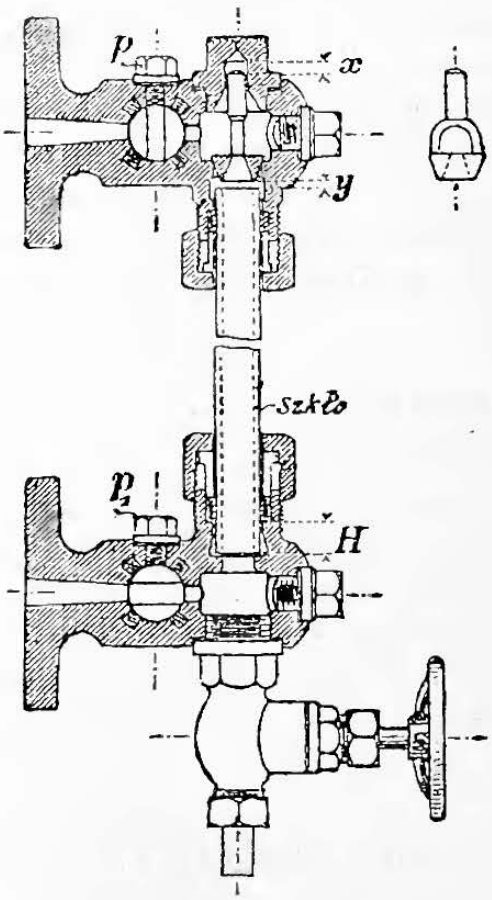
*) Weinling zaleca poniżej podane średnice przelotu w zaworach zasilających, a mianowicie w zależności od ilości kg wody wyparowanej na godzinę w danym kotle:

2000 kg = 75 mm,	1200 kg = 65 mm,	700 kg = 50 mm,	300 kg = 40 mm,
1680 „ = 70 „ ,	900 „ = 55 „ ,	500 „ = 45 „ ,	200 „ = 35 „ .

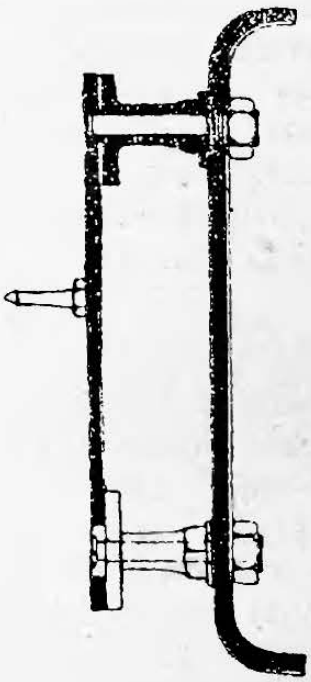
uszczelką górnego końca) pierścienie ołowiane, wypełniające dokładnie szczelinę między szkłem a drążem obsady.

Obsady szkła wodoskazowego z kurkami, przedstawione w rys. 814-a, pozwalając przesuwać się szkłu o $x + y$, zabezpieczają je od wysunięcia się w drąży, obejmującej szczelnie koniec dolny, a więc od wtłoczenia się szczeliwa pod szkło, o ile $x + y < H$. Po wykręceniu wierzchniego korka, i wyjęciu przycisku, szczegółowiej przedstawionego obok głównego rysunku 814-a, łatwo wsunąć nowe szkło z góry. Do sprawdzania w czasie pracy kotła,

Rys. 814-a.



Rys. 814-b.



czy przy właściwem położeniu rączek przeloty główne stożków kurkowych leżą dokładnie w kierunku przelotów kadłubowych, stożki te otrzymują dziury, skierowane prostopadle do przelotów, a jeżeli w dziurę taką wchodzi swobodnie śrubka p, względnie p_1, będzie to wskazówką, że przelot stożkowy i kadłubowy leżą współosiowo.

Aby uniknąć pomyłek przy zamawianiu i zakładaniu nowych szkieł, dobrze będzie, na każdej z obsad oznaczyć cyframi trwale średnicę i długość szkła, przynależną do pewnego odstępu osi przelotów kadłubowych, a równocześnie oznaczyć i wielkość tego odstępu. Gdy odstęp międzyosiowy jest większy lub mniejszy, od oznaczonego na obsadach, natenczas i długość szkła bierze się o tyleż większą, względnie mniejszą.

Zwykłe szkła wodoskazowe pękają nieraz bądźto pod działaniem prężności pary, bądźto wskutek nagłych zmian temperatury, np. gdy wpadnie na nie kropla wody lub płatek śniegu. Dla usunięcia tej wadliwości, wtapiają w szkło siatkę metalową, albo też wyrabiają rurkę szklaną z dwóch warstw szkła różnolitego, a mianowicie wnętrze rurki ze szkła mniej rozszerzalnego pod wpływem ciepła, warstwę zewnętrzną o wię-

kszej rozszerzalności *). Nadto dla łatwiejszego dostrzegania poziomu wody, wyrabiają szkła w tylnej połowie nieprzezroczyste, ponajczęściej mlecznobiałe, z czerwonymi pasami podłużnymi.

2. **Kurki i zawory dozorcze**. Prześwit ich bywa około 10 mm, a pionowy odstęp między nimi 80 do 120 mm, stosownie do wielkości wahań poziomu wody. Z najwyższego kurka ma zawsze wylatywać para, z najniższego zawsze wypływać woda. Przytwierdzanie wodoskazu i kurków dozorczych bezpośrednio do ścianki kotłowej nie jest zalecania godne, lepiej przytwierdzać je za pośrednictwem dwóch króćcy (por. rys. 814-b), do których przytwierdzają często nie wodoskaz, lecz rurowate naczynie pionowe, o przekroju 60 cm^2, a dopiero do tego naczynia przytwierdzają kurki dozorcze i dwa wodoskazy. Króćce wodoskazowe, zwłaszcza dłuższe, należy chronić od zetknięcia się ze spalinami.

Pływaki działają wprawdzie mniej niezawodnie od wodoskazów, natomiast przedstawiają one tę dogodność, że pozwalają zdaleka dostrzegać stan wody w kotle. Nadają się one zatem jako przyrządy dodatkowe (przy równoczesnem zastosowaniu szkła wodoskazowego), zwłaszcza gdy poziom wody w kotle leży wysoko ponad stanowiskiem palacza.

10. Manometry.

Manometry rtęciowe z końcem otwartym działają najzaufniej, lecz są bardzo niedogodne w zastosowaniu do kotłów. Prawie wyłącznie stosują zatem manometry sprężynowe, a mianowicie o sprężynującej płytce, albo rurce. Ponieważ manometry sprężynowe są bardzo wrażliwe na gorąco, więc dobrze stawiać je niezbyt blizko rozgrzanej ścianki kotła, a w połączeniu ich z przestrzenią parową kotła wytworzyć syfon, aby gorąca para nie miała dostępu do sprężyny manometru.

V. Podgrzewacze wody zasilającej.

a. Ogrzewanie parą odlotową z silnika.

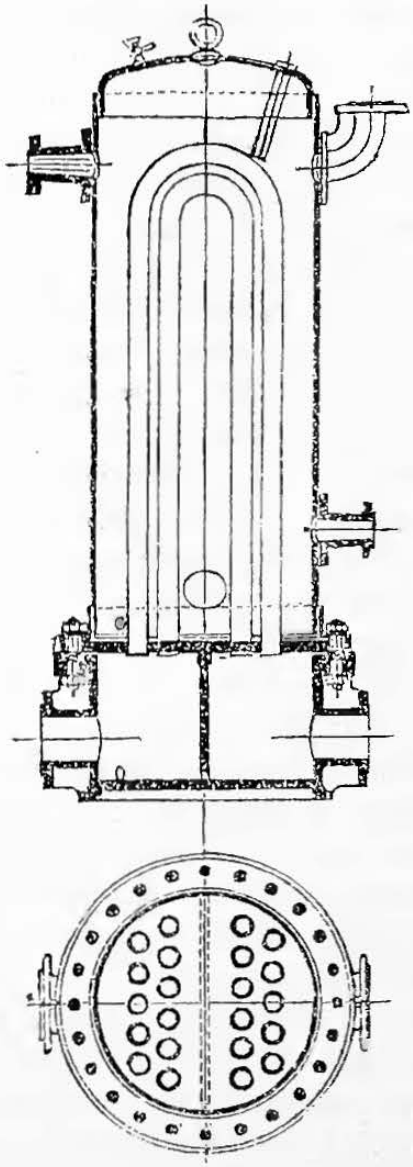
1. **Podgrzewacze bezprzeponowe**, w których para odlotowa miesza się bezpośrednio z wodą zasilającą, mają tę wadę, że smary, unoszone z parą odlotową, zanieczyszczają wodę zasilającą; dlatego też podgrzewacze tego ustroju mało znajdują zastosowania.

2. **Podgrzewacze przeponowe**, w których para odlotowa skrapla się po jednej stronie przepony, a ciepło, z niej się wyzwalające, przechodzi przez przeponę w wodę. Przeponę wytwarzamy ponajczęściej ze ścianek rur. Najprostszym podgrzewaczem będzie naczynie o dnach podwójnych z rurami, przechodzącemi na wylot przez dna wewnętrzne, przyczem rury te stanowią połączenie obydwóch komór końcowych. Parę puszczamy przez rury, a wodę na zewnątrz nich, albo też naodwrót. Ustrój ten ma tę wadę, że zewnętrzna powierzchnia rur, nawet po zdjęciu den zewnętrznych, po-

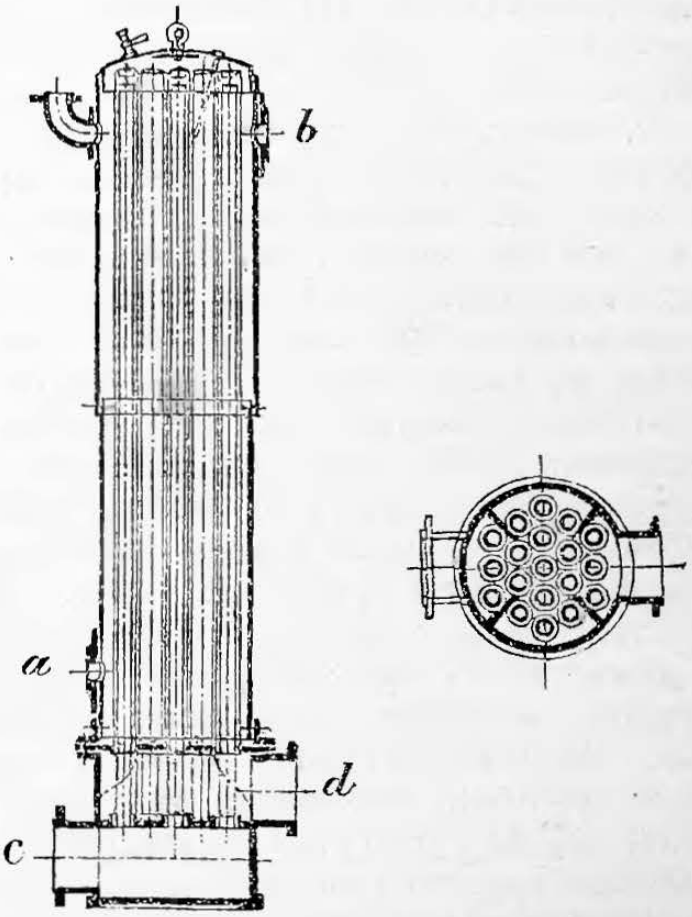
*) E. Glinzer „Nowsze sposoby wyrobu szkła“ Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 str. 541

zostaje niedostępną dla oczyszczania. By temu zapobiedz, ustawiają obydwie te komory obok siebie, u spodu podgrzewacza (rys. 815) i łączą je ze sobą rurami parowemi, wygiętemi w postaci ∩. Para przez nie przebiega z jednej komory do drugiej, a woda, zawarta w naczyniu ponad komorami, zagrzewa się. Po zdjęciu całego naczynia górnego rury dają się z łatwością oczyścić. Ze względu na

Rys. 815.



Rys. 815-a.



rdzewienie pod wpływem powietrza, wydzielającego się z wody, powierzchnie z nią się stykające, a zwłaszcza rury, powinny być nie żelazne lecz miedziane.

By zwiększyć wydajność kosztownych powierzchni rur miedzianych, ustrój przedstawiony w rys. 815-a, stara się polepszyć krążenie w miedzianych rurach, górą zamkniętych, przez wstawienie w nie cieńszych rurek żelaznych, łączących się nie z górną lecz z dolną komorą. Osiągając w ten sposób ustrój ściśle przeciwprądowy, zwiększamy istotnie wydajność cieplikową powierzchni miedzianej. Pozatem ustrój ten zaleca się tem, że daje się łatwo rozbierać w celu oczyszczania.

Przekroje przelotu pary w podgrzewaczach powinnyby być przynajmniej o 25% większe od przekroju rury odlotowej. Rury miedziane w podgrzewaczach bywają ponajczęściej 40 do 50 mm średnicy. Przy zasilaniu z przerwami, zawartość wody w podgrzewaczu powinnaby być przynajmniej $^1/_4$ do $^1/_5$ ilości potrzebnej na godzinę. Gdy zasila-

nie odbywa się bez przerwy, zawartość ta może być mniejsza, i w tym przypadku mogą okazać się właściwymi podgrzewacze złożone z wiązki rur wodnych, przez których wnętrze przechodzą rury parowe; ustrój ten nadaje się do zastosowania układu przeciwprądowego.

b. Ogrzewanie spalinami odchodzącemi z kotła.

1. W kanał spalinowy ostatniego lotu wstawiają szereg naczyń żelaznych, 500 do 600 mm średnicy. Sposób ten jednakże, z powodu szybkiego przerdzewiania żelaza skowalnego, żadną miarą się nie zaleca.

2. Szeregi stojących rur żeliwnych ustawione w komorze między kotłem a czopuchem, znane pod nazwą podgrzewaczy Green'a (economiser), nie posiadają wady powyżej wspomnianej. Często stosują rury 100 mm średnicy, 2700 mm długie, posiadające po 1 m^2 powierzchni ogrzewanej i po 25 l pojemności. Gdy spaliny odlatują z temperaturą 250° ilość rur dobieramy tak, aby ich zawartość równała się godzinnemu zapotrzebowaniu wody dla kotła, a natenczas, przy zasilaniu bez przerwy, woda w podgrzewaczu dosięga temperatury 120°. Gdy temperatura spalin odchodzących jest wyższa, wypada zmniejszyć powierzchnię podgrzewacza. W pierwotnym ustroju Green'a woda wstępuje równocześnie do wszystkich rur od spodu, a uchodzi z nich wierzchem. W zmienionym ustroju wprowadzają wodę w spody rur szeregu ustawionego najbliżej komina. Z górnej części tego szeregu woda przechodzi do górnej części następnego, a z niego znów dołem do trzeciego szeregu i t. d. Układ taki, jako przeciwprądowy, zapewnia lepszy wyzysk ciepła zawartego w spalinach. Niezbędnem jest kanał oblotowy z zasuwą, dozwalający szybko przerywać działalność podgrzewacza (w razie nadmiernego zagrzania się wody). Do oczyszczania rur od sadzy stosują skrobaczki mechaniczne, a do zbierania sadzy zeskrobanej pożądany jest pod podgrzewaczem stosowny zbiornik na sadzę. Rury powinny być dostępne chociażby z jednej strony. Gdybyśmy do podgrzewacza wprowadzali wodę zupełnie chłodną, to na chłodnych powierzchniach, w początkach drogi krążenia, łatwoby się wilgoć skraplała, powodując ich rdzewienie. Aby temu zapobiedz, lepiej wprowadzać do podgrzewacza wodę o temperaturze 30°, co łatwo osiągnąć przez domieszanie pewnej części wody, wychodzącej już z podgrzewacza, do wody chłodnej, do niego wprowadzanej.

VI. Przegrzewacze pary.

a. Opalane oddzielnie.

Przegrzewacze z oddzielnem paleniskiem nie wyzyskują należycie paliwa, stosują je zatem tylko w razie konieczności, a więc wtenczas, gdy miejsce zużycia pary przegrzanej znajduje się w znacznem oddaleniu od kotła.

b. Ogrzewane spalinami kotła.

1. Przegrzewacze, wbudowane między kotłem a kominem, za ostatnim lotem spalin, nie przegrzewają pary dostatecznie, o ile sam kocioł należycie ciepło spalin wyzyskuje. Albowiem do skutecznego przegrzewania pary, spaliny powinnyby być o 200° gorętsze od pary w kotle, a taka temperatura spalin uchodzących z kotła byłaby wskazówką, że kocioł pracuje wadliwie.

2. Lepiej zatem wbudować przegrzewacz w takie miejsce lotu spalin, w którem ich temperatura byłaby 500 do 600°, lecz nie przekraczała 700°. W ten bowiem sposób spaliny, które opuszczają względnie gorący przegrzewacz, napotykają w swym dalszym locie stosunkowo chłodniejsze powierzchnie kotła, mogą zatem uchodzić do komina z niższą temperaturą, aniżeli wrazie gdyby z gorącego przegrzewacza ulatywały wprost do komina.

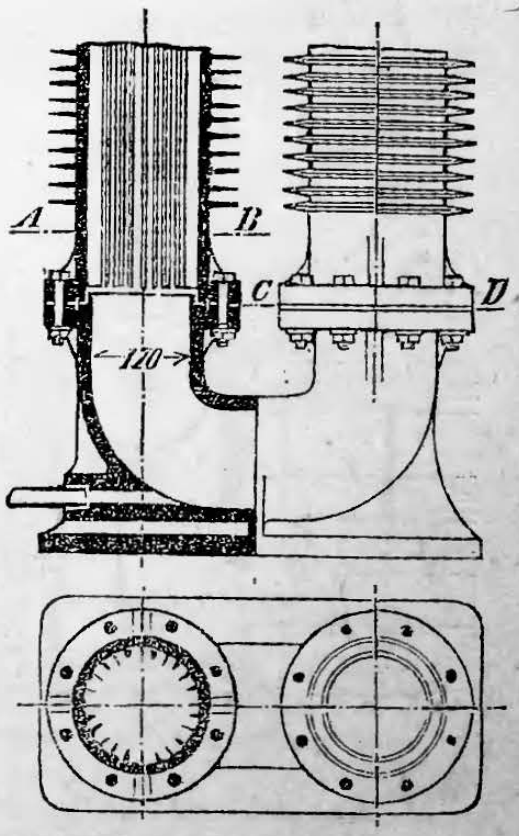
W zwykłe silniki parowe wprowadzamy zazwyczaj parę przegrzaną nie ponad 250° do 300°. Do pary bardziej przegrzanej należy używać silników swoiście do niej przystosowanych, np. silników Schmidt'a. W celu zmniejszenia strat skutkiem chłodzenia się w przewodach pary przegrzanej, stosują prędkości 60 do 80 m/sek. (dla pary nasyconej 20 do 30 m/sek). W przewodach obniżanie się temperatury pary przegrzanej zależy od jakości otuliny i bywa 0,5 do 1° na każdy m przewodu.

c. Poszczególne ustroje przegrzewaczy.

a) Przegrzewacz Uhler'a składa się zasadniczo z rurek Field'a, a nadaje się bardziej do opalania oddzielnego.

b) Przegrzewacz Schwoerer'a (rys. 816) składa się z szeregu równoległych rur żeliwnych większej średnicy, użebrowanych na zewnątrz prostopadle do osi, od wewnątrz zaś w kierunku osi. Końce rur sąsiednich łączą się nawzajem złączkami powrotnemi, wytwarzając w ten sposób wężownicę, przez którą przelatuje para, podczas gdy spaliny okrążają zewnętrzną użebrowaną powierzchnię tejże wężownicy. Rury te bywają trzymetrowej długości, a na 1 m b. posiadają 5 m^2 pow. ogrzewanej.

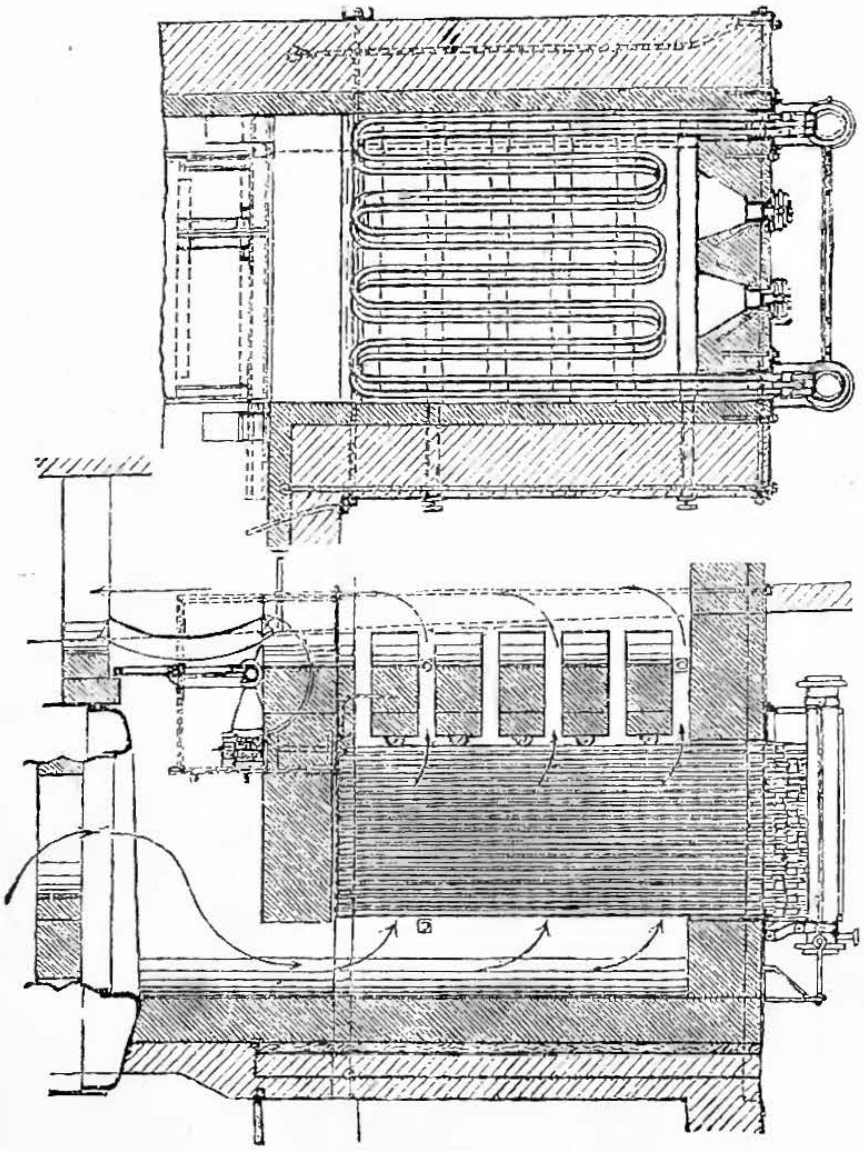
Rys. 816.



c) Przegrzewacze składające się z szeregów wężownic równoległych, wygiętych z rurek żelaznych, 25 do 35 mm prześwitu (rys. 816-a). Końce wężownic przyłączają się do dwóch przewodów głównych, z których jeden doprowadza parę nasyconą do wężownic, drugi zaś odprowadza pa-

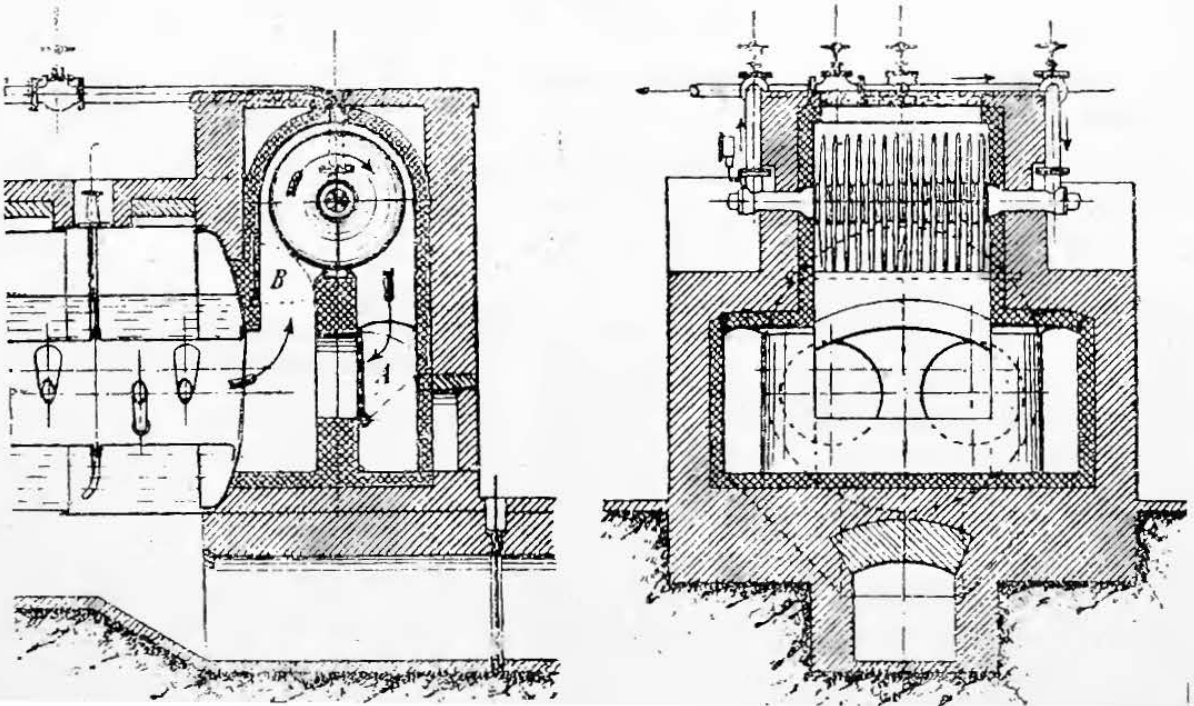
rę przegrzaną, może jednak służyć zarazem za przewód doprowadzający parę do następnej grupy wężownic, jeżeli przegrzewacz posiada kilka takich grup.

Rys. 816-a.



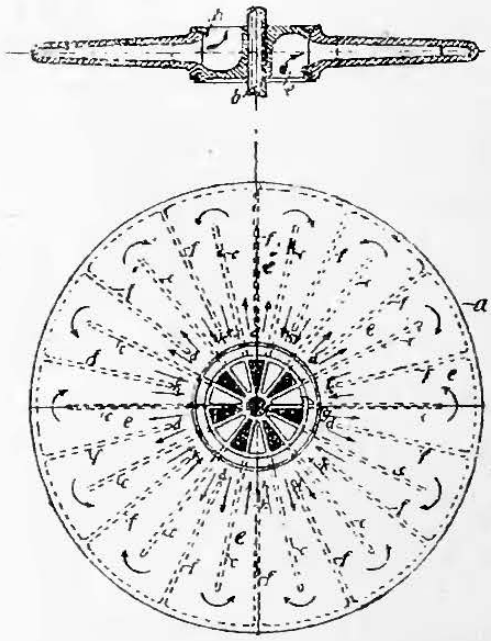
d) Przegrzewacz Grubińskiego składa się z szeregu jednostek kształtu soczewkowatego, ustawionych współosiowo za sobą. Każda taka jednostka składa się z dwóch talerzy żelaznych, na obwodzie ze sobą złączonych, które wytwarzają soczewkę. W środku talerzy są otwory, przez które para wlata do soczewki, względnie z niej wylata. Aby zmusić parę do przebiegania wzdłuż wewnętrznych powierzchni talerzy, wstawiono we wnętrze soczewki, między talerze, pełny krąg blaszany o średnicy nieco mniejszej niż wewnętrzna średnica soczewki Spaliny kierują się prostopadle do osi całego układu soczewek.

Rys. 816-b.



e) Przegrzewacz Pokrzywnickiego (rys. 816-b i c) kształtem przypomina ustrój co dopiero opisany, lecz jako odlewany z żeliwa podlega mniej rdzewieniu, a mając grubsze ścianki, a zatem większą zawartość materyału, jest lepszym zbiornikiem ciepła, natomiast sam materyał, nawet w wyborowem wykonaniu, łatwiej podlega pęknięciom niż żelazo skowalne.

Rys. 816-c.



f) Przegrzewacz Słuckiego jest w zasadzie kotłem płomieniówkowym, o przekroju prostokątnym. Spaliny przebiegają przez płomieniówki, para zaś we wnętrzu przegrzewacza okrąża je, a stosowne przegrody kierują ją w taki sposób, aby kolejno przechodziła z jednego szeregu płomieniówek na następne, a zatem lepiej się przegrzewała.

Dobry przegrzewacz powinien czynić zadość warunkom poniższym: możliwa jednostajność temperatury przegrzewania, a w tym celu pożądana jest znaczna masa metalu; łatwość miarkowania temperatur, a więc możność oblotu spalin obok przegrzewacza, albo dogodne napełnianie go wodą (zwłaszcza podczas rozgrzewania kotła); łatwe oczyszczanie rur od sadzy; unikanie złączy, zwłaszcza kołnierzowych, okrążonych spalinami; możność swobodnego wydłużania się rur i t. p.; suchość pary doprowadzanej, zwłaszcza do rurek mniejszej średnicy, a to w celu aby zapobiegać wytworzeniu się osadów na rurach.

Rozporządzenie pruskiego ministeryum z 31 sierpnia 1901 r. wymaga zaworu bezpieczeństwa na przegrzewaczu, jakoteż urządzenia umożliwiającego odwodnienie i przewodów parowych i samego przegrzewacza. Jeżeli zaś z przegrzewacza woda nie może ściec, to powinna być dana możność wytłoczenia lub wybryzgania jej parą na zewnątrz.

D. Prawa i przepisy o kotłach parowych.

I. Przepisy rosyjskie,

dotyczące ustroju, ustawiania i utrzymywania kotłów parowych, jako też porządku ich sprawdzania,

(zatwierdzone przez p. Ministra Skarbu w dniu 30 lipca 1890 r.).

I. Określenie pojęcia kotła parowego.

§ 1. Wszelkie naczynia zamknięte, w których pod działaniem płonącego paliwa, płyny przechodzą w stan pary, zdolnej posiąść prężność wyższą od atmosferycznej uważać należy za kotły parowe, podlegające przepisom niniejszym.

Uwaga. Przepisom tym natomiast nie podlegają takie kotły parowe, otwarte, których przestrzeń wewnętrzna łączy się bezpośrednio z atmosferą za pośrednictwem rury pionowej, w wodę zanurzonej o średnicy przynajmniej $3^1/_2$ cala (89 mm) w prześwicie, a wysokości, nie przekraczającej $2^1/_2$ sażena (5,33 m) ponad poziom wody w kotle. Na rurze tej nie ma być żadnego zawieradła, korka, ani innego urządzenia (oprócz zamknięcia wodą), któreby dozwalało odciąć swobodne połączenie wnętrza kotła z atmosferą.

II. Ustrój kotłów parowych.

§ 2. Ścianki kotłów, stykające się całkowicie lub częściowo ze spalinami, należy wyrabiać z żelaza skowalnego lub nieutwardzającego się żelaza zlewnego, albo z miedzi. Mosiądz można stosować do wyrobu płomieniówek, lecz tylko do średnicy nie ponad 4 cale (102 mm). Zastosowanie innych materyałów na ścianki kotłowe lub płomieniówki wymaga oddzielnego zezwolenia Ministra Skarbu, po uprzedniem zbadaniu przez Radę Handlu i Przemysłu ustroju i sposobu działania kotłów, dla których ma się wyjednać odstępstwo od zasad ogólnie obowiązujących. Ze względu na bezpieczeństwo publiczne w zezwoleniu takiem można przepisać i publicznie obwieścić oddzielne warunki dotyczące ustroju, osprzętu, ustawiania i sprawdzania takich kotłów.

§ 3. Poziom wody w kotłach, tak stałych, jako też i ruchomych, na lądzie stałym używanych, powinien wznosić się przynajmniej na 4 cale (102 mm) ponad najwyższą granicę zetknięcia się spalin ze ściankami kotła, o ile tylko możliwość rozżarzenia się tych ścianek nie jest wykluczona. Taż sama zasada stosuje się i do kotłów na parowcach, gdy wymiar poziomu wody w kotle, w kierunku szerokości statku, nie przenosi czterech stóp (1219 mm); gdy jednakże szerokość poziomu wody w kotle będzie od 4 do 8 stóp (1219 do 2438 mm), wzniesienie poziomu wody ma być nie mniejsze niż 6 cali (152 mm), a przy większej szerokoćci poziomu wody w kotle przynajmniej 7 cali (178 mm); na szałupach dozwala się 3 cale (76 mm).

Uwaga I. Za ściankę kotłową, już bezpieczną od rozżarzenia się, można uważać taką ściankę, z którą spaliny mogą się zetknąć dopiero po przepłynięciu wzdłuż powierzchni ogrzewanej, nie mniejszej niż 40-to krotna powierzchnia rusztu, przy zastosowaniu dyszaka parowego do wzmocnienia ciągu kominowego, a nie mniejszej niż 20-to krotna, gdy takiego wzmocnienia ciągu nie zastosowano.

Uwaga II. Przepisy niniejszego § nie stosują się do kotłów opłomkowych, o ile średnica wewnętrzna ich rurek nie przekracza 4 cali (102 mm), oraz do kociołków z rurami pionowemi, o powierzchni ogrzewanej do stu stóp kw. (9,29 m^2).

III. Osprzęt kotłów parowych.

§ 4. Każdy kocioł parowy, czy stały, czy też ruchomy, powinien posiadać przynajmniej 2 zawory bezpieczeństwa, z których jeden ma być tak urządzony, aby palacz lub silniczy nie mógł zmieniać jego naciążenia. Naciążenie zaworów należy tak ustosunkować, aby się zawory otwierały, gdy tylko prężność pary dosięgnie dozwolonej najwyższej prężności roboczej. Rozmiary zaworów należy przystosować do możności wytwarzania pary w danym kotle. Gdy naciąż naciska na zawór za pośrednictwem dźwigni, to położenie naciążu na samym końcu odpowiada dozwolonej, najwyższej prężności roboczej w kotle. Ustrój zaworów powinien umożliwiać łatwe sprawdzanie ich prawidłowego stanu.

Uwaga. Na kotłach ruchomych, kotłach paroweów i na parowozach dozwala się zawory bezpieczeństwa naciążać sprężynami.

§ 5. Każdy kocioł trzeba zaopatrzyć w manometr na rurce syfonowej. Na podziałce, albo na wskaźnicy (cyferblacie) manometra należy wyraźną kresą oznaczyć miejsce, do którego dojść może skazówka przy najwyższej, dozwolonej prężności. Manometr ma być dogodnie widoczny ze stanowiska palacza.

Na parowcach należy ustawiać po dwa manometry, jeden dla palacza, drugi dla silniczego (maszynisty), który musi również mieć możność przeczytywania wskazań manometra; jeśli zatem ścianka lub przepierzenie rozdziela kotłownię od silniczni (sali maszyn), to drugi manometr stawia się w samej silniczni.

§ 6. Każdy kocioł parowy, o powierzchni ogrzewanej do 200 stóp kw. (18,56 m^2), a również kocioł lokomobili powinien mieć przynajmniej jeden zaufny przyrząd zasilający, któryby zdołał podtrzymywać normalny stan wody w kotle nawet przy najbardziej wytężonej pracy kotła. Kotły większe (ponad 200 st. kw.) powinny mieć dwa takie, niezależnie od siebie działające przyrządy, aby w razie uszkodzenia jednego, drugi mógł być czynnym. Dwa takie nawzajem od siebie niezależne przyrządy zasilające uważają się za dostateczne i dla większej ilości kotłów w jednym budynku, wszakże z zastrzeżeniem, aby możność każdego z przyrządów wystarczała z nadmiarem na zasilanie wszystkich kotłów. Przyrząd zasilający łączy się z kotłem za pośrednictwem zaworu zwrotnego, zamykającego się pod ciśnieniem spowodowanem prężnością pary w kotle.

§ 7. Każdy kocioł ma mieć szklaną rurkę wodoskazową i co najmniej dwa kurki dozorcze (probiercze). a każdy z nich oddzielne połączenie z kotłem; ponadto mogą być i inne urządzenia do wskazywania poziomu wody w kotle. Na rurce wodoskazowej naznacza się kreską czerwoną lub białą najniższy dozwolony poziom wody. Kurki dozorcze należy tak umieścić, aby najniższy z nich leżał na poziomie najniższego poziomu wody. Kurki dozorcze, jako też i kurki przy rurkach wodoskazowych, powinny posiadać taki ustrój, któryby dozwalał w kierunku prostym przetykać je wraz z połączeniem kotłowem, a to w celu ich przeczyszczania.

§ 8. Ustrój kotłów ma być tego rodzaju, iżby dozwalał oczyszczać wnętrze ścianek kotłowych, do czego służyć mogą jeden lub kilka włazów i t. p. urządzenia.

IV. Ustawianie kotłów parowych.

§ 9. Budynek kotłowni na lądzie powinien czynić zadość wszystkim wymaganiom Ustawy Budowlanej (Stroitjelnyj Ustaw), a nadto:

1) Kotłownia ma być dostatecznie oświetlona i tak obszerna, aby dogodnie można było i rozrządzać wszystkimi przyrządami kotłowymi i je doglądać, a w razie potrzeby i naprawiać lub wymieniać.

2) Swobodny odstęp między obmurowaniem kotłowem i ścianami budynku ma być nie mniejszy niż $1^1/_2$ werszka (67 mm); odstęp ten można w obydwu końcach zamurować, a górą przekryć.

3) Kotłów, pracujących nadprężnością (ponad atmosferyczną) przekraczającą 6 atm., jakoteż kotłów, w których iloczyn z nadprężności wyrażonej w atm. i ilości stóp kw powierzchni ogrzewanej przewyższa liczbę **200** (18,58 dla miar metrycznych), — z wyjątkiem jednak kotłów opłomkowych, o średnicy rurek nie ponad 4 cale (102 mm) w prześwicie (zbiorniki pary mogą mieć większe średnice), a o powierzchni ogrzewanej nie większej niż 300 stóp kw. (27,87 m^2) — stawiać nie wolno:

a) pod wyrobniami (warsztatami), mieszkaniami i przestrzeniami, w których zazwyczaj znajdują się ludzie;

b) w samych wyrobniach, mieszkaniach lub przestrzeniach powyżej określonych. Wyjątek mogą stanowić wyrobnie nie sklepione i bez stropu na belkach, lecz natenczas obszar pod kotły niezależnie opalane należy oddzielić od pozostałej wyrobni przegrodą, zabezpieczającą na wypadek pożaru, a zaopatrzoną w nieodzowne drzwi i otwory. Przegroda taka staje się zbędną, gdy kotły ogrzewają się spalinami odlotowemi innych ognisk lub palenisk, jako też przy urządzeniach czasowych, np. przy robotach inżynierskobudowlanych, w kopalniach kruszców, w płóczkarniach złota i t. p.

4) Drzwi i okna kotłowni powinny się otwierać na zewnątrz.

5) Kotłownię należy oddzielić od mieszkań lub wyrobni obok się mieszczących ścianą murowaną, grubości $1^1/_4$ arszyna (889 mm). Podłoga kotłowni ma być z materyałów niepalnych.

6) Dozwala się urządzać przejścia przez kotłownię, lecz nie dla ogółu robotników dla których powinny być oddzielne, od kotłowni niezależne wyjścia na dziedziniec lub przejścia z jednego oddziału fabryki do drugiego.

V. Sprawdzanie kotłów parowych.

§ 10. W odstępach czasu, poniżej w §§ 12 i 16 określonych, każdy kocioł parowy, będący w użyciu, podlega sprawdzaniu. Sprawdzanie kotłów ruchomych odbywa się na tem miejscu ich pracy, które wskaże właściciel.

Uwaga I. Świadectwo dokonanego sprawdzenia kotła ruchomego zachowuje swą moc prawną do właściwego terminu, chociażby kocioł przeniesiono w inne miejsce i tam go ustawiono.

Uwaga II. Jeżeli sprawdzanie kotła ruchomego, zbudowanego w Rossyi, odbyło się przed jego wyjściem z kotlarni, która ów kocioł zbudowała, to świadectwo takie zachowuje swą moc prawną również do terminu, przewidzianego na sprawdzenie następne.

§ 11. Celem technicznego sprawdzania kotła jest przeświadczenie się o stanie wszystkich jego części, oraz o sposobie jego ustawienia, dalej stwierdzenie, że stan kotła we wszystkich szczegółach jest zgodny z treścią pozwolenia na jego ustawienie, wreszcie, że, zgodnie z temże pozwoleniem i przepisami ogólnie obowiązującemi, kocioł zaopatrzono w prawidłowe przyrządy bezpieczeństwa i że przyrządy te utrzymują się w należytym porządku.

§ 12. Sprawdzanie kotła bywa zewnętrzne, albo wewnętrzne. Pierwsze powtarza się co dwa lata, drugie zaś jest niezbędne przed puszczeniem w ruch każdego nowo ustawionego kotła, poczem powtarza się w odstępach sześcioletnich, wcześniej zaś w przypadku przewidzianym w § 16, a natenczas łączy się ono z najbliższem, kolejno przypa-

dającem sprawdzeniem zewnętrznem. Niezależnie od powyższego należy sprawdzać kocioł i wewnętrznie po każdej znaczniejszej naprawie, a mianowicie, gdy kocioł ruszono z miejsca w celu jego naprawy, gdy rozebrano jego obmurze, gdy wyjęto z niego płomienice, lub płomieniowkę średnicy ponad 4 cale (102 mm), lub część paleniska wewnętrznego, wreszcie gdy wymieniono jedno lub więcej pierścion, albo blach kotłowych.

Uwaga. Niezależnie od powyżej określonych zroków (terminów) władza nadzorcza może poruczać swym technikom dopilnowanie, aby przestrzegano należycie obowiązujących przepisów kotłowych.

§ **13.** Przy zewnętrznem sprawdzaniu kotła, które się odbywać powinno bez wstrzymania jego działania, należy zwracać uwagę przedewszystkiem: na stan kotłowni, oraz przyrządów zasilających i wodoskazowych, na stan urządzeń do czyszczenia kotła, na stan przyrządów wzkazujących prężność pary, jako też przyrządów wypuszczających jej nadmiar, w razie przekroczenia ustanowionej granicy prężności normalnej, wreszcie na ustrój i stan paleniska.

Sprawdzając kocioł zewnętrznie, wypada równocześnie przekonać się i o tem, czy palacz zna przeznaczenie przyrządów znajdujących się przy kotle, oraz sposób ich obsługi, i czy wie jakie stosować środki zaradcze, gdy się w kotle poziom wody nadmiernie obniży.

§ **14.** Sprawdzanie wewnętrzne dotyczy całej budowy kotła i kotłowni, a z niem łączy się zbadanie wytrzymałości ścianek kotła ciśnieniem wodnem; dla takiego sprawdzania należy wstrzymać działanie kotła.

Oprócz badania stanu przedmiotów wyszczególnionych w § 13, wypada zwrócić uwagę na stan ścianek, nitów, złącz kotła, tak zewnątrz jako i wewnątrz niego, a również na stan płomienic i płomieniówek oraz zespórek, przyczem trzeba zbadać, czy wytrzymałość wszystkich tych części nie ucierpiała przez użytkowanie, czy nie potrzeba zmienić rur, o ile je kocioł wogóle posiada; należy dalej zbadać, czy wytwarza się kamień kotłowy, a w takim razie zbadać jego właściwości fizyczne; nadto nieodzownem jest zbadanie przewodów zasilających i otworów do czyszczenia, stanu zaworów zasilających i parowych, stanu przewodów łączących kocioł z manometrem i wodoskaźnikami, oraz stanu wszelkich innych przyrządów bezpieczeństwa przy kotle, wreszcie stanu przewału paleniskowego i kanałów spalinowych zarówno wewnątrz jak i zewnątrz kotła. Jeżeli kotła nie można sprawdzić wewnętrznie, wchodząc w kanały spalinowe, to wypada obnażyć kocioł z opony i obmurowania w całości, albo na tych częściach, które podlegają sprawdzeniu.

§ **15.** Badając kotły ciśnieniem wodnem, co stanowi część sprawdzania wewnętrznego, należy stosować przepisy poniższe: a) kotły parowe mające pracować nadprężnością (ponad prężność atmosfery), nie przekraczającą jednej atmosfery probuje się ciśnieniem wodnem w trójnasób większem od nadprężności, z którą kocioł ma pracować; b) kotły mające pracować z nadprężnoscią, przewyższającą jedną atmosferę, lecz nie przekraczającą 5 atmosfer, probuje się ciśnieniem wodnem, dwa razy większem od nadprężności, z którą kocioł ma pracować, w każdym razie jednak ciśnieniem nie mniejszem niż 3 atmosfery; c) kotły pracujące z nadprężnością, przekraczającą 5 atmosfer, próbuje się ciśnieniem wodnem o 5 atmosfer wyższem od nadprężności, jaką kocioł ma pracować; d) ciśnienie, którem się probuje kocioł, należy określać manometrem sprawdzonym. Technik wykonywający próby powinien go sam dostarczyć, jak również i pompę niezbędną do próby; e) ciśnienie próbne trzeba utrzymywać w kotle przez okres czasu, wystarczający na dokładne zbadanie wszystkich części kotła; f) kocioł uważa się za wytrzymujący przepisaną próbę jeżeli: 1) nie pojawią się oznaki pęknięcia, 2) nie zajdą żadne trwałe odkształcenia kotła, 3) nie cieknie nigdzie woda, przyczem jednakże drobny pył wodny lub krople, przesączające się w postaci rosy przez szwy, doszczelnienia, i obok nitów, nie uważają się za objaw nieszczelności; g) buliery należy probować tem samem ciśnieniem, co sam kocioł.

§ **16.** Jeżeli sprawdzanie, czy to wewnętrzne, czy to zewnętrzne, wykaże znaczne nieprawidłowości w działaniu kotła, to dokonujący próbę, o ile to uzna za właściwe, może zarządzić ponowne sprawdzanie zewnętrzne.

Jeżeli sprawdzanie wykaże nieprawidłowości, których się natychmiast nie usunie, to naznacza się zrok (termin), w którym należy usunąć nieprawidłowości, a po upływie tego zroku trzeba sprawdzanie ponowić.

Jeżeli sprawdzanie wykaże nieprawidłowości wprost niebezpieczne, to wstrzymuje się niezwłocznie działanie kotła, aż do usunięcia owych nieprawidłowości, spisując protokół, w którym należy wyszczególnić przyczyny wstrzymania. W takim przypadku, przed ponownem rozpoczęciem pracy kotła, trzeba usunąć wszystkie nieprawidłowości, grożące niebezpieczeństwem, poczem dopiero należy uskutecznić ponowne sprawdzanie, któreby wykazało, że kocioł został doprowadzony do stanu zgodnego z przepisami.

Gdyby sprawdzanie wewnętrzne i próba na ciśnienie wykazać miały, że kocioł się jeszcze nadaje do dalszej pracy, lecz że skutkiem długotrwałego użytkowania nasuwa się wątpliwość, czy może on pracować bezpiecznie przez czas dłuższy, to następne spraw-

dzanie wewnętrzne naznacza się na zrok przewidziany dla najbliższego sprawdzania zewnętrznego.

§ 17. Sprawdzanie zewnętrzne bez próby na ciśnienie, odbywa się bez uprzedniego o tem zawiadomienia. Natomiast sprawdzający powinien, przynajmniej na miesiąc przed zamierzonem sprawdzeniem wewnętrznem, zawiadomić o tem właściciela kotła lub jego pełnomocnika, którego obowiązkiem jest na ten czas przysposobić kocioł do próby. Ostateczny zrok sprawdzania tego oznacza się za porozumieniem się z właścicielem kotła, i wedle możności w dnie nierobocze. Gdy porozumienie pod tym względem nie nastąpi, to sam technik sprawdzający naznacza zrok sprawdzania, lecz jedynie na dzień nieroboczy, a przy kotłach pracujących dłuższe okresy czasu bez przerwy, na czas przystanku między temi okresami pracy.

Uwaga. Kotły, które w czasie swej bezczynności pozostają pod pieczęcią zarządu akcyzy, technik sprawdzający powinien sprawdzać wewnętrznie i na ciśnienie, oznaczając czas sprawdzania w porozumieniu z zarządem akcyzy.

§ 18. Właściciel powinien posiadać księgę sznurową oddzielną dla każdego kotła, wydawaną przez właściwą władzę, do której to księgi zapisuje się wynik każdego sprawdzenia stwierdzony właściwymi podpisami. Niezależnie od tego, jako znak dokonanego za każdym razem sprawdzenia wewnętrznego i próby na ciśnienie, technik sprawdzający przytwierdza do kotła znaczek, na którym wybija się cyfrę dozwolonej ilości atmosfer nadprężności, rok dokonanego sprawdzenia, oraz numer porządkowy sprawdzań, dokonanych w danym roku. Znaczek należy wybijać z blachy metalowej (mosiężnej, miedzianej) i przytwierdzać na miejscu widocznem do samego kotła, lub do jego obmurza.

VI. Pozwolenia na ustawianie kotłów parowych.

§ 19. Na ustawienie kotła parowego niezbędnem jest uzyskanie pozwolenia władzy, sprawującej dozór nad kotłami, której to władzy należy składać prośbę o pozwolenie.

§ 20. W prośbie wyszczególnić trzeba imię, stan i miejsce zamieszkania proszącego. Do prośby należy dołączyć: a) W dwóch egzemplarzach opis i rysunek kotła w pojedynczych kreskach wykonany, a dla kotłów nieruchomych nadto ogólny plan miejscowości i rysunek budynku kotłowni. Opis ma zawierać: wymiary kotła, rodzaj jego materyału, wymiary zaworów i ich naciążenia, wielkość powierzchni ogrzewanej, ustrój urządzeń zasilających i paleniska, najwyższą nadprężność, ponad którą kocioł nie będzie pracować, wreszcie moc i rodzaj silnika, jeżeli kocioł ma służyć do jego napędzania. Rysunek kotła powinien zawierać w sobie dane niezbędne do obliczenia powierzchni, stykających się ze spalinami, i powierzchni, stykającej się z wodą, oraz dane do oznaczenia wysokości najniższego poziomu wody ponad najwyższym punktem kanałów spalinowych. Na planie ogólnym należy wrysować kreskami wszystkie budowle przynależne do zakładu, który ma się obsługiwać kotłem, a również wyszczególnić właścicieli sąsiednich posiadłości, jako też oznaczyć rodzaj budowli przyległych. Budowlany rysunek kotłowni powinien jasno przedstawiać położenie kotła i komina, wraz z jego wysokością, oraz rozkład kanałów spalinowych i czopucha. Na ten cel wystarcza zwykły plan z przekrojami. Wymiarki planu ogólnego i rysunków budowlanych powinny być zgodne z przepisanemi przez ustawę budowlaną. Rysunek kotła ma go przedstawiać w $^1/_{20}$ istotnej wielkości. Na każdym rysunku należy wyrysować wymiarkę. Opis i rysunki powinni podpisać ci, którzy je sporządzili, jak również i właściciel. b) Poświadczenie władzy policyjnej, a w przypadkach właściwych, i odezwę władz miejskich, że przeciwko uwzględnieniu prośby z ich strony przeszkód nie ma.

§ 21. Prośby o pozwolenie na ustawienie kotłów otrzymuje do przedwstępnej oceny technik dozorujący, którego ma do swego rozporządzenia władza, sprawująca nadzór nad kotłami. Jeżeli tego technika nie ma, to prośbę otrzymuje do oceny inny znawca. Następnie po rozpatrzeniu, czy zamierzone urządzenie jest zgodne z postanowieniami prawa, oraz z przepisami ustanowionymi dla użytkowania kotłów parowych, pozwolenie może być wydane bez zastrzeżeń, albo pozwolenie to warunkuje się dopełnieniem pewnych urządzeń dodatkowych, lub zastosowaniem szczególnych środków ostrożności, albo też wreszcie nastąpić może odmowa. W razie odmowy należy wyszczególnić wszelkie niezgodności z przepisami, będące przyczyną odmowy.

§ 22. Zrok wydania postanowienia na prośbę o pozwolenie ustawienia kotłów ma być możliwie krótki; w każdym razie odpowiedź na prośbę tego rodzaju należy udzielić proszącemu za pośrednictwem policyi miejscowej, nie później niż w miesiąc od podania prośby, z doliczeniem czasu niezbędnego na przesłanie odpowiedzi pocztą. Jeżeli niezwykłe okoliczności stają się przeszkodą wydania postanowienia na zrok powyżej określony, to przed upływem tego zroku należy uwiadomić proszącego za pośrednic-

twem policyi miejscowej, kiedy postanowienie będzie mogło zapaść, podając przytem przyczyny zwłoki. Jeżeli proszący takiego zawiadomienia nie otrzyma wcale, albo jeżeli władza właściwa nie uwiadomi proszącego o swem postanowieniu ostatecznem nawet w zroku, przez siebie wyjątkowo ustanowionem, to po upływie dalszego miesiąca pozwolenie uważa się za udzielone w całej rozciągłości prośby, o ile to nie sprzeciwia się prawom obowiązującym. Proszący, chcąc skorzystać z tego przysługującego mu prawa, ma obowiązek zawiadomienia o tem miejscowej policyi, wykazując jej zarazem, że dopełnił wszelkich warunków, niezbędnych do korzystania z tego prawa.

W razie powyżej przewidzianego odroczenia zroku na wydanie swego postanowienia, władza, mająca nadzór nad kotłami, zawiadamiając proszącego o odroczeniu, może równocześnie zaznaczyć, w czem prośba jego nie zgadza się z przepisami, o ile to spostrzeżono przy przedwstępnem jej rozpatrzeniu, i może mu równocześnie polecić usunięcie lub poprawienie tych uchybień. Natenczas jednak zrok na wydanie postanowienia liczy się od podania ostatecznie uzupełnionej prośby.

§ 23. Kotła ustawionego na mocy pozwolenia, nie wolno puszczać w ruch (z wyjątkiem przypadku wskazanego w uwadze 2-ej do § 10) bez uprzedniego sprawdzenia przez właściwego technika rządowego. W tym celu właściciel zawiadania władzę, spełniającą nadzór nad kotłami, o tem, że kocioł gotów do sprawdzenia, a władza wysyła technika dla dopełnienia tej czynności. Technik oprócz próby właściwej powinien się przekonać o zgodności całego urządzenia i ustawienia kotła, tak z przepisami obowiązującymi, jako też z udzielonem pozwoleniem. Sprawdzenie to ma się odbyć możliwie jak najwcześniej, w każdym razie nie później, niż w dwukrotnie wziętym okresie czasu, niezbędnego na przejazd i zejście na miejsce, z doliczeniem dwóch tygodni. Jeżeliby technik rządowy nie przybył dla sprawdzenia kotła, na czas powyżej określony, to właściciel mocen jest, na własną odpowiedzialność puścić kocioł w ruch.

VII. Wybuchy kotłów parowych.

§ 24. W razie wybuchu kotła, obowiązkiem właściciela lub jego pełnomocnika jest niezwłoczne zawiadomienie policyi miejscowej o wypadku. Aż do spisania protokułu w porządku przez prawo ustanowionym, nie wolno naprawiać uszkodzonych budowli, zmieniać kształtu lub położenia części przynależnych do kotła, jedynie z wyjątkiem, gdy i o ile to staje się niezbędnem dla ratowania życia lub zdrowia ludzi, dla zapobieżenia dalszym niebezpieczeństwom, lub dla przywrócenia przejazdu lub przejścia na drogach publicznych.

VIII. Obsługa kotła.

§ 25. Właściciele i dzierżawcy fabryk z kotłami parowymi, jako też osoby zarządzające fabrykami, zakładami przemysłowymi, parowcami lub innemi przedsiębiorstwami, w których używają się kotły parowe, mają obowiązek, wszczepiać w obsługujących te kotły silniczych, palaczy i robotników, przeświadczenie o nieodzowności ścisłego przestrzegania obowiązujących przepisów kotłowych, do obsługi zaś kotłów wybierać ludzi trzeźwych i zaufnych, a niezawodnie obznajmionych z obsługą kotłów.

IX. Lokomobile.

§ 26. Przenośne kotły parowe (lokomobile) podlegają wszystkim powyższym przepisom, z wyjątkiem jedynie przepisów, zawartych w §§ 9 i 19 do 23.

X. Kotły parowe, które były w działaniu przed wydaniem niniejszych przepisów.

§ 27. Kotły parowe, które były już w działaniu przed wydaniem przepisów niniejszych, mogą pracować nadal, chociażby nie dopełniały warunków objętych §§ 2, 9, 19, 20, 21, 22 i 23; jednakże podlegają i one przepisom pozostałych §§ na równi z kotłami nowo ustawianymi.

II. Przepisy niemieckie.

a. Wyciąg z przepisów przemysłowych Rzeszy.

(Prawa z 21-go lipca 1869 i 1-go stycznia 1873 r.).

§ 24. Na ustawienie wszelakich kotłów parowych należy uzyskać pozwolenie zgodnie z przepisami poszczególnych Państw Rzeszy.

Urząd właściwy udziela pozwolenia, odmawia go, albo wreszcie warunkuje je dopełnieniem szczególnych wymagań.

Przed rozpoczęciem pracy kotła należy uzyskać poświadczenie władzy, że kocioł odpowiada wymaganiom pozwolenia; kto bez tego poświadczenia rozpocznie użytkowanie kotła, podlega karze, w § 147 określonej. Przepisy te dotyczą i kotłów ruchomych.

§ **25.** Pozwolenie raz udzielone, zgodnie z § 24. nie traci swej siły, dopóki samo urządzenie nie podlegnie zmianom, a więc zmiana właściciela nie znosi prawnej siły udzielonego pozwolenia. W razie zmian w urządzeniu trzeba wyjednywać nowe pozwolenie podług § 24.

Urządzenia, wykonane przed wydaniem niniejszych przepisów, mimo to im podlegają.

§ **49.** Pozwolenie udzielone traci swą siłę, jeżeli właściciel z niego w przeciągu roku nie skorzysta; władza udzielająca pozwolenie może jednakże naznaczyć inny zrok (termin), albo go przedłużyć.

Trzyletnia przerwa w korzystaniu z urządzenia kotłowego unieważnia otrzymane pozwolenie, o ile właściciel nie uzyskał odroczenia.

§ **147.** Przekroczenia podlegają karom do 300 marek, a w razie niemożności uiszczenia, grzywny zastępują się więzieniem.

b. Ogólne przepisy policyjne, dotyczące ustawiania kotłów parowych *).

(Okólnik Rady Związkowej, ogłoszony przez Kanclerza Rzeszy 5-go sierpnia 1890 r.).

I. Ustrój kotłów parowych.

§ **1.** Ścianki kotłów, płomienic, płomieniówek, opłomek i t. p. części, będących w zetknięciu ze spalinami, o ile ich średnica przekracza 25 cm, a przy kształcie kulistym 30 cm, nie powinny być żeliwne, a z mosiądzu wolno wykonywać tylko rurki o średnicy nie większej niż 10 cm w prześwicie.

§ **2.** Kanały spalinowe, tak we wnętrzu kotła, jak i na zewnątrz niego leżące, nie powinny dochodzić wyżej niż na 10 cm pod ustanowiony, najniższy poziom wody w kotle. Odstęp ten należy zachować na statkach rzecznych przy ich bocznem przechyleniu o 4 stopnie, na statkach morskich przy przechyleniu o 8 stopni.

Przepis powyższy nie dotyczy kotłów złożonych z opłomek o średnicy mniejszej niż 10 cm i nie dotyczy tych części kotła, stykających się z przestrzenią parową, których rozżarzenia obawiać się nie potrzeba. Zazwyczaj niebezpieczeństwo to można uważać za nieistniejące, gdy przy zwykłym ciągu spaliny oblecą powierzchnię 20 razy większą od rusztowej, a przy stosowaniu nadmuchu lub wydmuchu 40 razy większą.

II. Osprzęt kotła.

§ **3.** Każdy kocioł należy zaopatrywać w oddzielny zawór zasilający, któryby się zamykał samoczynnie pod ciśnieniem wody w kotle.

§ **4.** Każdy kocioł ma mieć dwa przyrządy zasilające, nawzajem od siebie zupełnie niezawisłe, niebędące w zależności od tego samego źródła siły, a z których każdy powinien wystarczać do zasilania kotła. Szereg kotłów zrzeszonych uważa się pod względem zasilania za jeden kocioł.

§ **5.** Każdy kocioł ma posiadać, oprócz szkła wodoskazowego, jeszcze drugi, równie zaufny przyrząd do sprawdzania poziomu wody. Każdy z tych przyrządów musi posiadać niezależne połączenie z wnętrzem kotła, a wspólne połączenie dozwala się, o ile przekrój przewodu będzie nie mniejszy niż 60 cm^2 w prześwicie.

§ **6.** W razie zastosowania kurków dozorczych, najniższy z nich ma leżeć w ustanowionym, najniższym poziomie wody. Ustrój kurków dozorczych musi dozwalać na prostokierunkowe ich przepychanie, w celu usunięcia osadu.

§ **7.** Na szkle wodoskazowem, a również na ściance kotłowej lub na obmurzu muszą być znaki, wskazujące ustanowiony, najniższy poziom wody. Na przodzie kotłów parowcowych należy wyraźnie oznaczyć górne granice kanałów spalinowych, a kotły takie otrzymują po dwa szkła wodoskazowe, ustawione w możliwie wielkim wzajemnym odstępie i symetrycznie względem środkowej, pionowej płaszczyzny kotła, równoległej do podłużnej osi statku. Drugie szkło wodoskazowe nie może zastąpić wymaganego przez § 5, drugiego przyrządu wodoskazowego.

---

*) W kilku paragrafach opuszczamy przepisy natury czysto formalnej, jako mniej ważne.

§ 8. Na każdym kotle ma się znajdować przynajmniej jeden zaufny zawór bezpieczeństwa.

Jeżeli kilka kotłów przyłącza się do wspólnego zbiornika pary przewodami, nie posiadającymi zawieradeł, to dla wszystkich kotłów razem można zadowolić się dwoma zaworami bezpieczeństwa.

Kotły parowcowe, parowozowe i lokomobilowe mają posiadać przynajmniej po dwa zawory bezpieczeństwa. Kotły parowców, z wyjątkiem morskich, powinny mieć jeden z zaworów bezpieczeństwa tak ustawiony, aby jego naciążenie dało się sprawdzać z pokładu.

Ustrój zaworów bezpieczeństwa powinien dozwalać na ich łatwe uchylanie, a naciąż ich ma być taki, aby przy dozwolonej, najwyższej prężności w kotle już wypuszczały parę.

§ 9. Na każdym kotle nieodzownym jest zaufny manometr, na którym najwyższa prężność dozwolona oznacza się widocznym znakiem.

Na kotłach parowcowych należy ustawiać dwa takie manometry, z których jeden ma być widoczny ze stanowiska palacza, drugi zaś (z wyjątkiem kotłów na parowcach morskich) ma być widoczny z pokładu. Gdy na parowcu znajduje się kilka kotłów, oddających parę do wspólnego przewodu, to oprócz manometrów, widocznych dla palacza, starczy jeden wspólny manometr, widoczny z pokładu.

§ 10. Na każdym kotle należy oznaczyć widocznie a trwale: największą nadprężność dozwoloną, nazwę fabryki, rok wykonania, a na kotłach parowcowych oznacza się nadto cyfrę, określającą miarę najniższego poziomu wody w kotle.

Tabliczka metalowa z powyższemi oznaczeniami przytwierdza się nitami miedzianymi do kotła w taki sposób, iżby nawet po osłonięciu kotła oponą, albo po jego obmurowaniu pozostawała widoczną.

III. Sprawdzanie kotłów parowych.

§ 11. Każdy kocioł, po wykończeniu, a przed osłonięciem lub obmurowaniem, podlega próbie na ciśnienie wodne, po zamknięciu wszelkich jego otworów.

Kotły, mające pracować z nadprężnością do 5-u atm., sprawdzają się ciśnieniem wodnem, dwa razy większem od nadprężności roboczej; kotły na wyższą prężność sprawdzają się ciśnieniem wodnem, przekraczającem o 5 atm. ową prężność. Za atmosferę uważa się ciśnienie 1 kg/cm^2.

Ścianki kotłowe mają wytrzymywać owe ciśnienie bez widocznego odkształcania się i nie wykazując nieszczelności, za jaką nie uważa się jednakże ani wytryskający pyłek wodny w postaci mgły, ani oddzielnie pojawiające się kropelki.

§ 12. Po naprawie w kotlarni, albo po naprawie w samej kotłowni, o ile do tego trzeba było obnażyć kocioł w zupełności, podlega on ponownemu sprawdzeniu ciśnieniem wodnem. Tej samej próbie podlega kocioł po wymianie płomienicy, po wymianie ścianki sitowatej i wogóle po wymianie części blach kotłowych.

§ 13. Ciśnienie wodne przy sprawdzaniu należy określać, bądźto za pomocą otwartego manometru rtęciowego, bądź też za pomocą dokładnego manometru, dostawionego przez samego urzędnika sprawdzającego. W tym celu na każdym kotle ma się znajdować przyłącznik, dozwalający przyłączyć dogodnie ów manometr urzędowy.

IV. Ustawianie kotłów parowych.

§ 14. **Miejsce ustawienia.** Pod przestrzeniami, w których zazwyczaj przebywają ludzie, nie wolno stawiać kotłów pracujących z nadprężnością, przekraczającą 6 atm., ani też kotłów, w których iloczyn z powierzchni grzanej w m^2, pomnożonej przez ilość atmosfer nadprężności, przekracza liczbę 30, a w samych takich przestrzeniach, o ile są zasklepiane, albo pokryte mocnym stropem belkowym, kotłów wogóle stawiać nie wolno.

We wszystkich, tego rodzaju kotłach palenisko musi być tak zbudowane, aby można było natychmiastowo przerwać oddziaływanie paliwa na kocioł.

Przepis powyższy nie dotyczy kotłów opłomkowych, o ile prześwit opłomek nie posiada średnicy ponad 10 cm, ani też kotłów, ustawianych w kopalniach lub na statkach.

§ 15. **Obmurze.** Między obmurzem kotła, a ścianami kotłowni, należy pozostawić przestrzeń swobodną, przynajmniej 8 cm szeroką, którą można jednak górą przekryć, a w końcach zamurować.

V. Ruchome kotły parowe.

§ **16.** Każdy kocioł ruchomy lub przenośny (o kotłach parowcowych p. § 19) powinien posiadać:

1. Pozwolenie urzędowe z powtórzeniem oznaczeń z tabliczki na kotle przynitowanej (§ 10), z opisem i rysunkiem kotła, z oznaczeniem naciążu na zaworze bezpieczeństwa, wreszcie ze świadectwem sprawdzenia.
2. Księgę sprawdzań, w którą się zapisują wyniki sprawdzań urzędowych.

§ **17.** Za kocioł ruchomy lub przenośny można uważać taki kocioł, który pracuje bez obmurza.

§ **18.** Kocioł z ustroju swego ruchomy lub przenośny, z chwilą ustawienia go na stałe, przestaje podlegać przepisom § 16 i 17-go.

VI. Kotły parowcowe.

§ **19.** Do kotłów parowcowych i wogóle do kotłów ustawionych na statkach przepisy § 16 stosują się w całej rozciągłości z tym jeszcze dodatkiem, że wspomniany w § 16 rysunek musi obejmować oprócz samego kotła i tę część statku, w której kocioł ustawiono.

VII. Przepisy ogólne.

§ **20.** (Dotyczy przepisów przejściowych).

§ **21.** (Dotyczy praw poszczególnych Państw Rzeszy)

§ **22.** Przepisom powyższym nie podlegają:

1) Naczynia, w których gotuje się parą, zaczerpnietą z innego kotła.

2) Przegrzewacze pary i naczynia, w których para, wytworzona w oddzielnym kotle, podgrzewa się dodatkowo.

3) Kotły do gotowania, ogrzewane z paleniska, których wnętrze łączy się z atmosferą zapomocą rury zanurzonej w wodzie kotła, średnicy przynajmniej 8 cm., a wysokiej nie ponad 5 m. Na rurze tej nie ma być żadnego zawieradła, a rządy poszczególnych państw Rzeszy mogę dozwalać na zastąpienie owej rury innym przyrządem bezpieczeństwa.

§ **23.** Kotły parowozowe podlegają swoistym przepisom (p. Dział XI Kolejnictwo II).

c. Wyciąg z przepisów o pozwoleniach na ustawianie i o sprawdzaniu kotłów parowych.

(podług postanowień Rady Związkowej z 3-go lipca 1890 r.)

§ **1.** Kotły, sprowadzone z zagranicy, podlegają sprawdzaniu podług przepisów niemieckich; kotły, przewiezione z jednego państwa Rzeszy do drugiego, o ile nie poniosły uszkodzeń podczas przewozu, mogą się obyć bez ponownego sprawdzenia.

§ **2.** Kotły ruchome lub przenośne, sprawdzane w jednem z państw Związkowych, mogą pracować w drugiem, jeżeli od ostatniego ich sprawdzenia nie minął jeszcze rok cały.

§ **5.** Każdy kocioł ruchomy lub przenośny podlega sprawdzeniu zewnętrznemu corocznie, wewnętrznemu zaś co 3 lata. Sprawdzenie wewnętrzne urzędnik sprawdzający może, według własnego uznania, uzupełnić próbą na ciśnienie. Kotły takie, pracujące nadprężnością do 10 atm., probują się na $1^1/_2$ krotne ciśnienie wodne; kotły na wyższą prężność nadmiarem ciśnienia o 5 atm.

§ **10** i **11.** Powtarzają przepisy § 2 i § 5 w zastosowaniu do kotłów parowcowych z tą jedynie różnicą, że ich sprawdzanie wewnętrzne ma się powtarzać co 2 lata.

d. Pruskie prawo o użytkowaniu kotłów parowych

(3-go maja 1872)

określa w trzech paragrafach obowiązki właścicieli i obsługujących kotły parowe, a zarazem naznacza kary za przekroczenia.

e. Ważniejsze prawidła, dotyczące zatwierdzania i sprawdzania kotłów parowych.

(Streszczenie okólnika pruskiego ministra handlu i przemysłu z 15-go marca 1897).

§ **1.** Prawidła poniższe rozciągają się na wszelkie kotły parowe z wyjątkiem tych, które wykluczono w §§ 22 i 23 ogólnych przepisów policyjnych, dotyczących kotłów pa-

rowych (p. str. 1057). Jednakże kotły parowozowe kolejek, nie służących do użytku publicznego, podlegają prawidłom niniejszym i uważają się za kotły ruchome.

§ 3. Członków **Towarzystw kotłowych**, które prowadzą ścisły nadzór nad powierzonymi im kotłami, może minister handlu i przemysłu zwalniać zupełnie od sprawdzań urzędowych

§ 5. Podobnież minister może zwalniać od urzędowego nadzoru nad kotłami poszczególnych właścicieli kotłów, albo zarządy kolei prywatnych, jeżeli tacy właściciele kotłów ustanowili własny, zaufny nadzór nad swymi kotłami i dokonywują ściśle sprawdzań swych kotłów.

§ 30. Celem sprawdzań technicznych jest przekonanie się o:

1. zgodności urządzenia kotłowego z przepisami obowiązującymi i z wydanem pozwoleniem,
2. przydatności do pracy,
3. prawidłowem obchodzeniu się z kotłami, zwłaszcza z ich przyrządami bezpieczeństwa.

§ 32. Sprawdzania bywają: zewnętrzne, wewnętrzne i na ciśnienie wodne.

Sprawdzania zewnętrzne powtarza się dla kotłów stałych co 2 lata, dla ruchomych, przenośnych i parowcowych corocznie.

Sprawdzanie wewnętrzne powtarza się dla kotłów stałych co 4 lata, dla kotłów ruchomych i przenośnych co 3 lata, a dla parowcowych co 2 lata.

Sprawdzanie na ciśnienie wodne powtarza się dla kotłów stałych przynajmniej co 8 lat, dla ruchomych przynajmniej co 6 lat. Sprawdzania tego należy wedle możności dokonywać łącznie ze sprawdzaniem wewnętrznem, jakie przypada na tenże rok.

Urzędnik sprawdzający może, według własnego uznania, każde sprawdzanie wewnętrzne uzupełnić próbą na ciśnienia wodne. Dla kotłów o wnętrzu niedostępnem sprawdzanie wewnętrzne zastępuje się próbą na ciśnienia wodne.

Oddzielne sprawdzanie zewnętrzne kotłów stałych ruchomych i przenośnych jest zbyteczne w tym roku, w którym odbywa się sprawdzanie wewnętrzne lub na ciśnienie wodne. Sprawdzanie zewnętrzne kotłów parowych dokonywa się w takim roku łącznie ze sprawdzaniem wewnętrznem lub na ciśnienie wodne.

§ 33. I. Sprawdzanie zewnętrzne polega przeważnie na przekonaniu się o prawidłowej działalności kotła. Pracy kotła nie wolno przerywać dla tego sprawdzania, chyba w razie domniemywania się o nieprawidłowościach grożących niebezpieczeństwem, których, bez przerwania pracy kotła, zbadać nie można.

II. Przy sprawdzaniu trzeba baczyć:

na wykonanie i stan przyrządów zasilających i wodoskaźczych, których kurki dozorcze powinny się dać przetykać na wskróś w kierunku prostym; stan zaworów i innych przyrządów bezpieczeństwa; stan paleniska i przyrządów do miarkowania ciągu, jako też na możność szybkiego usunięcia ognia z paleniska;

na wszystkie części, dostępne bez przerywania działalności kotła;

na przyrządy spustowe i do oczyszczania kotła służące, jako też na oczyszczanie wody zasilającej; wreszcie

na wszelakie urządzenia, związane z działalnością kotła.

III. Sprawdzania przyrządów należy dokonywać wedle możności przez doprowadzenie ich do działania.

IV. Przy sprawdzaniu zewnętrznem wypada przekonywać się o tem, czy się palacz umie należycie obchodzić z przyrządami, zwłaszcza z przyrządami bezpieczeństwa i czy umiałby sobie radzić w razie pojawiającego się niebezpieczeństwa.

§ 34. I. Sprawdzanie wewnętrzne ma na celu przekonanie się o stanie właściwego kotłaka, a mianowicie: tak jego wnętrza, jako i części zewnętrznych, które sprawdzający jak najściślej zbadać powinien.

II. Do tego sprawdzania należy przerwać działalność kotła tak wcześnie, aby można było oczyścić kanały spalinowe i aby one dostatecznie ostygły. Osłonę kotła lub jego obmurze należy usunąć, jeżeli bez tego (np. przez wejście do kanałów spalinowych) kotła należycie zbadać nie można. W razach wyjątkowych sprawdzający ma prawo zarządzić wyjęcie płomieniówek z kotła. Przy wewnętrznem sprawdzaniu jednego z kotłów zrzeszonych, należy odłączyć go od wspólnych przewodów parowych, zasilających i spustowych w sposób tak zaufny, by wykluczyć wszelkie niebezpieczeństwo dla sprawdzającego.

III. Przy sprawdzaniu wewnętrznem trzeba baczyć:

na stan ścianek kotłowych, ściągów, nitów, płomieniówek i płomienic, przyczem należy zbadać, czy przez zużycie części te nie doszły do stanu, mogącego grozić niebezpieczeństwem;

na rodzaj osadów kotłowych i wytwarzanie się kamienia, na sposób i środki ich usuwania;

na stan przewodów zasilających i otworów do oczyszczania:
na stan zaworów zasilających i parowych;
na stan przewodów prowadzących do manometru, wodoskazu i do pozostałych przyrządów bezpieczeństwa;
na ogólny stan paleniska i kanałów spalinowych tak wewnątrz kotła, jak i na zewnątrz niego leżących.

§ 35. Celem próby na ciśnienie wodne jest sprawdzenie, czy kocioł pod tem ciśnieniem nie uległ odkształceniom trwałym, i sprawdzenie jego szczelności. Ciśnienie próbne w kotłach o nadprężności do 10 atm. ma być $1^1/_2$ razy od niej większe, dla wyższych nadprężności ciśnienie próbne ma być o 5 atm. wyższe niż nadprężność robocza.

I do tej próby wypada kocioł obnażyć z opony lub obmurza w miarę potrzeby. Podczas próby na ciśnienie wodne należy sprawdzić i prawidłowość zaworów bezpieczeństwa, oraz ich naciążenie.

§ 36. I. Jeżeli sprawdzenie wykaże poważniejsze nieprawidłowości, na razie jeszcze nie groźne, to sprawdzający ma prawo naznaczyć nadzwyczajne sprawdzenie dodatkowe w zroku krótszym od określonego w § 32.

II. Gdy się okażą nieprawidłowości, mogące stać się groźnemi, a których nie można usunąć natychmiastowo, to sprawdzający naznacza zrok ich usunięcia i powtórnego sprawdzenia kotła.

III. Jeżeli zaś okażą się nieprawidłowości wprost groźne, to urzędnik sprawdzający wstrzymuje dalszą pracę kotła aż do usunięcia owych nieprawidłowości i ponownego sprawdzenia, zawiadamiając o tem policyę.

§ 37. I. Sprawdzania zewnętrzne dokonywują się bez uprzedniego zawiadomienia. Dla kotłów ruchomych, zmieniających częściej swe stanowiska, oraz dla kotłów parowcowych, można uprzednio umówić się z właścicielem o zrok sprawdzania.

II. O sprawdzaniu wewnętrznem lub na ciśnienie wodne należy właściciela zawiadomić przynajmniej na 4 tygodnie przed czasem.

III. Do sprawdzań tych należy, w porozumieniu z właścicielem kotła, obrać wedle możności czas taki, aby jak najmniej przeszkadzać pracy.

IV. W tym celu, o ile zakład bywa nieczynnym w pewnych okresach roku, wypada sprawdzania te naznaczać właśnie na takie okresy. Kotły ruchome lub przenośne może właściciel do sprawdzania dostawić w dowolne miejsce w obrębie okręgu nadzorczego, podległego urzędnikowi sprawdzającemu.

V. Przenośne kotły górnicze sprawdzają się na miejscu ich pracy.

VI. Sprawdzania kotłów parowcowych nie powinny przeszkadzać ich jazdom, dlatego też sprawdzanie wewnętrzne i na ciśnienie wodne należy naznaczać na okres roku przed rozpoczęciem żeglugi.

§ 44. Obowiązkiem właściciela kotła jest zawiadamianie policyi (w zakładach górniczych — Urzędu górniczego) o wszelkich zmianach jako to: o kończeniu się mocy prawnej pozwolenia, o ponownem rozpoczęciu pracy kotła, o czasowem lub zupełnem zaprzestaniu pracy, o usunięciu, sprzedaży lub przystawieniu kotła dodatkowego, a mianowicie przed 1 kwietnia każdego roku.

§ 45. I. O każdym wybuchu kotła właściciel lub jego zastępca jest obowiązany zawiadomić niezwłocznie urzędnika, sprawującego nadzór nad kotłami w danym okręgu, a jeżeli kocioł podlegał sprawdzaniu przez Towarzystwo kotłowe, to i inżyniera, nadzorującego kocioł z polecenia tegoż Towarzystwa.

II. Za wybuch kotła uważa się takie jego uszkodzenie podczas pracy, przy którem ścianki kotła rozwierają się o tyle, że prężność w kotle obniża się nagle skutkiem wylotu pary lub wypływu wody do prężności zewnętrznej.

III. Za urzędowe badanie wybuchu kotła nie pobiera się żadnych opłat.

f. Zakres sprawdzań przy zatwierdzaniu nowych urządzeń kotłowych. *)

(Streszczenie okólników pruskiego mimistra handlu i przemysłu z 25 marca, 18 maja i 28 listopada 1897 r.)

Sprawdzanie przedwstępne nie ma się ograniczać do strony formalnej, lecz powinno ono uwzględnić i stronę techniczną, zwłaszcza też przystosowanie się projektu do postępów wiedzy technicznej.

*) Porówn. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897 r. str. 606, 926 1427.

Przy tem sprawdzaniu należy baczyć na poniższe urządzenia:

1. Najniższy poziom wody ma odpowiadać przepisom prawnym (p. § 2 str. 1055). Gdy kocioł posiada małą powierzchnię poziomu wody, to odstęp jego od najwyższego punktu kanałów spalinowych powinien być większy niż 10 cm.

2. Osprzęt kotła ma odpowiadać przepisom § 4 do 10 (p. str. 1055). Praca przy ręcznej pompie zasilającej nie ma przekraczać siły jednego człowieka. W urządzeniach, w których iloczyn ogrzewanej powierzchni podwodnej w m^2 i nadpężności pary w atm. przekracza liczbę 100, pompy ręczne można stosować do zasilania tylko w razach wyjątkowych, np. do kotłów ruchomych.

Wodoskaz ma być widoczny ze stanowiska palacza, a jeżeli poziom wody w kotle jest wysoko położony, to dostęp do wodoskazu należy ułatwić przez urządzenie schodków i ganków z poręczami, a przynajmniej stałej drabinki. Urządzeń w końcu wspomnianych można wyjątkowo nie wymagać, gdyby ich zastosowanie miało przedstawiać niezwykłe trudności, np. przy kotłach żórawi, przesuwnic i t. p. Drugim przyrządem do wskazywania poziomu wody może być drugie szkło wodoskazowe.

W razach właściwych należałoby zalecać podprowadzenie wylotu rury zasilającej aż tuż pod najniższy poziom wody.

3. Ustawianie kotła ma być zgodne z § 14 i 15 (str. 1056).

Wzbrania się urządzanie suszarń, dostępnych dla ludzi, ponad kotłami o nadprężności, przewyższającej 6 atm., oraz nad kotłami, których iloczyn z powierzchni stykającej się ze spalinami i z liczby atmosfer nadprężności przekracza liczbę 30.

Natomiast można dozwalać urządzanie suszarń w innych razach, o ile one nie przeszkadzają prawidłowej działalności kotłów, a ludziom nie grożą niebezpieczeństwem.

Za stały strop nad kotłownią uważa się, nie tylko istotny strop między belkami, lecz i pokrycie sklepieniem lub stropami z bali przestrzeni podstrzesza, między wiązarami leżącej. Samo ułożenie belek dodatkowych, oprócz tych, jakie są niezbędne do podparcia strzechy, uważa się już za strop stały. Lekkie deskowanie połaci strzechy nie poczytuje się natomiast za strop stały.

Obmurze kotła nie ma również dotykać ani komina, ani sąsiedniego kotła, chyba że ściana przedziałowa między kotłami będzie przynajmniej 38 cm gruba, a nadto zapewni się należyte wychładzanie kanałów spalinowych w celu ich dostępności. (Odstęp 8 cm obmurza od komina pozostaje obowiązującym w nowych urządzeniach). Lekkie przekrycie tych odstępów nie jest wzbronione. Ściany czopucha mogą się łączyć ze ścianami budynku. Przepisy te nie obowiązują jednakże urządzeń kotłowych bez bocznych kanałów spalinowych, w któreby można było wchodzić. Istniejące urządzenia, w których nie ma odstępów między obmurzami kotłów sąsiednich, nie podlegają powyższym przepisom, nawet w razie zastąpienia starego kotła nowym, lub w razie przystawienia zupełnie nowego kotła, jeżeli istniejąca kotłownia jest za ciasna, aby owe odstępy módz zachować. W każdym jednak razie ściany przedziałowe dla kotłów przystawianych mają być przynajmniej 38 cm grube, a należyte wychłodzenie dostępnych kanałów spalinowych musi być możliwe.

4. Należy sprawdzić, czy kanały spalinowe i wnętrze kotła są dostatecznie dostępne w celu ich oczyszczania. Wypada urządzić dostatnią ilość włazów i otworów do czyszczenia, i to właściwych rozmiarów. Nowe włazy kotłowe mają posiadać wymiary 30.40 cm, a w każdym razie nie mniejsze niż 28.38 cm: włazy zaś do kanałów spalinowych 45.45 cm. Same kanały spalinowe powinnyby być dostępne nawet dla dorosłych.

Podparcie kotłów ma być zaufne, a przy większej ich niepodpartej rozpiętości należy dodać oddzielne podpórki. Gdy kocioł wywiera parcie na ściany obmurza, trzeba je zczepić ściągami.

5. Grubość ścianek kotłowych i inne części ustrojowe kotła powinny się przystosowywać do zamierzonej nadprężności.

Ciągnienie w żadnem miejscu ścianki kotłowej nie ma przekraczać $^1/_5$ naprężenia rozrywającego. Przy dwurzędnem niceniu w łubki ciągnienie może dochodzić do $^1/_{4,5}$ naprężenia rozrywającego.*)

Płomienice powinny otrzymać stosowne osztywnienia pierścieniowate, o ile same szwy poprzeczne nie osztywniają dostatecznie płomienic. Zwykłe szwy na zakładkę osztywniają dostatecznie tylko niedługie płomienice małej średnicy.

Pobrzeża otworów, zwłaszcza włazowych, należy wzmocnić właściwie, w zależności od zamierzonej nadprężności pary, i w celu usztywnienia, gdyby zachodziła obawa uginania się blachy pod naciskiem śrub, przyciągających pokrywę włazową.

Płaskie ścianki kotłowe trzeba usztywniać ściągami i t. p.

---

*) Prawidła hamburskie dozwalają ilokrotności bezpieczeństwa 4,5 wzgl. 4,0 zamiast powyżej przepisanych: 5 wzgl. 4,5 (p. str. 1006).

6. Powierzchnię ogrzewaną należy obliczać od strony stykającej się ze spalinami. Przez podwodną powierzchnię ogrzewaną należy rozumieć tę część powierzchni ogrzewanej, która się z jednej strony styka ze spalinami, z drugiej zaś z wodą.

Przez powierzchnię ogrzewaną należy na przyszłość zawsze rozumieć całą powierzchnię spalinami ogrzewaną, bez względu na to, czy przeciwległa strona ścianki kotłowej styka się z wodą, czy też z parą.

Do powierzchni ogrzewanej nie zaliczają się: powierzchnie, około których spaliny wcale nie przelatują, powierzchnie stykające się z obmurzem, z jazami i t. p., wreszcie część płomienicy, leżąca pod rusztem, jako osłoniona od żaru warstwą popiołu, a nadto chłodzona strumieniem powietrza, które podąża do paleniska.

7. Sprawdzając projekt pod względem policyjno-pożarowym, budowlanym i zdrowotnym, należy ściśle przestrzegać właściwych przepisów policyjno-budowlanych. Obliczania statyczne większych kominów i wiązań strzechowych, jakie obowiązkowo mają się dołączać do podań o pozwolenie, trzeba ściśle sprawdzać. Stanowisko palacza ma być dostatnio oświetlone, drzwi kotłowni muszą się otwierać na zewnątrz, a nadto należy przewidzieć wszystko niezbędne dla ochrony życia i zdrowia robotników.

Jeżeli sprawdzający przedwstępnie sam czuje, że jego wiedza zawodowa nie wystarcza do sprawdzenia niektórych poszczególnych części, to powinien zaniechać sprawdzenia tych części, zawiadamiając jednak o tem władzę, zatwierdzającą urządzenia kotłowe.

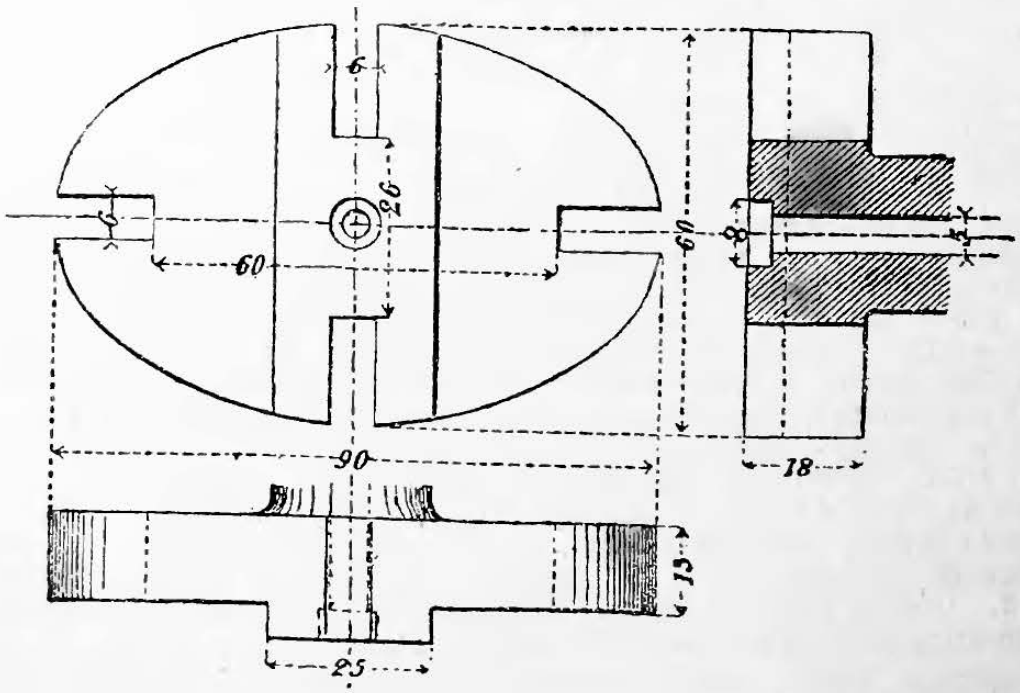
g. Uwagi.

1. Na przyłączenie kotłów, pracujących pod różną nadprężnością, do wspólnego przewodu, niezbędnem jest, oprócz zezwolenia właściwej władzy, sprawdzenie (przed rozpoczęciem pracy), czy kocioł wysokoprężny nie zwiększa prężności we wspólnym przewodzie, albo w kotłach nizkoprężnych. Udzielenie zezwolenia czyni się zależnem od dopełnienia warunków następujących:

α) Na przewodzie od kotła wysokoprężnego do wspólnego przewodu należy ustawić zaufny przyrząd zmniejszający prężność pary do prężności, z jaką pracuje kocioł o prężności najniższej, a więc należy ustawić np. przymykadło samoczynne, miarkownik prężności i t. p.

β) Przed tym przyrządem, t. j. na przewodzie od strony kotła wysokoprężnego,

Rys. 817.



należy ustawić zawieradło nastawne, a wedle możności dogodnie dostępne dla stojącego na posadzce kotłowni.

γ) Wspólny przewód parowy trzeba zaopatrzyć w manometr o wielkiej podziałce i w stosowną ilość zaworów bezpieczeństwa, któreby zapobiegały podniesieniu się prężności we wspólnym przewodzie ponad granice, w jakich pracuje kocioł prężności najniższej.

δ) Na każdym do wspólnego przewodu przyłączanym kotle trzeba ustawić zawor bezpieczeństwa, stopniowo się wznoszący, o wielkim skoku.
ε) Musi być możność odcięcia każdego kotła od wspólnego przewodu.
ζ) Przewody, zasilające takie kotły nie jednakowej prężności, nie mogą się łączyć nawzajem.

2. Do ustawienia **manometru urzędowego** z kurkiem przynależnym (p. § 13 str. 1056) ma się na każdym kotle znajdować kołnierz przyłączny, który w Prusach musi posiadać kształt i wymiary przedstawione w rys. 817.

Uwaga. W Rosyi i Bawaryi obowiązuje kołnierz okrągły 37 mm średnicy, w Holandyi, Belgji, Francyi, we Włoszech, Szwajcaryi, Danii, Szwecyi, i Norwegji 40 mm średnicy, w Saksonii wymagają przyłącznika z gwintem wewnętrznym Whitworth'a o średnicy $^1/_2$ cala, w Austryi zaś $^3/_4$ cala.

3. Sąd Rzeszy w Lipsku wyjaśnił, że pary wodnej nie zalicza się do ciał wybuchowych, jakiemi są proch i t. p.

III. Przepisy austryackie *).

a. Rozporządzenia wydane na zasadzie prawa z 7-go lipca 1871 r., a dotyczące ustawiania i sprawdzania kotłów parowych. (Streszczenie)

§ 1. Kotłami parowymi, podlegającymi przepisom niniejszym, są wszelkie naczynia zamknięte, w których ciecz przemienia się na parę o prężności wyższej od atmosferycznej.

Nie podlegają przepisom niniejszym naczynia, przeznaczone do wytwarzania pary o nadprężności do 0,5 atm., o ile ich przestrzeń wodna łączy się z atmosferą za pośrednictwem otwartej rury nie ponad 5 m wysokiej, a przynajmniej 10 cm średnicy w prześwicie, albo jeżeli naczynia te otrzymają innego rodzaju zabezpieczenia uznane za zarówno zaufne przez Ministra handlu, w porozumienia z Ministrem spraw wewnętrznych.

§ 2. Sam wytwórca kotła, na swą własną odpowiedzialność, może obierać rodzaj materyałów na kotły, ich ustrój, grubość ścianek kotłowych i t. p., jednak z zastrzeżeniem, że ścianki kotłaka jako też jego rury o średnicy ponad 10 cm, nie mogą być ani żeliwne, ani mosiężne, rury zaś poniżej 10 cm mogą być mosiężne.

Pod względem tego przepisu można za ścianki kotłowe nie uważać: ścianek dzwonu parowego, pokryw lub łączników opłomkowych, pokryw włazowych i na otworach do czyszczenia, króćcy i ich pokryw, wreszcie części osprzętu kotłowego, o ile ich prześwit nie przekracza 60 cm i o ile się one nie stykają z ogniem lub ze spalinami, ani też nie są obmurowane.

Dzwony parowe z blachy żelaznej, o średnicy do 75 cm, mogą otrzymywać wierzchy żeliwne, gdy nadprężność nie przekracza 6 atm.

Jeżeli buliery, średnicy ponad 60 cm, mają na końcach otrzymać pokrywy żeliwne, to należy te końce ściągnąć stożkowo do 60 cm.

Pokrywy bulierów i podgrzewaczy nie obmurowane, nie stykające sią z ogniem lub ze spalinami i nie wystawione na ciepło promieniujące, mogą być żeliwne do średnicy 80 cm, pod warunkiem, aby otrzymały kształt wypukłony w kierunku przeciw ciśnieniu, t. j. do wnętrza, oraz aby się pokrywa przyłączała na nity od zewnątrz zaciągane.

Minister handlu, w porozumieniu z Ministrem spraw wewnętrznych, może w poszczególnych przypadkach dozwolić na stosowanie żeliwa i do innych części kotłaka, zwłaszcza do kotłów swoistego ustroju.

Do próśb o pozwolenia tego rodzaju należy dołączać rysunki kotła i owych części, kreślone na wymiarkę, lub z wpisaniem ważniejszych wymiarów.

Co do kotłów sprowadzanych z zagranicy, użytkujący z nich staje się współodpowiedzialnym.

§ 3. Osprzęt kotła ma się składać z części poniżej wyszczególnionych, za których należyte utrzymanie odpowiada użytkujący.

---

*) Podstawą przepisów jest rozporządzenie Ministra handlu z 1-go października 1875 r., wydane w porozumieniu z Ministrem spraw wewnętrznych, a obejmujące 13 paragrafów.

Przepisy te uzupełniano w różnych okresach czasu, a treść przepisów powyżej podanych uwzględnia już te rozporządzenia dodatkowe aż po rok 1899.

Nadto w poszczególnych krajach koronnych obowiązują jeszcze krajowe ustawy budowlane i przepisy policyjno-budowlane.

a) Przynajmniej jeden zawór bezpieczeństwa, a gdy powierzchnia ogrzewana kotła przekracza 2,5 m², po dwa takie zawory. Naciąż zaworu ma odpowiadać prężności pary, na jaką kocioł sprawdzono, a na kotłach stałych naciążem ma być ciężarek, który, przy naciążaniu za pośrednictwem dźwigni, powinien się znajdować na samym jej końcu. Zawory kotłów ruchomych można naciążać sprężynami, na lokomobilach jednak przynajmniej jeden z zaworów musi mieć naciąż ciężarowy. Sprężyny naciążające należy tak ustosunkować i ograniczyć ich naciąganie, aby największy możliwy naciąż zawora równoważył nacisk pary o najwyższej, dozwolonej prężności.

b) Przynajmniej jeden zaufny manometr, na którego podziałce należy naznaczyć najwyższą prężność dozwoloną. Do przyłączenia manometru sprawdzającego pozostawia się odnogę z gwintem wewnętrznym Whitworth'a na $^3/_4$ cala. Przed każdym z manometrów musi być kurek do jego wyłączenia.

c) Przynajmniej jeden zaufny przyrząd zasilający dostatnio. Na dopływie wody do kotła ma się znajdować zawór samoczynny, któryby zapobiegał wypływowi wody z kotła.

Dla kilku kotłów zrzeszonych starczy jeden przyrząd zasilający ze wspólnym przewodem głównym, którego odnogi do poszczególnych kotłów oprócz zawieradeł nastawnych muszą posiadać i zawory samoczynne.

d) Przynajmniej dwa przyrządy do sprawdzania poziomu wody w kotle, z których każdy ma się oddzielnie łączyć z wnętrzem kotła. Jednym z tych przyrządów musi być szkło wodoskazowe, a na obydwóch należy wyraźnie naznaczyć najniższy, dozwolony poziom wody. Najniższy ten poziom w kotłach stałych ma się przynajmniej o 10 cm wznosić ponad najwyższy punkt powierzchni ogrzewanej, stykającej się ze spalinami. W kotłach ruchomych wypada przytem uwzględnić wahania tego poziomu skutkiem możliwego pochylania się kotła.

Przepisy § 3-go nie dotyczą przegrzewaczy pary i przyrządów do jej suszenia, których ścianki, stykające się z parą, nie mogą podledz rozżarzeniu.

Zazwyczaj niebezpieczeństwo rozżarzenia ścianek uważa się za wykluczone, jeżeli spaliny, przed zetknięciem się z ową ścianką, przebiegły już wzdłuż podwodnej powierzchni ogrzewanej, 20 razy większej od rusztowej kotła o ciągu zwykłym, nie wyłączając lokomobil, a 40 razy większej w kotłach o ciągu sztucznie wzmożonym, a więc w parowozach, przy zastosowaniu nadmuchu i t. p. *)

Za powierzchnię rusztu uważa się cała jego powierchnia, wyłożona rusztowinami.

Kotły o ogólnej zawartości nie ponad 80 l (t. j. zawartości pary i wody łącznie) mogą pracować bez części osprzętu wyszczególnionych pod b), c) i d). To ustępstwo, jako też i zwolnienie od sprawdzania na ciśnienie, są jedynemi ulgami, przyznanemi dla tych kotłów o małej zawartości.

Istniejące, stare, bardzo wysokie kotły, ogrzewane spalinami z pieców do skuwania żalaza, mogą zamiast szkła wodoskazowego mieć inny zaufny przyrząd wodoskażczy (kurki dozorcze, pływaki, sygnały i t. p.).

§ 4. Każdy kocioł parowy, o zawartości pary i wody ponad 80 l, przed rozpoczęciem pracy, podlega sprawdzaniu podług przepisów poniższych, bez względu na to, czy będzie on wyrobu krajowego, czy też sprowadzony z zagranicy. Za niedopełnienie przepisu niniejszego odpowiada ten, który użytkuje z kotła.

Czasowo można pracować, bez uprzedniego sprawdzania, lokomobilami, sprawdzonemi urzędowo zagranicą lub na Węgrzech. Użytkujący z takiej lokomobiii powinien jednak niezwłocznie zawiadomić urzędnika sprawdzającego kotły w danym okręgu, a urzędnik dokona sprawdzenia. Jeżeli taki kocioł posiada świadectwa w obcym języku, to należy dołączyć tłomaczenie świadectw na język urzędowy kraju koronnego, w którym kocioł pracuje. Takie same przepisy odnoszą się do kotłów, przechodzących czasowo z jednego kraju koronnego lub z jednego okręgu nadzorczego do drugiego. Ich sprawdzanie jednak będzie niezbędne tylko w takim razie, gdy tego wymaga bezpieczeństwo publiczne, albo gdy sprawdzanie takie nie obciąży skarbu państwowego.

Kotły sprawdza urzędnik państwowy danego okręgu, a o ile właściciel kotła jest członkiem stowarzyszenia kotłowego, które posiada upoważnienie do urzędowego sprawdzania kotłów i nadzoru nad nimi, to sprawdzania dokonywa upoważniony do tego technik stowarzyszenia, a to na mocy prawa z 7-go lipca 1871 r.

Bez względu na to, czy sprawdzania kotła dokonywa urzędnik państwowy, czy też technik stowarzyszenia, wypada kocioł próbować na ciśnienie przed jego obmurowaniem i zgodnie z przepisami wydanymi dla sprawdzań urzędowych. Lokomobile można próbować nie zdejmując osłony.

---

*) Rozporządzenia ministeryalne z 22 grudnia 1894 r., z 19 lipca 1895 r., z 9-go grudnia 1895 r., wreszcie z 4-go i 19-go maja 1896 r. ustanawiają pewne wyjątki od przepisów powyższych.

Kotły, mające pracować pod nadprężnością nie przekraczającą dwóch atmosfer, próbują się ciśnieniem podwójnem; kotły zaś, przeznaczane na pracę pod większą prężnością, probują się ciśnieniem półtorakrotnem, zwiększonem jeszcze o jedną atmosferę.

Za ciśnienie jednej atm. liczy się 1 kg/cm².

§ 5. Każdy kocioł należy zaopatrzyć w znak zawierający nazwisko istotnego wytwórcy kotła (okólnik minister. z 27 list. 1896), a nadto w miejscu widocznem i w sposób trwały wypisać nadprężność w atm. lub w kg/cm². z jaką kotłowi wolno pracować.

Zamiast tej, dozwolonej największej nadprężności pary. oznacza się na kotłach, zawartości do 80 l. tę prężność, jaką podano policyi w zawiadomieniu, względnie tę, na jaką uzyskano pozwolenie.

§ 6. O każdej próbie na ciśnienie należy wydać świadectwo, które użytkujący z kotła powinien zachować.

§ 7. Próbę na ciśnienie trzeba powtarzać w razach poniższych.

a) W razie ważniejszej zmiany ustroju kotła;

b) W razie wymiany chociażby $^1/_{20}$ części powierzchni kotłaka, za którą w tym przypadku uważać należy całkowitą powierzchnię kotła, wraz ze wszystkiemi częściami, jakie się z nim łączą przelotami stale otwartymi (dzwony parowe, króćce łączące i t. p.).
Po wymianie rur kotłowych (płomieniówek, opłomek), do 10 cm średnicy, ponowna próba na ciśnienie nie jest konieczna;

c) W razie przeniesienia używanego już kotła stałego do innego zakładu przemysłowego. *)

Pozatem każdy użytkujący ma prawo poddawać próbie swe kotły, gdy to uzna za właściwe.

Pobudkę ponownej próby, jako też pomyślny **) jej wynik dopisuje się w świadectwo pierwotne.

Tak samo, jak wolno przestawiać kotły stałe w obrębie samego zakładu przemysłowego, bez ponowienia prób, tak też, uważając całą linię kolei żelaznej za jeden zakład przemysłowy, dozwala się bez ponownego sprawdzania, przestawiać z jednej baszty wodnej do drugiej kotły nie obmurowane, których podstawa nie łączy się przyciągami z posadą.

§ 8. Każdy kocioł trzeba corocznie sprawdzać, starając się, aby przytem jak najmniej przeszkadzać w pracy zakładu. Po wymianie zawora bezpieczeństwa, albo jego dźwigni naciążającej, obowiązkiem użytkującego z kotła jest zażądanie ponownego sprawdzenia.

Sprawdzań dokonywują te same osoby, jakie § 4 naznacza do wykonywania prób kotłowych.

Kotły małej zawartości, nawet poniżej 80 l, podlegają również corocznym sprawdzaniom.

W celu dokonania corocznego sprawdzania lokomobili, użytkujący z niej powinien zawiadomić zawczasu osobę uprawnioną do jej sprawdzania (podług § 4), gdzie i jak długo lokomobila pracować będzie. Taki sam obowiązek zawiadamiania dotyczy i kotłów, swobodnie stojących w kolejowych basztach wodnych.

Licząc od pierwszej próby, należy każdy kocioł sprawdzać wewnętrznie i próbować ponownie na ciśnienie podług manometru urzędowego w odstępach pięcioletnich, łącząc tę próbę z przypadającem na ów rok sprawdzaniem dorocznem. (Nie podlegają tej próbie kotły o zawartości poniżej 80 l).

Wyniki tej próby dopisują się do świadectwa pierwotnego (§ 6), przyczem dopisków nie wolno robić ołówkiem.

Zarządzenia, jakie sprawdzający przy tej sposobności poczyni, trzeba spełniać jak najściślej.

Jeżeli zarządzenia te wydał urzędnik, sprawiający nadzór nad kotłami, to użytkujący z kotła, w razie niezadowolenia z owych zarządzeń, ma prawo odwołać się do wyższej władzy krajowej.

Zażalenie takie posiada siłę, odraczającą zarządzenia, tylko w takim razie, jeżeli, z powodu grożącego niebezpieczeństwa, urzędnik nie zażądał zupełnego zaprzestania pracy kotła.

Władze, do których skierowano tego rodzaju zażalenia, powinny załatwiać je jak najspieszniej.

---

*) Należy też próbować ponownie kocioł, przestawiony z jednego statku na drugi okólnik minist. z 24 czerwca 1888).

**) Przepisy nie określają, co wypada czynić w razie niepomyślnego wyniku próby.

Jeżeli kocioł zaprzestaje na stałe pracować, a użytkujący z niego przed upływem zroku dorocznego sprawdzania zawiadomi o tem osobę sprawującą (pod § 4) nadzór nad jego kotłem, to sprawdzanie oworoczne staje się zbytecznem.

Kto po rocznej lub dłuższej pracy kotła, zamierza wziąć go ponownie do pracy, powinien, przynajmniej na 8 dni przed zamierzonem rozpoczęciem pracy, zawiadomić o tem piśmiennie osobę, sprawującą (pod § 4) nadzór nad tym kotłem, aby ona mogła dokonać na czas sprawdzenia.

Przed tem sprawdzeniem nie wolno ponownie rozpocząć pracy kotła.

Kotły, pracujące przez rok, chociaż z przerwami, podlegają takim samym sprawdzaniom jak kotły, które pracują bez przerwy.

Zazwyczaj każdy kocioł sprawdza się corocznie, a sprawdzanie wewnętrzne z próbą na ciśnienie zastępuje zarazem przypadające na ów rok sprawdzenie zewnętrzne. Jeżeli jednak osoba, sprawująca nadzór nad kotłem, zauważy, że niedbale z nim się obchodzą, ma ona prawo, w ciągu tego samego roku dokonywać częstszych sprawdzań.

Podług własnego uznania może osoba, sprawująca nadzór nad kotłem, zarządzić sprawdzenie wewnętrzne i próbę na ciśnienie przed upływem określonego powyżej pięciolecia, jeżeli zauważy niewłaściwy stan kotła, a zwłaszcza też po dłuższej przerwie pracy kotła.

Opłata za sprawdzanie kotła uiszcza się corocznie, tylko jednorazowo, bez względu na to, czy kocioł sprawdzano raz jeden, czy też częściej, jednakże za pierwsze sprawdzanie, następujące po pierwszej próbie kotła, uiszcza się zwykła opłata.

§ **9.** Ustawiając lub obmurowując kocioł stały, albo pracując lokomobilą w obrębie miejscowości zamieszkałych, albo przestawiając kocioł w inne miejsce, lub wreszcie wprowadzając znaczniejsze zmiany w urządzeniach przynależnych, niezbędnem jest przestrzeganie obowiązujących przepisów przeciwpożarnych i policyjno-budowlanych *).

§ **10.** (Paragraf ten zastąpiły przepisy, zawarte w okólniku Ministra handlu z 15 lipca 1891, a dotyczące uzdolnienia palaczy i dozorców kotłowych).

§ **11.** Każdy, ktoby zauważył stan kotła, grożący niebezpieczeństwem, ma prawo zawiadomić o tem władzę właściwą, obowiązek zaś takiego zawiadomienia leży na każdym, zajętym obsługą lub dozorem przy kotle, o ileby użytkujący z kotła lub jego zastępca, zawiadomiony o groźnym stanie kotła, sam natychmiastowo nie zaradził złemu.

Osoby te, podług praw obowiązujących, ponoszą pełną odpowiedzialność za szkody, mogące wyniknąć z niezawiadomienia.

Urzędnik, sprawujący nadzór nad kotłami danego okręgu, otrzymawszy podobne zawiadomienie, powinien niezwłocznie przedsięwziąć sprawdzenie kotła, a o jego wynikach powiadomić właściwą władzę krajową.

Jeżeli zaś kocioł podlega nadzorowi stowarzyszenia, to i jemu donosi ów urzędnik tak o wynikach sprawdzenia, jako też o zarządzonych środkach bezpieczeństwa. W razie grożącego niebezpieczeństwa ów urzędnik zarządza niezwłocznie niezbędne środki zaradcze.

§ **12.** Niezwłocznie po wybuchu kotła, użytkujący z niego ma obowiązek zawiadomienia właściwej władzy policyjnej, która, ze swej strony, w celu wspólnego zbadania wypadku, przyzywa urzędnika, sprawującego nadzór nad kotłami danego okręgu, bez względu na to, czy kocioł wybuchły podlegał nadzorowi tegoż urzędnika, czy też nadzorowi stowarzyszenia kotłowego. Urzędnik ten powinien przedewszystkiem ustalić i zabezpieczyć wszystko, co może służyć za materyał dowodowy winy, a w razie szerszych rozmiarów nieszczęśliwego wypadku, albo w razie podejrzywania o karygodne przestępstwo, urzędnik ten ma obowiązek powiadomienia o tem właściwych władz policyjnych i sądowych.

Do chwili przybycia komisyi i bez jej zezwolenia nie wolno zamieniać stanu (i położenia) kotła (i jego części), jako też części dotkniętych wybuchem, chyba że staje się to nieodzownem dla ratowania zagrożonego życia lub zdrowia ludzi, albo też dla przywrócenia swobodnego ruchu na kolejach żelaznych lub drogach publicznych.

§ **13.** O ile ogólne prawo karne nie przewiduje kar cięższych, przekroczenia przepisów powyższych, stosownie do okólnika ministeryalnego z 30 Września 1857 r., podlegają grzywnom do 200 koron, albo aresztowi do dni 14-tu.

---

*) Każdy kraj koronny posiada swe swoiste ustawy lub przepisy budowlane, które się jednak na ogół mało różnią od poniżej podanej ustawy dla Wiednia i Niższej Austryi.

b. Ustawa budowlana dla Wiednia i Niższej Austryi *).

z 17 stycznia 1883 r.

(Wyciąg z ustawy, dotyczący kotłów).

Wielkie kotły.

Większe kotły zaleca się ustawiać możliwie w kotłowniach zagłębionych i zdala od mieszkań.

Nad kotłownią nie wolno nadbudowywać piętr, a pokrycie jej ma być lekkie, w żadnym razie nie sklepione: Od przyległych pracowni należy kotłownię oddzielić ścianą murowaną, przynajmniej 60 cm grubą, bez otworów, z wyjątkiem niezbędnych dla przejścia.

Na ustawienie kotłów większych konieczne jest otrzymanie pozwolenia władzy budowlanej.

Małe kotły.

Na ustawienie samotnie stojących, mniejszych kotłów przyznają się ulgi poniżej wyłuszczone.

Za kotły małe uważa się kotły o przestrzeni wodnej (mierzonej do zatwierdzonego poziomu) do 1 m^3, przy średnicy nie przekraczającej 1,2 m (przyczem w kotłach nie okrągłego przekroju największy jego wymiar wewnętrzny nie ma przekraczać 1,2 m), i pracujące nadprężnością do 6 atm., a kotły takie wolno ustawiać i w pracowniach i w domach mieszkalnych, z zachowaniem warunków następujących:

1. Przestrzenie nad kotłownią leżące nie mogą być ani zamieszkałe, ani przeznaczone na pracownie, lecz co najwyżej na składy.

2. Do odprowadzenia spalin można użyć nawet zwykłego komina piecowego, lecz w każdym razie komin kotła należy wyprowadzić powyżej grzbietu strzechowego sąsiednich domów mieszkalnych.

3. Kocioł ustawia się w odstępie przynajmniej 3 m od granic sąsiadów.

Na ustawianie kotłów małych trzeba również uzyskać pozwolenie władzy budowlanej.

Kotły o małej zawartości, t. j. o średnicy do 0,8 m (gdy przekrój kotła nie okrągły, największy wymiar wewnętrzny przekroju nie ma przekraczać 0,8 m), o przestrzeni wodnej do 0,5 m^3 i o nadprężności do 4 atm. można ustawiać, przestrzegając jedynie przepisów dotyczących urządzania ognisk. Nadto ustawiający takie kotły, powinien zawiadomić o tem władzę budowlaną i urzędnika sprawującego nadzór nad kotłami danego okręgu.

Do zawiadomienia załącza się pozwolenie właściciela domu na ustawienie kotła, oraz odpis świadectwa o próbie kotła, wzamian czego wydaje się poświadczenie, że zawiadomienia dopełniono. Jeśli kilka kotłów o małej zawartości stawia się w tym samym lokalu **), to nie korzystają one z ulg powyższych.

Kominy.

Kominy większych ognisk, jako też szyby wywietrzające, trzeba tak budować, aby nie były dokuczliwe sąsiedztwu.

Kominy te, w miejscach, gdzie wymiary ich przekroju przekraczają 0,5 m, należy zaopatrzyć w szczeble, a czopuchy ognisk, z nimi się łączących, w zasuwy lub klapy.

Władza budowlana, oceniając warunki miejscowe, naznacza wysokość komina, który jednakże trzeba tak urządzić, aby późniejsze jego nadstawienie do wysokości 35 m było możliwe.

Władza budowlana może zażądać obliczenia statycznego wyższych kominów oddzielnie stojących, które powinno wykazać;

1. Że ciężar własny komina nie powoduje w pierścieniowatym jego przekroju ciśnień ponad 8 kg/cm^2:

2. Dwukrotne bezpieczeństwo (w każdym przekroju komina) przeciw wywróceniu pod parciem wiatru 150 kg/cm^2.

---

*) Każdy kraj koronny ma swą swoistą ustawę lub przepisy policyjno-budowlane, które się jednakże mało różnią od powyżej podanej.

**) Zachowujemy wyrażenie oryginału „lokal“, które jest dwuznaczne: może ono bowiem oznaczać albo jedną izbę, albo jedno mieszkanie, chociażby z kilku izb złożone.

Kominy budują się wyłącznie z materyału ogniotrwałego. Żelazne kominy wolno stawiać, lecz kominy blaszane tylko w osobno stojących budowlach przemysłowych, a wśród domów mieszkalnych jedynie na użytek przejściowy.

Silniki gazowe i żarowo powietrzne.

Silniki żarowo powietrzne i gazowe, oraz tym podobne, pracujące siłami przyrody (a więc i wszelkie spalinowe), podlegają przepisom o kotłach małej zawartości, o ile pracują niehałaśliwie, w przeciwnym zaś razie ustawianie ich wymaga pozwolenia władzy budowlanej.

Spaliny trzeba odprowadzać w sposób prawidłowy.

E. Prawidła, dotyczące badań nad wydajnością kotłów i silników parowych,

ustanowione przez Towarzystwo Inżynierów niemieckich, przez międzynarodowy Związek Towarzystw kotłowych i przez Towarzystwo niemieckich wytwórców silników parowych.

Wstęp.

Celem postanowień niniejszych jest wytworzenie ogólnie obowiązujących prawideł, dotyczących badań nad wydajnością kotłów i silników parowych.

Aby wyniki doświadczeń posiadały znaczenie ogólniejsze, a nie tylko odnoszące się do urządzenia badanego, pożądanem jest zaznaczać i miary i stosunki badanego urządzenia, jako też i warunki, w jakich dokonywano doświadczeń.

W tym celu niezbędnem jest, żeby wszystkie dane zestawiano w sposób ujednostajniony, zgodny z prawidłami poniższemi.

Wykonanie doświadczeń należałoby polecać wyłącznie ludziom posiadającym dostateczną wiedzę zawodową i wprawę. Ponieważ cel każdorazowych doświadczeń nie zawsze będzie wymagał przeprowadzania wszystkich, poniżej omówionych badań, więc robiący doświadczenia powinien ułożyć przedwstępnie ich program oraz sprawdzić wszystkie przyrządy, których użyć zamierza, a wyniki doświadczeń prawidłowo zestawić *). Przy badaniach i doświadczeniach należy kierować się prawidłami poniższemi, wybierając właściwe i stosowne dla danego przypadku.

a. Przepisy ogólne.

I. Przedmiot badań.

1. Przedmiotem badań urządzenia kotłów parowych może być:
a) Ilość pary wytworzonej z m^2 powierzchni ogrzewanej.
b) Ilokrotność odparowania, t. j. ilość kg wody o temperaturze oznaczonej, zamieniona na parę oznaczonej prężności i temperatury, przez 1 kg paliwa, którego rodzaj i jakość należy opisać. (Zużycie paliwa).
c) Sprawność cieplikowo pożytkowa kotła, t. j. stosunek ilości ciepła, wchodzącego we wnętrze kotła, do wartości cieplikowej (kalorymetrycznej) spalonego paliwa.
d) Poszczególne straty ciepła, jakie zachodzą w danem urządzeniu kotłowem.

Uwaga. O ile podgrzewacze lub przegrzewacze, chociaż niezłączone z kotłem, ogrzewają się ze źródła ciepła, wspólnego z kotłowem, należy oznaczyć również ich wydajności, lecz oddzielnie.

2. Przedmiotem badań silnika parowego może być:
a) Praca wskazana i praca pożytkowa.
b) Sprawność wskazano pożytkowa, t. j. stosunek pracy pożytkowej do pracy wskazanej.
c) Rozchód pary na moc konia i godzinę (*MK*/godz.).
d) Wartość cieplikowa pary zużytej na *MK*/godz.
e) Wahania w ilościach obrotów, przy zmieniającem się obciążeniu.

---

*) W tym celu należy posługiwać się formularzami, których wzór dołączono do oryginalnego wydania prawideł.

Uwaga. Jeżeli się zamierza ocenić urządzenia kotłowe i silnicze nietylko pod względem ich wydajności i sprawności, lecz i pod innymi względami, to należy zbadać dokładnie wszystkie poszczególne części całego urządzenia. Miarodajną będzie tu przedewszystkiem trwałość urządzenia, oraz jego zaufność w pracy. Trzeba również uwzględniać i zużycie smarów w silniku.

2. Ilość i czas trwania doświadczeń, oraz dozwolone wahania spostrzeżeń.

3. Ilość doświadczeń, oraz czas ich trwania zależy od zamierzonego celu. W wypadkach ważniejszych, zwłaszcza gdy od ich wyników ma zależeć odbiór urządzenia, strącenie z należności lub umówiona nadpłata, wypadałoby z góry ugodzić się na ilość doświadczeń miarodajnych i na czas ich trwania, w przystosowaniu się do poniższych punktów № 4 do 6 i to w zależności od sum, o jakie się rozchodzi.

4. Zaleca się urządzać doświadczenia przedwstępne, a to w celu zapoznania się z działaniem całego urządzenia i w celu obznajmienia pomocników i obsługujących z ich czynnościami, wreszcie w celu sprawdzenia przyrządów.

5. W razach większej ważności należy dokonywać przynajmniej dwa doświadczenia tuż po sobie, a wyniki ich można uznać za obowiązujące, jeżeli w czasie doświadczeń nie zaszła żadna nieprawidłowość przypadkowa, i jeżeli wyniki obydwóch doświadczeń nie różnią się od siebie nawzajem więcej niż o ilości, leżące w granicach zwykłych błędów spostrzegania. Obowiązującą jest średnia z dwóch takich doświadczeń, których wyniki są do siebie najwięcej i dostatecznie zbliżone.

6. Do oznaczenia ilości zużywanego paliwa niezbędnem jest 10-cio godzinne trwanie doświadczenia, do oznaczenia ilości pary wytworzonej lub zużytej—8-o godzinne.

Skrócenie tych doświadczeń o dwie godziny nie jest niewłaściwem, jeżeli urządzenie pracuje zupełnie równomiernie.

Gdy ilość pary wytworzonej lub zużytej mierzy się ilością wody skroplonej w skraplaczu przeponowym, to czas trwania doświadczeń można skrócić jeszcze bardziej, oznaczając go zawsze z uwzględnieniem stopnia równomierności pracy.

Do oznaczenia wyłącznie tylko sprawności wskazano-pożytkowej silnika parowego starczą krótsze doświadczenia.

Czas trwania doświadczeń oznaczono powyżej pod warunkiem, że się one odbywać będą bez wszelakiej przerwy.

7. Wielkość uchybień, jaka ma się jeszcze uważać za nienadwerężenie umowy, powinna określać się uprzednio, za wzajemną zgodą, najlepiej w samej umowie, a chociażby w programie doświadczeń. O ile sama umowa nie określa innej granicy, 5% uchybienia na niekorzyść, względnie do ilości umową zawarunkowanych, nie uważa się jeszcze za niedotrzymanie warunków umowy *). W tej samej granicy ma pozostawać uchybienie w rozchodzie pary lub paliwa nawet wtenczas, gdy podczas doświadczeń obciążenie silnika różniło się średnio o $\pm 7{,}5\%$, a chwilami najwyżej o $\pm 15\%$ względem mocy, dla jakiej zapewniono określone w umowie rozchód pary lub paliwa.

Jeżeli zachodziły jeszcze większe wahania w obciążeniu silnika, to doświadczenie poczytuje się za ważne, jeżeli owe wahania nie mogły wpłynąć dotkliwie na wynik doświadczeń.

Uwaga. Ponieważ niejednokrotnie nie można podczas doświadczeń obciążyć silnika na tę moc, dla jakiej w umowie określono rozchód pary lub paliwa, więc zaleca się, oprócz tej zasadniczej ilości, określać w umowie i ilości zużywane przy innych obciążeniach silnika. To samo stosuje się do umów na dostawę kotłów.

Doświadczenia przy wyprzęgniętym miarkowniku nie są wykluczone, w sprawozdaniu z doświadczeń trzeba jednakże zaznaczyć wyraźnie, że tak odbyło się doświadczenie.

8. Doświadczeń odbiorczych nie dokonywa się niezwłocznie po wykończeniu urządzenia, należy bowiem dostawcy pozostawić pewien czas na doświadczenia przedwstępne i na usunięcie usterek, jakieby się okazać mogły. Okres tego czasu najlepiej określić już w umowie dostawy.

*) Zwracamy uwagę na ten stronniczy warunek prawideł, aby zamawiający w Niemczech kotły lub silniki sam jasno określał uchybienie dozwolone. Rzetelny dostawca powinien bowiem dostarczać zawsze przyrządy obliczone z pewnym nadmiarem, na zapas.

3. Miary i wagi w obliczeniach.

9. Wszelkie pomiary temperatury oznacza się podług podziałki stustopniowej Celsiusza, ciepłostki zaś podług tychże stopni i kg.

10. Gdy prężność pary oznaczono bez szczegółowego określenia (np. że jest bezwzględna), natenczas uważa się ją zawsze za nadprężność, t. j. ponad prężność atmosfery.

Prężności niższe od atmosferycznej oznacza się jako próżnię. Miarą próżni jest różnica prężności atmosferycznej i prężności badanej.

Za jednostkę nadprężności, jako też i próżni ma służyć atmosfera metryczna (nowa), t. j. ciśnienie 1 kg/cm^2.

Bezwzględną prężność pary otrzymamy, gdy do chwilowej prężności atmosferycznej dodamy nadprężność pary, względnie odejmiemy próżnię.

11. Miarą ciągu jest słup wody, mierzonej w mm.

12. Za powierzchnię ogrzewaną uważa się tylko tę część ścianek kotłowych, które są w zetknięciu z jednej strony ze spalinami, z drugiej zaś z wodą (podwodne). Jeżeli kocioł posiada i inne ścianki, przez które ciepło przechodzi do jego wnętrza, i jeżeli ścianki te mają się wliczać do powierzchni ogrzewanej, to w każdym razie trzeba wielkość ich podać oddzielnie. Wszelkie powierzchnie ogrzewane mierzą się po stronie stykającej się ze spalinami.

13. Miarą wartości cieplikowej paliwa jest ilość ciepłostek z kg paliwa w stanie pierwotnym, t. j. bez potrącenia popiołu, żużla i t. p., spalanego w tlenie, a wartość tę obliczamy, przypuszczając, że wodór utlenia się na parę wodną, i że cała wilgoć w paliwie zawarta uchodzi w postaci takiejże pary wodnej.

14. Ilokrotność odparowania, jako też wydajnoćć z m^2 powierzchni ogrzewanej określają się w kg wody 0°, wyparowanej na parę 100° i o nadprężności 0 (637 ciepł./kg).

15. Prężności i temperatury pary, mające być podstawą oceny silnika, wypada mierzyć tuż przed wlotem do silnika i tuż za wylotem z niego.

16. Jednostka mocy silnika jest *MK*, t. j. moc 75 kgm/sek., o ile innej jednostki nie zastrzeżono. Moc silnika, podaną bez dalszych określeń, rozumie się zawsze jako moc pożytkową; chcąc przez *MK* rozumieć wskazaną moc konia, należy to wyraźnie zaznaczyć. Naodwrót przy poręczeniach zużycia pary i paliwą na *MK*·godz. należy zawsze rozumieć pracę wskazaną, o ile wyraźnie nie zastrzeżono pracy pożytkowej.

Nie wypada oznaczać mocy silnika jego mocą mianowaną,

17. Pożytkowa moc silnika określa się jako różnica mocy wskazanej i mocy na bieg jałowy zużytej. Sprawność wskazowo-pożytkowa, czyli wprost sprawność silnika będzie zatem stosunkiem tej różnicy do mocy wskazanej, a więc:

$$\eta = \frac{N_i - N_l}{N_i}.$$

Ściślejszy sposób określenia mocy pożytkowej i sprawności podano pod № 36.

18. Obliczając ilość ciepłostek zawartych w parze, rozchodowanej na *MK*·godz., bierze się 0° jako początkową temperaturę wody zasilającej.

b. Sposób przeprowadzania doświadczeń.

19. Stan całego urządzenia przy rozpoczęciu doświadczenia i przy jego zakończaniu powinien być wedle możności taki sam; podczas całego doświadczenia kocioł i silnik powinny wedle możności pracować w stanie ustalenia.

20. Na czas doświadczenia, mającego określić wydajność lub rozchód pary, należy odłączyć wszystkie przewody zbyteczne dla doświadczeń, najlepiej, zamykając pokrywami króćce tuż przy kotle lub silniku.

1. Badanie urządzenia kotłowego.

21. Wypada z góry umówić się o rodzaju, ilości i czasie trwania doświadczeń w przystosowaniu się do prawideł ogólnych, t. j. № 1 do 8.

22. Należy podać możliwie dokładnie ustrój i warunki pracy kotła, objaśniając je rysunkami, a dla doświadczeń zupełnych powinny się uwzględnić dane poniższe:

a) Powierzchnia ogrzewana kotła zgodnie z № 12.

b) Powierzchnie przegrzewaczy i podgrzewaczy ogrzewanych spalinami.

c) Objętości przestrzeni wodnej i parowej kotła, jako też przegrzewacza, wreszcie podgrzewacza wody zasilającej.

d) Powierzchnia poziomu parowania.

Uwaga. Dane powyższe, o ile są zależne od poziomu wody w kotle, trzeba oznaczać podług ich wielkości, odpowiadających poziomowi wody, jaki podczas doświadczenia istotnie był w kotle.

e) Cała powierzchnia rusztu, oraz wielkość przewiewia. Jeżeli w palenisku jest rusztownica, to należy podać jej wielkość.

f) Przekroje kanałów spalinowych w miejscach ważniejszych.

g) Średni przekrój przelotu spalin przez ich zawieradła podczas doświadczenia.

h) Wysokość komina, mierzona od poziomu rusztów, i przekrój jego wylotu, względnie przekrój najmniejszy,

23. Przed doświadczeniem oczyszcza się kocioł zewnątrz i wewnątrz, sprawdza jego szczelność i wogóle doprowadza do należytego stanu.

24. Przed rozpoczęciem właściwego doświadczenia należy doprowadzić kocioł do stanu ustalenia, w którym to celu kocioł, po oczyszczeniu, powinien przez kilka dni pracować tem samem paliwem i z tą samą wydajnością, jakie się mają stosować podczas doświadczenia.

25. Poziom wody i prężność w kotle trzeba utrzymywać możliwie niezmiennie przez czas całego doświadczenia, a zapisywać je na początku i końcu doświadczenia, jako też w odstępach 15-o minutowych. Jeżeli kocioł posiada przegrzewacz, to w tych samych odstępach czasu zapisuje się temperaturę spalin tuż przed i tuż za przegrzewaczem, jako też temperaturę pary u jej wylotu z przegrzewacza.

Uwaga. Jeżeli nie można było uniknąć drobnych różnic między początkowym a końcowym stanem poziomu wody lub prężności w kotle, to różnicę tę należy uwzględnić, obliczając jej wartość cieplikową.

Niezwykłej baczności wymagają pod tym względem kotły opłomkowe, w których nietylko że poziom wody podlega silnym wahaniom, lecz w których nadto, wskutek znacznej zawartości pary w wodzie, poziom jej przedstawia się pozornie wyższym, niż jest w rzeczywistości.

26. Rozchód wody zasilającej oznaczamy, albo ważąc ją, albo mierząc jej objętość w naczyniach wzorcowanych, lecz w takim razie wypada uwzględnić jej temperaturę, a więc i ciężkość właściwą. W doświadczeniach ważniejszych zaleca się jej ważenie.

Zasilanie kotła powinnoby odbywać się bez przerwy, a gdy to niewykonalne, należy przynajmniaj unikać zasilania przez ostatnie 10 minut przed początkiem doświadczenia i przed jego końcem.

Temperaturę wody zasilającej mierzymy w zbiorniku, z którego zasilamy, a przy doświadczeniach ważniejszych tuż przed jej dopływem do kotła, mierząc temperaturę podczas każdego zasilania, a przynajmniej co pół godziny.

Zasilanie smoczkiem, jako mącące wynik doświadczenia, jest niewłaściwe w doświadczeniach ściślejszych.

Również niewłaściwem byłoby stosować pompy zasilające, których para odlotowa miesza się z wodą zasilającą, chyba że się uwzględni wynikający stąd dodatek wody i ciepła.

Wszelkie przecieki z przyrządów osprzętowych, jako też wodę z nich wybryzgiwaną, należy starannie zbierać, a ich ilość uwzględnić w obliczeniach.

27. Doświadczenia nie mogą być dokładne, gdy para unosi znaczniejsze ilości wody, dopóki nie będą obmyślane przyrządy, któreby pozwalały dogodnie, a ściśle oznaczać ilości tej wody.

28. W chwili rozpoczęcia doświadczenia ogień w palenisku powinien być w stanie prawidłowym, ruszt i popielnik oczyszczony z popiołu i żużla. Gdy usunięcie wszystkiego popiołu z popielnika nie będzie właściwe (np. pod rusztem pochyłym), to i na początku i na końcu doświadczenia należy popiół częściowo usunąć z popielnika, wybierając go do jednakowych poziomów. Pod koniec doświadczenia paliwo w palenisku powinno być możliwie w takim samym stanie, jak było na początku. Czas i paliwo niezbędne do podpalenia w kotle zapisuje się, lecz nie zalicza do wyniku.

Ilość paliwa, zużywana w czasie doświadczenia, określa się ważeniem.

29 Do otrzymania istotnej, średniej próbki paliwa służy sposób poniższy: z każdego przywiezionego wózka, taczki lub kosza, nabiera się jedną łopatę węgla i wrzuca go do naczynia zakrytego pokrywą. Niezwłocznie po dokonanem doświadczeniu, rozdrabniamy i mieszamy zawartość owego naczynia i rozpościeramy ją poziomo w niegrubą warstwę postaci kwadratowej, poczem dzielimy ją dwiema przekątniami na cztery części. Dwie przeciwległe części usuwamy, resztę rozdrabniamy dalej i mieszamy, a rozpostarłszy ją znów na warstwę kwadratową, postępujemy jak wyżej, powtarzając tę czynność, dopóki nie pozostanie się nam tylko około 10 kg węgla, którą to próbkę chowamy do naczynia szczelnie zamkniętego, w celu następnego jej zbadania. Nieza-

leżnie od tego, do oznaczenia wilgotności paliwa, bierzemy w ciągu doświadczenia poszczególne próbki dowożonego paliwa i zamykamy je w szczelne puszki.

30. Skład paliwa badamy, rozbierając je chemicznie i oznaczając w % na wagę, względnie do całej wagi paliwa: zawartość węgla (C), wodoru (H), tlenu (O), siarki (S), popiołu (P) i wody (W), przyczem możemy zaniedbać zawartość azotu (N). Zachowanie się paliwa w żarze badamy, koksując jego próbkę.

31. Wartość cieplikową paliwa oznaczamy kalorymetrycznie.

Uwaga. Z rozbioru chemicznego można oznaczyć przybliżenie wartość cieplikową węgla kamiennego lub brunatnego, posługując się wzorem:

$$81\,C + 290\left(H - \frac{O}{8}\right) + 25\,S - 6\,W$$

32. Temperaturę spalin odlatujących mierzymy termometrem rtęciowym, albo pyrometrem termoelektrycznym w miejscu, w którem spaliny opuszczają kocioł, w każdym razie jeszcze przed zasuwą. Przyrządy powyżej wspomniane wstawiamy tak w kanał spalinowy, aby kulka termometru lub zlutowanie czynne pyrometru znajdowały się w pośrodku strumienia spalin. Otwór dla wprowadzenia przyrządu do kanału należy uszczelnić. Przeczyty z przyrządów zapisuje się w możliwie krótkich odstępach czasu, przynajmniej co kwadrans, oraz w chwili zaczerpywania próbki spalin do ich rozbioru. Temperaturę powietrza, dolatującego do paleniska, mierzy się tuż przed niem, chroniąc przytem termometr od ciepła promieniującego z paleniska. Ze wszystkich przeczytów bierze się zawsze wartość średnią.

33. Możliwie często, a przynajmniej w odstępach 20 minutowych, z rurki wstawionej w kanał spalinowy tuż obok termometru lub pyrometru, należy zaczerpywać próbki spalin do ich rozbioru. Z każdej próbki wypada oznaczyć zawartość bezwodnika węglowego (CO_2), pełniejszy zaś rozbiór, w celu oznaczenia i zawartości tlenku węgla (CO), tlenu (O) i azotu (N), wykonywa się wedle uznania i potrzeby, a najlepiej brać do tego próbkę średnią, otrzymywaną przez ciągłe zaczerpywanie spalin przyrządem wsysającym, o działaniu bez przerwy.

Do oznaczenia strat, wynikających z niezupełnego spalenia niektórych gazów, nie wystarczają stosowane zwykle w technice przyrządy do rozbioru spalin, do takiego zatem celu wypada zrobić ścisły rozbiór chemiczny spalin.

Chcąc oznaczyć, ile powietrza dolatuje do kanałów spalinowych przez nieszczelności, czerpiemy próbki spalin z różnych punktów kanałów, a różnice w składzie chemicznym tych próbek dadzą nam pożądane wyjaśnienie.

Uwaga. Z gruba można ujawnić, większe nieszczelności obmurza, zasypując w palenisko materyały silnie dymiące, a po nagłem zasunięciu zasuwy czopuchowej, dym pojawi się przez nieszczelności obmurza. Przesuwając wzdłuż zewnętrznej powierzchni obmurza świecę zapaloną, możemy dostrzedz większe nieszczelności, przy nich bowiem, wskutek wsysywania powietrza, płomień świecy pochyla się ku obmurzu.

Miarodajnem do oznaczenia strat ciepła, zawartego w spalinach odlatujących, jest rozbiór spalin, zaczerpniętych obok termometru, przed zasuwą czopuchową.

2. Badanie silnika parowego.

34. O rodzaj doświadczeń, ich ilość i czas trwania wypada umówić się uprzednio, w przystosowaniu się do warunków ogólnych (№ 1 do 8).

35. Należy opisać i objaśnić rysunkami ustrój i warunki pracy silnika, który to opis dla doświadczeń pełnych powinien obejmować:

a) objaśnienie ustroju i głównych części silnika opisaniem i rysunkiem; wymiary cylindrów, ich przestrzenie szkodliwe, skok tłoka i t. p. wymiary zasadnicze;
b) normalną ilość obrotów, jej dozwolone wahania i stopień niejednostajności biegu;
c) prężność i temperaturę pary, przy jakich silnik ma pracować, oraz najwyższe ich granice, na jakie silnik zbudowano;
d) moc, przy której poręczono określony rozchód pary i oznaczoną sprawność silnika, poręczoną moc krańcową i przynależne napełnienie;
e) poręczony rozchód pary na oznaczoną moc wskazaną, względnie pożytkową;
f) przewidzianą w umowie ilość i temperaturę wody skraplającej, rodzaj skraplacza i próżnię.

Zgodnie z ustępem drugim wstępu wypada nadto podać długość i średnicę przewodów doprowadzających i odprowadzających parę, przyrządy odkraplające i odwadniające, przekroje kanałów wlotczych i wylotczych, wymiary pomp próżnianych, jako też ustrój i sposób pracy urządzenia kotłowego.

36. Istotną moc pożytkową i jałową można dokładniej oznaczyć jedynie hamowaniem silników, jednakże doświadczenie z hamowaniem silników zwłaszcza większych, przedstawia niemałe trudności, a nawet niebezpieczeństwa, stosuje się zatem tylko w razach wyjątkowych (p. № 17).

Jeżeli wał silnika jest bezpośrednio sprzęgnięty z prądnicą, to moc pożytkowa silnika da się oznaczyć z mocy prądu wytwarzanego przez twornik prądnicy, o ile znamy dokładniej jej sprawność w warunkach temperatury i obciążenia, w jakich właśnie pracuje.

Przyrządy do takich pomiarów elektrycznych należy uprzednio wzorcować.

37. Wskaźce (indykatory) stawia się możliwie tuż na cylindrze bez dłuższych lub pozaginanych przewodów łączących, i to na każdym końcu cylindra wskaziec oddzielny. W tym celu w końcach cylindra pozostawiają się otwory z wewnętrznym gwintem przyłącznym Whitworth'a, 1 cal średnicy.

Tuż przed doświadczeniem i tuż po jego wykonaniu trzeba sprawdzać sprężyny wskaźców podług otwartego manometru rtęciowego, albo manometru wzorcowego, przy temperaturze średniej z tych, przy jakich podczas doświadczenia wskaźce mają pracować. Jeżeli te sprawdzania (przed i po zbadaniu silnika) dadzą wyniki niezupełnie ze sobą zgodne, to bierze się ich wartość średnią jako miarodajną. Lepiej będzie, o ile to możliwe, w czasie trwania prób i doświadczeń nad silnikiem, sprawdzać sprężyny wskaźcowe codziennie.

Poprawki wymiarek dla słabych sprężyn próżnianych należy oznaczać przy takiem samem pochyleniu sprężyny względem poziomu, w jakiem się ona znajduje podczas wskaźcowania.

38. Przy doświadczeniach, mających określić rozchód pary, należy przestrzegać prawideł poniższych:

Doświadczenie staje się miarodajnem dopiero z chwilą, gdy praca i temperatura silnika i przyrządów dojdzie do stanu ustalenia.

Rozciągając doświadczenie na całe dnie robocze fabryki, powinniśmy nie brać w rachubę pierwszej i ostatniej godziny pracy każdodziennej, podobnie też dni przed i poświątecznych.

W czasie całego doświadczenia należy utrzymywać możliwie jednostajne obciążenie silnika, jako też możliwie jednostajną prężność pary i temperaturę jej przegrzania (p. uwagę do № 40). W razie potrzeby wypada obciążenie silnika ujednostajniać sztucznie (p. № 7).

Ilość obrotów zliczamy licznikami suwów i zapisujemy je co godzinę. Jeżeli obciążenie podlega znacznym zmianom, to zaleca się oznaczać wahania w ilościach obrotów z pomocą tachografów lub im pokrewnych przyrządów.

W odstępach 10-o do 20-o minutowych trzeba zapisywać: stan wody i prężność pary w kotle, prężność pary tuż przed jej dopływem do silnika, a i jej temperaturę, jeżeli parę przegrzewamy, jej prężność w przelotniach (receiver'ach), tuż u wylotu silnika i w skraplaczu, wreszcie temperaturę wody dopływającej do skraplacza i z niego odchodzącej. Nadto zapisuje się chociażby kilka razy stan barometru, a w razie zastosowania chłodnic tężniowatych i temperaturę i wilgotność powietrza na dworze.

W odstępach 10-o do 20-o minutowych, a możliwie jednocześnie z powyższemi zapisywaniami, zdejmujemy wskazy (diagramy) z obu stron cylindra, a jeżeli obciążenie silnika jest zmienne, to wypada wskaźcować go częściej. Wskazy numerujemy kolejno i zaznaczamy na nich czas ich zdjęcia.

Powierzchnie wskaz obliczamy planimetrem, albo w inny sposób zaufny, i to dla pewności dwukrotnie.

Średnica cylindra i skok tłoka mierzą się przy ich nagrzaniu roboczem, a przekrój tłoczyska należy potrącić.

39. Rozchód pary określa się przez ważenie lub mierzenie wody, zasilającej kocioł (p. № 26). Nieprawidłowem byłoby pędzić pompy zasilające parą z kotła, podług którego określamy zużycie pary, również wadliwem byłoby zagrzewenie wody, zasilającej ów kocioł, przez domieszkę pary odlotowej z pompy zasilającej, chyba że zdołamy ściśle określić ilościowe różnice stąd wynikające.

Rozchód pary w silnikach ze skraplaniem naprzeponnem określa się najdogodniej przez ilość wody skroplonej.

Obliczanie rozchodu pary ze wskaz, jako zbyt niedokładne, nie może być miarodajne.

Wodę, skraplającą się w przewodach, należy przechwycić tuż przed silnikiem, a ilość jej potrącić z ilości wody zasilającej.

Woda, skraplająca się w silniku i jego ogrzewkach lub przelotniach, zalicza się do pary rozchodowanej, a oddzielnie przechwytywanie tej wody z poszczególnych części silnika i ścisłe oznaczanie poszczególnych jej ilości jest ze wszech miar zalecenia godne.

Uwaga. Przyrządy do przechwytywania tej wody (np. wężownice chłodzące i t. p.) mają uniemożliwiać stratę wody przez ponowne jej parowanie; woda w nich powinna się zatem ostudzić chociażby do 40°.

40. Jeżeli przez t_1 oznaczymy temperaturę pary nasyconej o prężności, jaka panuje w przewodzie tuż przed silnikiem, a przez t_1' istotną temperaturę pary przegrzanej w temże miejscu, to cieplik całkowity (w 1 kg) pary otrzymamy z wzoru (p. § 18):

$$606,5 + 0,305\, t_1 + 0,48\,(t_1' + t_1) \text{ ciepłostek, *)}$$

podług którego oznaczamy też ciepło całkowite pary, rozchodowanej na MKgodz.

Uwaga. Mierząc temperaturę pary przegrzanej, należy baczyć na to, aby ciecz, w którą zanurzamy kulkę termometru, parowała przy temperaturze wyższej niż ta, jaką mierzyć zamierzamy.

41. Nieszczelności tłoków, ogrzewków, suwaków i zaworów nie określa się podług zdjętych wskaz, lecz na mocy szczególnego doświadczenia, dokonanego z silnikiem w stanie nagrzania roboczego. Unieruchomiwszy koło rozpędowe, puszczamy parę normalnej prężności na jedną stronę tłoka, zawora i t. p., a uważamy je za nieszczelne, jeżeli para przedostaje się na drugą stronę w innej postaci, jak w postaci lekkiej mgły, albo zwolna przesączających się kropelek wody.

c. Dopełnienie

prawideł powyższych, w celu naukowego wyzyskania wyników doświadczeń nad stratami ciepła i pracy.

1. Określenie strat ciepła w urządzeniu kotłowem.

a) Stratę ciepła, spowodowaną przez uchodzenie spalin do komina z temperaturą T, wyższą od temperatury t powietrza kotłowni, obliczamy z ilości składników spalinowych, ich cieplików właściwych i różnicy $T-t$.

Ilość spalin z 1 kg paliwa spalonego oblicza się podług chemicznego rozbioru paliwa, oraz i podług ilości CO_2, zawartych w spalinach, w sposób następujący:

Jeżeli przez C oznaczymy procent (na wagę) zawartości węgla w paliwie, a przez k procent (na objętość) bezwodnika węglowego (CO_2) w spalinach, to objętość spalin z 1 kg paliwa, sprowadzana do 0° i 760 mm ciśnienia barometrycznego, po potrąceniu pary wodnej, będzie:

$$\frac{C}{0,536\,k} \text{ m}^3.$$

Wagę pary wodnej w spalinach, z 1 kg paliwa powstałych, określamy wzorem:

$$\frac{9H + W}{100} \text{ kg},$$

w którym H oznacza procenty (na wagę) wodoru, a W procenty (na wagę) wody, zawarte w paliwie.

Uwaga. Objętość tejże pary wodnej, sprowadzona do 0°, lecz nie do prężności odpowiadającej tej temperaturze, a do 760 mm ciśnienia barometrycznego, będzie:

$$\frac{9H + W}{0,804 \cdot 100} \text{ m}^3,$$

a cała objętość spalin z 1 kg paliwa, sprowadzona do 0° i 760 mm ciśnienia barom. będzie:

$$\frac{C}{0,536\,k} + \frac{9H + W}{0,804 \cdot 100} \text{ m}^3.$$

Licząc średni cieplik właściwy na 1 m³ spalin 0,32, a na 1 kg pary wodnej 0,48, możemy straty ciepła uchodzącego ze spalinami wyrazić wzorem:

$$V = \left(0,32\,\frac{C}{0,536\,k} + 0,48\,\frac{9H + W}{100}\right)(T - t) \text{ cpł.}$$

Uwaga. Ilość powietrza niezbędnego do spalenia jednego kg paliwa obliczamy w sposób następujący:

1 kg paliwa, składający się z C kg węgla, H kg wodoru, S kg siarki O kg tlenu potrzebuje do spalenia:

---

*) Porównaj uwagę u spodu str. 931.

$$L = \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O\right) \frac{100}{23} \text{ kg powietrza,}$$

$$\text{albo } L_1 = \frac{L}{1{,}29} \text{ m}^3 \text{ powietrza.}$$

Jeżeli rozbiór chemiczny wykaże skład spalin w procentach objętościowych: k % bezwodnika węglowego, o % tlenu i n % azotu, to ilokrotność (v : 1) doprowadzanego powietrza (v) w stosunku do teoretycznie niezbędnego (1) będzie:

$$\frac{21}{21 - 79 \frac{o}{n}} \text{ . *)}$$

b) Stratę ciepła, jaką powoduje niespalenie się okruchów paliwa, przepadających przez ruszt do popielnika, jako też zawartych w żużlu, oznaczamy w sposób następujący: Określiwszy ze średniej próbki popiołu z żużlem procentową zawartość niespalonego paliwa, sprowadzonego do węgla o wartości cieplikowej 8100 cpł., i przeważywszy (w stanie suchym) wszystek popiół i żużel, obliczamy z tej wagi i ze zawartości procentowej całą ilość paliwa, pozostałego w tych odpadkach.

Straty ciepła, wynikające z powodu usuwania z paleniska żużli w stanie gorącym, są na ogół tak małe, że można je zaniedbywać.

Uwaga. Straty ciepła z powodu niespalenia się gazów palnych i sadzy mogą dosięgać znacznych rozmiarów. Gdy zatem palenisko silnie dymi, zaleca się straty te uwzględnić, oznaczając znanymi sposobami ilość tych części niespalonych.

c) Wszystkie powyżej wyszczególnione straty, jako też i ciepło pożytkowe, zużyte na wyparowanie wody, obliczamy w procentach (kalorymetrycznej) wartości cieplikowej paliwa, a przez zestawienie tych danych otrzymamy bilans ciepła. Liczba procentowa, dopełniająca go do 100, określa straty nieuwzględnione, jako to ciepło rozpromieniowane, ciepło stracone przez niespalenia sadzy i gazów palnych, wreszcie nieuniknione błędy w doświadczeniach.

2. Określenie strat pracy w silniku parowym.

Oznaczamy przez:

p_1 bezwzględną prężność pary tuż przed silnikiem, w kg/cm²,

T_1 przynależną tej prężności temperaturę pary nasyconej; dana ta potrzebna tylko przy stosowaniu pary przegrzanej,

x_1 ilość właściwą pary (czystej) w kg, zawartą w 1 kg pary nieprzegrzanej, t. j. mieszaniny pary czystej z wodą; ilość wody będzie zatem $(1 - x_1)$,

v_1 objętość właściwą 1 kg tejże pary, w m³,

p_0 bezwzględną prężność pary, tuż za wylotem z silnika, w kg/cm²,

$$\varepsilon = \frac{\text{przestrzeń szkodliwa cylindra nizkoprężnego} + \text{objętość jego drogi tłoka}}{\text{przestrzeń szkodliwą cylindra wysokoprężnego} + \text{jego objętość napełnianą}},$$ to

znaczy całkowity stopień rozprężenia (objętość napełnianą rozumieć należy jako objętość sprowadzoną do prężności p_1, na podstawie krzywej Mariotte'a, a więc hyperboli równoramiennej, p. str. 290).

a) Para nasycona.

Równanie rozprężania adiabatycznego jest:

$$p v^{\mu} = \text{stałej, w którem } \mu = 1{,}035 + 0{,}1 x_1 \text{ (p. str. 294).}$$

---

*) Jeżeli spaliny zawierają w sobie tlenek węgla (CO), to wzór powyższy daje wyniki błędne. Ścisłym będzie natomiast wzór:

$$\text{ilokrotność } \frac{v}{1} = \frac{1}{2 - \left(\frac{k + 2o}{n}\right) \frac{79}{21}},$$

w którym zaniedbano jedynie zawartość siarki, wodoru, wody i t. p. w paliwie, a więc i wytworów spalenia z tych ciał powstałych. Chociaż we wzorze tym nie pojawia się % zawartości CO, którego przy rozbiorze chemicznym oznaczać nie potrzeba, to jednakże wzór ten pośrednio uwzględnia już i zawartość CO w spalinach. (Przypisek Redakcyi).

Zaniedbując straty, spowodowane przestrzenią szkodliwą, przechodzeniem ciepła przez ścianki, dławieniem pary i nieszczelnościami, możemy określić pracę wskazaną N_i^o, wyrażoną w MK, jaką wykona na godzinę zużyty w tym czasie 1 kg pary (o prężności p_1 przed silnikiem, a p_0 przy odlocie i przy danem rozprężeniu), ze wzoru:

$$N_i^o = \frac{p_1 v_1}{27}\left\{\frac{\mu}{\mu-1} - \frac{1}{\mu-1}\frac{1}{\varepsilon^{\mu-1}} - \varepsilon\frac{p_0}{p_1}\right\},$$

a dla suchej pary nasyconej ($x_1 = 1$) będzie:

$$N_i^o = \frac{p_1 v_1}{27}\left\{8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0{,}135}} - \varepsilon\frac{p^0}{p_1}\right\}.$$

Wartość v_1 oznaczyć można z wartości $u = v - w$, podanych w tablicach na str. 286 i n.

b) Para przegrzana.

v_1 oznaczamy z równania:

$$p_1 v_1 = R T_1' - C p_1^n,$$

w którem $R = 0{,}00509$, $C = 0{,}193$, $n = {}^1/_4$ (p. str. 277).

Wzór na rozprężanie adiabatyczne, dopóki para jest przegrzana, będzie:

$$pv^k = \text{stałej, z wartością } k = 1{,}333;$$

a dla pary nasyconej, jak poprzednio:

$$pv^\mu = \text{stałej, z wartością } \mu = 1{,}135.$$

Prężność i objętość pary w stanie nasycenia suchego, t. j. równoczesnej suchości i nasycenia, określają się związkiem $pv^\nu = D$, z wartościami $\nu = 1{,}0646$, $D = 1{,}762$.

Z wartości v_1 oznaczamy objętość v_g pary nasyconej, a suchej, mianowicie ze wzoru:

$$v_g = \frac{p_1^{\frac{1}{k-\nu}} v_1^{\frac{k}{k-\nu}}}{D^{\frac{1}{k-\nu}}} = \frac{p_1^{3{,}72} v_1^{4{,}97}}{8{,}23}.$$

Następnie obliczamy stopnie rozprężenia:

$$\varepsilon_1 = \frac{v_g}{v_1} \text{ i } \varepsilon_2 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}.$$

Wreszcie określamy pracę wskazaną z kg pary na godz. dla silnika bezstratnego (o stratach p. str. 851) ze wzoru:

$$N_i^o = \frac{p_1 v_1}{27}\left\{\frac{k}{k-1} + \frac{k-\mu}{(k-1)(\mu-1)}\frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}} - \frac{1}{\mu-1}\frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}\varepsilon_2^{\mu-1}} - \varepsilon\frac{p_0}{p_1}\right\}$$

$$= \frac{p_1 v_1}{27}\left\{4 + 4{,}4\frac{1}{\varepsilon_1^{0{,}333}} - 7{,}41\frac{1}{\varepsilon_1^{0{,}333}\varepsilon_2^{0{,}135}} - \varepsilon\frac{p_0}{p_1}\right\}.$$

Jeżeli przez D_i^o oznaczymy rozchód pary na MK_i godz. w silniku bezstratnym to:

$$D_i^o = \frac{1}{N_i^o}.$$

A jeżeli przy doświadczeniu określiliśmy na D_i istotny rozchód pary na MK_i godz. a więc i wartość odwrotną $N_i = \frac{1}{D_i}$, czyli pracę wskazaną, jaką 1 kg pary istotnie wykonywał na godzinę, to możemy oznaczyć stratę pracy w silniku na 1 kg pary, a mianowicie:

$$N_v = N_i^o - N_i.$$

Stratność silnika, względnie do silnika bezstratnego, byłaby:

$$\eta_v = \frac{N_i^o - N_i}{N_i^o},$$

a sprawność jego, względnie do tegoż silnika bezstratnego:

$$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}.$$

F. Warunki ogólne na dostawę maszyn.

(Ustanowione przez Towarzystwo niemieckich wytwórców maszyn na zebraniach w Kolonji 28 grud. 1889 i 10 stycznia 1891, oraz w Hamburgu 27 maja 1893 r.).

§ 1. Ceny rozumieją się loco fabryka, a koszt opakowania i przewozu, podług wzajemnego porozumienia się.

§ 2. Warunki zapłaty: cena rozumie się za gotówkę, w walucie niemieckiej z płatnością w fabryce. Przy zamówieniu $^1/_3$, po dostarczeniu głównych części $^1/_3$, reszta w 3 miesiące po puszczeniu w ruch, lecz nie później niż w 6 miesięcy od zroku ustanowionego na drugą część wypłaty, o ile puszczenie w ruch nie odroczyło się z winy dostawcy. Rozpłaty miesięczne dozwalają się, lecz rozkład ich powinien się średnio zgadzać z rozkładem wypłat, powyżej określonych.

§ 3. Za dobroć ustroju i materyału odpowiada wytwórca w ten sposób, że przez określony szereg miesięcy wymienia on bezpłatnie wszelkie części, jakieby się zepsuły lub stały niezdatnemi do użytku z powodu wadliwego ustroju, wykonania lub materyału, albo że w tym okresie czasu usuwa wszelkie, obciążające go wadliwości.

Normalne zużywanie się części nie obciąża dostawcy.

§ 4. Za spóźnienie dostawy z winy wytwórcy odbiorca ma prawo liczyć co najwyżej po $^1/_2$ % umówionej sumy sprzedażnej za każdy tydzień spóźnienia.

§ 5. Wyklucza się wszelkie inne odszkodowania, oprócz określanych w §§ 3 i 4.

§ 6. Bezrobocie zwalnia od dotrzymania zroku dostawy.

§ 7. Przed rozpoczęciem montażu powinny być gotowe posady, a zaprawa w nich zupełnie związana; miejsce przeznaczone na ustawianie maszyn ma być należycie osłonione od wpływów niepogody.

§ 8. Dostawca wysyła jednego montera (o ile w umowie nie określono większej ich liczby), odbiorca zaś dostarcza bezpłatnie wszelkich pomocników, dźwignice, obrabiarki, oraz drobne materyały, jako to: łój, olej, minią, czyściwo i t. p. Pomocnicy, pod względem ubezpieczenia, pozostają w przynależności do zawodowego zrzeszenia odbiorcy.

§ 9. Umowa powinna określić, oprócz kosztów przejazdu, płacę za każdy dzień podróżny, za godzinę roboty, oraz dzienne wynagrodzenie na utrzymanie dla każdego poszczególnego robotnika. Na żądanie odbiorcy można dać mu zapewnienie, że koszta wysyłki jednego lub kilku monterów nie przekroczą sumy określonej. Na dzień roboczy liczy się godzin 10, na roboczy dzień pod ziemią (np. w kopalniach) godzin 8, godziny dodatkowe i pracy świątecznej obliczają się podług wzajemnego porozumienia się.

§ 10. Przy dostawie maszyny dodaje się bezpłatnie rysunek jej posady, a w razie potrzeby i rysunek ogólnikowy.

§ 11. Nieporozumienia, wynikające z umowy o dostawę, podlegają rozstrzygnięciu sądu polubownego, do którego każda ze stron naznacza jednego sędziego, ci zaś wybierają trzecią osobę bezstronną na rozjemcę. Postępowanie sądu polubownego ma być zgodne z §§ 851 do 872 przepisów postępowania w sprawach cywilnych (Reichs-Civilprocessordnung), a jeśli sędziowie, przez strony wybrani, na wyrok zgodzić się nie mogą, to przedstawiają oni rozjemcy swe zapatrywania, który sprawę rozstrzyga. Sąd polubowny, względnie rozjemca, oznacza też sposób rozłożenia kosztów na strony.

V. SILNIKI SPALINOWE.

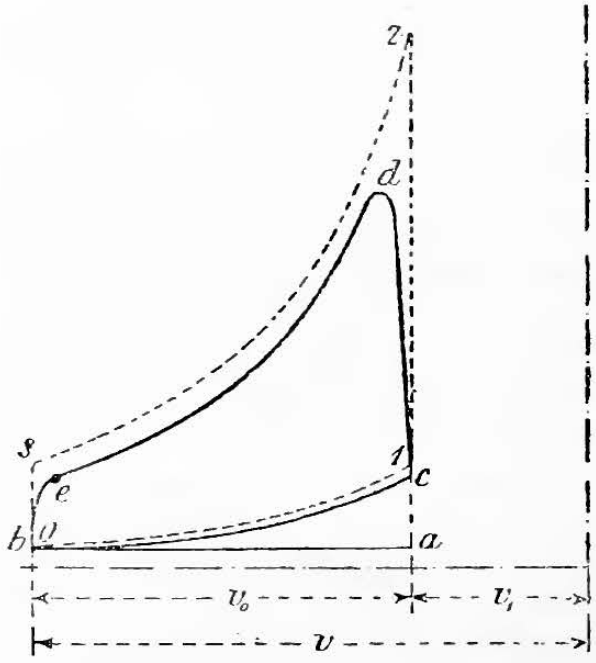
A. Cechy ogólne.

a. Przebieg pracy silnika.

Silnikami spalinowymi zwiemy silniki, w których działają swą prężnością spaliny, powstałe z paliwa, (gazu, nafty, ropy, benzyny, spirytusu i t. p.) płonącego w spalisku silnika, bez względu na to, czy to płonięcie jest **nagłym wzbuchem** (por. rys. 817-a), czy też, jak w silnikach Diesel'a, stopniowem spalaniem (por. rys. 817-b). Oprócz silników Diesel'a, wszystkie, dotychczasowe silniki spalinowe pracują wzbuchowo.

1. Silniki wzbuchowe.

Rys. 817-a.

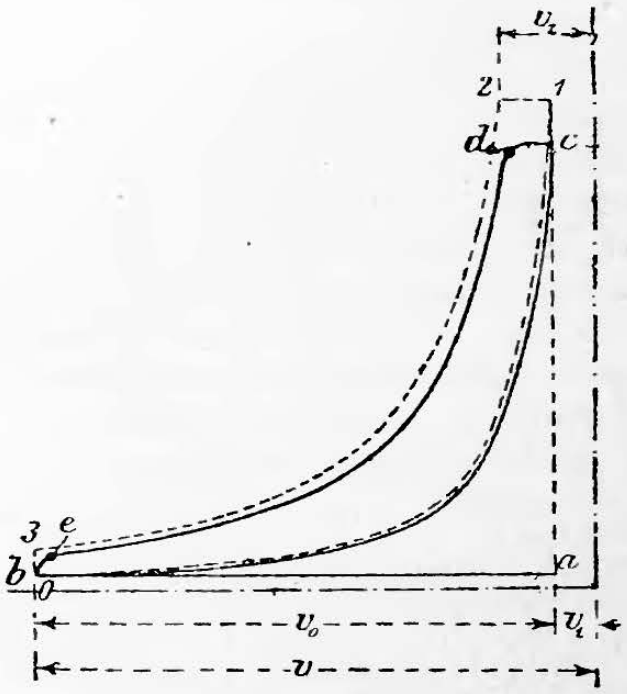


Przebieg pracy.

$a-b$ ssanie mieszanki wzbuchowej (gazu z powietrzem);
$b-c$ sprężanie dawki wessanej;
w c zapłon sprężonej dawki mieszankowej przez zapłonkę rozżarzoną, albo iskrę elektryczną;
$c-d$ wzbuch (nagłe spalenie się dawki mieszankowej);
$d-e$ rozprężanie się spalin;
w e zawór wydychowy otwiera się;
$e-b$ wydych, w czasie którego prężność w cylindrze zniża się do atmosferycznej;
$b-a$ wypychanie spalin na zewnątrz.

2. Silniki Diesel'a.

Rys. 817-b.



Przebieg pracy.

$a-b$ wlot powietrza spalającego;
$b-c$ sprężanie tego powietrza tak wysokie, aby jego temperatura przekroczyła temperaturę zapłonięcia paliwa;
$c-d$ wstrzykanie paliwa i jego spalanie; zapłon paliwa bywa natychmiastowy, skutkiem podniesienia temperatury przez sprężanie;
$d-e$ rozprężanie się spalin;
w e zawór wydychowy otwiera się;
$e-b$ wydych (prężności się wyrównują);
$b-a$ wypychanie spalin na zewnątrz.

Objaśnienia teoretycznych wykresów, kropkowanych w rys. 817-a i b, podano na str. 1086 i 1087.

b. Rozdział okresu pracy na poszczególne suwy tłoka.

1. Czworosuw.

Do niedawna najczęściej stosowany. Dawkę mieszanki ssie tłok roboczy do cylindra spaliskowego, spręża ją w nim i tenże tłok wypycha również spaliny na zewnątrz. Cały okres pracy wymaga zatem czterech suwów, z których trzy zużywają się na ładowanie i wyładowanie cylindra, a jeden tylko na pracę pożytkową. Trzy te suwy nierobocze pochłaniają 5 do 10% pracy silnika.

Zalety: Prostota ustroju; cylinder z jednej strony otwarty, a zatem tłok, dostępny i może służyć za krzyżulec, co zmniejsza koszt budowy małych silników, a umożliwia ich prędki bieg. Wady: Nacisk na korbę jest bardzo niejednostajny, co dla ujednostajnienia biegu silnika wymaga ciężkich kół rozpędowych; mała moc, względnie do wymiarów silnika; główniejsze części nagrzewają się jednostronnie, a wynikające z tego, niejednakowe ich rozszerzanie się, mąci bieg, zwłaszcza silników dużych; zanieczyszczanie świeżej dawki resztkami pozostałych w cylindrze wydyszyn.

2. Dwusuw.

Ustrój ten wchodzi coraz to więcej w użycie. Mieszankę wzbuchową, czyli dawkę ssie i stłacza zupełnie, albo też tylko częściowo, wreszcie wtłacza ją do cylindra roboczego pompa, bądzto oddzielna, bądź też wytworzona przez zewnętrzną stronę cylindra i tłoka roboczego (p. rys. 817-h). Wstępująca do tego cylindra świeża dawka wypycha z niego wydyszyny pozostałe od poprzedniego wzbuchu; nieraz wtłaczają uprzednio powietrze, a następnie dopiero dawkę zapalną. Wydyszyny owe może wytłaczać i sam tłok, jeżeli gotową dawkę mieszanki wprowadzamy dopiero pod koniec wsuwu tłoka. Zapłon co drugi suw. Ssanie i wtłaczanie dawek zużywa obecnie 7 do 12% pracy silnika, lecz straty te dałyby się jeszcze zmniejszyć.

Obniżając nadprężność przewietrza (powietrza przewietrzającego cylinder) na 0,05 do 0,1 atm. i powiększając przewody wlotowe i wylotowe, zmniejszymy straty na pracę pompy, a zarazem przewietrzymy lepiej cylinder: powietrze bowiem o mniejszej prężności, i wstępujące z małą prężnością, mniejszą też będzie posiadało dążność do wirzenia się, a więc i do zmieszania się z wydyszynami, które wypycha.

Zalety w porównaniu z czworosuwem: Silnik jednakowych wymiarów posiada moc o 75 do 95% większą; nacisk na korbę mniej niejednostajny; swieża dawka mniej się zanieczyszcza resztkami wydyszyn wzbuchu poprzedniego; używając samego tłoka roboczego do rozrządu wlotów i wylotów, a zarazem i za tłok pompowy, otrzymamy nader prosty ustrój silnika bezzaworowego, nadający się zwłaszcza do silników małych. Wady: Wypychanie wydyszyn przez świeżą dawkę trudno stosować do silników o wielkiej ilości obrotów; tłok, ponajczęściej z wszech stron nie dostępny (osłonięty), trudniej czyścić i chłodzić, trudniej go też użyć na krzyżulce, co daje się uskutecznić li tylko w mniejszych silnikach okapturzonych, w innych zaś prowadnice zwiększają długość silnika i jego koszta; w ustrojach dotychczas stosowanych strata pracy na ładowanie i wyładowanie bywa większa.

3. Czworosuw i dwusuw zdwojony.

Wzbuchy następują po obydwóch stronach tłoka. Ustrój zdwojony stosuje się tylko do wielkich silników, gdyż budowa ich jest droższa i trudniejsza, niż silników o jednostronnem działaniu tłoka.

Zalety w zastosowaniu do dużych silników: Jednostajny bieg przy względnie nie ciężkich kołach rozpędowych; większa moc jednego cylindra, a, wobec wzajemnej nieza-

leżności obustronnych wzbuchów, opust wzbuchu mniej przyczynia niejednostajności biegu; pod zmniejszonem obciążeniem praca silnika bywa oszczędniejsza, ponieważ może pracować pełną siłą jedna tylko strona cylindra, gdy obciążenie spadnie do połowy normalnego. Wady: Trudna i kosztowna budowa; aby zapobiedz zapłonowi przedwczesnemu, zarazem aby zabezpieczyć od ścierania się, wreszcie by umożliwić smarowanie silnie rozgrzanego tłoka i tłoczyska, należy części te chłodzić. Urządzenie prowadnic przedstawia pewne trudności, a zużycie smarów i wody chłodzącej bywa większe, niż w innych ustrojach.

c. Paliwa.

Silniejszem sprężaniem dawki zwiększamy nietylko sprawność cieplikową silnika (por. str. 1087), ale i jego moc, a nadto sprężaniem takiem umożliwiamy stosowanie względnie ubogich gazów do pracy w silnikach. Dlatego też zaleca się sprężać dawki jak najsilniej, jednakże nie aż do temperatury zapłonięcia dawki, by uniknąć przedwczesnego jej zapłonu. Temperatura zapłonienia zależy od wartości cieplikowej, od czystości paliwa i od domieszki powietrza w dawce, a bywa ona ponajczęściej tem wyższa, im mniejsza jest wartość cieplikowa dawki. Paliwa zatem o większych wartościach cieplikowych możemy silniej sprężać, jedynie po znacznem ich rozrzedzeniu powietrzem, a naodwrót gazy ubogie możemy sprężać silnie, nawet z małą domieszką powietrza. Granicę sprężania, bez zapłonięcia dawki, możemy podwyższyć, albo chłodząc dawkę sprężaną (np. wstrzyknięcie wody w silniku Banki'ego), albo sprężając powietrze oddzielnie od paliwa (Diesel).

1. Gazy *).

a) Gazy bogate: gazy węglane (np. świetlany lub koksowniany) i wogóle paliwne, np. tłustne, a więc gaz mazutowy i parafinowy i t. p. gazy robocze, posiadające przynajmniej 3000 cpł/m³.

---

*) **Palne gazy robocze,** stosują się w przemyśle do wytwarzania ciepła, do wytwarzania światła (**gazy świetlane**) i do pracy w silnikach (**gazy silnicze**). Palne gazy robocze możemy podzielić na rodzaje następujące:

1. **Gazy paliwne,** wytwarzane z samego paliwa, np. przez jego suchą destylacyę, a więc **gazy węglane** jako to: zwykły gaz świetlany, gaz koksowniany i t. p., albo też **gazy tłustne**, jako to: gaz mazutowy, gaz parafinowy i t. p.

2. **Czady** powstają z powietrza i paliwa, które się niedotlenia przy spalaniu. Składniki znamienne: **CO** i **N**, zupełny brak lub mały tylko procent **H**. Zawartość CO_2 jest wskazówką gorszego wytworu. Właściwym czadem roboczym jest czad wytwarzany w gazownicach pomysłu Siemens'a, dotychczas gazem generatorowym zwany. Gaz wielkopiecowy jest czadem zanieczyszczonym domieszkami, ulatniającemi się np. z rudy.

3. **Gazy wodnowęglane** powstają przez rozkład pary wodnej, bez dostępu powietrza, w jej zetknięciu się z uprzednio rozżarzonym węglem. Tlen powstały utlenia C na CO, a składniki znamienne będą: **H** i **CO** i zupełny brak, albo mały tylko procent **N**, pozostałego w gazownicy od uprzedniego rozżarzania węgla przy dostępie powietrza. Gazem wodnowęglanym jest np. gaz Delwik'a.

4. **Gazy wodnoczadowe** powstają z rozkładu pary, przy dostępie powietrza, w jej zetknięciu się z rozżarzonym węglem. Otrzymujemy zatem mięszaninę czadu i gazu wodnowęglanego. Silniki wodnoczadowe mogą obywać się bez zbiorników gazu, wsawając każdą dawkę gazu wprost z gazownicy, a ten rodzaj silników nazywano też z niemiecka silnikami do gazu ssanego.

5. **Gaz wodniany,** zwany też gazem piorunującym, powstaje przez elektrolityczny rozkład wody, lub przez rozkład jej pary w zetknięciu się z rozżarzonymi materyałami nieutleniającymi się. Gaz ten znajduje mniej szerokie zastosowanie w przemyśle.

(Przypisek Redakcyi).

	Silne mieszanki.	Słabe mieszanki.
Gaz: powietrza =	1 : 6 do 1 : 7 na objęt.	1 : 10 do 1 : 15 na objęt.
Temperatura zapłonięcia . .	550 do 600° C.	650 do 750° C.
Zwykły spręż dawki . . .	3 do 4,5 atm.	5,5 do 8 atm.
Prężność wzbuchowa . . .	12 do 18 atm.	15 do 20 atm.
Średnie wskazane ciśnienie na tłok	3,5 do 5,5 kg/cm²	4 do 6 kg/cm².

b) Gazy ubogie: czady, np. czad wielkopiecowy, czad z gazownicy Siemens'a (generatorowym gazem zwany); gaz wodnowęglany np. Dowsohn'a; gaz wodnoczadowy, inaczej gazem ssanym zwany, i t. p. gazy robocze, posiadające mniej niż 3000 cpł/m³.

Gaz: powietrza = ...	1 : 1 do 1 : 2 na objętość
Temperatura zapłonięcia. . . .	700 do 800° C.
Zwykły spręż dawki	8 do 12 atm.
Prężność wzbuchowa.	15 do 22 atm.
Średnie, wskazane ciśnienie na tłok.	3 do 5 kg/cm².

Gaz powinien się dokładnie zmieszać z powietrzem. W większych silnikach urządzają, bądźto niezależny zawór mieszankowy, bądź też oddzielne zawory na gaz i powietrze, które to zawory prowadzą do wspólnego kanału mieszankowego przed zaworem wlotowym; w małych silnikach sam zawór wlotowy bywa zarazem zaworem mieszankowym.

Zapłon wywołują bądźto zapłonki (rurki rozżarzone) rozrządzane, albo nie rozrządzane, bądź też iskry elektryczne; w silnikach wysokoprężnych, zwłaszcza na gazy ubogie, stosują prawie wyłącznie zapłonniki elektryczne.

Bieg silnika miarkuje się, albo przez opust wzbuchu (czasowe nieotwieranie wlotki), albo przez ilościowe zmniejszenie dawki, albo wreszcie najdokładniej przez zmianę stosunku mieszaniny w dawce. Pierwszy sposób jest oszczędniejszy, w końcu wspomniany zaś zapewnia bieg bardziej jednostajny.

2. Oleje.

a) Oleje nizkowrzące: Benzyna, ligroina i t. p.

Temperatura zapłonięcia dawki	500 do 550° C.
Zwykły spręż dawki.	2 do 4 atm.
(w silnikach Banki'ego 12 do 15 atm.)	
prężność wzbuchowa	12 do 20 atm.
(w silnikach Banki'ego do 40 atm.)	
Średnie, wskazane ciśnienie na tłok. . .	4 do 5,5 kg/cm²

b) Oleje wysokowrzące: Nafta, ropa naftowa, olej solarowy, a do tej grupy możnaby zaliczyć i spirytus nieoczyszczony, jakkolwiek nie jest on olejem.

Temperatura zapłonięcia dawki	530 do 580° C.
Zwykły spręż dawki.	3 do 5 atm.
(w silnikach Diesel'a 32 do 35 atm.)	
Prężność wzbuchowa dawki	10 do 18 atm.
Średnie, wskazane ciśnienie na tłok . .	3,5 do 5 kg/cm².

Paliwo ciekłe miesza się z powietrzem po uprzedniem rozpyleniu, albo ulotnieniu. Benzyna lub jej pokrewne ciecze nizkowrzące ulatniają się już przy zwykłej temperaturze powietrza. Otrzymamy zatem dobrą mieszankę wzbuchową, przedmuchując powietrze przez ciekłą benzynę, albo rozpylając ją w strumień powietrza. Nafta, ropa naftowa, jako też i inne oleje wysokowrzące, a również i spirytus nieoczyszczony, wymagają uprzedniego ogrzania. Uskuteczniamy je w silnikach spalinowych, bądźto w oddzielnych ulatniakach, od zewnątrz ogrzewanych, bądź też przez ogrzanie ciekłego paliwa o ścianki łbicy cylindra, zagrzane wzbuchami poprzednimi. Rozruszanie silnika pracującego takiem trudnolotnem paliwem wymaga zatem uprzedniego rozgrzania ścianek ulatniaka (lub łbicy cylindra). Możemy też osiągnąć pożądane nagrzanie w prosty sposób, rozruszając silnik benzyną (lub t. p. olejem nizkowrzącym), a po dostatecznem nagrzaniu się silnika, zasilać go dalej olejem wysokowrzącym.

W silnikach benzynowych zwykle zapłon dokonywa się iskrą elektryczną, w silniknch naftowych zaś rozżarzoną zapłonką, którą mogą też zastąpić ścianki ulatniaka lub spaliska, zagrzane uprzednimi wzbuchami, a które to ścianki należy natenczas chronić od chłodzenia się. Palnik, rozżarzający zapłonkę, nagrzewa zwykle i ścianki ulatniaka.

Do miarkowania biegu stosują przeważnie opusty wzbuchów, rzadziej osłabianie mieszanki lub zmniejszanie dawki.

3. Właściwości paliw.

W tablicy na str. 1082 i 1083 zestawiono dla rozmaitych paliw wartości C, oznaczające rozchód paliwa w m^3 dla gazów, a w kg dla cieczy, na moc konia rzeczywistego i godz. (MK_e i godz.). Dane tej tablicy zaczerpnięto ze spostrzeżeń podczas normalnej pracy silników i przybliżenie pełnego ich obciążenia. Doświadczenia przy odbiorze silników, zazwyczaj dobrze przygotowane, wykazują nieraz jeszcze korzystniejsze wyniki.

Np. doświadczenia ze 100-konnym silnikiem gazowym wykazało na MK_e godz. rozchód 410 l gazu o wartości cieplikowej 5000 cpł./m^3, co odpowiada sprawności cieplikowej $\eta_w \backsim 0{,}31$; 30-to konny silnik Diesel'a zużywał na MK_e godz. po 203,5 gram. ropy amerykańskiej, o wartości cieplikowej 10300 cpł, co odpowiada sprawności cieplikowej $\eta_w \backsim 0{,}30$.

Silniki gazowe, pracując na połowę swej mocy normalnej, zużywają na MK_e godz. 20 do 40% więcej gazu, a na bieg jałowy 20 do 35% tej ilości gazu, jakiej wymaga pełne obciążenie silnika. Zużycie paliwa ciekłego wzrasta znaczniej w tych warunkach. Palniki rozżarzające i nagrzewające zużywają po 150 do 200 l gazu, albo 0,1 do 0,15 kg benzyny, lub 0,2 do 0,3 l nafty na palnik i godz. Jeżeli woda chłodząca odpływa z temperaturą 60°, to na MK_e godz. potrzeba jej 20 do 40 l (w zależności od ustroju i rozmiarów silnika), przyczem woda zabiera 800 do 1500 cpł. na MK_e godz.

(Dalszy ciąg str. 1084).

Właściwości

Średnie wartości cieplikowe $\mathfrak{H}$, wzgl. h gazów poda
Co do sprawności cieplikowej

	1	2	3	4	5
	Oznaczenia w nagłówkach rubryk 3 do 12, ujęte w nawiasy, dotyczą paliw stałych i ciekłych	Średnia wartość cieplikowa $\mathfrak{H}$ wzgl. h cpł.	Ciężkość właściwa gazów względem powietrza (woda = 1,0) σ	Przy 0° i 760 mm sł. rt. 1 m³ (1 l) waży kg γ	Przy 0° i 760 mm sł. rt. 1 kg zawiera m³ (l) $\psi = \frac{1}{\gamma}$
I	**Gaz świetlany** zwykły. . .	4500	0,34	0,44	2,27
	bogaty . .	5500	do	do	do
	nader bogaty .	6500	0,50	0,65	1,54
II	**Gaz wodnoczadowy** w st. do antracytu	7500	.	.	.
	„ „ jego gazu	1250	07,8	1,0	1,0
	w st. do koksu .	7200	do	do	do
	„ „ jego gazu	1150	0,92	1,20	0,84
III	**Dellwik'a gaz wodnowęglany** w st. do koksu .	7200	.	.	.
	„ „ jego gazu	2450	0,52—0,58	0,67—0,75	1,49—1,34
IV	**Gaz tłustny (mazutowy)** .	9500	0,6 —0,8	0,77—1,03	1,3 —1,34
V	**Czad wielkopiecowy** . .	950	0,95—1,05	1,22—1,36	0,82 - 0,97
VI	**Gaz koksowniany** . . .	4000	0,48—0,56	0,62—0,72	1,61—0,73
VII	**Acetylen**	13500	0,91	1,18	0,85
VIII	**Nafta**	10500	0,78—0,83	0,80	1,25
IX	**Benzyna**	11000	0,68—0,72	0,70	1,43
X	**Spyrytus nieoczyszczony** .	5700	0,834	0,83	1,21

Objaśnienia do tablicy powyższej.

I. **Gaz świetlany.** Skład chemiczny jednego z gatunków gazu świetlanego podano na str. 323.

II. **Gaz wodnoczadowy,** jako to: gaz Dowson'a, powstaje przy przedmuchiwaniu pary przegrzanej i powietrza przez żarzący się węgiel lub koks, a to wskutek rozkładu pary wodnej na wodór i tlen, który wraz z tlenem powietrza łączy się z węglem na tlenek węgla. Z jednego kg antracytu lub koksu i 1—3 kg pary wodnej otrzymujemy 4—5 m³ gazu, licząc objętość jego przy 0°. Skład chemiczny i wartość cieplikowa tych gazów bywają nader zmienne: Zaraz po narzuceniu świeżego paliwa do gazownicy, wzmaga się zawsze wartość cieplikowa gazu, tak dalece, że, jeżeli równocześnie się zmniejszy i rozchód gazu, to wartość ta może być i dwa razy większa od średniej wartości cieplikowej gazu, wytwarzanego. Średni skład chemiczny (na objętość) bywa: 25% CO, 18% H, 7% CO_2, 3% CH_4, 47% N. Rozchód paliwa na wytwarzanie i przegrzanie pary bywa 15 do 30% paliwa, zużywanego w gazownicy. *)

III. **Gaz wodnowęglany** powstaje przez rozkład pary wodnej, przeprowadzanej, bez dolotu powietrza, przez warstwę żarzącego się węgla lub koksu. Gaz taki, wytwarzany sposobem Dellwik-Fleischer'a zawiera na objętość: 40% CO, 50% H, 4,5% CO_2, 0,55% CH_4 i około 5% N. 1 kg koksu zużytego w gazownicy wydaje 2,5 m³ gazu, mierzonego przy 0°. Na wytworzenie pary zużywa się około 20% paliwa, czyli ogółem z 1 kg paliwa liczyć można 2 m³ gazu przy 0°.

*) Zeitschr d. Ver. d. Ing. 1895 str. 1050 i 1525.

sprawność paliw.

no dla 1 m³, a paliw stałych i ciekłych dla 1 kg.

(ogólnej) η_w por. str. 1089.

6	7	8		9		10		11		12	
Ilość powietrza potrzebna na		Ilość paliwa C w m³ (kg) na 1 MK_e godz. i sprawność η_w przy 15° i 735,5 mm sł. rt., przy pełnem obciążeniu silnika, jeżeli silnik posiada moc mianowaną:									
1 m³ (1 kg) teoretyczna m³	1 m³ (1 kg) rzeczywista m³	5 MK_e		10 MK_e		25 MK_e		50 MK_e		100 MK_e i wyż.	
		C m³ (kg)	η_w	C m³ (kg)	η_w	C m³ (kg)	η_w	C m³ (kg)	η_w	C m³ (kg)	η_w
5,5	7,5	0,68	0,22	0,61	0,24	0,59	0,25	0,55	0,27	0,52	0,29
do	do	0,55	0,22	0,50	0,23	0,48	0,255	0,45	0,27	0,42	0,29
6,5	1,0	0,47	0,22	0,42	0,25	0,40	0,26	0,38	0,27	0,35	0,295
.	.	0,75	0,11	0,68	0,12	0,62	0,13	0,58	0,14	0,52	0,16
0,85	1,1	3,3	0,16	3,0	0,18	2,8	0,19	2,6	0,20	2,3	0,23
do	do	0,78	0,11	0,72	0,12	0,65	0,135	0,60	0,145	0,55	0,16
1,0	1,4	3,6	0,16	3,3	0,18	3,0	0,19	2,8	0,21	2,5	0,23
.	.	0,85	0,10	0,75	0,115	0,68	0,13	0,62	0,14	0,57	0,15
2,4	3—4	1,8	0,15	1,6	0,17	1,45	0,19	1,3	0,21	1,2	0,23
.	.	0,35	0,19	0,33	0,20	0,30	0,20	.	.	.	.
0,75	1,0—1,2	.	.	3,8	0,18	3,5	0,19	3,2	0,21	2,8	0,24
5,3	7	.	.	1,0	0,17	0,9	0,19	0,8	0,21	0,75	0,225
11,85	18—20	0,22	0,21	0,20	0,25	.	.	.	.	.	.
						D		D		D	
11,5	16—22	0,55	0,11	0,5	0,12	0,23	0,27	0,21	0,30	0,20	0,32
11,5	15—20	0,30	0,19	0,28	0,21	0,25	0,23	.	.	.	.
6,0	8—12	0,50	0,22	0,46	0,24	0,42	0,26	.	.	.	.

IV. **Gaz mazutowy** jest rodzajem gazu tłustnego, a wytwarza się z odpadków naftowych (mazutu) przez ich żarzenie w retortach zamkniętych. (Pokrewnym jest gaz parafinowy). Skład chemiczny gazów tłustnych waha się bardzo, w zależności od materyału surowego i sposobu wytwarzania. Np. gaz z oleju parafinowego składa się na objętość z 28,9% C_2H_4, 54,9% CH_4, 5,6% H, 8,9% CO, 0,9% CO_2, a gaz z odpadków naftowych z 17,4% C_2H_4, 58,3 CH_4 i 24,3% H.

V. **Czad wielkopiecowy:** Na tonnę wytworzonej surówki pozostaje nie zużytych około 2500 m³ czadu wielkopiecowego, który można zastosować do pędzenia silników, a każdy jego m³ zawiera 850 do 1150 cpł. Skład chemiczny na objętość około: 27,5% CO, 10% CO_2, 3% H, 5% H_2O, reszta N.

VI. **Gaz koksowniany:** Na każdą tonnę koksowanego węgla otrzymujemy 250 m³ gazu, o wartości cieplikowej 3000 do 5000 cpł. na 1 m³, a o składzie chemicznym na objętość: 52,69 H; 35,67 CH_4; 1,61 C_2H_4; 0,6 C_6H_6; 6,41 CO; 1,39 CO_2; 0,42 H_2S; 1,21 H_2O. *)

VII. **Acetylen** otrzymujemy najdogodniej z węglika wapniowego, którego każdy kg wydaje 275 do 300 l acetylenu (C_2H_2), a wartość cieplikowa jednego m³ tego gazu jest 13910 ciepłostek.

VIII i IX. **Nafta** rosyjska, o ciężkości właściwej $\gamma = 0{,}8257$ wykazała np. następujący skład chemiczny na wagę: 83,52% C; 13,98% H; 0,5% O. **Benzyna** zaś, o $\gamma = 0{,}708$, skład: 84,3% C, 15,7% H. Olej solarowy, naftol. ropa naftowa; wogóle inne ciężkie węglowodory posiadają wartość cieplikową około 10000 cpł./kg, a ich ciężkość właściwa waha się od 0,85 od 0,90. Teoretyczna ilość powietrza, niezbędnego do spalenia, bywa około 11,5 m³/kg.

X. **Spyrytus,** 90%, nieoczyszczony, zawiera na wagę: 41,5% C, 13% H, 45,5% O, a $\gamma =$ 0,834. Ciężkość właściwą innoprocentowych roztworów alkoholu podano na str. 12. Tomu II.

*) Stahl u. Eisen 1899 str. 818.

B. Obliczenia dynamiczne.

a. Oznaczenia i wartości liczbowe.

Ogólne zasady mechanicznej teoryi ciepła p. str. 324 i nast., oraz w dodatku na końcu tomu I, a mechaniki gazów i par, p. str. 275 i nast., jednakże ze znakowaniem poczęści odmiennem.

1. Oznaczamy przez:

t temperaturę, w ^{0} C.;
$T = 273 + t$ temperaturę bezwzględną;
p prężność bezwzględną, w kg/m^2 (niekiedy w at. = kg/cm^2);
v objętość, zajmowaną przez G kg gazu, albo mieszanki, w m^3;

} Znakowania te dla poszczególnych stanów, odróżniają się wskaźnikami podług liczb wpisanych w wykresy rys. 817-a do 817-c.

σ ciężkość właściwą gazu, albo mieszanki, względnie do powietrza, p. str. 12 Tom II;

γ wagę (w kg) 1-go m^3 gazu, albo mieszanki, a dla płynów 1-go l w zwykłej temperaturze; dla powietrza (o prężności 1 kg/cm^2 = 735,5 mm sł. rt.) jest $\gamma = 1{,}293 \cdot \frac{735{,}5}{760} = 1{,}2515$ kg, a dla wody $\gamma = 1$ kg;

$G = v\gamma = \frac{vp}{RT}$, wagę w kg gazu, albo mieszanki o objętości v, w stanie określonym przez p i T;

$R = \frac{p}{T\gamma} = 424\ (c_p - c_v)$, stałą gazów; dla powietrza jest $R = 29{,}27$, p. str. 277;

$A = \frac{c_p - c_v}{R} = \frac{1}{424}$, równoważnik cieplikowy jednostki pracy, w cpł./kgm., p. str. 283, 290 i 317;

Q ilość ciepła przybywającą, albo ubywającą podczas zmiany stanu, w ciepł.;

$L = \frac{Q}{A}$, pracę w kgm, wykonaną podczas tejże zmiany;

c_p i c_v ciepliki właściwe gazów, p. str. 317;

$\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$, wzajemny stosunek tychże cieplików (p. str. 317, gdzie wartość tę oznaczono przez n);

k stałą wzoru na zmianę stanu przez ciepło przybywające lub ubywające, pv^k = stałej, (p. str. 289, gdzie stałą tę oznaczano przez m);

$\varepsilon = v : v_1$, ilokrotność sprężenia (na objętość) (rys. 817-a i 817-b);
$\varepsilon_1 = v_2 : v_1$, ilokrotność rozszerzenia (w silnikach Diesel'a);
$\delta = v : v_2$, ilokrotność rozprężenia (na objętość) w silnikach Diesel'a;

} w silnikach wzbuchowych ponajczęściej $\delta \backsim \varepsilon$;

η_t teoretyczną sprawność cieplikową. Nadto w obliczeniach i wzorach, począwszy od str. 1088 oznaczać będziemy przez:
N_i moc wskazaną, w MK;
N_e moc pożytkową, w MK;
N_n moc mianowaną, w MK, która zwykle równa się 0,75 do 0,85 krańcowej mocy pożytkowej silnika;
C rozchód paliwa na MK_e godz., w m^3, wzgl. w kg;
$\mathfrak{H}$ wzgl. h wartość cieplikową 1-go m^3, wzgl. 1-go kg paliwa, znajdującego się w stanie normalnym;
D średnicę tłoka, w m.
s skok tłoka, w m.
F czynną powierzchnię tłoka, w m^2;
n ilość obrotów korby na min.;
$c = \frac{ns}{30}$, prędkość tłoka, w m/sek.;
p_i średnią nadprężność wskazaną, działającą na tłok, w kg/cm^2;
$p_e = p_i \eta_m$, średnią nadprężność na tłok, podczas pracy z mocą N_e, w kg/cm^2;
η_i wskazaną sprawność cieplikową;
$\varrho = \eta_i : \eta_t$, pełnotę wskazy, wskazującą zarazem stopień wyzyskania paliwa w silniku;
$\eta_m = N_e : N_i$, sprawność silnika (wskazano-pożytkową);
$\eta_w = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_m \varrho$, sprawność ogólną, t. j. cieplikowo pożytkową;
η_v objętościową sprawność suwu ssawczego, sprowadzoną do 0^0 C.

2. Wartości spółczynników dla kilku mieszanek gazu świetlanego z powietrzem.

Założono: Gaz świetlany o wartości cieplikowej $\mathfrak{H} = 5000$ cpł./m^3, $\gamma = 0{,}5$ kg/m^3, niezbędna ilość powietrza, teoretycznie 5,6 m^3 na 1 m^3 gazu. Teoretyczny skład spalin tego gazu: 0,15 CO_2, 0,13 H_2O, 0,72 N na wagę.

Wartości rubryk 3 i 8 do 11 w tablicy poniższej podano dla stanu o prężności 1 atm. metr., t. j. 735,5 mm sł. rt.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Stosunek mieszanki (gaz: powietrza)		Waga	Wartość cieplik.	Cp	Cv	$\varkappa$	σ_g	R_g	σ_r	R_r
na objętość	na wagę	1-go m^3 kg	mieszanki cpł.				dla mieszanki gazowej		dla spalin	
1 : 6,0	1 : 15,0	1,143	714,3	0 268	0,198	1,354	0,913	32,06	0,955	30,65
1 : 7,5	1 : 18,8	1,165	588.2	0,263	0,193	1.363	0,927	31,41	0,963	30,38
1 : 9,0	1 : 22,5	1,175	500,0	0,259	0,189	1,370	0,939	31,17	0,970	30,17
1 : 10,5	1 : 26,3	1,187	434,8	0,256	0,186	1,376	0,947	30,87	0,975	30,01
1 : 12,0	1 : 30,0	1,191	384,6	0,254	0,184	1,380	0,953	30,75	0,976	29,98
1 : 13.5	1 : 33,8	1,200	344,8	0,253	0,183	1,383	0,958	30,50	0,977	29,96

b. Pełne przebiegi kołowe (w zmianach stanu).

1. Silniki wzbuchowe.

Wskaźniki znakowań podług liczb wpisanych w wykres rys. 817-a str. 1077. Granicami teoretycznego wykresu są dwie izoplery, podczas przybywania i ubywania ciepła, przy niezmieniającej się objętości, oraz dwie adiabaty, podczas zmian objętości (rozprężanie i sprężanie) bez przybytku lub ubytku ciepła.

G_l, G_r, R_l i R_r str. 1084 i 1089. i nast.

Przybytek ciepła skutkiem wzbuchu: $Q_1 = G_l c_v (T_2 - T_1)$.

Odpływ ciepła z wydyszynami: $Q_2 = G_r c_v (T_3 - T_0)$,

Ciepło przemienione na pracę: $Q = Q_1 - Q_2$.

Teoretyczna sprawność cieplikowa:

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad \ldots\ldots\ldots \text{I.}$$

Będzie też:

$$Q = G_l c_v \left[T_2 \left(1 - \frac{T_3}{T_2}\right) - T_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \right],$$

a ponieważ

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_0}{T_1} \text{ i } G_l c_v (T_2 - T_1) = Q_1,$$

$$\text{więc: } Q = Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right),$$

co wprowadziwszy we wzór I, otrzymamy:

$$\eta_t = \frac{Q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)}{Q_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \quad \ldots\ldots \text{II.}$$

Obliczenia konstrukcyjne dogodniej będzie przeprowadzać, wychodząc z ilości L, p i v, zamiast powyżej określonych Q, T i G_l, a ze znanych wzorów na zmiany stanu gazów (p. str. 291 i 292, gdzie wzory podano dla 1 kg, a nie dla G kg) otrzymamy:

$$L_1 = \frac{Q_1}{A} = \frac{c_v v_1}{A R_l} (p_2 - p_1) = \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\varkappa - 1},$$

$$L_2 = \frac{Q_2}{A} = \frac{c_v v}{A R_r} (p_3 - p_0) = \frac{v (p_3 - p_0)}{\varkappa - 1}.$$

Całkowita praca rozprężania podczas suwu roboczego będzie:

$$L_a = \frac{p_2 v_1}{\varkappa - 1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa - 1} \right] = \frac{p_2 v_1}{\varkappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right),$$

a jeżeli z niej potrącimy pracę zużytą na sprężanie dawki podczas suwu sprężczego, a. mianowicie:

$$L_c = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa - 1} \right] = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right),$$

to otrzymamy zewnętrzną pracę ciepła:

$$L = \frac{Q}{A} = \frac{p_2 v_1}{\varkappa - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right) - \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right)$$

$$= \frac{v_1 (p_2 - p_1)}{\varkappa - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}\right).$$

Dzieląc wzór powyższy przez wzór na L_1, otrzymamy wzór na

$$\eta t = \frac{L}{L_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}} = 1 - \varepsilon^{1 - \varkappa}, \quad \ldots \quad \text{III.}$$

który możemy przekształcić na:

$$\eta t = 1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\varkappa - 1} = 1 - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad \ldots \quad \text{IIIa.}$$

Ponieważ wartości początkowe p_0 i T_0, oraz wzajemny stosunek cieplików właściwych $\varkappa$ są wogóle mało zmienne, więc (podług wzorów III i IIIa) teoretyczna sprawność cieplikowa ηt silników wzbuchowych będzie przeważnie zależna li tylko od ilokrotności sprężenia, t. j. od stosunków v i v_1, względnie p_0 i p_1, a zatem dla cylindra danej objętości zależną ona będzie od objętości niedosuwów.

Wartość η_i dla zmiennych ε i $\varkappa$ p. tabl. str. 1092.

2. Silniki Diesel'a.

Wskaźniki znakowań podług liczb wpisanych w wykres rys. 817-b str. 1077. Granicami teoretycznego wykresu będą: jedna izobara podczas przybywania ciepła (spalania), jedna izoplera podczas ubywania ciepła, wreszcie dwie adiabaty podczas rozprężania i sprężania.

G, G_r, R i R_r p. str. 1084 i 1089.

Przybytek ciepła przez spalanie: $Q_1 = G_l\, c_p\, (T_2 - T_1)$.

Odpływ ciepła z wydyszynami: $Q_2 = G_r\, c_v (T_3 - T_0)$.

Ciepło przemienione na pracę: $Q = Q_1 - Q_2$.

Teoretyczna sprawność cieplikowa:

$$\eta t = \frac{Q}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad \ldots \quad \text{I.}$$

A ponieważ $T_2 = T_1\, \varepsilon_1$ i $T_3 = T_0\, \varepsilon_1^{\varkappa}$ więc:

$$Q_1 = G\, c_p\, T_1 (\varepsilon_1 - 1) \text{ i } Q_2 = G\, c_v\, T_0 (\varepsilon_1^{\varkappa} - 1), \text{ a}$$

$$\eta t = 1 - \frac{G_l\, c_v\, T_0 (\varepsilon_1^{\varkappa} - 1)}{G_r\, c_p\, T_1 (\varepsilon_1 - 1)} \quad \ldots \quad \text{II}$$

Albo, ponieważ $G_l \sim G_r$, $\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{\varkappa}$ i $\frac{T_0}{T_1} = \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}}$, więc:

$$\eta t = 1 - \frac{1 (\varepsilon_1^{\varkappa} - 1)}{\varkappa\, \varepsilon^{\varkappa - 1} (\varepsilon_1 - 1)} \quad \ldots \quad \text{III}$$

Do tych samych wyników II i III dochodzimy też, wychodząc z równań pracy ciepła, a mianowicie:

$$L_1 = \frac{Q_1}{A} = p_1 (v_2 - v_1) \frac{c_p}{AR} = p_1 (v_2 - v_1) \frac{\varkappa}{\varkappa - 1},$$

$$L = \frac{Q_1 - Q_2}{A} = p_1 (v_2 - v_1) + \frac{p_1 v_2}{\varkappa - 1} \left[1 - \frac{1}{\delta^{\varkappa - 1}} \right] - \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1} \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}} \right].$$

Dzieląc wzór ostatni przez poprzedzający, t. j. wartość L przez wartość L_1, otrzymamy ten sam wzór III.

Ze wzoru tego wnioskujemy, że w silnikach Diesel'a teoretyczna sprawność cieplikowa ηt pozostaje w zależności nie wyłącznie tylko od ilokrotności sprężenia (na objętość) ε, lecz i od ilokrotności rozszerzenia ε_1 (podczas spalania). Ponieważ silniki te pracują ze znacznym nadmiarem powietrza, więc wartość $\varkappa$ jest bardzo mało zmienna, mimo to wielkość ε_1 nie pozostaje bez dotkliwego wpływu na sprawność teoretyczną ηt. Potwierdza się to i doświadczeniami na silnikach pracujących, których wskazana sprawność cieplikowa η_i zwiększa się przy mniejszem obciążeniu, ponieważ natenczas zmniejsza się i ilokrotność rozszerzenia ε_1.

3. Wskazana praca ciepła.

a) Z powodu niezupełnego spalania, strat przez chłodzenie i rozpromieniowanie i t. p., rzeczywista wskazana praca ciepła jest mniejsza od teoretycznej (por. wykresy i wskazy rys. 817-a i 817-b str. 1077), a mianowicie:

$$Q_i = \frac{p_i v_0}{424} = 0{,}0023585\ p_i v_0 \text{ cpł.}$$

$$L_i = Q_i 424 = p_i v_0 \text{ kgm.}$$

We wzorach powyższych v_0 oznacza objętość skoku tłoka w m^3, którą, ze znanych ilości p_i, N_i i n, określamy wzorami:

$$v_0 = \frac{9000 N_i}{n p_i} \text{ dla silników czworosuwnych, a}$$

$$v_0 = \frac{4500 N_i}{n p_i} \text{ dla silników dwusuwnych.}$$

b) Jeżeli godzinny rozchód paliwa w silniku oznaczymy przez C_s w kg, wzgl. w m^3, a wartość cieplikową paliwa przez h wzgl. dla gazów $\mathfrak{H}$, to ciepło istotnie rozchodowane na każdy skok roboczy będzie:

$$Q_w = \frac{C_s h}{30 n} \text{ ciepł. w silniku czworosuwnym, a}$$

$$Q_w = \frac{C_s h}{60\, n} \text{ cpł. w silniku dwusuwnym;}$$

praca zaś, wykonana przez ciepło, określi się wzorami:

$$L_w = \frac{Q_w}{A} = \frac{C_s h\, 424}{n\, 30} = \frac{14{,}133\, C_s h}{n} \text{ kgm (czworosuw);}$$

$$L_w = \frac{C_s h\, 424}{n\, 60} = \frac{7{,}067\, C_s h}{n} \text{ kgm (dwusuw).}$$

c) Wskazana sprawność cieplikowa η_i będzie:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_w} = \frac{L_i}{L_w} = \frac{N_i \cdot 75 \cdot 3600}{C_s h\, 424} \sim \frac{\mathbf{637}\ N_i}{\boldsymbol{C_s h}}.$$

Stosunek powyższych dwóch sprawności cieplikowych

$$\varrho = \frac{\eta_i}{\eta_t}$$

jest pełnotą wskazy, która określa nam stopień wyzyskania paliwa w silniku pracującym.

Wartość pełnoty ϱ waha się średnio w granicach od 0,5 do 0,8.

d) Ogólna sprawność silnika η_w określa się, ze znanych $N_e = N_i\, \eta_m$, oraz C_s i h, ze wzorów:

$$\eta_w = \varrho\, \eta_t\, \eta_m = \eta_i\, \eta_m = \frac{N_i\, \eta_m \cdot 75 \cdot 3600}{424\, C_s h},$$

$$\eta_w = \frac{N_e \cdot 75 \cdot 3600}{C_s h\, 424} = \frac{636{,}8\, N_e}{C_s h} \sim \frac{\mathbf{637}\ N_e}{\boldsymbol{C_s h}}.$$

Sprawność η_m waha się w granicach od 0,7 do 0,9, a średnie wartości na ogólną sprawność η_w zestawiono w tabl. na str. 1083.

c. Przebieg poszczególnych okresów pracy silnika.

Wywody poniższe dotyczą wyłącznie tylko czworosuwu; dwusuwu nie uwzględniono szczegółowiej, ponieważ jego przejawy dadzą się poniekąd sprowadzić do objawów, towarzyszących czworosuwowi.

1. Suw ssawczy.

Znakowanie wielkości T, v i p zgodnie z rys. 817-c, pozostałe zaś wielkości podł. str. 1084.

Na początku tego suwu, t. j. w odkorbowem położeniu tłoka, przestrzeń niedosuwu v_1 wypełniają resztki wydyszyn, (z poprzedniego okresu pracy) o temperaturze $T_r{}^0$ i prężności p_r atm., a wagę ich określamy wzorem:

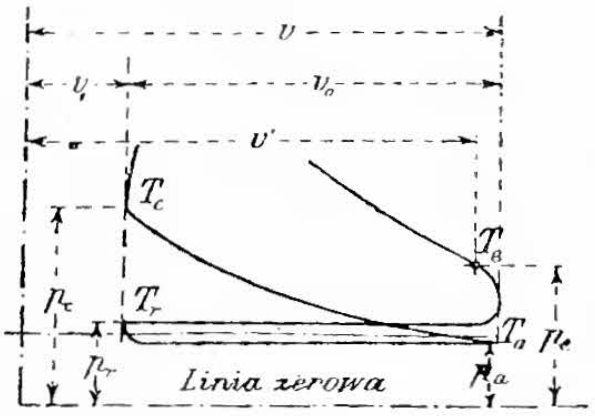
$$G_r = v_1\, \gamma = \frac{v_1\, p_r}{T_r\, R_r} \text{ kg.}$$

Gdy tłok, cofając się, rozpoczyna ssanie, wtedy się prężność wydyszyn pozostałych zmniejsza, a gdy ona spadnie z p_r na p_a, nastę-

puje dopływ świeżej dawki, której waga przy zewnętrznej temperaturze T_g, będzie:

$$G_g = \frac{\eta_v v_0}{T_g} \frac{10000}{R_g} \text{ kg.}$$

Rys. 817-c.



Pod koniec skoku ssawczego, cylinder wypełnia się mieszaniną pozostałych wydyszyn i mieszanki wzbuchowej, a jej waga będzie:

$$G_l = G_r + G_g = \frac{v p_a}{T_a R_l} \text{ kg.}$$

Jeżeli, co uczynić możemy bez dotkliwego błędu, założymy, że $R_l = R_g = R_r$, i ponieważ $\frac{v p_a}{T_a} = \frac{v_1 p_r}{T_r} + \frac{\eta_r v_0 10000}{T_g}$, więc na ilość wssanej mieszanki, sprowadzonej do 0^0 C i 735,5 mm sł. rt., otrzymamy wzór:

$$v'_0 = \eta_v v_0 = \left(\frac{v p_a}{T_a} - \frac{v_1 p_r}{T_r} \right) \frac{T_g}{10000}.$$

Licząc, że T_g będzie 290^0 (t. j. $t = 17^0$ C.), i nie uwzględniając ochłodzenia resztek wydyszyn, otrzymamy objętościową sprawność ssania:

$$\eta_v = \frac{v'_0}{v_0} = \left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{0{,}0290}{\varepsilon - 1}.$$

We wzorze powyższym prężności p_a i p_r pozostają zależne od oporów ssania, względnie wypychania, a można je wyznaczyć wskaźcem o słabej sprężynie. Temperatura T_r zależy od temperatury wydyszyn i wody chłodzącej; a na T_a wpływa przeważnie ilokrotność sprężenia ε. O ile założymy, że c_p dla powietrza i dla mieszanki będzie miało jednakową wartość, to

$$T_a = \frac{v p_a 0{,}0290}{\eta_v v_0 + \frac{v_1 p_r 0{,}0290}{T_r}} - \frac{p_a v}{G_l R_l}.$$

Zakładając nadto, że opór ssania równa się oporowi wypychania, a więc że $p_a + p_r = 20000$, co zresztą przybliżenie się zgadza z rzeczywistością, i nie uwzględniając stratności objętościowej $(1 - \eta_0)$, otrzymamy:

$$T_a = \frac{\varepsilon 290}{\varepsilon - \left(1 + \frac{290}{T_r}\right)}.$$

Przy badaniach ściślejszych wypada uwzględnić i chwilowy stan barometryczny, a natenczas p_a będzie równe tej prężności barometrycznej, zmniejszonej o spostrzeżoną próżnię skoku ssawczego.

Dane z praktyki:

$p_r = 1{,}08$ do $1{,}15$ atm, $T_r = 700$ do 800 °, } niekiedy znacznie większe, zwłaszcza gdy zawór wydychowy przymyka przedwcześnie, albo gdy przewód wydychowy jest ciasny lub długi;

$p_a = 0{,}88$ do $0{,}93$, $\eta_v = 0{,}88$ do $0{,}93$, w silnikach wolnochodzących z rozrządzanym zaworem wlotowym;

$p_a = 0{,}80$ do $0{,}85$, $\eta_v = 0{,}80$ do $0{,}87$, w szybkobiegach z rozrządzanym zaworem wlotowym;

$p_a = 0{,}78$ do $0{,}85$, $\eta_v = 0{,}78$ do $0{,}85$, w silnikach wolnochodzących, z samoczynnym zaworem wlotowym;

$p_a = 0{,}65$ do $0{,}75$, $\eta_v = 0{,}65$ do $0{,}75$, w szybkobiegach z samoczynnym zaworem wlotowym.

Ulatniaki, w których powietrze, przechodząc przez benzynę, ją porywa, zwiększają opór ssania. W szybkobiegach samojazdowych, odznaczających się małymi wymiarami, a bardzo wielką ilością obrotów, η_v bywa nawet mniejsza od 0,5.

$T_a = 350°$ do $450°$. R_g i R_r tabl. p. str. 1085.

2. Suw sprężczy.

Znakowania podł. rys. 817-c i podł. str. 1084.

Wykresowa prężności jest krzywą politropiczną, określoną wzorem: $pv^k =$ stałej (por. str. 289); a więc będzie:

$$p_c = p_a \left(\frac{v}{v_1}\right)^k = p_a \varepsilon^k, \qquad v_1 = \frac{v}{\varepsilon} = v \left(\frac{p_a}{p_c}\right)^{\frac{1}{k}},$$

$$T_c = T_a \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_a \varepsilon^{k-1} = \frac{T_a p_c}{p_a \varepsilon};$$

albo też, po wprowadzeniu wartości: G_l i R_l, oznaczonych ze znanego wzoru:

$pv = RTG$, otrzymamy:

$$p_c = \frac{T_c G_l R_l}{v_1}, \qquad v_1 = \frac{T_c G_l R_l}{p_c}, \qquad T_c = \frac{p_c v_1}{G_l R_l}.$$

Dane z praktyki:

Wartość k, zależnie od temperatury ścianek cylindra, waha się od 1,2 do 1,5, a pozornie zwiększa się ona przez straty dawki skutkiem nieszczelności. Wartość k oznaczamy z danej wskazy sposobem, podanym na str. 290.

3. Suw wzbuchowy.

Znakowanie podł. rys. 817-c i 817-d, oraz podł. str. 1084.

Chwilę zapłonu należy tak dobrać, aby cała dawka już na wskróś zapłonęła i wzbuch już nastąpił, zanim tłok wyjdzie ze swego położenia nazwrotowego. Nagłość wzbuchu bywa niejednakowa; we wskazie uwydatnia się ona wykresową wzbuchu, a pozostaje w zależności od wartości cieplikowej, czystości, temperatury i sprę-

Tablica wartości polytropicznych p_c, T_c i η_t dla znanych ε, k i T_a

w założeniu: $p_a = 9000$ kg/m^2 $= 0{,}9$ atm.

Ilokrotność sprężenia ε =		2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
k= 1,20	gdy $p_a = 0{,}9$, będzie p_c =	2,06	2,70	3,36	4,04	4,76	5,47	6,21	7,72	9,28	10,9	12,5	14,2
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \eta_t$ =	0,129	0,167	0,197	0,221	0,242	0,260	0,275	0,301	0,322	0,340	0,356	0,369
	T_c, gdy $T_a = 380°$	437	457	473	488	501	513	525	543	561	574	589	602
	T_c, gdy $T_a = 400°$	460	481	498	514	528	541	552	572	590	607	621	633
	T_c, gdy $T_a = 425°$	488	510	529	546	560	574	586	608	627	643	659	673
	T_c, gdy $T_a = 450°$	517	540	560	578	593	608	621	643	664	681	698	712
k= 1,25	gdy $p_a = 0{,}9$, będzie p_c =	2,14	2,84	3,56	4,31	5,08	5,90	6,73	8,46	10,2	12,1	14,0	16,0
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \eta_t$ =	0,159	0,205	0,240	0,269	0,293	0,313	0,331	0,361	0,385	0,405	0,423	0,438
	T_c, gdy $T_a = 380°$	452	478	500	519	538	554	568	595	618	640	659	676
	T_c, gdy $T_a = 400°$	475	503	526	547	566	583	598	626	650	672	694	712
	T_c, gdy $T_a = 425°$	505	534	558	580	601	618	636	665	690	714	736	756
	T_c, gdy $T_a = 450°$	535	566	592	615	637	655	673	704	731	757	779	801
k= 1,30	gdy $p_a = 0{,}9$, będzie p_c =	2,22	2,96	3,75	4,58	5,46	6,36	7,29	9,24	11,3	13,42	15,7	18,0
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \eta_t$ =	0,188	0,241	0,281	0,313	0,340	0,363	0,383	0,416	0,442	0,464	0,483	0,499
	T_c, gdy $T_a = 380°$	468	500	528	553	576	597	616	650	681	708	734	758
	T_c, gdy $T_a = 400°$	493	526	556	583	607	628	648	684	718	747	773	798
	T_c, gdy $T_a = 425°$	523	559	591	618	644	667	688	727	761	793	820	848
	T_c, gdy $T_a = 450°$	554	592	625	655	682	707	729	769	806	839	869	898
k= 1,35	gdy $p_a = 0{,}9$, będzie p_c =	2,28	3,09	3,96	4,88	5 84	6,86	7,89	10,1	12,4	14,9	17,5	20,2
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \eta_t$ =	0,215	0,274	0,319	0,355	0,384	0,409	0,431	0,466	0,494	0,517	0,537	0,553
	T_c, gdy $T_a = 380°$	485	523	558	588	623	644	671	716	755	795	825	855
	T_c, gdy $T_a = 400°$	510	551	588	620	650	678	706	755	796	834	870	900
	T_c, gdy $T_a = 425°$	542	585	625	658	691	719	750	800	845	886	922	955
	T_c, gdy $T_a = 450°$	574	620	661	697	731	762	796	850	895	937	947	1010
k= 1,41	gdy $p_a = 0{,}9$, będzie p_c =	2,39	3,27	4,23	5,26	6,35	7,50	8,68	11,2	13,9	16,8	19,9	23,1
	$1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \eta_t$ =	0,215	0,313	0,363	0,402	0,434	0,460	0,483	0,520	0,550	0,574	0,594	0,611
	T_c, gdy $T_a = 380°$	505	553	597	635	671	704	735	793	843	891	936	976
	T_c, gdy $T_a = 400°$	531	583	628	668	706	742	775	836	888	938	984	1030
	T_c, gdy $T_a = 425°$	565	618	667	710	750	788	821	886	943	996	1049	1095
	T_c, gdy $T_a = 450°$	598	655	706	752	795	834	870	938	1000	1056	1108	1157

żu dawki, od silności zapłonu, od kształtu spaliska i od wielu innych, podrzędnych czynników.

Jeżeli przypuścimy, że zapłonięcie całej dawki na wskróś następuje jednocześnie, co zresztą niezupełnie zgadza się z rzeczywistością, a co równa się warunkowi niezmiennej objętości w czasie całego wzbuchu, to otrzymamy wzory:

$$p_z = \frac{p_c T_z}{T_c} ; \qquad T_z = \frac{p_z T_c}{p_c} = T_c + \frac{Q_1}{c_v G_l} ;$$

albo:

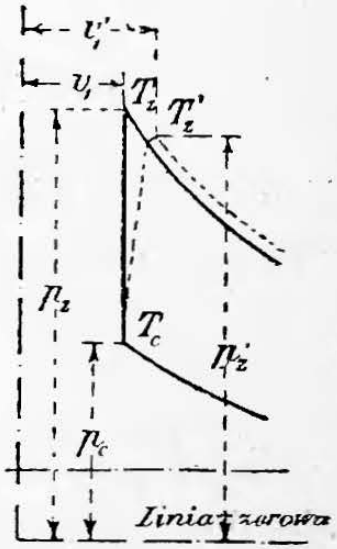
$$p_z = \frac{T_z G_l R_l}{v_1} ; \qquad T_z = \frac{p_z v_1}{G_l R_l} .$$

Wzory powyższe nie tracą ważności, nawet gdy wzbuch nie będzie jednochwilowy, a trwa pewien czas; lecz wtedy wartości p_z i T_z należy zastąpić wartościami p_z' i T_z', a wzory przekształcą się na:

$$p_z' = \frac{p_c T_z'}{T_c} = \frac{T_z' G_e R_e}{v_1'} ;$$

$$T_z' = \frac{p_z' T_c}{p_c} = \frac{p_z' v_1'}{G_l R_l} .$$

Rys. 817-d.



O ile wartości p_z, wzgl. p_z' zaczerpiemy ze wskazy, to ze wzorów powyższych otrzymamy rzeczywiste temperatury T_z, wzgl. T_z'; w przeciwnym zaś razie musimy wartości p_z i T_z pomnożyć jeszcze przez spółczynnik τ, który ponajczęściej równa się w przybliżeniu pełnocie wskazy ϱ (p. str. 1085).

Wykładnik k wzoru na politropiczną krzywą rozprężania miewa zazwyczaj wartości w granicach od 1,25 do 1,4, czasami jednak przekracza on nawet 1,6. Pozaspaliskowe dopalanie się dawki zmniejsza spółczynnik k, a nieszczelności pozornie go zwiększają.

W chwili odemknięcia wydychu (por. rys. 817-c) będzie:

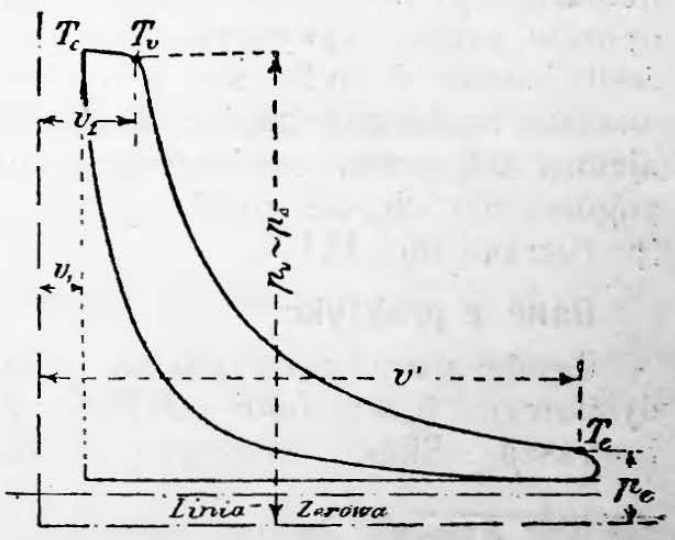
$$p_e = p_z \left(\frac{v_1}{v'}\right)^k = \frac{p_z}{\delta^k} ; \qquad T_e = T_z \left(\frac{v_1}{v'}\right)^{k-1} = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} ;$$

albo

$$p_e = \frac{T_e G_l R_r}{v'} ; \qquad T_e = \frac{p_e v'}{G_l R_r} .$$

Chcąc otrzymać ściślejsze wyniki, należy ilokrotność rozprężenia $\delta = \frac{v}{v_1}$ zastąpić dokładniejszą wartością $\delta' = \frac{v'}{v_1}$, to znaczy, objętość cylindra v zmniejszyć o objętość drogi tłoka, między chwilą odemknięcia wydychu, a końcem skoku.

Rys. 817-e.



Dane z praktyki:

$T_z = 1500$ do 2000^0, p_z p. str. 1080.

$T_e = 900$ do 1300^0;

$p_e = 2{,}5$ do 5 atm. bezwzgl.

Ponieważ rzeczywistą temperaturę wydyszyn mierzymy poza cylindrem, t. j. po ich dalszem rozprężeniu się, więc temperatura tak mierzona będzie zawsze niższą od T_e.

W **silnikach Diesel'a** (p. wykres rys. 817-e) panują stosunki nieco odmienne, określające się wzorami:

$$p_v \sim p_c; \qquad T_v = T_c + \frac{Q_1}{c_p G_l} = T_c \frac{v_2}{v_1} = T_c \varepsilon_1; \qquad T_v = \frac{p_v v_2}{G_l R_r}.$$

$$p_e = p_v \left(\frac{v_2}{v'}\right)^k = \frac{p_v}{\delta^k}; \quad T_e = T_v \left(\frac{v_2}{v'}\right)^{k-1} = \frac{T_v}{\delta^{k-1}}; \quad T_e = \frac{p_e v'}{G_l R_r},$$

w których to wzorach wielkość $\delta' = \frac{v'}{v_2}$ jest również dokładniejszą wartością ilokrotności rozprężenia.

4. Suw wypychowy.

Gdy tłok przekroczy 90% swej drogi, otwiera się zawór wydychowy, a prężność spada nagle z p_e do p_r. Podczas tego opadania prężności (aż prawie do atmosferycznej), prędkość wydyszyn jest bardzo wielka (800 do 900 m/sek.), a jest to okres właściwego wydychu (poczem następuje łagodniejsze wypychanie spalin) *).

Równoważnik cieplikowy Q_a pracy rozpędu wydyszyn, ważących G_a kg będzie:

$$Q_a = \frac{G_a w^2}{424 \cdot 9{,}81 \cdot 2},$$

a wartość Q_a oznacza się najdogodniej jako wartość dopełniająca bilans ciepła. Z wzoru powyższego oznaczamy średnią prędkość w wydyszyn:

$$w \sim 91{,}2 \sqrt{\frac{Q_a}{G_a}} \text{ m/sek.}$$

Cofający się tłok wypycha na zewnątrz wydyszyny, przezwyciężając ich prężność p_r, która musi się równać ciśnieniu atmosferycznemu, zwiększonemu o straty prężności, zużyte na przezwyciężenie oporów ruchu wydyszyn i na podniesienie zawora wydychowego. Jeśli zawór domyka się przedwcześnie lub zbyt powolnie, to p_r wzrasta nagle pod koniec skoku wypychowego, co wywiera wpływ ujemny tak przez zanieczyszczenie dawki następnej, jakoteż przez pogorszenie objętościowej sprawności następnego suwu ssawczego (p. rozrząd str. 1119).

Dane z praktyki:

Temperatura bezwzględna wydyszyn przy samym zaworze wydychowym bywa 550° do 750°, a w razie biegu nieprawidłowego i wyższa. Skład wydyszyn na objętość bywa, np. 10% CO_2, 5 do

*) P. Slaby, Kalorimetrische Untersuchungen, str. 191.

10% O, 80 do 85% N, a z gazów palnych, jako to: H, CO, CH_4, powinnyby pozostać zaledwie ślady.

W tabl. na str. 1085 podano ciężkość właściwą i wartość R_r dla wydyszyn powstałych ze spalania rozmaitych mieszanek gazu świetlanego.

d. Oznaczanie ważniejszych wymiarów w silnikach spalinowych, o mianowanej mocy pożytkowej N_n.

1. Na podstawie teoryi ciepła.

Wskaza, zdjęta wskaźcem z pracującego silnika spalinowego, różni się bardzo znacznie od wykresu teoretycznego, a to z powodu, że na przebieg spalania dawki wpływa wiele czynników postronnych, usuwających się z pod obliczeń, jako to: dokładność zmieszania dawki, jej zanieczyszczenie i temperatura, skuteczność zapłonu, kształt spaliska, straty przez ochładzanie i rozpromieniowanie, nieszczelności i t. p. Dlatego też wzory na średnie ciśnienie na tłok, wyprowadzone z teoryi ciepła, dają wyniki wprost nieprzydatne na podstawę dalszych obliczeń konstrukcyjnych. Wypada zatem obliczenia te opierać raczej na danych z praktyki.

Zakładając, podług doświadczeń praktyki, stosowną wartość na sprawność cieplikowo-pożytkową (czyli ogólną) η_w i znając wartość cieplikową danego paliwa, oraz stosowną ilość powietrza L na kg lub m^3 paliwa, obliczamy podług wzorów poniższych niezbędną ilość paliwa na godzinę (C_s) i na skok (C_h), a z tego potrzebną ilość powietrza na skok, które to ilości mogą nam służyć za dogodną podstawę do dalszych obliczeń konstrukcyjnych *). Posiłkujemy się przy nich niewielką tylko liczbą spółczynników, zaczerpniętych z doświadczeń.

$$C_s = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 3600}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w \cdot 424} = \frac{636{,}8\,N_n}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w};$$

$$C_h = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w \cdot n\,424} = \frac{21{,}23\,N_n}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w\,n};$$

$$L_h = \frac{C_s\,L}{30\,n} = \frac{636{,}8\,N_n\,L}{30\,h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w\,n} = \frac{21{,}23\,N_n\,L}{h\,(\mathfrak{H})\,\eta_w\,n}.$$

Wzory powyższe wyprowadzono dla **czworosuwu**, a zachodzące w nich wielkości C, C_s, $h\,(\mathfrak{H})$, v_0, η_w i η_v objaśniono na str. 1084 i 1085.

Wzory ogólnie ważne.

a) **Silniki na paliwa lotne.** Dawka mieszanki na skok ssawczy równa się sumie $C_h + L_h$ m^3, a wymaga ona objętości v_0 drogi tłoka na cały skok s:

*) Zeitschr. d. Ver. Deut. Ing. 1902 str. 606, Güldner, obliczenia ważniejszych wymiarów silników spalinowych.

$$v_0 = \frac{\pi D^2 s}{4} = \frac{C_h + L_h}{\eta_v} = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{\mathfrak{H}\,\eta_w\, n\, \eta_v\, 424} + \frac{N_n L \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{\mathfrak{H}\,\eta_w\, n\, \eta_v\, 424};$$

$$v_0 = \frac{N_n \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2 \cdot (1 + L)}{\mathfrak{H}\,\eta_w\, n\, \eta_v\, 424} = \frac{21{,}23\, N_n \cdot (1 + L)}{\mathfrak{H}\,\eta_w\, n\, \eta_v}\ \mathrm{m^3}.$$

Wzorami poniższymi określamy trzy zasadnicze wielkości silnika: n, s i D, z których dwie ostatnie w m.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 21{,}23\, N_n (1 + L)}{\pi\, \eta_w\, n\, s\, \eta_v}} = \sqrt{\frac{27{,}03\, N_n (1 + L)}{\mathfrak{H}\,\eta_w\, n\, s\, \eta_v}};$$

$$s = \frac{27{,}03\, N_n (1 + L)}{\mathfrak{H}\,\eta_w\, n\, D^2\, \eta_v}; \qquad n = \frac{27{,}03\, N_n (1 + L)}{\mathfrak{H}\,\eta_w\, s\, D^2\, \eta_v}.$$

b) **Silniki na paliwa ciekłe**. Objętość C_h w stosunku do objętości L_h jest tak mała, że możemy ją zaniedbać, przez co uproszczą się wzory powyższe, a mianowicie:

$$v_0 = \frac{\pi d^2 s}{4} = \frac{L_h}{\eta_v} = \frac{21{,}23\, N_n\, L}{H\, \eta_w\, n\, \eta_v},$$

a z wzoru tego otrzymamy znów wzory na n, s i D:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 21{,}23\, N_n\, L}{\pi\, h\, \eta_w\, n\, s\, \eta_v}} = \sqrt{\frac{27{,}03\, N_n\, L}{h\, \eta_w\, n\, s\, \eta_v}};$$

$$s = \frac{27{,}03\, N_n\, L}{h\, \eta_w\, n\, D^2\, \eta_v}; \qquad n = \frac{27{,}03\, N_n\, L}{h\, \eta_w\, s\, D^2\, \eta_v}.$$

Wzory przystosowane do poszczególnych rodzajów paliwa.

Zakładając, że $\eta_v \sim 0{,}85$, (p. str. 1091) i wprowadzając (w powyższe wzory ogólne) średnie wartości liczbowe $\mathfrak{H}$, wzgl. h, oraz L (podług rubryk 2 i 7 tabl. str. 1082), otrzymamy poniższe wzory bezpośrednio ważne dla poszczególnych rodzajów paliwa, a mianowicie:

1. **Gaz świetlany**: $\mathfrak{H} = 5500$ cpł /m³; $L = 9$ m³/m³,

$$D = \sqrt{\frac{0{,}0578\, N_n}{\eta_w\, n\, s}}; \qquad s = \frac{0{,}0578\, N_n}{\eta_w\, n\, D^2};$$

$$n = \frac{0{,}0578\, N_n}{s\, D^2\, \eta_w}.$$

2. **Gazy wodnoczadowe**: $\mathfrak{H} = 1200$ cpł/m³; $L = 1{,}20$ m³/m³,

$$D = \sqrt{\frac{0{,}0583\, N_n}{\eta_w\, n\, s}}; \qquad s = \frac{0{,}0583\, N_n}{\eta_w\, n\, D^2};$$

$$n = \frac{0{,}0583\, N_n}{\eta_w\, s\, D^2}.$$

3. **Czad wielkopiecowy:** $\mathfrak{H} = 1000$ cpł/m³; $L = 1{,}2$ m³/m³,

$$D = \sqrt{\frac{0{,}07\,N_n}{\eta_w\, n\, s}}; \qquad s = \frac{0{,}07\,N_n}{\eta_w\, n\, D^2};$$

$$n = \frac{0{,}07\,N_n}{\eta_w\, s\, D^2}.$$

Przykłady: *) 1. Silnik 100 konny, na czad wielkopiecowy: $N_n = 100\ M_e$, $D = 0{,}500$ m, $s = 0{,}875$ m, $n = 130$, $\mathfrak{H} = 1000$ cpł., $C = 2{,}6$ m³/M_e, a więc $\eta_w \sim 0{,}24$, i założywszy, że $\eta_v = 0{,}85$, $L = 1{,}20$ m³/m³, i stosując wzór ogólnie ważny, otrzymamy:

$$D = \sqrt{\frac{27{,}04 \cdot 100 \cdot 2{,}2}{1000 \cdot 0{,}24 \cdot 130 \cdot 0{,}875 \cdot 0{,}85}} = 0{,}504 \text{ m};$$

a stosując wzór szczegółowy, przystosowany do czadu wielkopiecowego, otrzymamy tenże sam wynik:

$$D = \sqrt{\frac{0{,}07 \cdot 100}{130 \cdot 0{,}875 \cdot 0{,}24}} = 0{,}504 \text{ m}.$$

2. Silnik 600 konny, na czad wielkopiecowy: $N_n = 600\ M_e$, $D = 1{,}30$ m, $s = 1{,}40$ m, $n \sim 95$, $\mathfrak{H} = 950$ cpł., $\eta_w \sim 0{,}19$, η_v i L jak w przykładzie 1.

Podług wzoru ogólnie ważnego:

$$D = \sqrt{\frac{27{,}04 \cdot 600 \cdot 2{,}2}{950 \cdot 0{,}19 \cdot 95 \cdot 1{,}40 \cdot 0{,}85}} = 1{,}312 \text{ m},$$

a podług wzoru szczegółowego na czad wielkopiecowy:

$$D = \sqrt{\frac{0{,}07 \cdot 600}{95 \cdot 1{,}40 \cdot 0{,}19}} = 1{,}283 \text{ m} \quad (\mathfrak{H} = 1000).$$

4. **Nafta:** $h = 10500$ cpł/kg; $L = 20$ m³/kg.

$$D = \sqrt{\frac{0{,}0606\,N_n}{\eta_w\, n\, s}}; \qquad s = \frac{0{,}0606\,N_n}{\eta_w\, n\, D^2};$$

$$n = \frac{0{,}0606\,N_n}{\eta_w\, s\, D^2}.$$

5. **Benzyna:** $h = 11000$ cpł/kg; $L = 16$ m³/kg; powietrze nawęgla się przechodząc przez benzynę i porywając ją, skutkiem tego η_v będzie tylko 0,83, a

$$D = \sqrt{\frac{0{,}0475\,N_n}{\eta_w\, n\, s}}; \qquad s = \frac{0{,}0475\,N_n}{\eta_w\, n\, D^2};$$

$$n = \frac{0{,}0475\,N_n}{\eta_w\, s\, D^2}.$$

6. **Spyrytus 90%:** $h = 6500$ cpł/kg; $L = 11{,}5$ m³/kg.

$$D = \sqrt{\frac{0{,}0560\,N_n}{\eta_w\, n\, s}}; \qquad s = \frac{0{,}0560\,N_n}{\eta_w\, n\, D^2};$$

$$n = \frac{0{,}0560\,N_n}{\eta_w\, s\, D^2}.$$

*) Stahl und Eisen, 1900 str. 413 i 721.

Przykład. Silnik naftowy 8 konny: $N_n = 8\ Ke$, $D = 0{,}230$ m, $s = 0{,}230$ m, $n = 266$; $h = 11010$ ciepł./kg. $\eta_w = 0{,}136$. Założywszy $L = 20$ m³/kg. $\eta_v = 0{,}85$. otrzymamy ze wzoru ogólnie ważnego:

$$D = \sqrt{\frac{27{,}04 \cdot 8 \cdot 20}{11010 \cdot 0{,}136 \cdot 266 \cdot 0{,}230 \cdot 0{,}85}} = 0{,}235 \text{ m},$$

a z wzoru szczegółowego na naftę:

$$D = \sqrt{\frac{0{,}0606 \cdot 8}{266 \cdot 0{,}230 \cdot 0{,}136}} = 0{,}240 \text{ m}.$$

2. Obliczenia na podstawie spółczynników oznaczonych doświadczalnie.

Obliczenia przedwstępne i porównawcze można przeprowadzać na zasadzie poniżej podanych spółczynników mocy na jednostkę, które dotyczą mocy mianowanych N_n, silników czworosuwnych. Wartości tych spółczynników zwiększą się zatem stosownie do nadmiaru mocy, gdy silnik pracować będzie swą mocą krańcową (p. str. 1085). Sposób przystosowania tych spółczynników do dwusuwu i jednosuwu podano na str. 1099 dołem.

Spółczynniki te podajemy w tablicy poniższej, lecz poprzedzamy ją **wzorami zastosowania tych spółczynników** (znakowania podł. str. 1085).

p_i) $$N_n = \frac{p_i \eta_m \frac{\pi D^2 s n}{4 \quad 30}}{4 \cdot 75} = \frac{p_i \eta_m F c}{300} = \frac{p_i \eta_m V_s}{300} \ Ke,$$

a $V_s = \frac{\pi D^2 s n}{4 \quad 30} = F c$, oznacza objętość drogi tłoka na sek. w m³

p_n) $$N_n = \frac{p_n \frac{\pi D^2 s n}{4 \quad 30}}{4 \cdot 75} = \frac{p_n F c}{300} = \frac{p_n V_s}{300} \ Ke,$$

a średnie ciśnienie pożytkowe na tłok silnika, pracującego bez tarcia, w kg/cm² będzie:

$$p_n = p_i \eta_m = \frac{300 N_n}{F c} = \frac{300 N_n}{V_s},$$

N_0) $$N_n = \frac{N_0 \frac{\pi D^2 s n}{4 \quad 30}}{75} = \frac{N_0 F c}{75} \ Ke,$$

a moc na 1 m³ objętości drogi tłoka na sek., w kgm/sek., będzie:

$$N_0 = \frac{75 N_n}{F c}$$

V) $$N_n = \frac{\frac{\pi D^2 s n}{4 \quad 30}}{V} = \frac{F c}{V} \ Ke,$$

a objętość drogi tłoka na sek. i na MK_e, w m³, będzie:

$$V = \frac{\frac{\pi D^2 s n}{4 \quad 30}}{N_n} = \frac{Fc}{N_n}.$$

z) $N_n = z D^2 s n \ldots MK_e.$

We wzorze powyższym niezmienna:

$z = \frac{p_n \pi 1000}{60 \cdot 75 \cdot 4 \cdot 2}$, jest spółczynnikiem wzoru ogólnie ważnego, dającego się wyprowadzić z wzorów, podanych na str. 1096, a mianowicie wzoru:

$$N_n = \frac{p_n \pi D^2 s n}{60 \cdot 75 \cdot 4 \cdot 2}.$$

Założono: $\eta_m = 0{,}80$ Silniki spalinowe na:	$\frac{p_i}{10000}$ kg/cm²	$\frac{p_n}{10000}$ kg/cm²	N_0 kgm	V m³	z	Spółczynnik porównawczy
Gaz świetlany. . . .	5,50	4,4	11000	0,0070	4,0	1,00
Gaz wodnoczadowy. .	4,25	3,4	8500	0,0090	3,0	0,77
Czad wielkopiecowy .	4,00	3,2	8000	0,0095	2,8	0,73
Benzynę.	5,25	4,2	10500	0,0072	3,65	0,95
Naftę (zwykłe) . . .	3,85	3,1	7700	0,0097	2,7	0,70
Naftę, (ustroju Diesel'a)	7,00	5,6	14000	0,0055	4,9	1,27
Spyrytus	3,85	3,1	7700	0,0097	2,7	0,70

Moc mianowana N_0 na m³ objętości drogi tłoka, na sek., będzie 1,75 do 1,9 razy większa w silnikach dwusuwowych, a 3,5 do 3,9 razy większa (od powyżej podanych) w silnikach jednosuwnych. Objętość drogi tłoka na sek. i MK_e zmniejsza się w stosunku odwrotnym.

Przykłady. 1. Dwusuwny silnik spalinowy, 300 konny, na czad wielkopiecowy o dwóch tłokach przeciwbieżnych, każdy o średnicy $D = 0{,}480$ m, $s = 0{,}80$ m, $n = 135$

$$V = \frac{\frac{\pi \cdot 0{,}480^2}{4} \cdot \frac{0{,}80 \cdot 135}{30} \cdot 2}{300} = 0{,}00434 \text{ m}^3.$$

2. Jednosuwny silnik spalinowy, 350 konny, na gaz wodnoczadowy, o tłoku obustronnie działającym, $D = 0{,}550$ m, $s = 0{,}960$, $n = 100$.

$$V = \frac{\frac{\pi \cdot 0{,}550^2}{4} \cdot \frac{0{,}96 \cdot 100}{30}}{350} = 0{,}00217 \text{ m}^3.$$

Gdyby ten sam silnik pędzono czadem wielkopiecowym, to ponieważ moce jednostkowe tych dwóch gazów (por. ostatnią rubrykę poprzedniej tablicy) pozostają w stosunku 0,77 i 0,73, więc objętość drogi tłoka na sek. i MK_e, w m³, byłaby

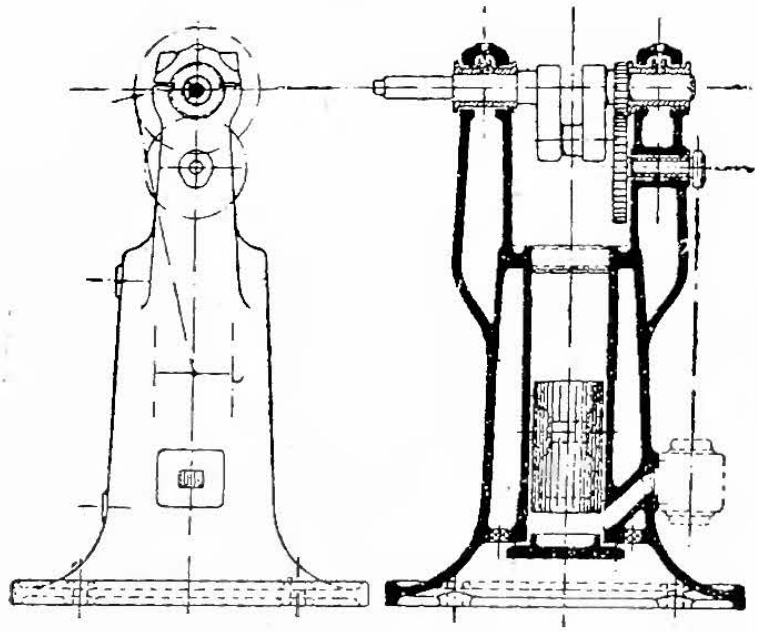
$$V = 0{,}00217 \cdot \frac{0{,}77}{0{,}73} = 0{,}00229 \text{ m}^3.$$

C. Ustroje zasądnicze.

a. Ustrój stojący.

Ustrój górnokorbowy stosują przeważnie tylko do mniejszych i wolnochodzących silników. Do silników większych, jako też do szybkobiegów, zaleca się ustrój dolnokorbowy. Do dużych silników, we właściwem słowa znaczeniu, tylko chyba wyjątkowo stosują wogóle ustrój stojący.

Rys. 817-f.



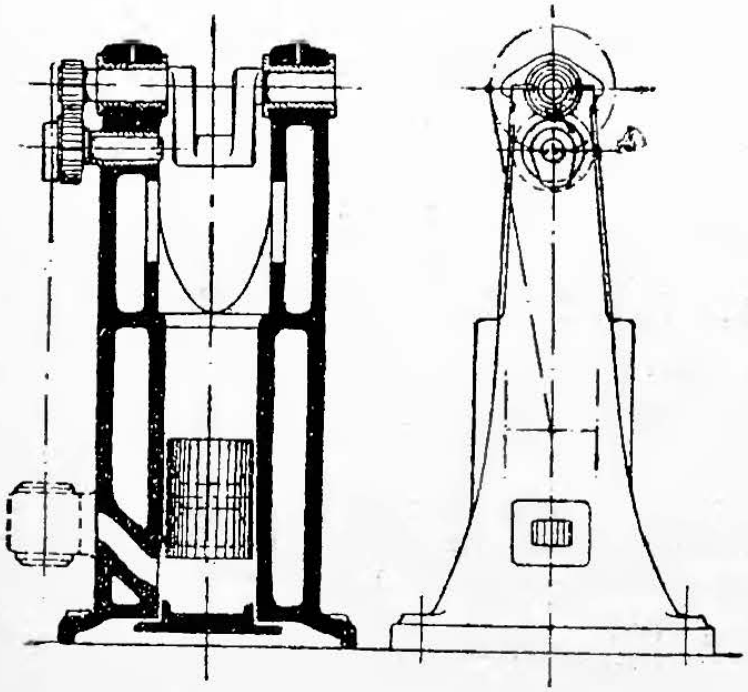
1. Ustrój jednocylindrowy.

a) Silniki górnokorbowe.

Oprawa rozsochata w spodniej części bądźto walcowata (rys. 817-f), bądź też graniastosłupowa (rys. 817-g), nadaje się do wolnochodzących, mniejszych silników o mocy N_n, nieprzekraczającej 6 Ne, przy $n = 200$ do 220 obrotów/minutę. Stosunki ważniejszych rozmiarów: skok do średnicy cylindra, $s : D = 1{,}6$ do 2; oś wała korbowego 4 do 4,5 s ponad płytę posadową; bok kwadratowy płyty posadowej 4,5 do 5 D.

Zwykłe układy: Zawór wlotowy i zapłonka z przodu, a zawór wydychowy z boku, albo też obydwa te zawory współosiowo nad sobą we wspólnej skrzynce zaworowej na przedniej stronie oprawy, a natenczas ksiuk rozrządczy działa tylko na zawór wydychowy. Zapłon od zapłonki nierozrządzanej (rurki rozżarzonej); prędkość miarkuje się od miarkownika (regulatora) wahakowego przez opusty wzbuchów.

Rys. 817-g.



W tablicy poniższej zestawiamy wagi silników o walcowatej oprawie (rys. 817-f), oprawa prostościenna (rys. 817-g) zmniejsza wagę silnika o 10%.

N_e	½	1	2	3	4 M_e
n	240	230	210	210	200 obr./min.
G	340	490	680	880	1200 kg.

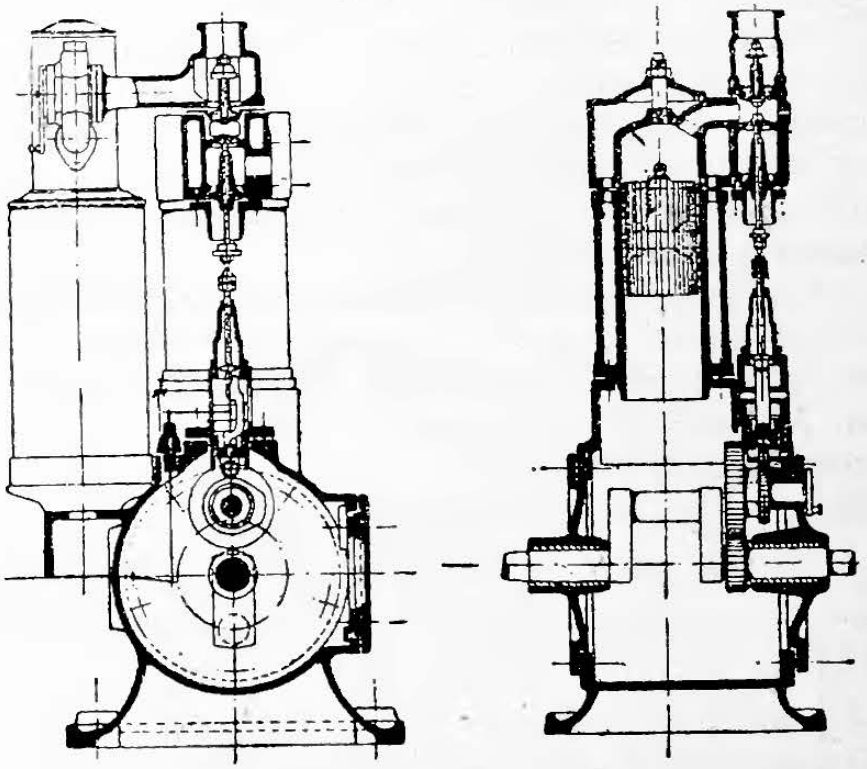
β. Silniki dolnokorbowe.

Oprawa dzisiaj ponajczęściej skrzynkowata (rys. 817-h). Łożyska wału korbowego i rozrządczego osadzają się w ściankach skrzynki.

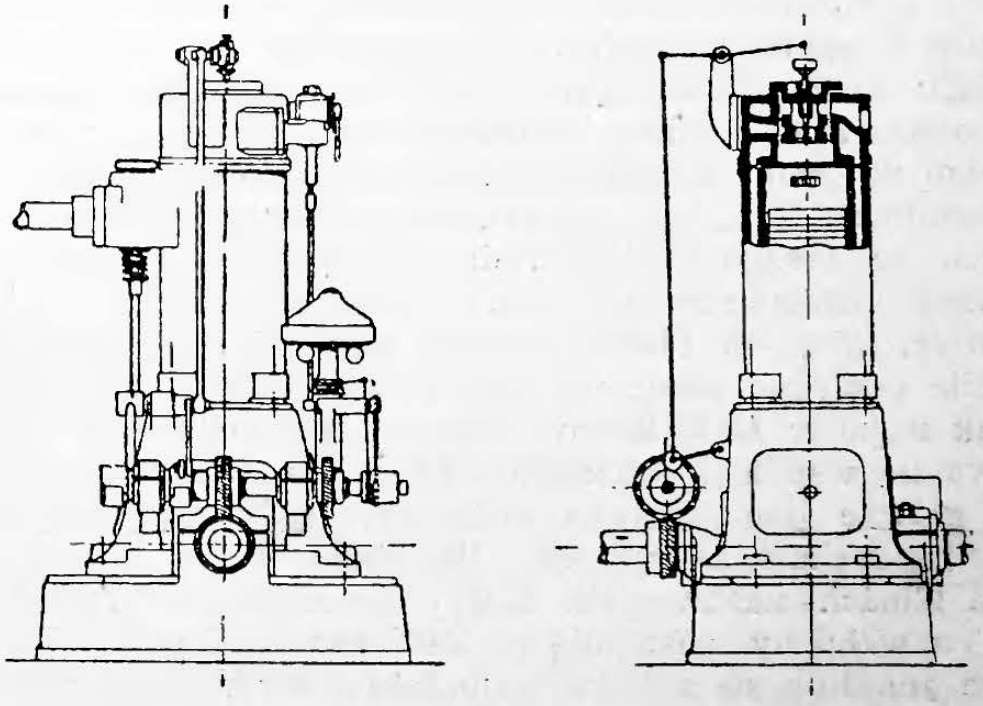
Rozrząd zaworem wydychowym przez bezpośredni nacisk na jego trzon od spodu, zawór zaś wlotowy działa samoczynnie.

Ustrój, przedstawiony w rys. 817-i, ma oprawę spodem skrzynkowatą, lecz otwartą, a łożyska wała korbowego spoczywają na płycie posadowej. Wałek rozrządczy leży w łożyskach bocznych, prostopadle do kierunku wała korbo-

Rys. 817-h.



Rys. 817-i.



wego i ponad nim, a napędza go stadło kół o zazębieniu śrubowatem. Zawór wlotowy mieści się w łbicy cylindra, a rozrządza z wierzchu, zawór wydychowy w płaszczu cylindra i rozrządza się od spodu.

W silnikach gazowych nad pokrywą cylindra dodają jeszcze drugi zawór wlotowy dla gazu, nastawiany od miarkownika.

Stosunki rozmiarów bywają: $s : D = 1$ do 1,75; wysokość osi wała korbowego 0,7 do 1 s ponad płytę posadową, którą stawiają zazwyczaj na podstawie żeliwnej lub kamiennej, aby uzyskać w ten sposób niezbędne miejsce swobodne na koło rozpędowe. Cała wysokość silnika, od spodu skrzyni do jego wierzchu, bywa 5,5 do 6,5 s. Bok płyty posadowej 3,5 do 4,5 D.

Zwykłe układy. Zawór wydychowy przytwierdza się do cylindra i rozrządza od spodu, a w małych silnikach siodło zaworowe odlewa się łącznie z cylindrem. Zawór wlotowy bądźto spółosiowo nad wydychowym leżący i samoczynny, bądź też na łbicy cylindra, lecz rozrząd wysoko położonymi zaworami i zapłonką przedstawia pewne trudności.

Prędkość miarkują miarkownikami płaskimi, które przy zwiększonej prędkości powodują opusty wzbuchów. Zapłonki nierozrządzane, a w silnikach naftowych zapłon od rozgrzanych ścianek ulatniaka. Niekiedy zbiornik nafty i garnek ssawczy przytwierdzają się do ścianek skrzynki.

	Rys. 817-h, na benzynę.						Rys. 817-i, na naftę lub gaz.				
N_n	1/2	1	2	3	4	6	6	8	10	12	16 M_e
n	600	540	510	480	460	440	300	300	300	300	300 obr./min.
G	130	180	220	270	330	400	1200	1550	2000	1200	2450 kg.

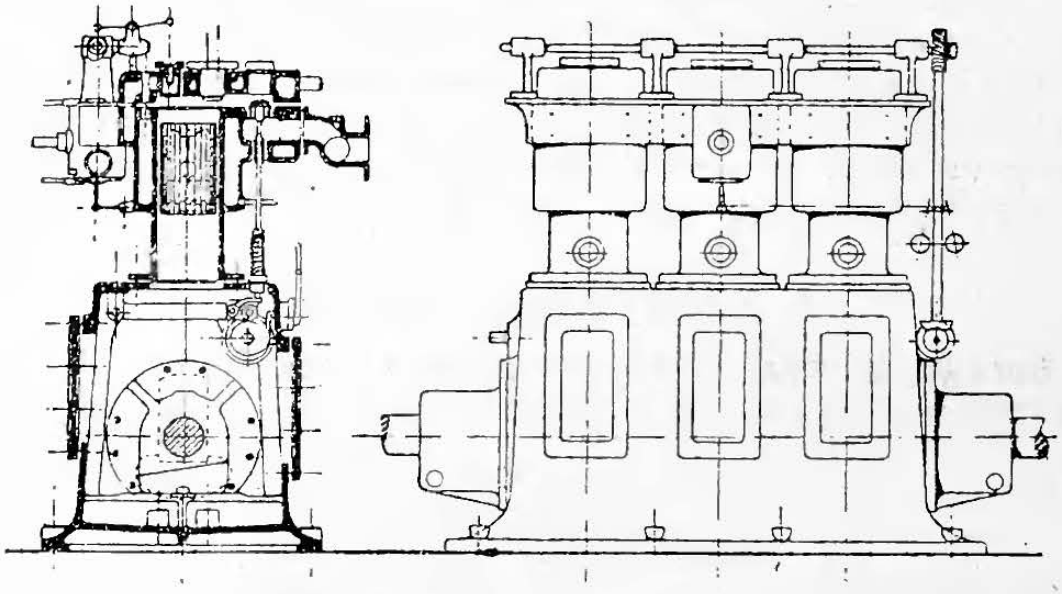
2. Silniki wielocylindrowe.

Każdy z cylindrów pracuje zupełnie samodzielnie, określoną ilością suwów i bądźto wzbuchowo, bądź też sposobem Diesel'a. Celem układu wielocylindrowego bywa osiągnięcie albo większej mocy silnika, albo biegu bardziej jednostajnego. Znaczniejsza jednostajność biegu w silnikach jednocylindrowych może wymagać (np. dla niejednostajności $\delta < 1/50$) już tak znacznego powiększenia kół rozpędowych, że, uwzględniając trudności ułożenia przeciążonych wałów, ustrój wielocylindrowy może wypaść nie drożej od jednocylindrowego (p. tabl. str. 1108). Granicę mocy silnika wielocylindrowego określa poniekąd krańcowa moc poszczególnych cylindrów.

Silnik trojaczy 1500 konny, ustroju Westinghouse'a (rys. 817-j), spoczywa na wspólnej zamkniętej podstawie skrzynkowatej, wspierającej główne dwa łożyska końcowe; nadto wał leży w dwóch krótszych łożyskach pośrednich. Wszystkie cztery łożyska spoczywają na klinach nastawnych. Korby przestawione względem siebie o 120°, a wzbuchy następują co 240° obrotu korby. Zawory wydychowe znajdują się z boku cylindrów, a rozrządza nimi od spo-

du oddzielny wał rozrządczy, ułożony wśród skrzyni. Wał ten napędza dwa wałki pomocnicze, wiodące w górę dla rozrządu zaworami wlotowymi i elektrycznymi zapłonnikami odrywkowymi. Na wspólnym przewodzie ssawczym, przytwierdzonym do cylindra środkowego, stoi zawór wlotowy, którego przelot nastawia się od miarkownika. Zamiast zaworu stosują też przesuwne zawieradła walcowate, a bieg silnika miarkuje się zawsze zmiennością dawki. W każdym cylindrze znajdują się po dwa zapłonniki. Przewód wydychowy bywa również wspólny dla wszystkich trzech cylin-

Rys. 817-j.



drów. Wał główny smaruje się orzutnie smarem wypełniającym spód skrzyni. Silnik rozrusza się powietrzem, sprężonem na 4 do 5 atm., które pracuje w jednym z cylindrów jak w dwusuwnym silniku na powietrze sprężone. Cylinder ten pracuje powietrzem tak długo, aż w pozostałych dwóch cylindrach nie nastąpią wzbuchy prawidłowe. Zaworem powietrznym, osadzonym w przednią ściankę skrzyni, rozrządza główny wał rozrządczy. Narządy rozrządcze przestawiamy wreszcie dźwignią, od ręki, z położenia rozruszającego silnik w położenie odpowiadające pracy normalnej.

Ważniejsze rozmiary silników trojaczych Westinghouse'a są:

a) $N_n = 650\ M_e$, $D = 635$ mm, $s = 762$ mm, $n = 150$.

b) $N_n = 1500\ M_e$, $D = 889$ mm, $s = 1524$ mm, $n = 100$, średnica koła rozpędowego = 5,60 m, całkowita wysokość silnika = 8,23 m, długość 11,60 m. *)

b. Ustrój leżący.

Dawniej wysuwano przeważnie cylinder z oprawy, nie podpierając go oddzielnie. Dziś taki ustrój stosują li tylko do mniejszych

*) Engineering 1900, № 1778.

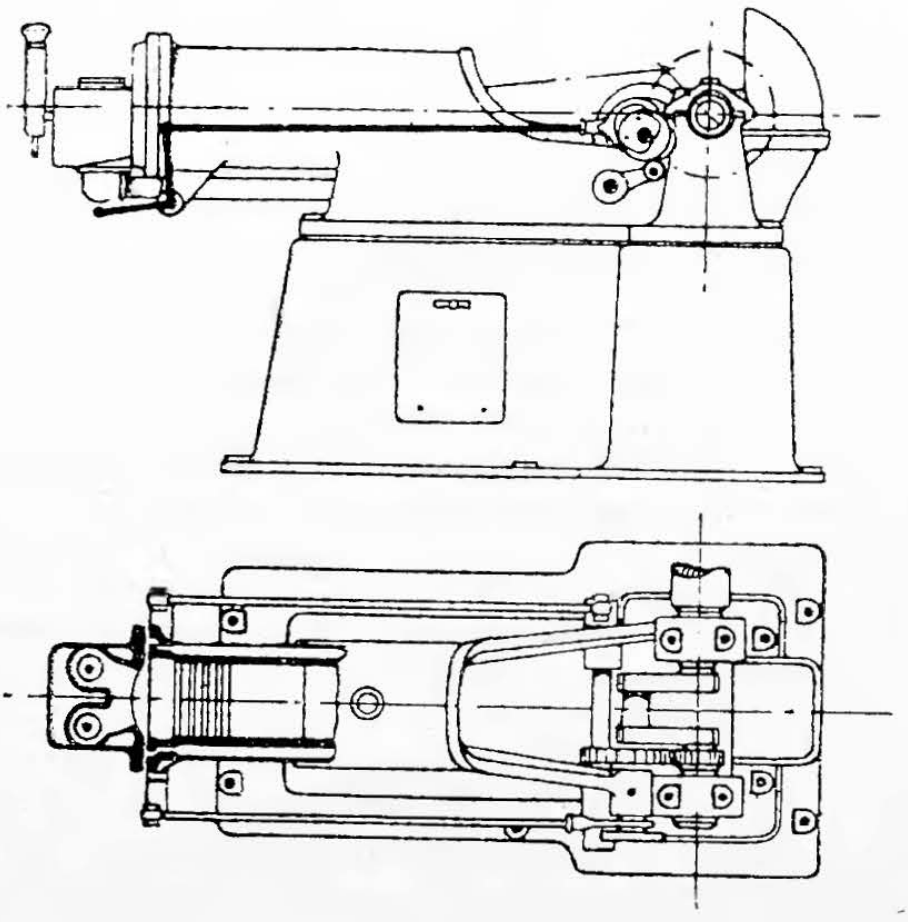
silników, nie ponad 25 M_e. W większych układają cylinder w samej oprawie, albo na oddzielnych podpórkach, a prowadzenie krzyżulcowe mało znajduje zastosowania. Tłoki nurnikowe otrzymują taką długość, aby ciśnienie, powodowane ich ciężarem, nie przekraczało 0,05 kg/cm^2, (t. j. 2% ciśnienia bezpiecznego dla żeliwnych powierzchni się ślizgających), a to w celu zapobieżenia wycieraniu się tłoków i cylindrów pod wpływem ciężaru tłoka. Owalne wycieranie będzie się zatem mogło pojawiać przeważnie tylko pod wpływem ciśnienia na tłok, a raczej pod wpływem oddziaływania goleni korbowej. Te właśnie też względy, w połączeniu z wysokimi sprężami, stosowanymi w nowszych silnikach, a wymagającymi niezwykłej szczelności tłoków, prą do ponownego wprowadzenia krzyżulca prowadzonego, aby sam tłok pozostał narządem li tylko uszczelniającym i przenoszącym na krzyżulec nacisk poosiowo.

Silniki leżące, o ile się nie wykonywają na szczególne zamówienie, miewają prawie wyłącznie układ prawy, to znaczy, że jeżeli patrzymy na silnik od strony jego głównego wała rozrządczego, to korbę mieć będziemy po prawej stronie.

1. Silniki jednocylindrowe.

a. **Oprawa żeliwna, pełna, z dolanym cylindrem** (rys. 817-k). Tuleja cylindrowa wsuwa się od strony łbicy, a przytrzymuje ją po-

Rys. 817-k.



krywa cylindra. Łożyska są poziomo dzielone, a żłób podkorbowy od spodu zamknięty. Zawory wlotowy i wydychowy leżą poosiowo

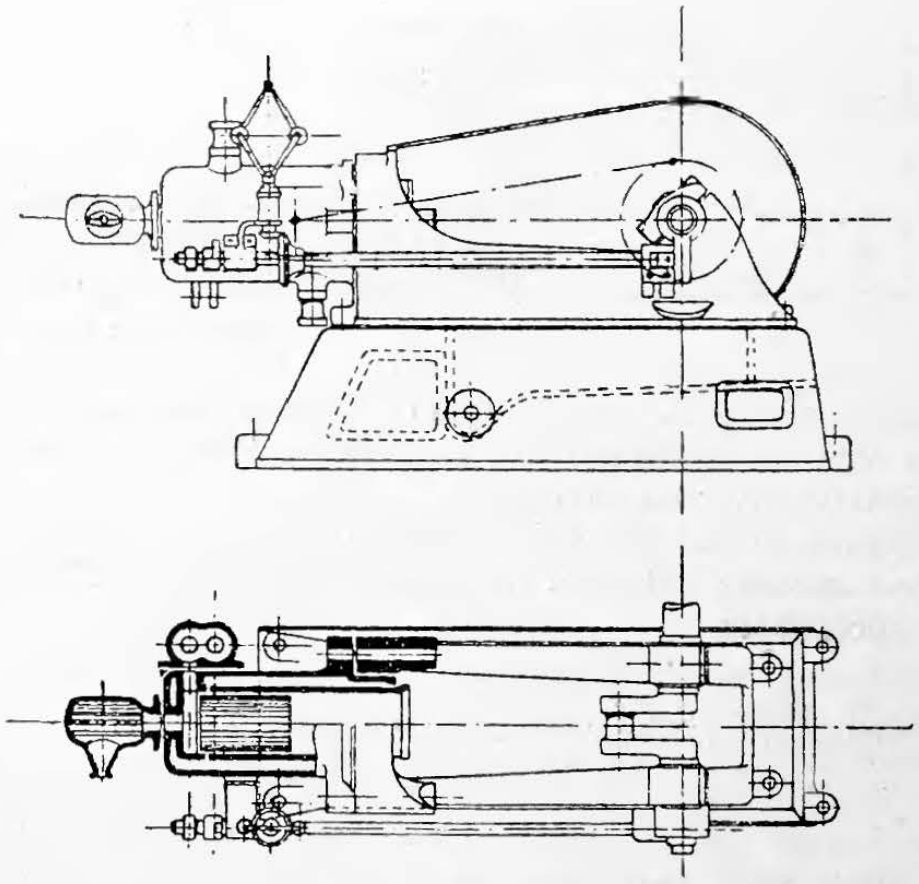
za sobą, a rozrządzają nimi oddzielne golenie mimośrodowe, leżące po obu stronach oprawy. Goleń rozrządzająca wlotem, rozrządza równocześnie i zapłonką i zaworem gazowym, a nadto napędza ona i miarkownik wahakowy, który powoduje opusty. Przewód ssawczy czerpie powietrze z pośród ramy, wspartej na podstawie żeliwnej.

Dane dla silników gazowych podł. rys. 817-k.

N_n	4	6	8	12	16	20	25	30 M_e
n	160	160	160	160	150	150	150	140 obr./min.
G	1500	2300	2600	4000	5600	5900	6800	7500 kg.

β. **Oprawa żeliwna, pusta, z wysuniętym cylindrem** (rys. 817-l, silnik naftowy). Pusta podstawa żeliwna służy zarazem i za zbiornik nafty i za przestrzeń, z której silnik ssie powietrze. Cylinder przytwierdza się dwiema lub trzema silnemi śrubami do oprawy.

Rys. 817-l.

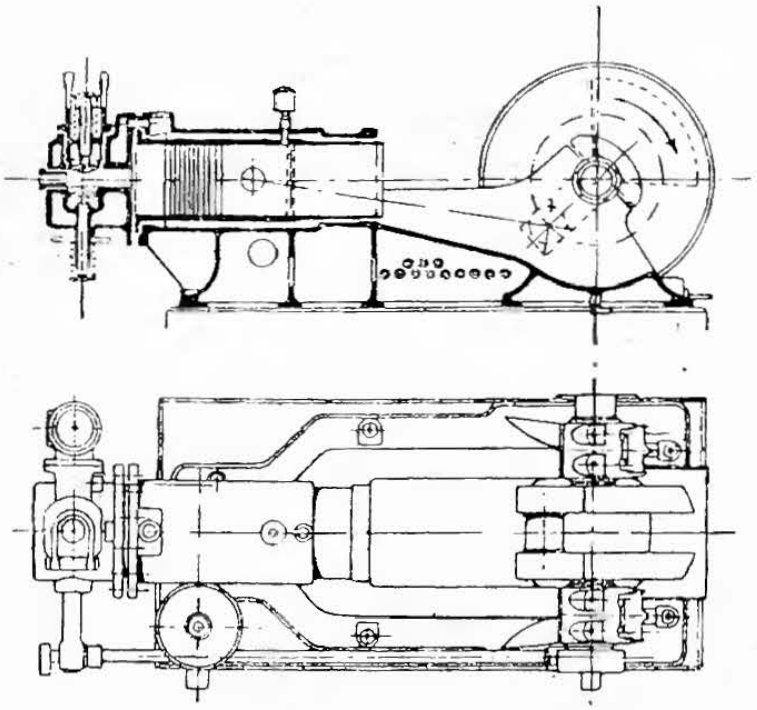


Pokrywa odlana łącznie z cylindrem, a koniec wewnętrzny jego tulei łączy się na śruby z pokrywą, koniec zewnętrzny zaś (dla ułatwienia wydłużeń) uszczelnia się pierścieniem ze sznura gumowego. Łożyska skośnie dzielone, o pokrywkach zwróconych ku cylindrowi. Zawory wlotowy i wylotowy mieszczą się we wspólnej skrzynce zaworowej u łbicy cylindra, a rozrządzają nimi dźwignie, pod cylindrem leżące. Dźwignia wlotcza napędza równocześnie pompkę naftową. Na pokrywie cylindra mieści się ulatniak, będący zarazem za-

płonnikiem, a w ulatniaku zawor wtryskowy. Silnik miarkuje się przez zmianę dawek nafty. Silniki ponad 25 MK_e rozruszamy powietrzem sprężonem na 5 do 6 atm., rozrządzając od ręki dźwignią zaworu rozrusznego, mieszczącego się obok zaworu wlotowego. Powietrze sprężamy sprężarką ręczną.

γ. **Oprawa żeliwna pusta, z leżącym w niej cylindrem** (rys. 817-m). Przestrzeń obchłodka prawie na całej długości otoczona od zewnątrz oprawą. Tuleję wsadza się do cylindra od strony łbicy cylindrowej, która ją też dociska; przeciwległy zaś koniec tulei otrzymuje uszczelkę metalową. Łożyska silników do 16 MK dzielą się skośnie, a pokrywki zwrócone w stronę przeciwległą cylindrowi (p. rys. 817-m); w silnikach większych stosują łożyska dzielone poziomo. Zawór wlotowy leży poosiowo nad zaworem wydychowym w łbicy cylindra, a obydwoma rozrządzają dźwignie kolankowate lub drążki pośredniczące. Przed zaworem wlotowym wstawiono zawor mieszankowy, a między nie przepustnicę nastawianą od miarkownika, miarkującą bieg silnika przez dławienie, czyli przez ilościową zmianę dawki mieszankowej. Zapłonnik elektryczny, odrywkowy.

Rys. 817-m.



W silnikach ponad 20 MK_e dodają w łbicy cylindra zawór rozruszny, rozrządzany od ręki, a służący do rozruszania silnika powietrzem sprężonem.

Silniki gazowe, benzynowe, albo spyrytusowe, podł. rys. 817-m.

N_n	2	3	4	6	8	10	12	14	16 MK_e
n	260	260	240	240	220	220	200	200	200 obr./min.
$G^*)$	630	870	950	1200	1250	1320	1750	2300	2700 kg.

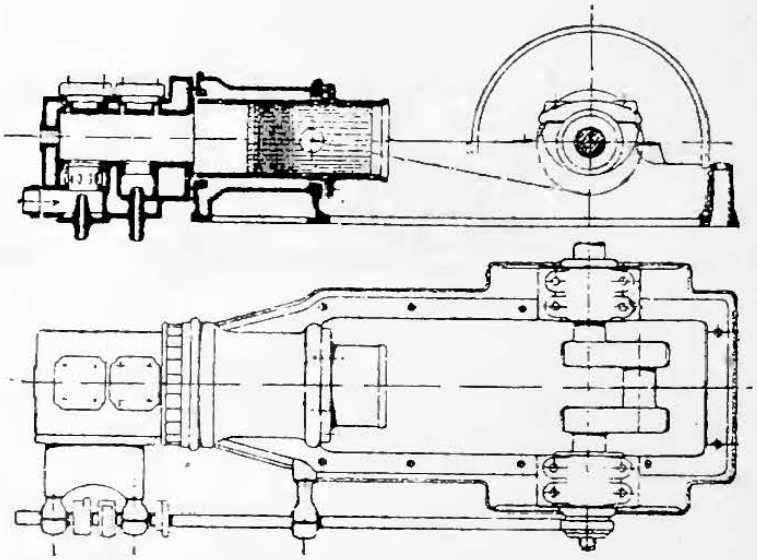
N_n	20	25	30	35	40	50	60	80	100	125 MK_e
n	190	190	170	170	160	160	140	140	130	120 obr./min.
$G^*)$	3360	4300	5000	6500	7500	10000	11900	16400	22000	29500 kg.

*) Silniki do światła elekrycznego bywają o 15% cięższe.

δ. **Oprawa żeliwna pusta, bez dna** (rys. 817-n).

Cały płaszcz cylindra leży w oprawie, a jego tuleję wsuwa się od strony korbowej i przytwierdza połączeniem kołnierzowem. Odkorbowa część oprawy wysunięta o całą długość skoku poza łożyska, co w połączeniu z ich niskiem ułożeniem, nadaje znacznej stateczności silnikowi. Zawór wlotowy siedzi obok wydychowego, w spodzie łbicy cylindra, stanowiącej prawie całą przestrzeń niedosuwu. Obydwa te zawory, wraz z gazowym, rozrządzają się dźwigniami. Powietrze miesza się z gazem pod grzybkiem zawora wlotowego. Zapłonnik elektryczny. Wałek rozrządczy spoczywa w czterech łożyskach, a bieg silnika miarkuje się stosownie do okoliczności, bądźto opustami zapłonów, bądźto zmianą składu mieszanki.

Rys. 817-n.



ε. **Silnik gazowy, napędzający dmuchawę.**

Oprawa dwudzielna (rys. 817-o).

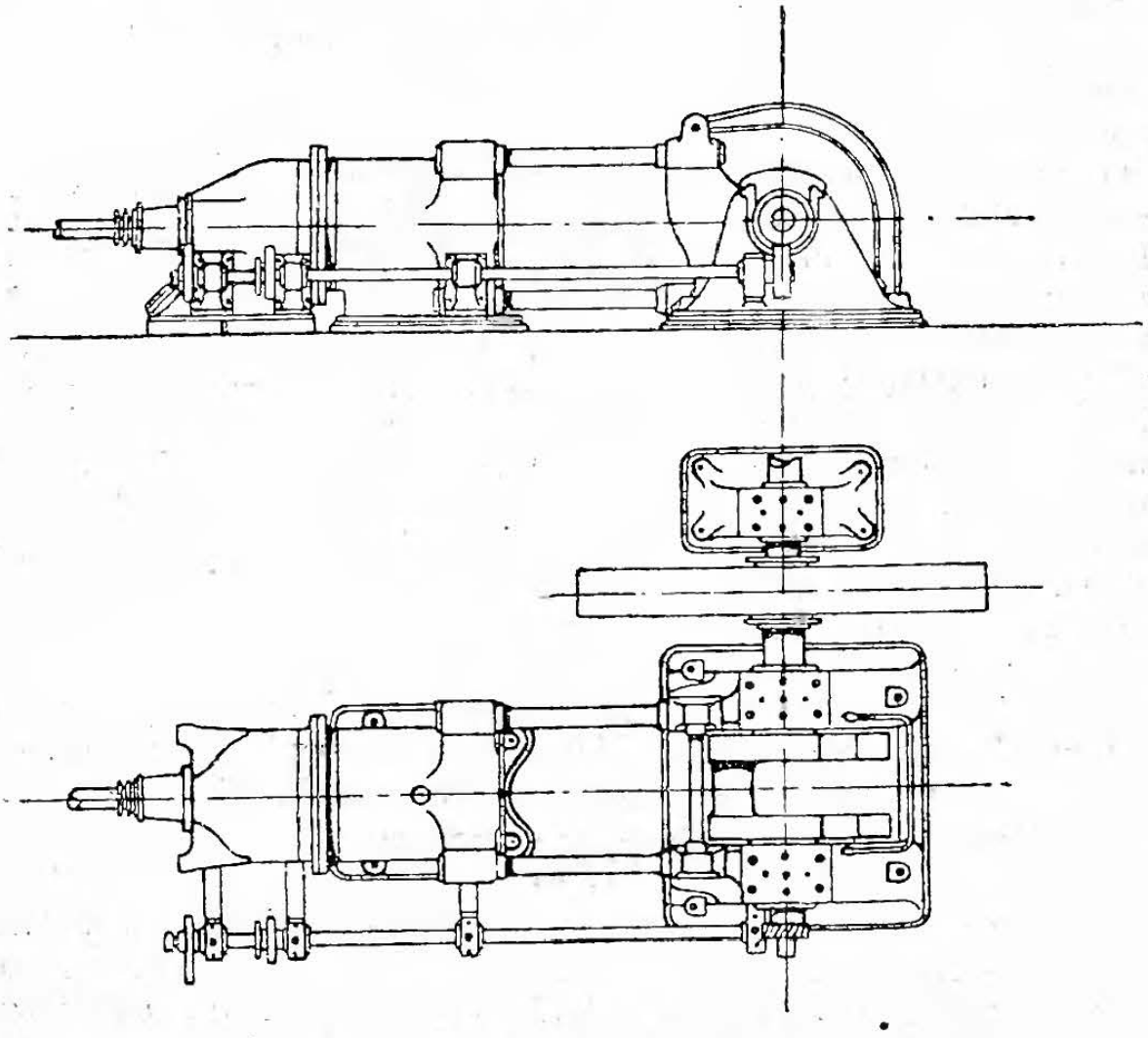
Cylinder odlewa się łącznie z nóżkami, podobnie też podstawy łożysk z płytą posadową, a obydwie te części oprawy łączą czterema zesporami. Tuleja cylindrowa, od zewnątrz użebrowana, wsuwa się od strony łbicy, a w przeciwległym końcu uszczelnia się przesuwnie. Zawory, wlotowy i wydychowy, siedzą w spodzie łbicy, której przestrzeń swobodna stanowi całą prawie objętość niedosuwu. Z boku skrzynki zaworowej mieści się rozrządzany zawór gazowy. Tak zawór wydychowy, jako też i sam tłok, chłodzą się wodą, a woda do tłoka dopływa od jego strony kukorbowej, przez rurę przegubową, której koniec prowadzi się w prowadnicach, ułożonych między cylindrem a łożyskami. W środku łbicy cylindrowej, w oddzielnym kanaliku, przymykanym przez zasuwkę rozrządzaną, mieści się zapłonnik elektryczny, prędko iskrujący. Dmuchawa napędza się od tłoczyska, które z obu stron jej cylindra otrzymuje prowadzenie. Silnik rozruszamy, wtłaczając pomką od ręki do cylindra powietrze nabenzynione, i zapalając tę mieszankę zapłonnikiem elektrycznym, podczas gdy korba znajduje się w położeniu właściwem na rozruszenie *).

Ważniejsze wymiary i waga takiego, 1000 konnego silnika: $D = 1{,}30$ m, $s = 1.40$ m $n = 85$ do 95 obr./min. Średnica tłoczyska 300 mm, koła rozpędowege 5,0 m, przelotów

*) Szczegóły p. Engineering 1900 № 1777 i 1800; wyniki pracy silnika podano w Stahl u. Eisen 1900 № 6 do 8 i № 14.

w zaworach, wlotowym i wydychowym, po 255 mm. Wysokość silnika 4 m. Szerokość 6 m. Długość 11 m. Waga silnika (bez dmuchawy) 127 t.

Rys. 817-o.



2. Silniki wielocylindrowe.

Stopień jednostajności biegu dużych silników leżących wpływa niepomiernie na ich koszt budowy. Münzel podaje np. poniższe stosunki cen silników 1000 konnych, na czad wielkopiecowy, a mianowicie *):

Stosunek cen leżących silników 1000 Mk_n jedno i wielocylindrowych, zależnie od stopnia jednostajności ich biegu.

Stopień niejednostajności biegu δ	Silnik jednocylindrowy	Silnik bliźniaczy	Silnik o łbicach przeciwległych, zwykły	Silnik o łbicach przeciwległych, zdwojony.
Do napędu fabrycznego, $\delta = 1/25$	1,0	1,05	0,90	0,90
Do napędu prądnic, na prąd stały, $\delta = 1/70$	1,0	0,90	0,85	0,75
Do napędu prądnic, na prąd przemienny, $\delta = 1/125$ . .	1,0	0,75	0,75	0,60

*) Stahl u Eisen 1899 str. 528.

Zwykłe układy cylindrów:

α. Silnik spółtłoczyskowy.

Wzajemny odstęp wzbuchów w obu cylindrach, 360° obrotu korby, a więc na każdy pełny obrót korby przypada jeden wzbuch, kolejno, to w jednym, to w drugim cylindrze. Bieg tak jednostajny, jak w silnikach dwusuwnych lub bliźniaczych *). Z powodu nierównomiernego wydłużania się pod wpływem ciepła, cylinder dalej od korby położony wymaga silnego złączenia z oprawą i nader starannego ustawienia. Uszczelnienie i chłodzenie części tłoczyska, przechodzącej przez jedno ze spalisk, przedstawia niemałe trudności. Całkowita długość silnika jest stosunkowo znaczna, a i znaczne są masy suwające się naprzód i wstecz.

β. Silnik bliźniaczy.

1. O tłokach spółbieżnych: Odstęp wzbuchów 360°; jednostajność biegu taka sama jak w silnikach spółtłoczyskowych lub dwusuwnych, lecz mąci ją nieco wielkość mas przesuwających się jednocześnie naprzód wzgl. wstecz, a mąci ją zwłaszcza przy szybkim biegu.

2. O tłokach przeciwbieżnych: Odstęp wzbuchów na przemian 180° i 540°. Bieg jest jednostajniejszy niż silników jednocylindrowych, a masy przesuwne równoważą się dobrze.

γ. Silnik o łbicach przeciwległych, zwykły.

1. O tłokach spółbieżnych, działających na wspólną korbę. Odstęp wzbuchów 180° i 540° na przemiany, t. j. taki sam jak w silnikach bliźniaczych, o tłokach przeciwbieżnych, a więc i bieg w przybliżeniu tej samej jednostajności. Masy przesuwające się są znaczne, a ponieważ oddziaływanie korby na tłok w jednym z cylindrów skierowane skośnie w górę, więc trudniej uszczelnić ten tłok, a i bieg bywa niespokojny.

2. O tłokach przeciwbieżnych, działających na dwie korby, przestawiane nawzajem o 180° względem siebie: Odstęp wzbuchów 360°; jednostajność biegu jak w silnikach dwusuwnych, spółtłoczyskowych, albo bliźniaczych, a masy przesuwne równoważą się lepiej. Przy jednakowej długości potrzebują silniki te nieco więcej szerokości niż silniki o łbicach przeciwległych, lecz z tłokami spółbieżnymi.

Taki silnik o tłokach przeciwbieżnych przedstawiono, w ogólnych zarysach, w rys. 817-p, a ważniejsze szczegóły ustroju wskazano na rys. 817-n str. 1107. Długość całkowita bywa 10 do 11 s, szerokość zaś oprawy 3 do 3,5 D.

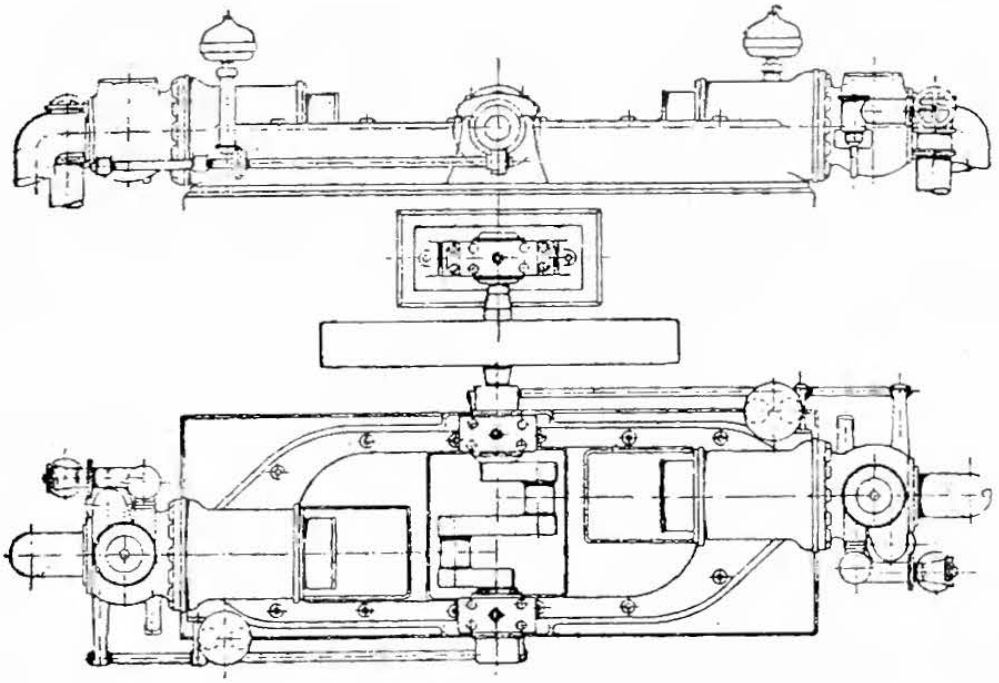
δ. Silnik trojaczy.

Odstępy wzbuchów po 240°, przestawienia korb 120°, znaczna jednostajność biegu, lecz wielka szerokość oprawy. Taki ustrój sil-

*) Zeitsch. d. V. d. Ing 1901 str. 365, Güldner: Obliczanie wagi koła rozpędowego do silnika spalinowego.

ników leżących stosuje się mniej często na silniki stałe, na które nadaje się lepiej takiż ustrój stojący (p. rys. 817-j str. 1103).

Rys. 817-p.



ε. Silnik czworaczy.

Jedna para korb jednakowo skierowanych przestawiona względem drugiej pary o 180°. Odstępy wzbuchów po 180°, a zatem na każdy obrót wała korbowego przypadają po dwa wzbuchy, skutkiem czego bieg jest nader jednostajny, a mimo stosunkowo wielką szerokość, silnik tego ustroju znajduje zastosowanie do samojazdów o większej mocy.

Na silniki stałe podatniejszym będzie ustrój poniższy.

ζ. Silnik o łbicach przeciwległych, zdwojony,

z kołem rozpędowem w samym środku silnika.

1. Układ dwukorbowy jest niejako zdwojeniem układu γ. 1. Odstępy wzbuchów po 180°, a przestawienie korb również 180°. Bieg nader jednostajny, gdyż na każde pół obrotu wypada jeden wzbuch.

2. Układ czworokorbowy jest niejako zdwojeniem układu γ. 2. Jedna para korb jednakowo skierowanych przestawiona względem drugiej pary o 180°. Odstępy wzbuchów po 180°. Z powodu lepszego zrównoważania się mas przesuwnych, bieg bywa jeszcze bardziej jednostajny niż w układzie 1, lecz silnik ten wymaga nieco większej szerokości przy jednakowej długości.

Do jeździków nadają się przedewszystkiem ustroje pod β do ε, do tego celu bowiem pożądanym jest silnik możliwie prostej budo-

wy, zajmujący mało miejsca, a odznaczający się dobrem, wzajemnem zrównoważaniem się mas przesuwnych *).

D. Części silników.

Wywody poniższe dotyczą silnika czworosuwnego, nie można ich zatem stosować bezpośrednio do silników innosuwnych, z wyjątkiem obliczeń wytrzymałości, które są ogólnie ważne.

a. Uwagi ogólne.

Obecnie stosują prężności spalin 2,5 do 3,5 razy większe od zwykłych prężności pary w silnikach parowych. Miarodajną dla wszelkich obliczeń wytrzymałości i stateczności jest początkowa prężność spalin, t. j prężność wzbuchowa p_z.

Ciśnienie na tłok zwiększa się skutkiem wzbuchu, nagle 3 do 5 krotnie, co z konieczności powoduje uderzenia na wszystkie części pracujące. Ponadto nieprzewidziane okoliczności mogą wypadkowo wpłynąć jeszcze bardziej niekorzystnie na wytrzymałość tych części, a mianowicie przez niedające się obliczyć przesunięcie chwili zapłonu lub przez wzmocnienie siły wzbuchu.

Na przyspieszenie (wzgl. zwolnienie) prędkości tłoka i zczepionych z nim mas przesuwnych zużywa się pewna część nacisku, działającego na tłok, a skutkiem tego zmniejsza się największy nacisk goleni korbowej na korbę. Zmniejszenie to nacisku odpowiadałoby zmniejszeniu prężności, na tłok działającej, o 2 do 3 atm. w silnikach zwykłych, a o 3 do 5 atm. lub nawet więcej w szybkobiegach, albo w silnikach z krzyżulcem. W obliczeniach wytrzymałości i stateczności nie można jednak uwzględniać tego korzystnego zmniejszania się nacisków, albowiem ilościowo zależy ono od prędkości biegu i wzrasta wraz z tą prędkością. Przy rozruszaniu zatem silnika, wobec względnie małej prędkości, zmniejszenie owo nachodzi się niejako w stanie zaniku, a skuteczność jego równa się prawie zeru.

Bezwzględnie największy nacisk na tłok P_z jest ilością, nie dającą się ściśle oznaczyć dla silnika projektowanego; nacisk ów zależy bowiem i od wartości cieplikowej mającego się stosować paliwa (p. str. 1096) i od niedających się ściśle przewidzieć stosunków pracy silnika. Dogodnem będzie liczyć zawsze jak najniekorzystniej, a więc na możliwą, największą prężność p_z, czyli na paliwo najmocniejsze (benzyna, gaz świetlany), aby umożliwić sobie zastosowanie wykonanych raz modeli, bez względu na rodzaj paliwa.

W nowszych silnikach, pracujących gazem świetlanym i ze znacznym sprężem, największe ciśnienie na tłok, w chwili wzbuchu dosięga 25, a nawet przekracza nieraz 30 atm.

**) Güldner: Konstruktion und Betriebsergebnisse von Fahrzeugmotoren für flüssige Brenstoffe, Berlin 1901, nakładem Juliusza Springer'a, oraz Zeitsch d. V. d. Ing. 1902 str. 606.

Licząc $p_{z\,max} = 25$ atm., otrzymamy największy nacisk na tłok:

$$P_z = 25 \frac{\pi D^2}{4} = 19{,}7\, D^2 \sim 20\, D^2 \text{ kg}.$$

Krańcowe obciążenia powinnyby działać możliwie poosiowo, względnie środkowo, na części, w których występują, a same te części, zwłaszcza ważniejsze, należałoby tak kształtować, aby wadliwości ich wykonania były możliwie wykluczone.

Stratę pracy na tarcie obliczamy podług wartości ciśnienia p_m, wzgl. nacisku P_m na tłok, średniej dla wszystkich czterech suwów.

Strata mocy na jednostkę powierzchni (ciśnienie k na powierzchnię $\times$ prędkość v), czyli moc ciśnienia na powierzchnię, będąca zarazem równoważnikiem zagrzewania się powierzchni, nie powinna przekraczać granic dość skąpo zakreślonych.

Z krańcowej prężności wzbuchowej p_z możemy oznaczyć tylko największe ciśnienie k_{max}, działające między powierzchniami. Te krańcowe ciśnienia, np. na czop korbowy, nie powinny nigdy przekraczać wartości, przy którejby ciśnienie to wycisnęło cały smar z pomiędzy stykających się powierzchni.

Podczas pierwszego i czwartego suwu obciążenie czopa korbowego przez opory ssania (wzgl. wypychania) zwiększa się jeszcze z powodu sił, zużywanych na przyspieszenie (względnie zwolnienie) prędkości mas przesuwnych. Zwiększeniu temu, np. przez przyspieszenie, przeciwstawia się podczas tego samego suwu równoważne zmniejszenie, np. przez zwolnienie, tak że ostatecznie owe przyspieszenia i zwolnienia pozostają bez wpływu na średnią wartość nacisku czopa korbowego.

b. Obliczenia konstrukcyjne.

1. **Oprawa stojąca** może przejmować prawie poosiowo naciski krańcowe P_z; w oprawach leżących da się to uskutecznić w niektórych tylko szczególnych, niezwykłych ich ustrojach. W każdym razie wypada się starać o to, aby ramiona momentu sił krańcowych na części oprawy były możliwie jak najmniejsze. Nadto należy unikać naprężeń błędnych w owych częściach, tak podczas obróbki oprawy, jako też skutkiem zbyt małej sztywności lub nieprawidłowego przyciągania oprawy do posady. Nieprawidłowość taka może być skutkiem bądźto nierówności powierzchni się stykających, bądź też skutkiem nierównomiernego dociągania śrub przyciągczych, które należy wedle możności rozmieszczać tuż przy ściankach, albo też przy usztywniających żebrach pionowych. Sztywność oprawy powinna sama przez się być dostateczna, bo liczenie na to, że posada lub żeliwna podstawa zwiększy ową sztywność, nie byłoby właściwe.

Ciśnienia części silnika na oprawę powinnyby nie przekraczać połowy wartości k, podanej pod III na str. 337, a pod łożyskami wała korbowego $^1/_3$ owych wartości, przyczem należy uwzględniać nietylko ciśnienia, pochodzące z wagi silnika, lecz i pochodzące z oddziaływania mas, będących w ruchu.

2. **Oprawa rozsochata** podł. rys. 817-f i 817-g str. 1100.

Grubość cylindra δ_c i obchłodka δ_m wypada z obliczeń wytrzymałości za mała i dlatego, ze względów odlewniczych, biorą grubości w cylindrach odlewanych łącznie z obchłodkiem:

$D =$ do 12,5 cm,	$\delta_m = 1{,}0$ cm,	$\delta_c = 1{,}3$ cm;
$D =$ „ 17,5 „	$\delta_m = 1{,}3$ „	$\delta_c = 1{,}6$ „
$D =$ „ 20,0 „	$\delta_m = 1{,}6$ „	$\delta_c = 1{,}8$ „ .

Przy takich grubościach otrzymamy ciągnienie krańcowe σ_z, powodowane siłą p_z, nie dosięgające jeszcze wartości 110 kg/cm^2.

Wsadzane tuleje cylindrowe mogą być cieńsze, a mianowicie o grubościach dostatecznych pod względem wytrzymałości na ciągnienie, zwiększonych jednakże o 0,3 do 0,5 cm, na ponowne wytaczanie.

Grubość warstwy wodnej w obchłodkach przynajmniej 2 cm, lecz w oprawach rozsochatych, w których płaszcz obchłodka stanowi podporę łożysk, grubość warstwy tej bywa znacznie większa, tak ze względu wytrzymałości, jak i stateczności. Do oczyszczania od błota lub osadu służą, bądźto otwory pordzeniowe, zamykane kołkami gwintowanymi, bądź też oddzielne wyczystki.

Płyta posadowa 4,5 do 5 D długa i tyleż szeroka.

Oprawa skrzynkowata podł. rys. 817-h do 817-j. W tych oprawach grubości δ odlewu zależą przeważnie od względów praktycznych, a zazwyczaj stosują:

D do	12,5	17,5	22,5	27,5	30,0 cm.
$\delta \sim$	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0 cm.

Wypada jednak sprawdzić obliczeniem: α) ciągnienie w najmniejszym przekroju poziomym, rozciąganym przez P_z, wzgl. w płaszczu obchłodka, o ile na niego działa poosiowo siła P_z. By uwzględnić i siły drugorzędne, dobrze będzie nie przekraczać wartości $\sigma_z \leqq 150$ kg/cm^2. β) Gięcie w przekrojach niebezpiecznych, zwłaszcza pod łożyskami wała korbowego, które to gięcie σ_b nie ma przekraczać 150 do 175 kg/cm^2. γ) W oprawach rozkracznych rys. 817-i, wypada nadto sprawdzać naprężenie w górnej części pełnych ścianek skrzynki, rozciąganych i przeginanych pod wpływem siły $\frac{P_z}{2}$, działającej na każdą połowę skrzynki, a naprężenie złożone nie ma przekraczać 200 kg/cm^2.

Tłok wraz z golenią korbową wyjmuje się z cylindra przeważnie do góry, co wypada uwzględniać przy oznaczaniu wysokości silniczni.

3. **Oprawa leżąca** rys. 817-k do 817-m. Środki ciężkości przekrojów oprawy, prostopadłych do kierunku nacisku tłoka, trzeba się starać doprowadzić możliwie blizko do osi cylindra, a to przez podwyższenie bocznych ścianek oprawy aż ponad poziom osi cylindra. Mimo to odległość e owego środka ciężkości od osi cylindra bywa w zwykłych oprawach żeliwnych tak znaczna, że naprężenie σ_b, powodowane przeginaniem oprawy, bywa dwa razy większe od pros-

tego ciągnienia σ_z. Naprężenie złożone $\sigma_b + \sigma_z$ powinno nie przekraczać 150 kg/cm^2.

Stosując zespory łączące oprawę cylindra z oprawą łożysk (rys. 817-o), możemy przejąć siłę P_z zupełnie poosiowo.

4. **Cylinder.** Grubości ścianek δ_c tulei cylindrowych oznaczamy podł. wzoru I str. 421.

Uwzględniając tę okoliczność, że pełna prężność wzbuchowa p_z pojawia się tylko w spalisku, i że się ta część cylindra wzmacnia kołnierzem nadlanym, możemy k_z dobrać względnie wielkie, a mianowicie do 300 kg/cm^2. Gdy p_z nie przekracza 20 atm., otrzymamy na grubość ścianki tulejowej z doliczeniem 0,6 cm na ponowne wytaczanie, oraz na możliwe przesunięcie się rdzenia odlewniczego, wzór:

$$\delta_c = {}^1/_2 D (\sqrt{1{,}124} - 1) + 0{,}6 \approx 0{,}03 D + 0{,}6 \text{ cm}.$$

Nawet gdy δ_c wypada mniejsze niż 1,2 cm, a więc dla średnic do 20 cm, należy grubość ścianek tulei brać przynajmniej 1,3 cm, a cylindra łącznie odlanego 1,6 cm.

Jednakże nadmierna grubość tych ścianek bynajmniej nie jest pożądana, stawałaby się ona bowiem przyczyną mniej szczelnego odlewu, oraz mniej skutecznego ochładzania.

Ścianki cylindrów znaczniejszej średnicy, ponad 60 cm, miewają w spalisku grubość obliczoną podług wzoru, dalej zaś ku końcowi cylindra grubość ta zmniejsza się zwolna do $0{,}02 D + 0{,}6$ cm, a to w celu oszczędności na wadze cylindra.

Grubość δ_m ścianek obchłodka, o ile w nich nie działają znaczniejsze siły poosiowe, bywa zazwyczaj, ze względów odlewniczych:

$$\delta_m \geqq 1 \text{ cm},$$

a grubość taka starczy zazwyczaj, nawet przy wielkich średnicach na zniesienie zwykłych ciśnień wodociągowych. Gdy cylinder się odlewa łącznie z obchłodkiem, sprawdzają nieraz jego szczelność przez zwiększenie ciśnienia wodnego w obchłodku: Natenczas, gdy $\delta_m \approx 0{,}022$ średnicy zewnętrznej obchłodka, a ciśnienie próbne ≈ 30 atm., otrzymamy ciągnienie:

$$\sigma_z \approx 600 \text{ kg/cm}^2,$$

które nie jest jeszcze nadmierne na jednorazową próbę ciśnieniem chłodnem.

Gdy stosujemy tuleje cylindrowe, całą siłę poosiową P_z znoszą ścianki obchłodka, a natenczas:

$$\sigma_z = \frac{P_z}{0{,}785 (D_a{}^2 - D_i{}^2)} = \frac{P_z}{\pi (D_a - \delta_m) \delta_m} \leqq k_z .$$

We wzorze powyższym D_a oznacza zewnętrzną, a D_i wewnętrzną średnicę żeliwnego płaszcza obchłodkowego.

Jeżeli się z płaszczem obchłodka łączyć mają cięższe części rozrządu silnika, to należy zwiększyć odpowiednio grubość takiego płaszcza. W przejściu walcowatego płaszcza obchłodkowego w kołnie-

rze końcowe, pojawiają się gięcia, i dlatego przejście to wzmacniamy żebrami dolanemi.

5. **Tłoki** bywają przeważnie ustroju nurnikowego. Długość L nurnika (tłoka) oznaczamy podług największego nacisku N_{max} (p. str. 555) tłoka na wnętrze cylindra, z warunku, aby ciśnienie na powierzchnie się ślizgające nie było większe od k.

Podczas prawidłowego biegu silników wzbuchowych, przebiegi wskaz prężności wzbuchów poszczególnych są równo ustosunkowane, a więc stosunek N_{max} i P_z pozostaje wielkością w przybliżeniu stałą, a mianowicie, przy zwykłej długości goleni korbowej $L \leqq 5\,r$, będzie:

$$N_{max} = 0{,}095 \text{ do } 0{,}105\ P_z.$$

Jedynie wskutek zapłonu opóźnionego lub spalania pozaspaliskowego dawki, zwiększa się ów stosunek, a N_{max} dosięga wartości $0{,}11\ P_z$. Natenczas otrzymamy długość nurnika:

$$L \geqq \frac{0{,}11\ P_z}{D\,k} \text{ cm}.$$

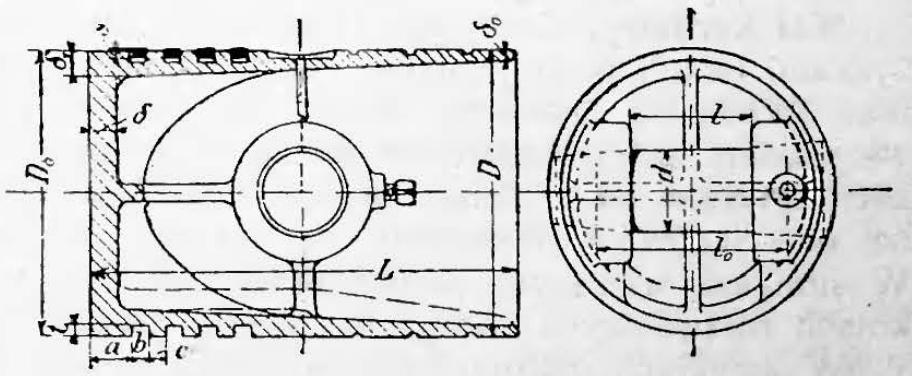
Bezpieczne będzie ciśnienie tłoka na powierzchnię cylindra, $k = 1{,}25$ do $1{,}5$ kg/cm^2, jeżeli nie potrącamy wpustek na pierścienie uszczelniające. Gdy większa długość nurnika nie staje się niedogodną, a więc zwłaszcza w silnikach mniejszych, schodzą z wartością k nawet poniżej 0,5 kg/cm^2.

Zwykły stosunek $L : D$ bywa w małych silnikach od 2,25, a w dużych spada aż na 1,25. Przesadzania w długości nurnika zalecać nie można, utrudniałoby ono bowiem wsuwanie nurnika w cylinder i zwiększałoby bez potrzeby przedłużanie się skutkiem zagrzania, oraz wymiary silnika.

Grubość dna nurnika oblicza się podł. str. 419, rys. 272, a jak uwzględnić usztywnienie przez żebra, podano poniżej; wreszcie grubość płaszcza nurnikowego bywa:

$$\delta_1 = \frac{D}{40} + t + 0{,}5 \text{ cm}; \qquad \delta_0 \sim 0{,}4\,\delta_1.$$

Rys. 817-q.



Zamiast ścieniać płaszcz zwolna z δ_1 na δ_0, dają w nurnikach silników dużych odrazu, tuż za czopem goleni, nagły odskok z grubości δ_1 na δ_0,

Ponieważ nurnik rozszerza się od gorąca w sąsiedztwie dna silniej niż w pozostałej części otwartej, trzeba zatem zmniejszać jego średnicę zewnętrzną, poczynając od czopa goleniowego w kierunku dna, a mianowicie: o 0,2 do 0,5%,

a więc $D_0 = 0{,}998\,D$ do $0{,}995\,D$. Stopień rozszerzania się nurnika, a zatem i jego zwężenia można ściślej określić jedynie z doświadczeń. Łożysko czopa goleniowego mieści się ponajczęściej w połowie długości nurnika.

W nurnikach ponad 20 cm do 50 cm średnicy wzmacniają połączenie dna z płaszczem, żebrami od wewnątrz dolanymi po promieniu, w liczbie 4 do 6-u, dodając nadto żebro, które wspiera łożyska czopowe (rys. 817-q). W nurnikach jeszcze większych żebra, ułożone po promieniach, przedłużają się aż do otwartego końca nurnika, przynajmniej w dolnej jego połowie, jak to wskazano linią kropkowaną w rys. 817-q. Wzmacniają nadto płaszcz obwodowemi żebrami wewnętrznemi, albo pierścieniami. Sute użebrowanie nurnika przyczynia się też do jego lepszego chłodzenia.

Ze względu na naprężenia odlewnicze, jako też na naprężenia, powstające w użebrowaniu, skutkiem nierównomiernego rozszerzania się od ciepła, nie wypada przeceniać wzmocnienia ustroju, jakie otrzymujemy przez takie użebrowanie. Należy unikać den wklęsłych, jakoteż pierścieniastego występu płaszcza nurnika, poza jego dno.

W dużych nurnikach stosują chłodzenie wodą, a obchłodek taki pokrywa zazwyczaj tylko dno nurnika i część jego płaszcza, zajętą przez pierścienie uszczelniające, reszta zaś płaszcza chłodzi się tylko użebrowaniem.

Pierścienie uszczelniające. Nurniki (tłoki) silników miewają większą ilość pierścieni uszczelniających.

Wymiary pierścieni podane na str. 543 byłyby za wielkie w zastosowaniu do silników spalinowych, właściwsze będą tu (rys. 817-q):

$s = {}^1/_{50}\,D + 0{,}2$ cm;
$b = 1{,}25\,s$ do $1{,}5\,s$;
ilość obręczy $i \infty \dfrac{D}{s\,b}$;

$a \geqq 1{,}5\,\delta$; $\quad c \geqq b$;
$t = s + 0{,}1$ do $s + 0{,}3$ cm,
zależnie od średnicy tłoka.

Przy otwartym końcu nurnika umieszczają niekiedy dodatkowo 1 do 3 pierścieni, a to w celu zmniejszenia tarcia i ścierania powierzchni się ślizgających, oraz w celu lepszego rozprowadzania smaru po całym nurniku.

6. **Napęd korbowy.** Ogólne zasady ustroju p. str. 551 i nast.

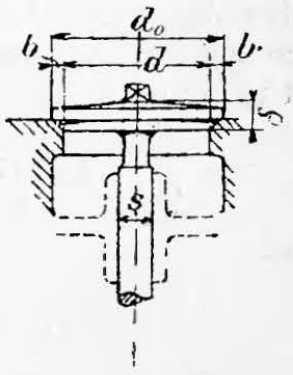
Wał korbowy. Korby osadzane na końcu wała, a więc poza łożyskami (wzgl. poza jednem łożyskiem) mniej znajdują zastosowania. Wadą ich jest i to, że się składają z kilku części, przedewszystkiem zaś jednostronne parcie na łożysko. Dlatego też w silnikach spalinowych widzimy prawie wyłącznie wały wykorbione, a leżą one w dwóch łożyskach, spoczywających na oprawie silnika. W silnikach większych ponad 50 *MK*, jakoteż w silnikach o ciężkich kołach rozpędowych dodają zazwyczaj trzecie, zewnętrzne łożysko.

W zwykłych ustrojach dostatecznem będzie obliczać czopy i ramiona korbowe na siły, wywołane prężnością wzbuchową: one to bowiem powodują największe naprężenia. Największe naprężenie w czopie wała korbowego, przenoszącym moment obrotowy poza łożysko, pojawia się mniej więcej w chwili, gdy tłok, podczas suwu

wzbuchowego, wysunie się na 12% swego skoku. Na te same siły należy przeliczyć i ramiona korbowe, zwłaszcza gdy wywieszone koło rozpędowe jest bardzo ciężkie, albo gdy się daleko wywiesza, wreszcie gdy przewidzieć można znaczniejsze przesunięcia się największych sił wywołanych nieprawidłowością wzbuchów.

7. Zawory. Ogólne zasady ustroju p. str. 608 i nast.

Rys. 817-r.



Znakowanie podł. rys. 817-r, a nadto oznaczamy przez:

h skok grzybka zaworowego, w cm,

$f = \pi d h$, pełny, swobodny przelot pod obwodem grzybka, w cm^2,

D średnicę tłoka (nurnika), w cm,

s skok tłoka, w m,

F przekrój tłoka, w cm^2,

c średnią prędkość tłoka, w m/sek.,

v średnią prędkość gazów (mieszanki, wydyszyn i t. p.) w przelocie zaworowym, w m/sek,

v_{max} największą wartość takiejże prędkości w przelocie zaworowym.

Zakładając, że (z powodu ściśliwości gazów) w przybliżeniu ważnym będzie związek: $f = \frac{F c}{v}$, a nadto że $h \leqq \frac{d}{4}$, otrzymamy:

$$\pi d h = \frac{\pi D^2}{4} \frac{n s}{30 v}; \qquad d h = \frac{D^2 n s}{120 v} \text{ cm}^2.$$

A że średnia prędkość ssania, wzgl. wypychania, przez zawór powinna być $v \leqq 25$ m/sek., więc

$$d h \geqq \frac{D^2 n s}{3000}.$$

Jeżeli długość goleni korbowej (korbowodu) będzie: $2{,}5\,s$, to w chwili największej prędkości tłoka, będzie: $v_{max} \sim 1{,}6\,v \leqq 40$ m/sek., i aby nie przekroczyć tej prędkości powinien każdemu położeniu tłoka odpowiadać określony podnios (chwilowy) grzybka:

$$h_x \geqq \frac{D^2 s n}{d\,3000} \psi \text{ cm},$$

w którym to wzorze $\psi = \text{Sin}\,\alpha\,(1 \pm \lambda \cos \alpha)$, a $\lambda = \frac{r}{l}$, t. j. stosunkowi ramienia korby do długości goleni korbowej. Spółczynnik ψ we wzorze powyższym uwzględnia zmienność prędkości tłoka, a dla wartości $\lambda = {}^1/_5$, t. j. wartości najczęściej stosowanej podajemy poniższą tablicę.

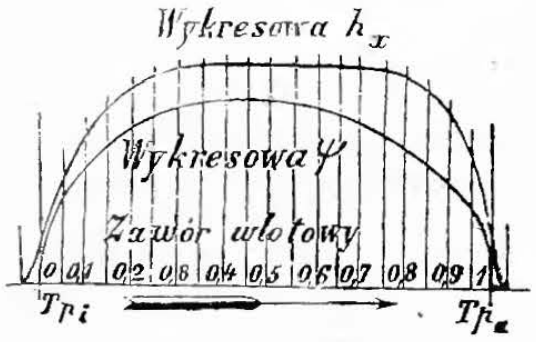
Tablica wartości ψ.

ieg tłoka	→ naprzód	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0.30	0,35	0,40	0.45	0,50
	← wstecz	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50
$= \alpha\,(1 \pm {}^1/_5 \cos \alpha)$		0,304	0,428	0,516	0,586	0,648	0,765	0.853	0,914	0,962	0,993	1,011	1,018	1,01
ieg tłoka	→ naprzód	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00
	← wstecz	0,45	0.40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,08	0,06	0,04	0,02	0,00
$= \alpha\,(1 \pm {}^1/_5 \cos \alpha)$		1,00	0,976	0,939	0,892	0,832	0 759	0,668	0,554	0.496	0,433	0,355	0,251	0,00

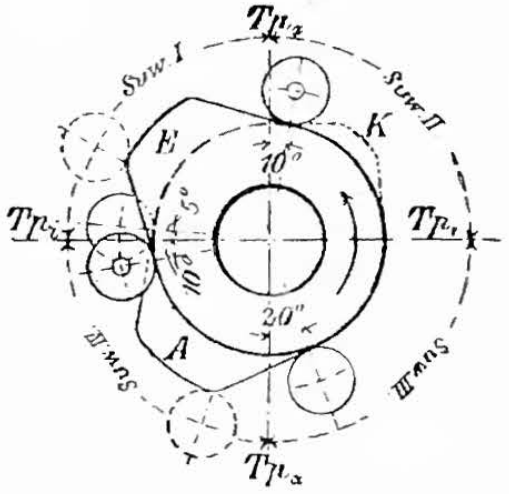
Jeżeli w układzie spółrzędnych prostokątnych (rys. 817-s), odetniemy drogi tłoka jako odcięte, a przynależne wartości ψ jako rzędne, to otrzymamy **wykresową wartości** ψ, a w podobny sposób odcinając jako rzędne wartości h_x, obliczone dla danego silnika podług wzoru powyżej podanego, otrzymamy **wykresową podniosów zaworowych** h_x.

Wykresowa ψ powinna zawsze leżeć wśród pola, obwiedzionego wykresową h_x, a da się to osiągnąć (jak się można przekonać z wykresów rys. 817-s) jedynie przez przedzwrotowe odmykanie i pozwrotowe przymykanie zaworów. Z wykresowej h_x (rys. 817-s) łatwo wykreślić kształt tarczy rozrządzającej zaworami (rys. 817-t).

Rys. 817-s.



Rys. 817-t.



Rozmiary grzybków zaworowych podług oznaczeń w rys. 817-r. W zaworach rozrządzanych bywa (p. str. 419):

$$\delta = \sqrt{\frac{p_z (0{,}5\, d_0)^2}{450}}.$$

Ze względu na wysoką temperaturę, w jakiej pracuje zawór, jako też w celu umożliwienia ponownego przetoczenia grzybka liczono we wzorze powyższym gięcie bezpieczne $\sigma_b \sim 400$ kg/cm^2. W zaworach samoczynnych, t. j. nierozrządzanych, w celu zmniejszenia prędkości domykania, przez zmniejszenie wagi grzybka, stosują jako bezpieczne gięcie $\sigma_b = 800$ kg/cm^2, co zmieniłoby cyfrę w mianowniku wzoru powyższego na 900. Grzybki większej średnicy (ponad 10 cm) ścieniają się ku obwodowi w ten sposób, że $\delta_0 = {}^4/_5$ do ${}^2/_3\, \delta$.

$$b = 0{,}5\,(d_0 - d) = 0{,}01\, d + 0{,}4 \text{ cm},$$

w zaworach samoczynnych b bywa jeszcze większe.

Kąt wierzchołkowy stożka uszczelniającego bywa 90 do 110°.

$$s = {}^1/_8\, d + 0{,}5 \text{ cm};$$

w zaworach wydychowych bywa s większe, a to w celu lepszego odprowadzania ciepła. Długość prowadnicy trzonu grzybka ma być tem większa, im krótsze jest ramię dźwigni, rozrządzające zaworem, oraz im większy jest opór odmykania zaworu.

Zawory rozrządzane naciążają się przez sprężynę, naciążeniem 0,4 do 0,5 kg na 1 cm^2 przelotu w siodle zaworowem, zawory nierozrządzane zaś: 0,05 do 0,07 kg/cm^2, a to zależnie od ilości obrotów na minutę, jako też od wagi grzybka.

Siodło zaworu wydychowego najlepiej wytoczyć bezpośrednio w chłodzonej wodą ściance skrzynki zaworowej, oddzielne bowiem siodła wsadzane, zmniejszając przewodnictwo ciepła, utrudniają chłodzenie zawora. Zawory wydychowe dużych silników chłodzą się swoiście, bądźto wodą krążącą w ich wnętrzu, bądź też napryskiwaniem grzybka wodą.

Wyjątkowo chłodzą zawór wydychowy powietrzem, a mianowicie w ten sposób, że łączą go z zaworem wlotowym w jeden wspólny zawór o działaniu zdwojonem.

Aby uniknąć odmykania zaworu wydychowego pod wielkiem ciśnieniem spalin wysoko jeszcze sprężonych, co z konieczności nadweręża i sam zawór i przyrządy nim rozrządzające, zaleca się przedzwrotowe wypuszczanie spalin, przez oddzielny kanał na wydych przedzwrotowy, do którego to kanału wylotkę odmyka sam tłok pod koniec swego wysuwu.

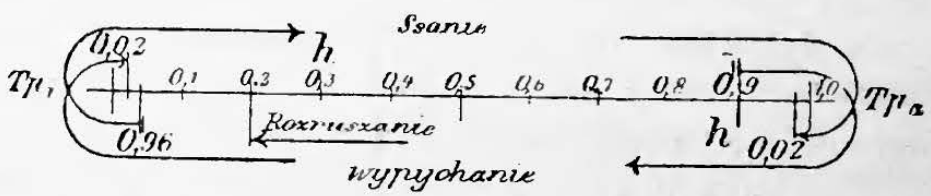
8. **Rozrząd.** Przyrządy do rozrządzania biegiem silnika przystosowują się do rodzaju jego ustroju (p. str. 1100 i nast.), dla tego też drudno podać wzory ogólnie obowiązujące na obliczanie i wykonywanie części rozrządczych.

Tarcze rozrządcze, z obrysem na wzór przedstawionego w rys. 817-t, albo poszczególne ksiuki rozrządcze są prawie jedynymi przyrządami, które znajdują zastosowanie do rozrządu silnikami spalinowymi.

Rys. 817-t przedstawia tarczę rozrządczą silnika czworosuwnego, która obraca się dwa razy powolniej niż wał korbowy, dlatego też 90° obrotu tej tarczy odpowiada jednemu suwowi, czyli 180° obrotu wała korbowego. Kąt odmyku przedzwrotowego, względnie kąt przymyku pozwrotowego, mierzony na obwodzie korby, będzie zatem dwa razy większy od tychże kątów na tarczy. W rys. 817-t E jest ksiukiem wlotczym, A wylotczym, K wreszcie ksiukiem, zmniejszającym spręż podczas rozruszania silnika.

Wykres rys. 817-u przedstawia przebieg poszczególnych okresów pracy i suwów zwykłego silnika czworosuwnego, sprowadzonych do

Rys. 817-u.



drogi czopa korbowego. W wykresie tym h oznaczają chwile, w których grzybki zaworowe dochodzą do najwyższego podniosu, Tp_i odkorbowy punkt zwrotu, Tp_a kukorbowy punkt zwrotu.

W rozrządczej tarczy ksiukowej (rys. 817-t) obrys poszczególnych ksiuków powinien przechodzić stycznie i możliwie łagodnie w obwód tarczy właściwej, przystosowując się do wykresowej h_x (rys. 817-s).

Im większą będzie średnica tarczy ksiukowej, tem dokładniejszy może być rozrząd zaworami, gdy jednak (skutek zwiększenia średnicy) prędkość obwodowa tej tarczy przekroczy 1 m/sek., pojawiają się szkodliwe zderzenia ksiuków z krążkami wodzącymi, wskutek czego zamąci się znów rozrząd.

9. Koła rozpędowe.

Wzór ogólny na wagę G w kg, wieńca koła rozpędowego silników, podanej na str. 618; t. j. wzór:

$$G = \frac{c}{\delta_s} \cdot \frac{N}{n V^2},$$

przystosował Güldner do silników spalinowych *), oznaczając wartość spółczynnika c wzoru powyższego, dla różnoustrojowych silników spalinowych, a mianowicie:

$$c = k\,(0{,}75 + \varrho)\,90000.$$

We wzorze tym k oznacza spółczynnik stały dla danego ustroju silnika, a $\varrho = \frac{p_c}{p_i}$, t. j. stosunkowi średniej prężności podczas suwu sprężczego i średniej prężności wskazanej całego okresu pracy.

Po wprowadzeniu wartości na c we wzór ogólny, otrzymamy wzór na wagę G w kg wieńca koła rozpędowego silników spalinowych:

$$G = \frac{k\,(0{,}75 + \varrho)\,90000\,N_i}{\delta_s\,V^2\,n}\ \text{kg},$$

który możemy przekształcić na wzór, wyrażający tęże wagę w tonnach, a określony z mocy wskazanej silnika N_i i z promienia R koła rozpędowego:

$$G = \frac{k\,(0{,}75 + \varrho)\,8200\,N_i}{\delta_s\,R^2\,n^3}\ \text{t}.$$

Dla średniej wartości $\varrho = 0{,}30$, Güldner z szeregu wskaz silników spalinowych, przeróżnego ustroju, oznaczył stosowne dla nich wartości k, podane w poniższej tablicy:

Tablica wartości k.

Silniki	Czworosuw	Dwusuw
jedno cylindrowe o jednostronnem działaniu tłoka	1,00	0,40
„ „ o obustronnem działaniu tłoka	0,615	0,110

*) Zeitschr. d. V. d. Ing. 1901. str. 365. Güldner, obliczanie wagi koła rozpędowego do silników spalinowych.

Silniki	Czworosuw	Dwusuw
dwucylindrowe współtłoczyskowe . .	0,40	0,40
„ „ o łbicach przeciwległych	0,645	0.085
„ „ sprzężone (obok siebie), kąt przestawienia korb 360°	0,40	0,40
„ „ sprzężone (obok siebie), kąt przestawienia korb 180°	0,645	0,085

Wartości średnie stopnia niejednostajności δ_s, stosownie do przeznaczenia silnika, podano na str. 619. Ustrój piasty i ramion koła rozpędowego bywa tęższy w silnikach spalinowych w porównaniu z parowymi, mimo to wpływ ich masy na bezwładność koła liczy się również tylko jako równoważny wartości 0,1 G.

Wpływ miarkowania biegu na jego niejednostajność δ_s.

W silnikach precyzyjnych δ_s zmniejsza się wraz z mocą wydawaną. Dlatego też zaleca się, do obliczenia koła rozpędowego oznaczać wartość N_i z wartości mocy krańcowej $N_{e\,\max}$, którą w tym celu należy podzielić przez sprawność wskazano-pożytkową η_{mech}. Naodwrót δ_s zwiększa się przy zmniejszonem obciążeniu silnika, gdy bieg jego miarkujemy opustami wzbuchów. Jeżeli na jeden wzbuch urzeczywistniony przypada x opustów, to jednostajność biegu pogarsza się, a δ_s przybiera wartość:

$$\delta_{s0} = \frac{\left(1 - \frac{0{,}250}{1+x}\right) + \varrho}{0{,}750 + \varrho}\,\delta_s .$$

Zakładając $\varrho = 0{,}30$, otrzymamy z wzoru powyższego:

dla $x =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\frac{\delta_{s0}}{\delta_s} =$	1,120	1,158	1,178	1,190	1,197	1,203	1,207	1,210	1,213.

Okoliczności te wypada uwzględniać, zwłaszcza gdy niezbędną jest pewna jednostajność biegu, nawet przy zmniejszonem obciążeniu silnika.

10. **Dodatkowe części silnika.**

Garnek wydychowy. Objętość garnka żeliwnego równa się 4 do 5-krotnej objętości cylindra, a dochodzi do 8-krotnej, gdy zależy na lepszem stłumieniu szumu, co jednakże da się uskutecznić i lepiej i taniej przez ustawienie dwóch do trzech mniejszych garnków za sobą. Tłumienie szumu przez zmiany przekrojów przewodu wydychowego i jego kierunków dozwala stosować mniejsze garnki, zwiększa ono natomiast opór wypychania wydyszyn. Przy silnikach wielocylindrowych stawiają oddzielne garnki dla każdego cylindra. Wlot do garnka i wylot z niego powinny wedle możności być od-

miennie skierowane i znajdować się w znaczniejszej od siebie odległości, np. wlot po promieniu, tuż nad dnem garnka, wylot zaś poosiowo, z wierzchu garnka.

Grubość ścianek w garnkach żeliwnych bywa:

$$\delta \sim \frac{D}{50} + 0{,}6 \text{ cm, lecz } \delta \geqq 1{,}5 \text{ cm,}$$

a wysokość równa się 1,25 do 1,5 średnicy.

U dna wstawia się kurek spustowy, o dostatnim przelocie. Garnki z blachy żelaznej mniej są właściwe, przeżera je bowiem z łatwością ciecz, osadzająca się z wydyszyn. Garnki przy silnikach o wydychu, rozrządzanym przez tłok, otrzymują wymiary większe, aniżeli przy silnikach zaworowych.

Zbiornik wody chłodzącej, która się studzi bądźto przez wydawanie z siebie oparów, bądź też krążąc w przewodach ochładzanych od zewnątrz powietrzem. Zbiorniki te wyrabiają z cynkowanej blachy żelaznej, 1,5 do 2 mm grubej, wzmacnianej w płaszczu, obręczami, w miarę potrzeby, i z dnem, wspartem na deskowaniu, albo usztywnionem kształtownikami. Wysokość ponajczęściej 1,75 do 2,25 średnicy, a pojemność:

$$V = 0{,}04\, z N_n \text{ m}^3.$$

Do dużych silników pojemność zbiornika może być nieco mniejsza. We wzorze powyższym z oznacza liczbę godzin pracy silnika na dobę. Gdy $V > 5$ m^3, dogodniej będzie, zastąpić jeden wielki zbiornik dwoma mniejszymi. Do silników ponad 50 do 60 MK_e, zalecałoby się wielkie zbiorniki zastąpić studzeniem wody w chłodnicach tężniowatych, albo w chłodnicach przeponowych, na zewnątrz użebrowanych, licząc po 3 do 4 m^2 powierzchni żebrowej na MK_e. Zbiorniki lub chłodnice ustawiamy w miejscu możliwie przewiewnem, a blizkiem silnika. Przewody możliwie przestronne (p. tablicę poniższą) bez nagłych zmian w przekrojach lub kierunkach. Woda wypływa z dna zbiornika, a wstępuje do niego z powrotem na głębokości około 15 cm pod poziomem wody. Po krętych przewodach krążenie wody, powodowane różnicami temperatur, okazuje się ponajczęściej niedostatecznem, jak również do prawidłowego chłodzenia silników ponad 60 MK_e; a natenczas wzmacniamy je sztucznie, posiłkując się oddzielną pompą.

Przewody na wodę chłodzącą. Tablica poniższa podaje między innemi i średnice przewodów na wodę chłodzącą, przy jej krążeniu samoczynnem. Stosując pompę przetłaczającą, możemy zmniejszyć odpowiednio średnice, np. do wartości podanych w tablicy na przewody, doprowadzające wodę wodociągową, których średnica określa się wzorem:

$$d = \sqrt{0{,}15\, N_n} \text{ cm.}$$

We wzorze tym założono zużycie wody 40 l/MK_e i prędkość przepływu $\sim 0{,}95$ m/sek. Średnica przewodu, odprowadzającego wodę z silnika, bywa 1,25 do 1,75 d, a to w zależności od spadku i długości przewodów.

Tablica średnic przyłączek przewodowych do silników.

Moc silnika M_e	Przewód na gaz Cali ang.	Gazomierz na ilość palników	Przewód wodociągowy Cali ang.	Przewód odprowadzający z silnika wodę wodociągową	Przewody na krążenie samoczynne
2	$^3/_4$	20	$^1/_2$	$^3/_4$	$1^1/_4$
4	1	30	$^1/_2$	$^3/_4$	$1^1/_2$
6	1	40	$^1/_2$	$^7/_8$	$1^3/_4$
8	$1^1/_4$	50	$^1/_2$	$^7/_8$	$1^3/_4$
10	$1^1/_4$	60	$^3/_4$	1	2
12	$1^1/_2$	80	$^3/_4$	1	$2^1/_4$
15	$1^1/_2$	100	$^3/_4$	1	$2^1/_2$
20	2	150	$^3/_4$	1	$2^1/_2$
25	2	150	$^7/_8$	$1^1/_4$	$2^3/_4$
30	$2^1/_2$	200	$^7/_8$	$1^1/_4$	$2^3/_4$
35	$2^1/_2$	200	1	$1^1/_4$	3
40	3	250	1	$1^1/_4$	3
50	3	250	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$3^1/_4$
60	$3^1/_2$	300	$1^1/_4$	$1^1/_2$	$3^1/_2$
70	$3^1/_2$	300	$1^1/_2$	$1^3/_4$	.
80	$3^1/_2$	350	$1^1/_2$	$1^3/_4$	.
100	4	400	$1^3/_4$	2	.
125	4	400	$1^3/_4$	2	.

Przewody na powietrze. Do paliwa ciekłego, t. j. gdy objętość jego jest mała względnie do objętości powietrza, średnica przewodu na powietrze bywa:

$$d = \sqrt{\frac{D^2 s n}{30 v}} \text{ m},$$

a prędkość v w przewodzie: 10 do 20 m/sek., zależnie od długości i oporów przewodu. Krańcowa wartość $v = 20$ będzie właściwa tylko w krótkich przewodach, do 10 m długości i to bez zagięć, a w tych warunkach szczególnych wzór powyższy przekształca się na:

$$d = \sqrt{\frac{D^2 s n}{60000}} \text{ cm},$$

w którym to wzorze wszystkie długości, t. j. d, D i s liczone w cm.

Gdy przewody powietrza są długie, oznaczamy ich średnice, obliczając opory, względnie spad prężności podł. str. 300.

Do paliwa lotnego (np. gazu świetlanego), posiadającego w stosunku do powietrza objętość już dość znaczną, można średnice przewodów na powietrze brać nieco mniejsze od powyżej podanych.

Przewody na gaz. O ile długość przewodu na gaz świetalny, między silnikiem a płucami (workiem) gumowemi, wzgl. miarkownikiem prężności gazu, nie przekracza 8 do 10 m, można średnicę przewodu dobierać podł. danych tablicy powyższej.

Przewód rozczepiający się od głównej rury na gaz, a wiodący aż do miarkownika, wzgl. do płuc gumowych, mógłby mieć przekrój ciaśniejszy, albowiem w tej części przewodu płynie gaz strumieniem bez przerwy, podczas gdy od płuc do silnika płynie on z dłuższemi przerwami. Ze względu jednak na bardzo małą prężność gazu w przewodach ulicznych, oraz na zwykle większą długość przewodu prowadzącego do płuc, przewód ten otrzymuje zazwyczaj średnice równe, a nawet i większe niż w przewodzie poza płucami.

Miarkownik prężności gazu nastawia się na prężność do 15 mm słupa wodnego, mierzonego przy płucach. Przewód do palników zapłaniających odgałęzia się jeszcze przed płucami, a średnica jego bywa $^1/_4$ do $^1/_2$ cala ang.

Przewody na inne gazy silnicze obliczamy najczęściej na spad prężności 6 do 10 mm słupa wodnego, na każde 100 m przewodu, oznaczając opory podł. str. 300.

Przewody wydychowe. Od silnika do garnka wydychowego przekrój tego przewodu zależnie od długości bywa 1,1 do 1,3 razy większy od swobodnego przelotu w zaworze wydychowym. Poza garnkiem można przewód, o ile jest prosty, a niezbyt długi, zwężyć, nawet poniżej swobodnego przelotu w zaworze wydychowym. Wprowadzanie wydyszyn do wspólnych kominów i t. p. jest wadliwe, wydyszyny należałoby zawsze prowadzić oddzielnym przewodem aż ponad strzechę budynku.

DODATEK.

Uzupełnienie rozdziału o turbinach parowych, por. str. 943 i nast.

A. Uzupełnienie mechanicznej teoryi ciepła, por. str. 324 i nast.

a. Uwagi wstępne I znakowanie.

Wzory wyprowadzone na str. 324 i nast, dawniej ogólnie używane, nie są dogodne w zastosowaniu do turbin parowych. Dlatego podajemy poniżej powtórnie krótkie streszczenie mechanicznej teoryi ciepła z wyprowadzeniem wzorów przekształconych, bardziej podatnych w przystosowaniu do teoryi turbin parowych, jako też i do niektórych innych działów techniki.

W poprzednim opracowaniu tego przedmiotu, na str. 324 i nast., U oznaczało energię (pracę mechaniczną) wewnętrzną 1-go kg czynnika, wyrażoną w kgm, obecnie zaś U oznaczać będzie tęże energię wewnętrzną, lecz nie 1-go kg, a pewnej, określonej ilości czynnika i wyrażoną nie w kgm lecz w ciepłostkach. Natomiast u oznaczać będzie tęże energię, lecz 1-go kg w ciepłostkach. Podobnie Q oznaczało poprzednio przybytek lub ubytek ciepła w cpł. na 1 kg czynnika, obecnie zaś oznaczać będzie tę samą wartość, lecz dla pewnej określonej ilości czynnika, podczas gdy q oznaczać będzie tę samą wartość na 1 kg czynnika. Jeżeli zatem we wzorach poniżej wyprowadzonych zastąpimy u przez AU, a q przez Q, to przekształcimy je na wzory poprzednio (str. 325 i nast.) podane.

Nadto przez J oznaczać będziemy całkowite ciepło, zawarte w określonej ilości czynnika, a cieplik całkowity, t. j. na 1 kg czynnika, przez i, podczas gdy poprzednio wartość w końcu wspomnianą oznaczaliśmy przez λ (p. str. 283), a przez J oznaczaliśmy cieplik pary na 1 kg (p. str. 284).

W poniższych wywodach i wzorach oznaczać zatem będziemy przez:

Q ilość ciepła doprowadzoną (wzgl. odprowadzoną) do całej, badanej ilości czynnika, podczas jego zmiany stanu, a więc całkowity przybytek lub ubytek ciepła, w cpł.
q tę samą wartość na 1 kg czynnika, w cpł.,
p prężność gazów lub par, wzgl. ciśnienie cieczy, w kg/m^2,
G wagę badanej ilości czynnika, w kg,
V objętość czynnika, w m^3,
v objętość 1-go kg w m^3 (objętość właściwą),
t temperaturę w stopniach C,
$T = t + 273$ temperaturę bezwzględną (p. str. 276),
U ciepło czynnika, np. pary (z wyłączeniem zużytego na rozprężanie), w ciepł.,

u tęże wartość na 1 kg, a więc cieplik pary, w cpł/kg,
S entropię oznaczonej ilości czynnika (określenie pojęcia entropii p. str. 1132) i nast.
s entropię na 1 kg czynnika,
J ciepło całkowite czynnika, przy stałem ciśnieniu, w cpł.,
i cieplik całkowity czynnika, w cpł/kg, przy stałem ciśnieniu,
$A = \frac{1}{428}$ równoważnik cieplikowy jednostki pracy mechanicznej (por. str. 325),
c_p cieplik właściwy przy stałem ciśnieniu, } (por. str. 317)
c_v cieplik właściwy przy stałej objętości, }
L zewnętrzną pracę mechaniczną, wykonaną przez określoną ilość czynnika, w kgm.

Oznaczenia, zależne od ilości czynnika, jako to: V, U, S, J dotyczą ilości czynnika, określonej wagą G kg; te same zaś małe litery oznaczają takie same wielkości lecz sprowadzone do jednostki wagi silnika, a więc v, u, s, i, dotyczą 1-go kg czynnika. Z powyższego wynikają związki:

$$V = Gv, \quad U = Gu, \quad S = Gs, \quad J = Gi.$$

b. Dwa prawa zasadnicze mechanicznej teoryi ciepła:

1) Ciepło i praca są równoważne.

Gdy do czynnika doprowadzamy z zewnątrz energię w postaci ciepła, to część tej energii zużywa się zazwyczaj na pokonanie oporów zewnętrznych, reszta zaś powiększa całkowitą energię wewnętrzną czynnika. Jeżeli zatem oznaczymy przez E_1 całkowitą energię wewnętrzną (w kgm) czynnika w początkowym jego stanie, a przez E_2 takąż energię w końcowym stanie czynnika, to dla zmiany stanu czynnika, spowodowanej doprowadzaniem z zewnątrz ilości Q ciepła, pierwsze prawo mechanicznej teoryi ciepła wyrazi się wzorem:

$$\frac{Q}{A} = E_2 - E_1 + L \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{I.}$$

Dla cieczy, gazów i par, rozpatrywanych poniżej wyłącznie, praca zewnętrzna L polega ponajczęściej tylko na przezwyciężeniu ciśnienia zewnętrznego, które przy odwracalnych zmianach stanu jest zawsze równe ciśnieniu wewnętrznemu (prężności) badanych czynników, a natenczas będzie:

$$dL = p\,dV, \qquad L = \int p\,dV.$$

Całkowita energia wewnętrzna E badanego czynnika składa się z energii wewnętrznej (U), zależnej jedynie od wewnętrznego stanu czynnika, oraz z zewnętrznej pracy rozpędu (energii ruchu); w wypadkach szczególnych można uwzględniać nadto pracę przyciągania ziemi. Praca rozpędu odgrywa rolę tylko w zjawiskach związanych z przepływem płynów; jeżeli ją zatem w równ. I założymy równą 0, to otrzymamy:

$$dQ = Ap\,dV + dU, \text{ oraz } Q = \int_{v_1}^{v_2} Ap\,dV + U_2 - U_1,$$

wreszcie $$U_2 - U_1 = Q - \int_{v_1}^{v_2} Ap\,dV,$$

którem to równaniem określa się zarazem pojęcie energii wewnętrznej U, a mianowicie:

Przyrost energii wewnętrznej równa się sumie algebraicznej ciepła, doprowadzonego do czynnika i pracy sił zewnętrznych, weń włożonej. Jeżeli zatem siły zewnętrzne będą oporami, które czynnik przezwycięża, to praca weń włożona będzie odjemna.

Nie poznaliśmy jeszcze doświadczalnie żadnego ciała w takim stanie, w którymby energia w niem zawarta równa była zeru, mierzymy zatem nie bezwzględną ilość energii, zawartą w danym czynniku, lecz tylko jej różnice, spowodowane zmianą stanu czynnika.

2) **Wśród ciała, względnie wśród układu ciał, mających jednakową temperaturę we wszystkich cząsteczkach, nie można z ich energii cieplikowej osięgnąć żadnej pracy mechanicznej.**

Taki stan ciała określamy nazwą: zupełnej równowagi cieplikowej.

Uwaga. Rozumie się, że ciała lub układy ciał w tym stanie, przez oddawanie ciepła na zewnątrz czynnikom o niższej temperaturze, zdolne są do wydawania pracy. Również czynnik, znajdujący się w zupełnej równowadze cieplikowej, może równocześnie znajdować się w stanie nierównowagi mechanicznej, chemicznej, elektrycznej i t. p., a natenczas możemy z niego osiągnąć pracę mechaniczną.

Tę samą zasadę wyraża niejako **prawo Clausius'a**, że ciepło nie może samoczynnie przejść z ciała zimniejszego na cieplejsze.

Drugie to prawo w zastosowaniu do odwracalnych zmian stanu, t. j. do przebiegów ciągłych lub zrównoważonych określić możemy wzorem:

$$dQ = T\,dS,$$

czyli:

$$S = \int \frac{dQ}{T}.$$

Wielkość S, określona wzorem powyższym otrzymała nazwę **entropii**, (p. str. 1132) a zależy ona, tak samo jak wielkości p, V, T, U, jedynie od wewnętrznego stanu ciała. Jeżeli przeto dla ciała badanego znamy prawa warunkujące zależność wzajemną wielkości p, V, T i U, to entropię jego możemy oznaczyć z równania:

$$T\,dS = dU + Ap\,dV. \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2.$$

Z drugiego prawa mech. teor. ciepła, wynika określenie **odwracalności**, a mianowicie: odwracalnemi są zmiany stanu, przy których suma entropii ciał, biorących udział w przebiegu, pozostaje niezmienną. Natomiast przy wszystkich **nieodwracalnych zmianach** stanu, t. j. przebiegach połączonych z zakłóceniem równowagi cieplikowej, suma entropii się powiększa. Entropia układu ciał, cieplikowo zupełnie odosobnionego, nie może się nigdy zmniejszyć.

c. Praca uzyskalna.

Aby uzyskać z danego układu ciał jak największą ilość pracy mechanicznej, należy ciała te doprowadzić drogą odwracalnych zmian aż do stanu zupełnej równowagi, czyli, innemi słowy: **praca uzyskalna** ciała jest to wielkość, o jaką da się zmniejszyć całkowita jego energia bez zmiany entropii.

Dla wszelkiej prawie zmiany stanu czynników, stosowanej w technice do uzyskania pracy mechanicznej, otoczenie zewnętrzne stanowi odjemny niejako zbiornik ciepła i ciśnienia, a więc wchłonnik nieograniczonej prawie pojemności, o przybliżenie niezmiennem ciśnieniu i temperaturze. By zatem możliwie korzystnie wyzyskać rozporządzalną energię czynników, należy je sprowadzić jakąkolwiek drogą odwracalną do ciśnienia i temperatury ich otoczenia.

Strata pracy wynika w tych razach z tego, że pewna część zmiany stanu odbywa się w przebiegu nieodwracalnem. Strata ta wyraża się w ciepłostkach, jako iloczyn z temperatury bezwzględnej otoczenia i z przyrostu entropii, powstałego podczas nieodwracalnej części przebiegu.

Często, ze względów praktycznych, zupełna wymiana ciepła między czynnikiem pracy, a jego otoczeniem nie da się uskutecznić, np. wskutek braku wody do chłodzenia, albo wskutek słabego przewodnictwa ciepła. Nie mogąc natenczas sprowadzić temperatury czynnika do temperatury otoczenia, sprowadzamy przynajmniej prężność czynnika do ciśnienia otaczającego.

d. Wzory, wynikające z obu praw zasadniczych.

Równanie zasadnicze drugiego prawa, po wprowadzeniu wartości, odpowiadającej jednostce wagi (1 kg) przekształca się na:

$$dq = T \cdot ds = du + Apdv,$$

z którego otrzymujemy związki:

$$c_v = \left(\frac{dq}{dt}\right)_v = T\left(\frac{ds}{dt}\right)_v; \qquad c_p = \left(\frac{dq}{dt}\right)_p = T\left(\frac{ds}{dt}\right)_p;$$

$$c_p - c_v = A\,T\left(\frac{dv}{dt}\right)_p \cdot \left(\frac{dp}{dt}\right)_v;$$

$$ds = A\left(\frac{dp}{dt}\right)_v dv + c_v\frac{dt}{T} = -A\left(\frac{dv}{dt}\right)_p dp + c_p\frac{dt}{T};$$

$$A\left(\frac{dp}{dt}\right)_v = \left(\frac{ds}{dv}\right)_t; \qquad -A\left(\frac{dv}{dt}\right)_p = \left(\frac{ds}{dp}\right)_t;$$

Oprócz cieplika u czynnika, w wielu technicznych zastosowaniach ma pewne znaczenie wprowadzenie wielkości jemu pokrewnej, t. j. cieplika całkowitego:

$$i = u + Apv.$$

Całkowity cieplik danego czynnika przedstawia ilość ciepła potrzebną na doprowadzanie czynnika do danego stanu, a mianowicie pod **niezmiennem ciśnieniem**.

Po wprowadzeniu powyższej wartości na i w równanie zasadnicze, otrzymamy:

$$dq = T\,ds = di - A\,v\,dp;$$

a nadto:

$$\left(\frac{du}{ds}\right)_v = T; \qquad \left(\frac{di}{ds}\right)_p = T;$$

$$\left(\frac{du}{dv}\right)_s = -Ap; \qquad \left(\frac{di}{dp}\right)_s = Av;$$

$$\left(\frac{du}{dt}\right)_v = c_v; \qquad \left(\frac{di}{dt}\right)_p = c_p;$$

$$\left(\frac{du}{dv}\right)_t = AT\left(\frac{dp}{dt}\right)_v - Ap; \qquad \left(\frac{di}{dp}\right)_t = -AT\left(\frac{dv}{dt}\right)_p + Av;$$

$$\left(\frac{dc_v}{dv}\right)_t = AT\left(\frac{d^2p}{dt^2}\right)_v; \qquad \left(\frac{dc_p}{dp}\right)_t = -AT\left(\frac{d^2v}{dt^2}\right)_p.$$

e. Wykresy.

Przy wszystkich technicznych zastosowaniach mechanicznej teoryi ciepła dogodnymi będą wykresy, przedstawiające na płaszczyznie obrazowo zmiany stanu badanego czynnika. Za osie spółrzędnych prostokątnych obieramy dwie z wielkości: p, T, v, i, s, u. Najszersze zastosowanie znajdują:

1) **Wykres pv**, t. j. **wykres pracy**, o ile nakreślamy go wskaźcem (indykatorem), zwiemy go **wskazą.** Pole między osią odciętych a wykresową zmiany stanu przedstawia otrzymaną pracę:

$$\int p\,d\,v.$$

2) **Wykres Ts, wykres ciepła**, ma za odcięte entropie, a za rzędne temperatury bezwzględne. Polem między wykresową zmian stanu, osią s i skrajnemi rzędnemi, przedstawia się ciepło, wchłonione przez czynnik. Adiabaty i izotermy w tym wykresie są liniami prostemi, równoległemi do osi spółrzędnych.

Wykres ciepła nadaje się szczególniej do badań silników cieplikowych, zwłaszcza spalinowych, gdyż przedstawia on bardzo jasno przebieg działania.

3) **Wykres is** ma za rzędne ciepło całkowite $i = u + Apv$, a entropię jako odcięte. Zastosowanie wykresu tego do silników cieplikowych jest nadzwyczaj dogodne, gdyż wszystkie wartości dotyczące pracy i ilości ciepła, występują w nim w postaci kres prostych, co będzie ułatwieniem dokonywania pomiarów i obliczeń tych wielkości. Nadto wykres ten jest również bardzo poręczny do przedstawiania wszelkich stanów podczas przelotu lub dławienia pary.

f. Wykresy Ts, oraz is, dla pary wodnej.

Oprócz oznaczeń ze str. 1125 wprowadzamy dodatkowo (por. str. 283):

λ cieplik całkowity pary, w cpł/kg,
r cieplik parowania, w cpł/kg,
q cieplik cieczy, w cpł/kg,
x ilość pary zawartej w 1 kg mieszaniny wody z parą, t. zw. ilość właściwa pary.

Dla pary wodnej i będzie całkowitą ilością ciepła (w cpł.), którą należy wprowadzić do 1-go kg wody o temperaturze 0^0 C., aby, pod stałem ciśnieniem p, wodę tę przemienić w parę o stanie p i v.

Wartość i nazywamy **cieplikiem całkowitym** przy stałem ciśnieniu. Dla pary nasyconej $i = \lambda$ (p. str. 283), a wyrazi się ono wzorem:

$$i = u + Apv = \lambda = q + r.$$

Dla pary mokrej, zawierającej x kg pary w 1 kg mieszaniny (por. str. 292), będzie:

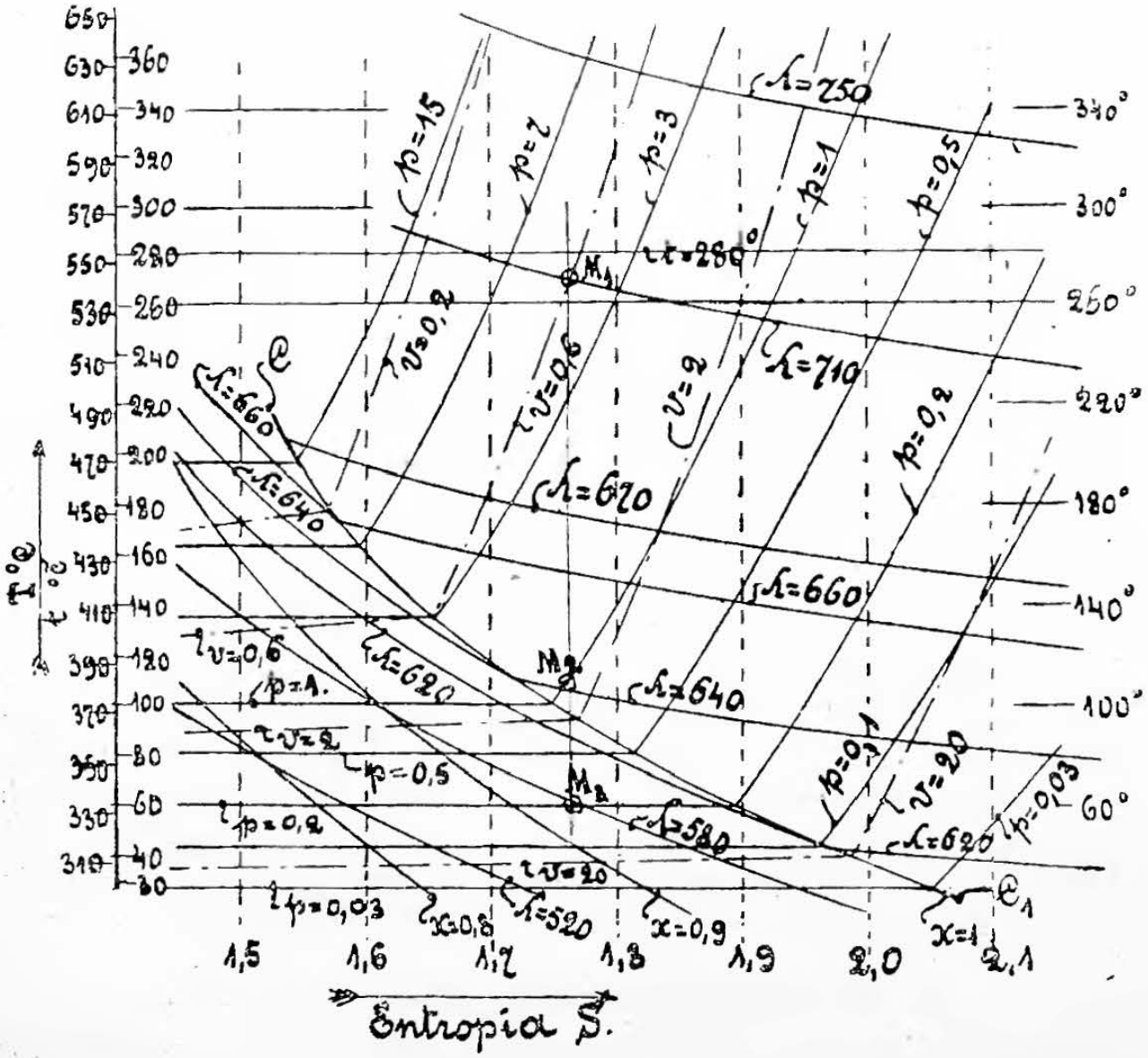
$$\lambda = u + Apv = q + xr \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1.$$

Dla pary przegrzanej wreszcie:

$$\lambda = u + Apv = q + r + c_p\,(T' - T), \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2.$$

a we wzorze tym T' oznacza temperaturę nasycenia pary pod ciśnieniem p.

Rys. I.



Wykres *Ts* (rys. I) składa się z dwóch części, rozgraniczonych wykresową nasycenia $C C_1$. W części lewej przebiegają wykresy pary mokrej, w prawej zaś wykresy pary przegrzanej. Szereg wykresowych podobnych do $C C_1$ w części lewej przedstawia zmiany stanu mieszanin pary z wodą, w założeniu $x =$ stałej. Wykresowe stałego ciśnienia, $p =$ stałej, przedstawiają się w lewej części wykresu, t. j. dla pary mokrej, jako równoległe do osi odciętych, a poza wykresową nasycenia wznoszą się do góry (w rys. I liczono $cp =$ 0,48). Wykresowe dla stałego cieplika całkowitego, $\lambda =$ stałej, zbliżają się w części lewej, t. j. dla pary mokrej, łagodnie do wykresowej nasycenia, a przecinając ją, załamują się i przechodzą w prawej części wykresu, t. j. dla pary przegrzanej, w kierunku bardziej zbliżonym do kierunku osi entropii.

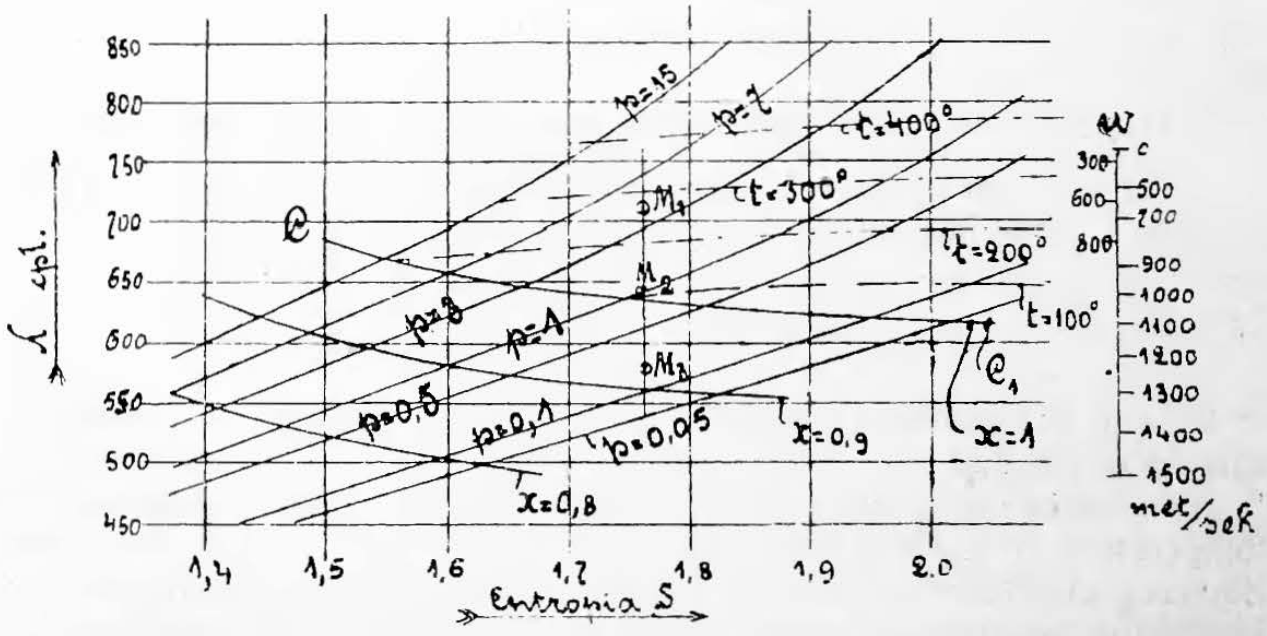
Na wykresowej nasycenia załamują się jeszcze ostrzej wykresowe $p =$ stałej, a także, niemal na niej przecinają się wykresowe stałej objętości właściwej $v =$ stałej. Ädiabatyczne rozprężenie, bez tarcia, ze stanu określonego położeniem punktu M_1 do stanu o prężności p_2 wyznaczy nam punkt M_2, który leży na przecięciu rzędnej punktu M_1 z wykresową $p_2 =$ stałej.

Przykład: Wybrany w rysunku I stan M_1, któremu odpowiada $p_1 = 4{,}2$; $v = 0{,}6$; $t = 270°$ C. ($T = 543°$ C.); $\lambda = 710$. Po adiabatycznem rozprężeniu do stanu M_2 otrzymamy (w przybliżeniu): $p = 1{,}0$; $v = 1{,}75$; $t = 107°$ C. ($T = 380°$ C.); $\lambda = 640$. Entropia obu tych stanów będzie niezmienna $s = 1{,}763$.

Gdybyśmy ze stanu M_1 przeszli do stanu M_3, to byłoby dlań: $s = 1{,}763$; $p = 0{,}2$; $v = 7{,}5$; $t = 60°$ C. ($T = 333°$ C.); $\lambda = 580$; $s = 0{,}92$.

Wykres *is* czyli dla pary wodnej, wykres **cieplika całkowitego** λ *s* (rys. II). Wykresowe stałego ciśnienia: $p =$ stałej, przebiegają bez załamywania się na wykresowej nasycenia $C C_1$.

Rys. II.



Do użytku praktycznego zaleca się wykreślić wykresowe dla rozmaitych mieszanin pary z wodą ($x =$ stałej), a także wykresowe stałej temperatury: $T =$ stałej. Każda rzędna wykresu przedstawia równanie $s =$ stałej, t. j. odpowiada tak samo, jak w wykresie *Ts*,

odwracalnemu rozprężaniu adiabatycznemu, jak również przepływowi pary bez strat przez dysze. Rozprężeniu od stanu M_1 o ciśnieniu p_1 do ciśnienia p_2 odpowiada rzędna, przeprowadzona przez M_1, a wyznaczająca stan M_2 na wykresowej p_2. Kresa $M_1 M_2$, mierzona w wymiarce rzędnych wykresu, wyznacza bezpośrednio zmniejszenie cieplika całkowitego, w cpł.

Proste wykresowe poziome przedstawiają równania: $\lambda =$ stałej, a więc zmianę stanu przy niezmieniającym się cieplíku całkowitym.

Gdy się zmiana stanu odbywa bez przybytku lub ubytku ciepła, jako też bez oddawania pracy na zewnątrz, całkowity cieplik pary nie może uledz zmianie. Jeżeli zatem, np. podczas przepływu pary (bez strat ciepła na zewnątrz) przez zwężenie przewodu, skutkiem tarcia lub rozszerzenia się przewodu tracimy pozornie pewną ilość energii rozpędu, to praca tarcia, przemieniając się powrotnie w ciepło i oddając je znów parze, pokrywa straty ciepła poniesione przez tarcie tak samo, jak prężność, wzmagająca się napowrót w rozszerzeniu, równoważy straty energii rozpędu pary, wylatującej ze zwężenia. A więc w przebiegu ostatecznym cieplik całkowity nie ulegnie zmianie. Wspomniane powyżej wykresowe poziome ($\lambda =$ stałej) przedstawiają przeto przebieg zmian stanu podczas dławienia pary zwężeniami przewodu. Chcąc oznaczyć stan końcowy po zdławieniu pary, ze stanu, określonego położeniem punktu M_1 w wykresie, a więc określić jej stan po rozprężeniu z prężności początkowej p_1 do końcowej p_2, przeprowadzamy poziomą przez punkt M_1 aż do jej przecięcia się z wykresową prężności p_2, a punkt tego przecięcia się wyznaczy nam stan końcowy. Położenie tego punktu względem roju wykresowych: $T =$ stałej, wyznacza temperaturę końcową, położenie zaś względem roju wykresowych: $x =$ stałej, wyznacza wartość x, o ile para w stanie końcowym jest jeszcze mokra, czyli gdy punkt stanu końcowego leży poniżej wykresowej nasycenia.

g. Określenie miary entropii, względnie samej entropii *).

1. O ile nam wiadomo, pojęcie entropii jest dotychczas czysto formalne, określone wzorem:

$$\text{Entropia } S = \int_0^T \frac{dQ}{T},$$

w którym to wzorze Q oznacza pewną ilość ciepła, T zaś temperaturę bezwzględną.

Ciepłostką metryczną zwiemy ilość ciepła, niezbędną do podniesienia temperatury w masie jednego kg wody z 0^0 C. do 1^0 C. (por. str. 316). Zastrzeżenie, że wodę ogrzewamy w granicach wyżej podanych, jest niezbędne, bo cieplik właściwy wody c_w jest zmienny w zależności od temperatury (p. str 285). Zastrzeżenie to byłoby zbyteczne, gdybyśmy posiadali w przyrodzie wodę cieplikowo doskonałą, t. j. o niezmien-

*) Określenie powyższe podał do Podręcznika główny jego Redaktor, inż. K. Obrębowicz.

nym ciepliku właściwym $c = 1$. W poniższych wywodach przez wodę cieplikowo doskonałą rozumieć będziemy nieistniejące w przyrodzie ciało, któreby posiadało niezmienny cieplik właściwy $c = 1$, począwszy od temperatury zera bezwzględnego (-273^0 C.), aż do temperatur najwyższych, i któreby w ciągu całego przebiegu przez te temperatury nie wchłaniało, ani nie wydawało z siebie ciepła utajonego.

Jeżeli z dowolnego czynnika, o temperaturze bezwzględnej T, zabrać chcemy ilość ciepła dQ cpł. za pośrednictwem dx kg wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej $T_0 = 0$, a mianowicie zużywając możliwie jak najmniejszą ilość wody, to musimy tak ustosunkować ilość owej wody dx, aby się ona zagrzała do temperatury czynnika, a więc z 0^0 do T^0, czyli o T^0, przyczem wchłonie ona w siebie dx. T cpł.

Najmniejsza ilość owej wody, niezbędna do osięgnięcia założonego celu, oznacza się zatem z równania:

$$dx \cdot T = dQ,$$

które przekształcamy na wzór:

$$dx = \frac{dQ}{T},$$

albo po scałkowaniu w granicach od T^0 do 0^0, co odpowiada ochłodzeniu danego czynnika aż do zera bezwzględnego:

$$x = \int_T^0 \frac{dQ}{T}.$$

Wzór ten możemy przedstawić w postaci odmiennej, a mianowicie:

$$-x = \int_0^T \frac{dQ}{T}.$$

Otrzymaliśmy zatem wartość $-x$, wyrażoną dokładnie tym samym wzorem, jakim określa się dotychczas entropia, a znak dla x jest odjemny, bo chłodziliśmy czynnik z T^0 do 0^0, podczas gdy entropię liczymy w kierunku przeciwnym, t. j. od 0^0 do T^0.

Ponieważ x jest ilością owej wody, niezbędną, aby schłodzić dany czynnik do bezwzględnego zera, i ponieważ ilościowo x jest równe entropii S, więc dochodzimy do określenia miary entropii, a mianowicie:

Miarą entropii danego ciała (czynnika) w danym stanie jest **najmniejsza** ilość masy wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej 0^0, zapomocą której to ilości wody moglibyśmy dane ciało doprowadzić z danego stanu do temperatury zera bezwzględnego.

2. Jeżeli chodzi o określenie samej entropii, wypada uprzednio oznaczyć, jakich wymiarów wielkością jest owa entropia. Wiemy, że wymiar jej jest wymiarem energii (ciepła) Q, podzielonej przez temperaturę T. Znamy wymiar energii ($m^1 l^2 t^{-2}$) *), lecz nie znamy

*) W nawiasach podawać będziemy wzory wymiarowe w systemie jednostek miar bezwzględnych, a mianowicie: masy m, długości l i czasu t.

wymiaru temperatury, do oznaczenia którego to wymiaru niezbędnem jest stosowne założenie co do wymiaru jakiejkolwiek wielkości zasadniczej, np. wymiaru cieplika właściwego c.

Cieplik właściwy określamy zazwyczaj jako ilość ciepłostek, potrzebną do podniesienia temperatury w masie jednego kg danego ciała o 1^0 (p. str. 316), a natenczas cieplik właściwy ma wymiar: energii podzielonej przez masę, a więc wymiar kwadratu prędkości $(m^0 l^2 t^{-2})$. A ponieważ ciepło, tkwiące w pewnej masie, wyraża się wzorem: $Q = mcT$, a mc ma wymiar energii, t. j. ten sam wymiar co wielkość Q, więc (w założeniu powyższem) wymiar temperatury będzie: $(m^0 l^0 t^0)$, czyli temperatura będzie liczbą oderwaną, a natenczas entropia otrzyma wymiar energii $(m^1 l^2 t^{-2})$, czyli uważać ją można za ciepło.

W założeniu, że **temperatura** ma wymiar liczby oderwanej, określamy **entropię** danego ciała w danym stanie jako ilość ciepła, potrzebnego na ogrzanie o 1^0 całej tej **najmniejszej** ilości masy wody cieplikowo doskonałej, jaka, mając temperaturę zera bezwzględnego, starczyłaby na doprowadzenie danego czynnika z danego stanu do temperatury zera bezwzględnego.

A zatem entropia wyrażałaby się taką ilością ciepłostek, jaką ilość kg wody cieplikowo doskonałej trzeba zużyć na doprowadzenie ciała do zera bezwzględnego.

3. Dogodniej, aczkolwiek sprzecznie z dotychczasowemi zapatrywaniami, może będzie nadać cieplikowi właściwemu wymiar liczby oderwanej: Cieplik właściwy danego ciała jest bowiem poniekąd stosunkiem ciepła, niezbędnego na ogrzanie jednego kg danego ciała o 1^0, do ciepła niezbędnego na ogrzanie jednego kg wody doskonałej również o 1^0. Jeżeli zatem założymy, że cieplik właściwy jest liczbą oderwaną, a więc stosunkiem dwóch ilości ciepła, czyli że ma wymiar $(m^0 l^0 t^0)$, to z wzoru wymiarowego: $Q = mcT$, otrzymalibyśmy odmienny wymiar temperatury, a mianowicie: wymiar energii Q, podzielonej przez masę m, czyli wymiar kwadratu prędkości $(m^0 l^2 t^{-2})$. Natenczas entropia otrzymałaby wymiar: energii Q, podzielonej przez temperaturę T, t. j. wymiar energii, podzielonej przez kwadrat prędkości, czyli, przy założeniu powyższem, entropia miałaby wymiar masy $(m^1 l^0 t^0)$ *).

W założeniu, że nie temperatura, lecz **cieplik właściwy** jest liczbą oderwaną, określamy **entropię** danego ciała w danym stanie jako **najmniejszą** ilość masy wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej 0^0, zapomocą której to wody moglibyśmy dane ciało doprowadzić z danego stanu do temperatury zera bezwzględnego.

4. Jeżeli cieplik właściwy c danego ciała jest niezależny od temperatury, to wprowadzając w zasadniczy wzór na entropię wartość: $dQ = cdT$ (na 1 kg ciała), przekształcimy ów wzór na:

$$S = \int_0^T \frac{dQ}{T} = c \int_0^T \frac{dT}{T} = c \ln \frac{T}{0} = \infty .$$

*) Dogodność założenia, że cieplik właściwy jest liczbą oderwaną, potwierdza się otrzymanym z tego założenia wymiarem temperatury, jako wymiarem kwadratu prędkości. Temperatura bowiem gazu doskonałego, jak wiadomo, pozostaje w prostym stosunku do kwadratu prędkości ruchu cząsteczek gazu, czyli mogłaby być mierzona kwadratem tej prędkości. Jeżeli więc istotną miarą temperatury gazu jest kwadrat prędkości (ruchu cząsteczek gazu), to dogodniejszemby się wydawało nadanie samej temperaturze bezpośrednio tego wymiaru, jakim ją mierzyć możemy. Przy tem założeniu i entropia otrzymałaby ten sam wymiar, jakim ją mierzyć możemy, t. j. wymiar masy, co znów potwierdzałoby dogodność założenia powyższego.

Jeżeli nawet c będzie zależnem od temperatury, lecz nie będzie nigdy zerem, czyli jeżeli w blizkości zera bezwzględnego wyraz: $\frac{c}{T}$ nie nabierze wartości $\frac{0}{0}$, to całka: $\int^{0} \frac{c\,dT}{T}$ będzie zawsze miała wartość nieskończenie wielką.

Entropia zatem, jeżeli ją liczyć będziemy od zera bezwzględnego, będzie zawsze (z zastrzeżeniem że c nie jest równe zeru) wielkością nieskończoną.

Stosunki te uwydatniają się bardzo jasno z powyżej podanych określeń entropii, względnie jej miary: By dane ciało schłodzić z temperatury T do temperatury dość blizkiej zera bezwzględnego, lecz zawsze jeszcze wielkości określonej, np. do $0{,}00001^0$ temperatury bezwzględnej, starczy skończona ilość wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzgl. 0^0. Aby jednakże dane ciało schłodzić jeszcze dalej, t. j. do zera bezwzgl., a zatem aby odjąć temu ciału drobną resztkę pozostałego w nim jeszcze ciepła, np. 0,00001 cpł. (jeżeli mamy do czynienia z masą 1 kg ciała o $c = 1$), za pośrednictwem wody cieplikowo doskonałej 0^0, t. j. aby doprowadzić owe ciało do 0^0, potrzebaby dodać nieskończoną ilość owej wody chłodzącej. Jeżeli bowiem najmniejsza nawet ilość ciepła (np. 0,00001 cpł.) ma być wchłoniętą przez ową wodę, a na krańcu całego przebiegu, t. j. tuż przy zerze bezwzględnem, temperatura wody nie ma się przytem podwyższyć, to ilość owej wody musi być nieskończona, bo tylko taka nieskończona ilość wody może w siebie wchłonąć chociażby najmniejszą, lecz określoną ilość ciepła, nie podwyższając swej temperatury.

5. Ponieważ entropia jest zawsze nieskończenie wielką, więc stosunek dwóch entropii tej samej ilości tego samego ciała w dwóch różnych stanach, nie dosięgających zera bezwzględnego, ma zawsze wartość równą jedności, albowiem stosunek ten da się wyrazić wzorem:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{a + z}{a + z_2},$$

w którym $a = \infty$, z_1 zaś i z_2 posiadają wartości skończone. Wzór ten możemy przekształcić na:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{1 + \frac{z_1}{a}}{1 + \frac{z_2}{a}} = \frac{1 + 0}{1 + 0} = 1.$$

Natomiast stosunek dwóch entropii dwóch mas m_1 i m_2 tej samej materyi, bez względu na rozmaitość ich stanów (o ile żaden ze stanów nie dosięga zera bezwzględnego) będzie miał zawsze wartość $\frac{m_1}{m_2}$.

6. W obliczeniach technicznych działania ilościami nieskończenie wielkiemi są niedogodne, dlatego też, ściśle biorąc, w zastosowaniach technicznych uwzględniamy ponajczęściej nie całą (nieskończenie

wielką) entropię, lecz raczej tylko różnice entropii dwóch stanów, albo stosunek entropii dwóch ciał.

Miarą różnicy entropii dwóch stanów danego ciała będzie zatem **najmniejsza** ilość masy wody cieplikowo doskonałej, o temperaturze bezwzględnej 0^0, zapomocą której to ilości wody moglibyśmy dane ciało sprowadzić z jednego stanu do drugiego.

W celu uniknięcia ilości nieskończenie wielkich, liczymy entropię zazwyczaj nie od zera bezwzględnego, lecz od innej, wyższej temperatury, np. od 273^0 bezwzgl. $= 0^0$ C., a czynimy to zwłaszcza w zastosowaniach technicznych, np. do pary. Od tej też granicy, t. j. od 0^0 C., liczono entropię we wykresach rys. I i II, str. 1130 i 1131.

B. Turbiny parowe.

I. Obliczanie turbin parowych.

a. Znakowania.

Oprócz użytych na str. 1125 i poczęści odmiennie, oznaczać będziemy przez:

L pracę zewnętrzną, wykonaną przez 1 kg pary przy zmianie stanu, w kgm/kg;
λ cieplik całkowity pary, w cpł/kg. (por. str. 283);
w prędkość przelotu lub wylotu pary, w m/sek.;
g przyspieszenie ciężkości $= 9{,}81$ m/sek^2;
N_n moc pożytkową (na wale turbiny), w MK;
N_s moc straconą na tarcie w łożyskach, na napęd pompy powietrznej, i t. d., w MK;
N_i moc wskazaną *) turbiny:

$$N_i = N_n + N_s;$$

η sprawność turbiny (η_n oraz η_i p. poniżej);
C_n całkowity, pożytkowy rozchód pary na godz. i MK, w kg/MK;
C_i całkowity, wskazany *), t. j. całkowity rozchód pary na godz. i MK, w kg/MK;

Nadto: wskaźnik 1 u dołu dotyczy stanu początkowego
„ 2 „ „ „ końcowego
„ o „ „ turbiny bezstratnej
„ s „ „ strat
„ n „ „ mocy pożytkowej
„ i „ „ „ wskazanej *), czyli całkowitej.

*) Ponieważ przy turbinach parowych nie można posługiwać się wskaźcem (indykatorem), przeto nazwę „wskazany“ wprowadza się jedynie dla upodobnienia z silnikami parowymi. Niektórzy mianują N_i mocą całkowitą silnika.

b. Uwagi teoretyczne.

Obliczanie turbin parowych opiera się na Zeunerowskiem równaniu zmian stanu pary, przelatującej przez przewód. Jeżeli początkowy stan pary określimy przez p_1, v_1, w_1 i u_1, a końcowy przez p_2, v_2, w_2 i u_2, to równanie Zeuner'a przybierze postać:

$$[u_1 + A p_1 v_1] - [u_2 + A p_2 v_2] = AL + q_s + A\left[\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}\right]$$

lub, wprowadzając wartość λ podł. str. 1130, otrzymamy wzór:

$$\lambda_1 - \lambda_2 = AL + q_s + A\left[\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}\right], \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

który wyrazić możemy określeniem: Ubytek całkowitego cieplika pary (t. j. na 1 kg) równa się równoważnikowi cieplikowemu tak zewnętrznej pracy wykonanej (L), jak i przyrostu pracy rozpędu pary, zwiększonemu o ciepło stracone na zewnątrz (q_s).

Gdy zmiana stanu polega jedynie na adiabatycznym przelocie pary, t. j. bez ubytku lub przybytku ciepła, a nadto bez wykonania pracy zewnętrznej, to wzór 1 upraszcza się na:

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} = \frac{1}{A}(\lambda_1 - \lambda_2), \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

to znaczy: Przyrost pracy rozpędu pary, przelatującej adiabatycznie i bez dokonywania pracy zewnętrznej, równa się mechanicznemu równoważnikowi ubytku cieplika całkowitego pary.

Jeżeli przez λ_1 określimy początkowy stan pary, wlatującej do turbiny, a przez λ_2 stan pary odlatującej, po adiabatycznem rozprężeniu, to z wzoru 2 otrzymamy **pracę teoretyczną turbiny**, bezstratnej, wydawaną z 1 kg pary, a mianowicie:

$$L_0 = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Taką samą pracę otrzymalibyśmy w bezstratnym silniku parowym, t. zn. działającym bez tarcia, bez dławienia pary, bezwzględnie otulonym od strat ciepła i nie mającym przestrzeni szkodliwych, czyli niedosuwów.

Wartość L_0 można oznaczyć albo z wykresów entropii (por. rys. I i II str. 1130 i 1131), albo analitycznie, a mianowicie z rozchodu pary. Skoro bowiem 1 MK/godz. = 270000 kgm = 631 ciepłostek, to 1 kg pary wytwarza pracę:

$$L_0 = \frac{270000}{C_0} \text{ kgm},$$

a ciepło, zawarte w kg pary i przetworzone na pracę będzie:

$$\lambda_1 - \lambda_2 = A \cdot L_0 = \frac{631}{C_0} \text{ cpł.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Na rozchód C_0 pary nasyconej Mollier podaje wzór:

$$C_0 = \frac{6{,}87 - 0{,}9 \log p_2}{\log \left(\frac{p_1}{p_2}\right)}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 5)$$

a Rateau wzór odmienny:

$$C_0 = 0{,}85 + \frac{6{,}95 - 0{,}92 \log p_1}{\log \left(\frac{p_1}{p_2}\right)} \quad \ldots \ldots \quad 6)$$

Rozchód pary przegrzanej, według Mollier'a:

$$C_0' = \frac{C_0}{1 + 0{,}000755 \left[(T' - T) - T \cdot \ln \frac{T'}{T} \right] C_0} \quad \ldots \quad 7)$$

We wzorach powyższych oznacza: p_1 bezwzględną prężność początkową, p_2 końcową pary nasyconej, w kg/cm^2, T' oznacza bezwzględną temperaturę pary przegrzanej, T pary nasyconej, o tejże prężności, a wartość C_0 we wzór ostatni należy wprowadzić podług jednego z wzorów poprzednich.

Jeżeli 1 kg pary wytwarza w turbinie pracę pożytkową L_n i pracę wskazaną L_i, to pożytkowa sprawność ciepła zużytego w turbinie będzie:

$$\eta_n = \frac{L_n}{L_0}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad 8)$$

a jej wskazana sprawność ciepła zużytego w turbinie:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_0} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 9)$$

c. Obliczanie sprawności turbin parowych.

Zmierzywszy rozchód pary C_n w urbinie pracującej, mocą N_n, obliczamy lub oceniamy moc N_s, straconą na opory (por. poniżej pod **e**), poczem oznaczamy rozchód pary C_i, podług wzoru:

$$C_i = C_n \frac{N_n}{N_n + N_s} = C_n \frac{N_n}{N_i} \quad \ldots \ldots \quad 10)$$

A znając C_0 ze wzorów 5, 6 lub 7, otrzymamy wskazaną sprawność ciepła zużytego w turbinie.

$$\eta_i = \frac{C_0}{C_i} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 11)$$

Rozumie się, że ciepło zużyte w turbinie, jako różnica ciepła pary dolatującej i ciepła pary odlatującej z turbiny, jest mniejsze od ciepła zabieranego z kotła.

Dokładne pomiary sprawności turbiny pracującej opieramy na wzorze 1), w którym:

a) Zakładamy: $w_1 = 0$,

czyli uważamy kocioł za naczynie, o objętości nieskończenie wielkiej, lecz nie zaniedbujemy oporów dyszy, kierującej parę na łopatki wirnika.

b) Wartość $\lambda_1 (= q + x r)$ jest wiadoma dla danej prężności w kotle, bądźto z tablic str. 286, bądź też z wykresów entropii, rys. I i II str. 1130 i 1131.

c) Wartość $A L_i = \frac{631}{C_i}$, analogicznie z wzorem 4), a C_i oznaczamy z wzoru 10), poczem otrzymamy:

$$A L_i = \frac{631}{C_n} \cdot \frac{N_i}{N_n} .$$

d) Wartość q_s, t j. stratę ciepła przez rozpromieniowanie i przewodnictwo, oceniamy, a bywa ona stosunkowo bardzo niewielka.

e) Wartość w_2, t. j. prędkość odlotu pary z ostatniego wirnika, zależy od stanu pary odlatującej, a więc od p_2 i x_2. Znając p_2, oceniamy x_2, poczem oznaczamy przybliżoną wartość λ_2, bądźto z tablicy str. 286 i 287, bądź też z wykresu entropii, rys. I i II str. 1130 i 1131, a, zakładając rozprężenie adiabatyczne i $w_1 = 0$, obliczamy przybliżoną wartość w_2 z wzoru 2).

Przybliżone oznaczenie wartości w_2 podług ocenionej wartości x_2 starczy do obliczenia przedwstępnego, podług poniższego wzoru 12), na którego wynik ma w_2 wpływ względnie nieznaczny, tem bardziej, że oznaczywszy z tego wzoru przedwstępnie wartości λ_2, a więc x_2, powtarzamy obliczenie, gdy błąd jest znaczniejszy.

Po wprowadzeniu określonych powyżej wartości we wzór 1), przekształcamy go na wspomniany już powyżej wzór:

$$\lambda_1 - \lambda_2 = \frac{631}{C_n} \cdot \frac{N_i}{N_n} + q_s + \frac{A w_2^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

d. Kolejność obliczeń przy projektowaniu turbin.

Oceniwszy straty ciepła q_s i straty pracy N_s dla turbiny projektowanej, (wzorując się pod tym względem na turbinach już pracujących, a pod względem strat pracy posiłkując się i wywodami ustępu poniższego **e**), dobieramy dla każdego silnika, podług zamierzanego stopniowania (co do prędkości, albo prężności pary, por. str. 943) wartości w_2, poczem obliczamy λ_2 z wzoru 1-go lub 12-go. W obliczeniach tych nader dogodnymi okażą się wykresy entropii *), zwłaszcza jeżeli sporządzimy sobie nadto wymiarkę, na którejbyśmy mogli odmierzać bezpośrednio wartości w długością, przedstawiającą w wykresie wartość $\lambda_1 - \lambda_2$. W rys. II, na str. 1131, wymiarkę taką podano po prawej stronie wykresu.

*) Por. A. Stodola. Die Dampfturbinen etc. Berlin 1904 str. 77.

c. Straty pracy w turbinach.

1. Dysza Laval'a.

Prawo przepływu pary przez dyszę określa się wzorem 2, przedstawiającym związek między przyrostem prędkości, a spadem ciepła w sposób podobny, jak znanymi wzorami prędkość przepływu cieczy określamy z danego spadu ciśnienia.

Dla początkowej prędkości pary w kotle (jako naczyniu o pojemności bardzo dużej) możemy założyć $w_1 = 0$, a wówczas, dla pary nasyconej lub przegrzanej i ciśnienia p_x, prędkość wylotowa w_x z kotła wyrazi się *), podł. str. 295, wzorem:

$$w_x = \varphi \sqrt{2\,g \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]} \quad . \quad . \quad 13)$$

Ponieważ przelot pary przez dyszę odbywać się ma adiabatycznie, t. j. bez przybytku i ubytku ciepła, zachodzi przeto zależność (por. str. 291):

$$v_x = v_1 \left(\frac{p_1}{p_x}\right)^{\frac{1}{n}}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 14)$$

a nadto, ponieważ dana ilość pary G (kg/sek.) ma przelatywać przez dyszę strumieniem ciągłym, więc przekrój dyszy f_x (w m^2) musi czynić zadość równaniu:

$$G \cdot v_x = f_x w_x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

Dla danego G, wartość powyższa $\frac{w_x}{v_x}$ staje się największością, a równocześnie f_x najmniejszością, gdy:

$$\frac{p_m}{p_1} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 16)$$

w którym to wzorze p_m oznacza prężność w najciaśniejszym przekroju f_m dyszy, a prędkość w_m w nim będzie:

$$w_m = \sqrt{2\,g \frac{n}{n+1} p_1 v_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

Dla pary nasyconej w najciaśniejszym przekroju dyszy, t. j. w jej początku, zakładając $n = 1{,}135$ (według Zeunera), otrzymamy:

$$\left.\begin{aligned} p_m &= 0{,}5744\; p_1 \\ w_m &= 323 \sqrt{p_1 v_1} \\ G &= 199\, f_{min} \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 18)$$

*) Zeuner. Theorie der Turbinen. Lipsk 1899. str. 268 i .

Przekrój f_m obliczamy ze wzoru podobnego do wzoru 15), a mianowicie:

$$G \cdot v_m = f_m w_m,$$

w którym wartość v_m oznacza się z p_m, podług znanego związku:

$$p_m v_m^n = p_1 v_1^n.$$

Przekrój krańcowy f_2 określa się stosunkiem:

$$\frac{f_2}{f_m} = \frac{v_2}{v_m} \cdot \frac{w_m}{w_2}.$$

Zeuner podaje następujące zestawienie:

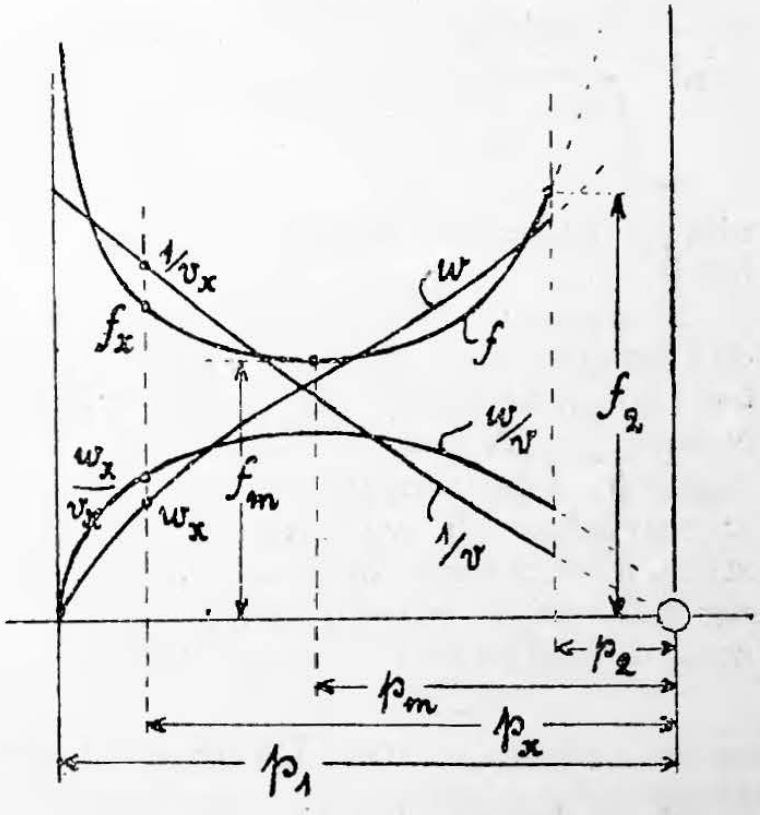
$p_1 : p =$	1,732	2	4	6	8	10	20	50	80	100
$f_2 : f_{min.} =$	1	1,015	1,349	1,716	2,069	2,436	3,966	7,980	11,555	13,802

Prędkość pary w najwęższym przekroju dyszy okazuje się mało zależną od ciśnienia w kotle, albowiem

dla $p_1 = 5$ kg/cm² $\quad w_m = 442{,}4$ m.
dla $p_1 = 12$ kg/cm² $\quad w_m = 454{,}3$ m.

Wykresowe wartości: f, v, w i p, przedstawiono w rys. III, a przekrój dyszy w rys. IV str. 1142. By niepotrzebnie nie zwiększać tarcia o ścianki, część wlotowa dyszy, aż do przekroju najwęższego, bywa możliwie krótka. Od tego najwęższego przekroju począwszy, dysza rozszerza się stożkowato aż na przekrój f_2, przyczem prostolinijne tworzące stożka przecinają się z jego osią zazwyczaj pod kątem 5^0. Długość tego stożka określamy z pochylenia jego tworzących i wielkości przekrojów f_m i f_2.

Rys. III.



Praktyka dowiodła, że dysza wyliczona według wzorów Zeunera, okazuje się nieco za krótką. W dyszy zbyt krótkiej, jak również i za długiej, lub ze stożkowatością niewłaściwą, powstają spadki i wzmożenia ciśnienia, przypominające zjawiska drgań dźwiękowych, a połączone zawsze ze stratą energii, zawartej w parze.

Mimo zawiłe stosunki przelotu pary przez dyszę, **stratę energii** pary w dyszy właściwie zbudowanej można ostatecznie liczyć średnio:

dla dysz krótkich: 5 — 8%,
dla dysz długich: 10 — 15%.

2. Straty przy przelocie pary przez wirnik.

Dla nienadmiernych krzywości łopatek wirnika i stałki turbiny można uważać przelot pary przez nie za pokrewny przelotowi przez dyszę, i stosować do niego wzory wyprowadzone dla dysz.

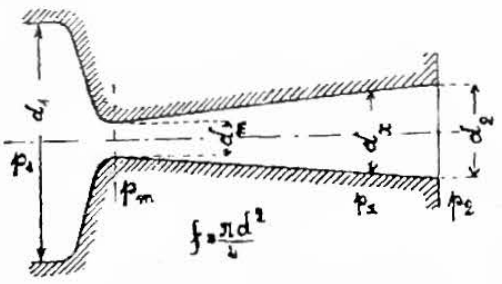
Dotychczasowe badania nad teoryą turbin nie ustaliły jeszcze wzorów do ścisłego obliczania strat przy owym przelocie. Wiadomo jednak z doświadczeń, że straty te, przy całkowitem obciążeniu turbiny, dosięgają 20 do 30% całej uzyskalnej energii pary.

3. Straty wskutek tarcia boków wirnikowych o parę, oraz tarcia w łożyskach i dławnicach.

Straty te bywają w małych turbinach 10%, w dużych 7% uzyskalnej energii pary.

W turbinach wielostopniowych straty spowodowane tarciem wirników o parę, zmniejszają się, albowiem praca tarcia wirników pierwszych, przemienia się na ciepło, wchłaniane powrotnie przez ulatającą z nich parę, która ze wzmożoną w ten sposób energią wpada na wirniki następne.

Rys. IV.



Pewne wskażówki, co do istotnych wartości strat przez tarcie, otrzymać możemy z podanych poniżej doświadczeń nad tarczami wirującemi i łożyskami.

Naodwrót o tarciu w dławnicach, brak ściślejszych danych; wielkość jego atoli jest nieznaczna, raz z powodu ruchu obrotowego osi wirnika w dławnicy, powtóre zaś dlatego, że sam ich ustrój wyklucza nadmierne tarcie.

Z powodu bowiem wystawienia dławnicy na działanie bardzo gorącej pary, stosują do niej ustroje powodujące małe tarcia: Czasem zadawalają się nader sprężystym nabojem szczeliwnym, częściej jednak stosują uszczelnienie przez szereg pierścieni grzebieniastych, nasadzonych na wale wirnika, a obracających się luźno w przynależnych wgłębieniach między szeregiem tarczy pierścieniastych, mieszczących się w dławni. W ten sposób wytwarza się cały szereg przełotni, w których spada stopniowo ciśnienie pary, mającej dążność do ulatywania z opony turbiny.

a) Tarcie tarcz wirujących.

Na podstawie doświadczeń Odell'a *) i własnych podaje Stodola następujący wzór na moc zużywaną przez tarczę gładką, o zwykłej szorstkości, wirującą swobodnie w powietrzu, bez wszelkiej opony.

$$N = 3{,}14\ D^{2,5} \left(\frac{c}{100}\right)^3 \gamma,$$

*) Enginnering 1904. Styczeń str. 33.

we wzorze tym oznacza:

N moc zużywaną w Mk,
D średnicę tarczy w m,
c prędkość obwodową tarczy, w m/sek:
γ ciężkość właściwą powietrza lub gazu otaczającego tarczę, w kg/m^3.

Podczas wirowania tarcz, stanowiących wirniki turbiny parowej, powstają dodatkowe opory tarcia, spowodowane przelotem pary przez łopatki wirnika. Z prób, dokonywanych nad wirnikami turbinowymi, wirującymi bez opony w powietrzu, względnie w oponie, okazało się, że opona zmniejsza do połowy pracę tarcia w powietrzu wirników małej średnicy, a do $^1/_4$ pracę tarcia wielkich wirników.

Całkowitą pracę tarcia wirników turbin parowych podczas działania w parze można oceniać podług wzoru:

$$N = a\ D^2 \left(\frac{c}{100}\right)^3 \gamma,$$

w którym spółczynnik $a = 8{,}5$ do 7, zmniejsza się stopniowo ze wzrotem średnicy wirnika, a dla pary przegrzanej spółczynnik a zastępujemy wartością 0,8 a.

β. Tarcie czopów turbin parowych.

Według doświadczeń Lasche'go *), pomiędzy ciśnieniem jednostkowem p (w kg/cm^2), spółczynnikiem tarcia czopowego μ_1 i temperaturą t (^{0} C.) trących się powierzchni czopa (por. str. 223 i 490), zachodzi związek:

$$\mu_1 \cdot p \cdot t = \text{stałej} = 2, \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

ważny w granicach $p = 1$ do 15 kg/cm^2, oraz $t = 30$ do 100^0 C. Prędkość obwodowa czopa wywiera mały wpływ na wartość powyższej stałej, o ile sama pozostaje w granicach: $v = 5$ do 20 m/sek.

Stribeck **) stwierdził, że przy bardzo małej prędkości v w łożyskach o panwiach wahliwych (ustrój Sellers'a), spółczynnik $\mu_1 \cong 0{,}14$, t. j. że ma on wartość równą spółczynnikowi tarcia metalu skąpo natłuszczonego o metal (por. str. 217, 227), a to z powodu, że warstwa smaru w panewce bywa niezmiernie cienka. Atoli w miarę wzrostu prędkości obwodowej v, czop wskutek przyczepności zabiera więcej smaru, a spółczynnik μ_1 nagle się zmniejsza. Np. $\mu_1 = 0{,}005$ dla $p = 1$ kg/cm^2, począwszy od $v = 0{,}1$ m/sek., a dla $p = 25$ kg/cm^2, począwszy od $v = 1$ m/sek.

Nadto z tych samych doświadczeń wynika, że łożysko, mające temperaturę t^0 C, oddaje otaczającemu je powietrzu, o temperaturze $t_0{}^0$ C, ilość ciepła, odpowiadającą pracy tarcia:

$$a_s = k \pi d l (t - t_0), \quad \ldots\ldots\ldots \quad 2)$$

jeśli l jest długością, a d średnicą czopa w cm, k zaś spółczynnikiem o wartościach:

---

*) Por. Zeit. d. V. d. Ing. 1901 str. 1881.
**) „ „ „ „ 1901 str. 1343.

$k = 2$ do 2,5 dla łożysk zwykłych, choćby z panwiami wahliwemi, $k = 5$ do 6 dla łożysk z panewkami, wytworzonemi z kilku wsuniętych w siebie tulei, między które dostaje się smar; w ten sposób oparcie całości staje się zdolnem do łagodnego poddawania się (ustrój Parson'a).

A ponieważ praca tarcia w łożysku

$$a_r = l \cdot d \cdot \mu \cdot p \cdot v \quad \text{(por. str. 490)}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

więc, aby temperatura łożyska nie wzrastała nadmiernie, powinno być $a_r = a_s$, z którego to warunku, wprowadzając w równanie wartość na μ_1 z rów. 1: $p = \frac{\text{stałej}}{t}$, otrzymujemy wzór do obliczenia rozgrzewania się łożyska:

$$k\,t\,(t - t_0) = \frac{v \cdot \text{stałej}}{\pi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

A że już przy 125° C. zdolność smarownicza olejów nagle się zmniejsza, należy przeto stosować sztuczne ochładzanie do panewek, któreby wykazywały zbyt wielkie rozgrzewanie się (podł. równ. 4).

Zaufniejszem niż chłodzenie samej tylko panewki jest przetłaczanie przez nią smaru, ochładzanego w oddzielnej chłodnicy.

4. Straty wskutek nieszczelności.

Straty te (obliczane zazwyczaj wraz z nieszczelnościami dławnic p. **3** str. 1142), zależą głównie od ustroju całej turbiny, a więc od wielkości luzu między wirnikiem i kierownicą lub oponą wirnika. Liczebna ich wartość bywa 10% całej energii pracy w mniejszych turbinach, a 5% w większych.

5. Straty, spowodowane prędkością pary odlatującej,

dosięgają 10% dla małych, a 5% dla dużych turbin.

II. Znamiona ważniejszych ustrojów turbin parowych.

Turbina Parson'a (p. str. 944) jest turbiną ośną, naporową, o wielu stopniach prężności pary.

Turbina Laval'a (p. str. 947) jest turbiną ośną, odrzutną, jednostopniową i posiada dyszę rozprężczą.

Turbina Riedler'a & Stumpf'a jest turbiną odrzutną ośną, i polega na zespoleniu wirnika układu Pelton'a (por. str. 838) z przekształconą dyszą Laval'a, w której przekroje kołowe zastąpiono prostokątnymi, a to w celu otrzymania wlotu strumienia pary w pełnej szerokości łopatek wirnika. Większym turbinom nadają dwa stopniowania prędkości, przy prężności raz tylko stopniowanej.

Turbina Zôlly'ego jest turbiną ośną, odrzutną, wielostopniową. Zajmuje ona pośrednie miejsce między turbiną Laval'a i Parson'a, gdyż łopatki kierownicze stanowią poniekąd krótkie dysze.

Turbina Curtis'a jest turbiną ośną, odrzutną, wielostopniową, o kilku stopniowaniach prędkości. Para dolatuje szeregiem dysz Lavalowskich, zamykanych oddzielnymi zaworkami. Turbinę wykonywują o osi pionowej.

Turbina Rateau'a jest turbiną ośną, odrzutną, wielostopniową, a piewsze jej wirniki mają cząstkowy obszar wlotu. Wirniki wytłaczają się z blachy w postać dennic stożkowatych, a łopatki nitują się do obłuczyny wirnika.

Turbina Schulz'a jest niejako zespołem dwóch wielostopniowych turbin ośnych, a mianowicie: wysokoprężnej odrzutnej i nizkoprężnej naporowej. Obydwie te części osadzono na wspólnym wale w ten sposób, aby się naciski pary na tarcze wirników wzajemnie znosiły (por. str. 944).

Turbina Lindmark'a jest turbiną wielostopniową, po części ośną, po części promienniczą, a może być wykonana jako naporowa lub odrzutna. Znamieniem jej jest zastosowanie odwróconej dyszy Laval'a, w celu zamiany pracy rozpędu pary na ciśnienie, aby tym sposobem zmniejszyć prędkość przelotu pary.

Turbina Gepkego & Kugel'a jest turbiną wielostopniową, promienniczą. Przypomina ona turbinę Parson'a, składa się bowiem ze stopniowanego bębna (por. rys. 725); para przelatuje wężykowato, kolejno przez oponę kierowniczą na wirnik (t j. ku osi), w którym zmienia kierunek i odlatuje ku oponie (t. j. od osi) i t. d.

Turbina Jana Procnera *) wykonana w Pabianicach, jest nawrotną turbiną odporową, działa w niej bowiem odpór strumienia pary, wylatującej z dysz osadzonych na obwodzie wirnika, a mianowicie w końcach ramion, które są zarazem przewodami pary z piasty do dysz. Para doprowadza się do piasty, siedzącej na wale poziomym. Wszystkie dysze są obrotne na ramionach, lecz zwrócone w tym samym kierunku, t. j. przeciwnym kierunkowi obrotu wirnika. Za pośrednictwem swoistego urządzenia można wszystkie te dysze, tak w czasie spoczynku wirnika, jako też podczas jego biegu, przekręcać o 180^0, nawracając w ten sposób bieg wirnika.

III. Zastosowania turbin parowych.

Pomimo dobrej sprawności turbin parowych, nie mogły one do niedawna pozyskać sobie zaufania z powodu olbrzymich ilości obrotów. Niezwykłe te prędkości, wytężając materyał w wirniku, budziły obawę jego rozerwania, a wzmagając pracę tarcia w łożyskach, wzbudzały obawę ich zagrzewania i zacierania. Nadto znaczne pojawiały się trudności w należytem uszczelnieniu, a całość wykonania wymagała niezwykłej dokładności. Wszystkie te obawy okazały

*) Rudolf Mewes, Dampfturbinen, deren Entwickelung, Bau, Leistung u. Theorie, Berlin, M. Krayn 1904 str. 35.

się z czasem płonnemi. Turbiny parowe idą już dziś w zawody z tłokowymi silnikami parowymi, tak pod względem sprawności, jak i pod względem mocy; wykonano już bowiem turbiny Parson'a na 10000 *MK*. Zalety turbin parowych są: nieznaczna ilość poruszających się części składowych, niewielka waga, mała przestrzeń potrzebna do ustawienia, łatwość rozebrania i naprawy, brak potrzeby smarowania wewnątrz, doskonałe miarkowanie biegu, szybkie rozruszanie, jednostajność biegu, podatność do pary wysoko przegrzanej, wysoka sprawność, a jak twierdzi Stodola *), ustępują one pod tym względem tłokowym silnikom parowym jedynie ustroju sprzężonego trójcylindrowego, a nawet, w stosunku do tych, najoszczędniejszych silników parowych, sprawność turbin jest zaledwie o kilka % mniejsza. Turbiny niektórych ustrojów, w stanie przeciążenia pracą, przewyższają swą sprawnością nawet tłokowe silniki parowe podczas pracy w takich samych warunkach.

Z powodu wielkiej ilości obrotów, turbiny nadają się przedewszystkiem do napędzania prądnic. Do **napędu fabrycznego** stosują przeważnie turbiny Laval'a, raz z powodu, że istniejąca już w nich przekładnia zębata zmniejsza ilości obrotów wała napędnego; powtóre zaś z powodu, że turbiny te jako odrzutne i jednostopniowe nadają się na silniki o bardzo nawet małej mocy.

Turbiny znalazły już zastosowanie do **napędu parowców**, a zastosowanie to w przyszłości prawdopodobnie się jeszcze wzmoże, rozstrzygającem będzie tu dobre rozwiązanie turbiny nawrotnej. Dotychczas na wsteczny bieg parowca ustawiają oddzielną turbinę, która, jako osadzona na wale głównym śruby, wiruje bez pożytku podczas biegu parowca naprzód. I zbyt wielka prędkość wirowania przedstawia pewne trudności, bo za prędko wirująca śruba parowcowa, wytwarzając próżnię przed łopatkami, pracuje niesprawnie.

Dla tego też Parson stosuje do statków kilka turbin działających na kilka mniejszych śrub, i daje im 500 do 1000 obrotów.

Dalej zwolnienie biegu parowca nie zmniejsza rozchodu pary w turbinie tak znacznie, jak w silniku tłokowym: np. turbina Parson'a **), wydając 4500 *MK*, wskutek zmniejszenia ilości obrotów z 580 na 380, zużywała o 31% więcej pary na *MK* godz.; podobnie gdy przy mocy 1500 *MK* zwolniono bieg dokładnie jak powyżej, t. j. z 580 na 380, obrotów na min. jednostkowy rozchód pary zwiększył się o 21%. Rozchód pary na *MK*, godz. w pierwszym wypadku wzrósł z 7,2 na 9,4 kg, w drugim zaś z 19,4 na 23,3. Jednem z ciekawszych i lepszych rozwiązań tego zadania byłoby osadzenie na wspólnym wale kilku turbin niejednakowej wielkości, i pędzenie ich w rozmaitych kombinacyach, a mianowicie: bądźto jako turbiny oddzielne, bądźto jako bliźniacze, bądź też wreszcie jako sprzężone. Gdy chodzi o najwolniejszy bieg, i moc najmniejszą, wszystkie turbiny działaćby powinny jako jedna turbina sprzężona, a więc para powinnaby naten-

*) Stodola l. c. str. 276 i n.
**) Marine Rundschau 1904 str. 44.

czas przelatywać kolejno przez wszystkie turbiny. Największą zaś moc i ilość obrotów otrzymamy, gdy wszystkie turbiny będą działały jako turbiny bliźniacze, t j. gdy każda oddzielnie otrzymywać będzie świeżą parę z kotła. Pędząc zaś nie wszystkie, a nawet tylko jedną turbinę parą świeżą z kotła, otrzymamy mniejszą moc przy wielkiej ilości obrotów.

BIBLIOTEKA OKR. KOLEI PAŃSTW.
BIBLIOTEKA OKRĘGOWA
W LUBLINIE

SPISY ALFABETYCZNE. *)

Niemiecko-polski

spis alfabetyczny niektórych, ważniejszych wyrazów technicznych, zawartych w tomie I

Abdampf—para odlotowa.
Abfuhr von Wärme—ubytek ciepła.
Abgase (Verbrennungsmotor)—wydyszyny.
Abkantmaschine—krawężarka.
Ablasshahn—kurek spustowy.
Abpressschraube—śruba odporowa.
Abreisszünder, elektrischer—elektryczny zapłonnik odrywkowy.
Abrichtmaschine—wyrówniarka.
Abrosten—zerdzewianie.
Abschliesskante—krawędź przymykająca (suwaka); k. przymykana (na cylindrze).
Abscisse—odcięta.
Absolutes Masssystem—bezwzględny układ miar.
Absperrschieber—zasuwa nastawna.
Absperrventil—zawór nastawny.
Absperrvorrichtung—zawieradło nastawne.
Abteufpumpe—pompa pogłębiarska.
Abweiser—uchylak.
Abzweigstutzen—rozczepka.
Achsdruck—nacisk na oś; n. osi.
Achse—oś.
Achsialdruckkraft—nacisk poosiowy.
Achsialturbine—turbina ośna.
Adiabate—adiabata.
Admissionsdampf—para świeża.
Aequivalent—równoważnik.
Aggregatform—stan skupienia.
Akkumulator—akumulator.
Aluminium—glin.
Amorph—bezpostaciowy.
Angriffspunkt der Kraft—punkt przytknięcia siły.
Anker—kotwica, kot (żegluga); ściąg, kotew (bud.); tworník (w prądnicy).
Ankerrohr—ściągówka.
Anlassventil—zawór rozruchowy; z. rozruszny.
Ansatzrohr—wylot, nasadka.
Anschlussflansch—kołnierz przyłączny.
Anschlussstutzen—przyłączka, króciec, przyłączny.
Anspannkraft—siła wyprężająca.
Anstrengung—natężanie; wytężanie.
Anstrich—powłoka.
Antifriktionskurve—krzywa antyfrykcyjna, traktorya Huyghens'a.
Antrieb—napęd.
Antriebsmoment—moment napędu.
Arbeit—praca (mech.); robota.
Arbeitseinheit—jednostka pracy.
Arbeitshub—skok roboczy.
Arbeitstakt—suw roboczy.
Arbeitsleiste—przylga.
Arbeitsmaschinen—robniki, wyrabiarki
Arbeitsstärke, Leistung—moc.
Arbeitsverhältnis (Getriebe)—przełożenie.
Arbeitsverlust—strata pracy.
Arbeitsverlust, verhältnissmässiger — stratność.
Arbeitsvermögen—możność pracy.
Architektur—architektura, budownictwo.
Armatur (Dampfk.)—armatura, lepiej osprzęt (kotła).
Astatisch—niestateczny; chwiejny.
Astroide—krzywa gwiaździsta
Asymptote—niemalтyczna.
Asymptotischer Punkt—punkt niedobieżności.
Auflager—opora, poduszka oporowa.
Aufnehmer, Receiver—pośredek, lepiej przelotnia.
Auftrieb (des Wassers)—wypór (wody).
Aufwerfhammer—młot wahakowy, zwykły.
Aufzug—dźwig (bud.); wyciąg (górn.).
Aufzugkorb—kosz (dźwiga, a w nim klatka).
Aufzugmaschine, Winde—dźwigarka (bud. wyciągarka (górn.).
Ausblasehahn (Dampfkessel)—kurek spustowy.
Ausdehnung (durch die Wärme)—rozszerzanie (skutkiem ciepła).
Ausdehnung (elastische)—wydłużenie, odkształcenie (sprężyste).
Ausdehnungskupplung—sprzęgło suwliwe.
Ausdehnungsverhältniss—ilokrotność rozprężania (pary).
Ausfluss (der Dämpfe u. Gase)—wylot (par i gazów).
Ausfluss (des Wassers)—wypływ (wody).
Ausgehalst—wyobłony.
Auskrämpen—wyoblać.
Ausladung—wysięg.
Auslaufraum—wylotnia.

---

*) Poniżej podajemy właściwy alfabetyczny spis rzeczy z oznaczeniem stronic i z tłomaczeniem poszczególnych wyrazów na rosyjskie i niemieckie, a poprzedzamy go dwoma spisami ważniejszych wyrażeń technicznych, ułożonych alfabetycznie, raz podług wyrazów niemieckich, drugi raz podług rosyjskich, z dodaniem znaczenia polskiego. Wyrazy do spisów wybrano przedewszystkiem ze spisu rzeczy oryginału. Wyrażenia niemieckie zaczerpnięto również z oryginału, a wyrażenia rosyjskie przeważnie z rosyjskiego tłomaczenia podręcznika „Hütte".

Ausleger—wysięgnica (pozioma); wysięgnik (zastrzał).
Auspuff—wydych.
Auspuffdampf—para wydychowa.
Auspufftopf—garnek wydychowy.
Auspuftventil—zawór wydychowy.
Ausschlag—odchylenie.
Ausschub—wypychanie.
Aussenfeuerung—palenisko zewnętrzne.
Aussetzer (Ausfall)—opust wzbuchów; opustka.
Ausstrahlung—rozpromieniowanie.
Ausströmung—wylot (gazów), wypływ (cieczy).
Axonometrie—półperspektywa.

Backenbremse—hamulec klockowy.
Bahn—tor; kolej.
Balancier-Maschine—silnik wahaczowy.
Balken—belka.
Bandbremse—hamulec taśmowy.
Bandeisen—taśmownik.
Bandsäge—piła taśmowa.
Basalt—bazalt, słupień.
Batterie von Kesseln—rzesza kotłów.
Baugrund—grunt (budowlany).
Bauholz—budulec.
Baukonstruktionen—ustroje, zeskłady (budowlane).
Baulänge—długość użytkowa.
Baumwollseil—lina bawełniana.
Beanspruchung, zulässige—naprężenie bezpieczne; n. dozwolone.
Beaufschlagung—obszar wlotu (koła wodnego).
Becher-Elevator - podnośnik kubełkowy.
Bedingungsgleichung — równanie warunkujące.
Befestigungsschraube—śruba złączna lepiej złączcza.
Beharrungszustand—stan ustalenia.
Belastung ausserste—obciążenie krańcowe (np. łańcucha).
Belastung, Feder—nacisk sprężyną.
Belastung, Gewichts—naciążenie.
Belebter Motor—silnik żywy.
Benetzter Umfang—obwód podwodny.
Benzin-Motor—silnik benzynowy.
Beobachtungsfehler—błąd spostrzegania.
Bergbau—górnictwo.
Beschleunigung—przyspieszenie.
Beschleunigungsdruck — nacisk (ciśnienie) przyspieszenia.
Beton—beton.
Betriebswasser—woda napędna.
Bewegungsgrösse (*m. v.*)—wielkość rozpędu.
Bewegungsschraube—śruba napędowa. ś. napędcza.
Biegungsfeder—sprężyna giętna.
Biegungsfestigkeit—wytrzymałość na gięcie.
Biegungsmoment—moment gięcia; m. gnący.
Biegungsspannung—gięcie.
Binomialkoefficient—spółczynnik dwumianu.
Binomischer Satz—dwumian Newton'a.
Blech—blacha.
Blechträger—blachownica.
Blitzableiter—odgrom.
Bobine—zezwój (elektr.), cewa.
Bockgestell—oprawa rozsochata (silnika).
Bockkran—suwnica bramiasta.
Bockkran, feststehender—brama z dźwigarką.
Bördelblech—blacha wywijalna (dająca się wyoblać).
Böschung—stok.
Böschungswinkel—kąt zesypu, stoczystość.
Bogenhöhe—strzałka łuku.
Bogenlänge—długość łuku
Bohr—świder (do drzewa); wiertło (tak zwane spiralne, chociaż właściwie śrubowate); wiertak (zwykły).
Bohrbank—tarczownica.
Bohrhalter—wiertaczysko; wiertlisko, świdrzysko.
Bohrkopf—pięść.
Bohrmaschine—wiertarka.
Bohrrohr—rura wiertnicza.
Bohrspähne—wywierciny.
Bohrstange—wytaczadło
Bombiertes Wellblech—sklepieniasta blacha falowana (falista).
Braunkohle—węgiel brunatny.
Bremsdynamometer—hamownica Prony'ego.
Bremse—hamulec.
Bremse selbsthemmende—hamulec samohamowny.
Bremshebel—dźwignia hamulcowa.
Bremsleistung—moc hamowana.
Bremswerk—hamulec.
Brennstoff—paliwo.
Bronze—spiż, bronz.
Bruch—złom; pęknięcie; złamanie.
Bruchsicherheit — spółczynnik bezpieczeństwa; bezpieczeństwo.
Brückenbau—mostownictwo.
Brückenpfeiler—filar (mostowy).
Brunnenrohr—rura studniarska.
Bügel—pałąk.
Buffer—odbój.
Buhne—tama poprzeczna.

Calotte—czasza.
Capell-Ventilator—przewietrznik z prądnikiem na osi (ustroju Capell'a).
Carbid—węglik wapnia.
Cementmörtel—zaprawa cementowa.
Cementmörtel, verlängerter—zaprawa półcementowa.
Centralcondensation—skraplanie skupione.
Centrieren (ein Rad)—wyśrodkować.
Centrifugalkraft—siła odśrodkowa.
Centrifugalmoment—moment odśrodkowy.
Centrifugalpendel—wahadło odśrodkowe, w. stożkowe.
Centrifugalpumpe—pompa odśrodkowa.
Centrifugalregulator — miarkownik odśrodkowy.
Centrifugalventilator—przewietrznik odśrodkowy.
Centripetal—dośrodkowy.
Centripetalkraft—siła dośrodkowa.
Chabotte—kłodzisko.
Cissoide—cysoida, krzywa bluszczowa, k. bluszczowata.
Clavette (Reibungsprisma)—osadka

Collimationsachse—oś wzajemności (mat.)
Communicierende Gefässe—naczynia złączone.
Complan—współrówniany.
Componente—składowa.
Compound (Verbund) Dampfmaschine — sprzężony silnik parowy.
Compression—sprężanie; spręż (jako miara).
Concav—wklęsły.
Conchoide—konchoida, krzywa muszlowata.
Conchoidenlenker—prostowód konchoidowy.
Conjugirt—sprzężony; skojarzony.
Continuitätsgleichung—równanie nieprzerywalności.
Contraction—zwężenie.
Contremutter—nakrętka.
Convex—wypukły.
Coordinaten—spółrzędne.
Cosinus—dostawa.
Cotangens—dotyczna.
Coulisse—jarzmo; półjazek (obmurze kotł.).
Coulissennullpunkt—punkt martwy jarzma.
Coulissensteuerung—stawidło jarzmowe.
Cykloide—cykloida.
Cykloidenpendel—wahadło cykloidalne.
Cykloidenverzahnung—zazębienie podług cykloidy.
Cylinder—walec (geom.); cylinder (pompy i t. p.)
Cylinderausrüstung—osprzęt cylindra (armatura).
Cylinderbohrmaschine—wytaczarka.
Cylinderbohrung—drąż (cylindrowa).
Cylinderdeckel—pokrywa cylindra.
Cylindergebläse—dmuchawa.
Cylinderheizung (Dampfm.)—ogrzewek.
Cylinderhuf—kopyto walcowe
Cylinderkessel—kocioł walcowaty, walczak.
Cylinderkopf—łbica cylindra.
Cylinderreibungskupplung—sprzęgło o walcach ciernych.

Dach—dach, strzecha.
Dammkrone—grzbiet tamy.
Dampf—para.
Dampfabsperrventil—parowy zawór nastawny.
Dampfcylinder—cylinder parowy.
Dampfdiagramm—wskaza; nakres lub wykres (parowy).
Dampfdom—dzwon parowy.
Dampfdruckuebersetzer—pośrednica parowa.
Dampfentnahmerohr—odbiornica.
Dampfhammer—młot parowy
Dampfhaspel—dźwigarka parowa (górn.).
Dampfkabel—dźwigarka parowa (górn.).
Dampfkessel—kocioł parowy.
Dampfkessel-Armatur—osprzęt kotła par. (armatura).
Dampfkessel-Dampfraum—przestrzeń parowa (przestrzeń nadwodna) kotła par.
Dampfkessel-Einmauerung—obmurze kotła par.
Dampfkessel-Heizfläche—powierzchnia ogrzewana (ogrzewalna) kotła par.
Dampfkessel-Prüfung—sprawdzanie kotła par.
Dampfkessel-Systeme—ustroje kotłów par.
Dampfkessel-Ueberwachungsverein — stowarzyszenie kotłowe.
Dampfkessel-Untersuchung—badanie kotła par.
Dampfkessel-Wasserraum—przestrzeń wodna, lub podwodna kotła par.
Dampfkolben—tłok parowy.
Dampfkran—żóraw parowy.
Dampfleitung—przewód parowy.
Dampfmantel—ogrzewek.
Dampfmaschine—silnik parowy.
Dampfspindel (Injektor)—iglica nastawna.
Dampfstrahlapparat—strumiennica parowa.
Dampfstrahlgebläse—dyszak parowy.
Dampfstrahlpumpe—smoczek parowy.
Dampfturbine—turbina parowa.
Dampfüberdruck—nadprężność pary.
Dampfverbrauch—rozchód pary.
Dampfwärme—cieplik pary; ciepło pary.
Daumenrolle—krążek z gniazdkami k. z ksiukami).
Daumenscheibe—tarcz z ksiukami.
Decke, maasive—strop ogniotrwały, sklepiony, murowany.
Deckel (Hinter-) seite—strona odkorbowa (silnika).
Deckung—przysłonięcie; przysłon.
Decoupirsäge (Schweifsäge)—wyrzynarka.
Deformation—odkształcenie.
Dehnung—wydłużenie
Deplacement—wyporność.
Derrickkran—żóraw obrotny z chylnym zastrzałem (wysięgnikiem), żóraw szkocki.
Deskartessches Blatt—liść Karteziusza.
Determinante—wyznacznik.
Diagramm—wykres; nakres; wskaza.
Dichte—gęstość.
Dichtungsfuge—szczeliwnia.
Dichtungsleiste—przylga.
Dichtungsmaterial—szczeliwo.
Dichtungsring—uszczelka.
Differential—różniczka.
Differentialbremse—hamulec różnicowy.
Differentialflaschenzug—wciąg różnicowy.
Differentialgleichung—równanie różniczkowe.
Differentialkolben—tłok różnicowy.
Differentialpumpe—pompa różnicowa.
Discriminante—wyróżnik.
Dom (Dampfk.)—dzwon (parowy).
Doppelhub—dwuskok.
Doppelpunkt—punkt podwójny, lepiej p. zdwojony lub dwoisty.
Doppelschiebersteuerung—stawidło dwoiste (suwakowe), rozrząd suwakami dwoistymi.
Doppelsitzventil—zawór dwusiodłowy.
Doppelsteuerung—stawidło dwoiste.
Doppeltwirkende Maschine—silnik o działaniu obustronnem.
Draht—drut.
Drahtseil—lina druciana.
Drahtseilantrieb—napęd liną drucianą.
Drahtseilgestänge—żerdziny linowe (górn.).

Drehachse—oś obrotowa; oś obrotu; oś wirowania; oś skręcania.
Drehbank—tokarka.
Drehkante—krawędź obrotu, k. wywrotu.
Drehkran—żóraw obrotny.
Drehkranführer—żórawniczy.
Drehmoment—moment obrotu; m. skręcający.
Drehscheibe—obrotnica.
Drehspähne—otoczki, wióry.
Drehspannung—kręcenie.
Drehungsfeder—sprężyna krętna.
Drehungsfestigkeit—wytrzymałość na kręcenie.
Drehwerk—obracarka (żórawia).
Dreicylindermaschine—silnik trójcylindrowy.
Dreieck—trójkąt.
Dreiweghahn—kurek rozczepny, lepiej rozczepkowy.
Drempel (Schleuse)—próg.
Drillingsmaschine—silnik trojaczy.
Drosselklappe—przepustnica (tamka).
Drosselung—dławienie.
Drosselventil—zawór przydławiający.
Drosselvorrichtung—przywieradło.
Druckfestigkeit—wytrzymałość na ciśnienie.
Druckkeil—klin wciskany.
Druckkraft—nacisk, siła cisnąca.
Druckpumpe—pompa tłocząca.
Druckregler (Dampf)—miarkownik prężności.
Druckrohr—rura tłoczna, lepiej tłoczcza.
Druckspannung—ciśnienie.
Druckventil—zawór tłoczny lepiej tłoczczy.
Druckverlust—strata ciśnienia, s. na ciśnieniu (prężności).
Druckwasser-Aufzug—dźwig hydrauliczny, d. napędzany wodą.
Druckwasser-Hebezeug—dźwignica hydrauliczna, d. napędzana wodą.
Druckwasserkran—żóraw hydrauliczny, ż. napędzany wodą.
Durchbiegung—ugięcie (pionowe); przegięcie.
Durchfluss—przepływ (cieczy), przelot (gazu).
Durchgangsventil—zawór przelotowy.
Durchgehen einer Maschine—rozbieganie się silnika.
Durchlässigkeit—przesiąkliwość (dla cieczy).
Durchlaufende Träger—dźwigary wieloprzęsłowe.
Durchsenkung (einer Zugorganes)—zwisanie (cięgna).
Durchsickerung—przesiąkanie
Dyn—dyna.
Dynamik—dynamika.
Dynamo—prądnica.

Eckanker (Kessel)—usztywniak (z blachy); ściąg narożny (np. z krągownika).
Eckventil—zawór kątowy.
E-Eisen—ceownik.
Effekt, mechanischer—moc (Nutzeffekt = sprawność).
Eimerwerk—podnośnik kubełkowy.
Eincylinderkessel—kocioł jednowalczasty.
Eincylindermaschine—silnik jednocylindrowy
Einfachwirkende Maschine—silnik o działaniu jednostronnem.
Einflammrohrkessel—kocioł jednopłomienicowy.
Einflussfläche—powierzchnia oznaczna.
Einflusslinie—oznaczna (krzywa).
Eingehalst—woblony.
Eingriffsdauer (Zahnräder)—trwanie wechwy-
Eingriffslinie—linia (krzywa) przyporu. [tu.
Einheit—jednostka.
Einkrämpen—zaoblać, woblać.
Einlage—wkładka; przekładka.
Einspritzhahn—kurek wpryskowy.
Einspritzkondensator—skraplacz wpryskowy (bezprzeponny).
Einströmung—wlot (gazów); dopływ (cieczy).
Eintauchtiefe—zanur.
Einzelkessel—kocioł samotny.
Einzelkondensation—skraplanie samotne.
Einzellast—ciężar skupiony.
Einzelrad—koło ze stadła.
Eisbrecher—izbica.
Eisen—żelazo.
Eisenbahnbau—kolejnictwo.
Eisen Glühfarben—barwy żaru (żelaza).
Eisenkonstruktion—zeskład żelazny.
Eisen-Rost—rdza.
Ejektor—przetryskacz.
Ekonomizer (Dampfk.)—ekonomajzer, podgrzewacz (wody zasilającej).
Elasticität—sprężystość.
Elasticitätsgrenze—granica sprężystości.
Elasticitätsmodul—spółczynnik sprężystości.
Elastische Linie—odkształcona (oś pręta).
Elektrischer Steuerungsdruckknopf—elektryczny przycisk nastawniczy.
Elektromotor—silnik elektryczny, prądnik.
Element (Flächen)—cząstka (powierzchni).
Ellipse—elipsa.
Ellipsenlenker—prostowód eliptyczny, lepiej elipsowy.
Ellipsoid—elipsoid.
Elliptische Räder—tarcze eliptyczne.
Endlose Kette—łańcuch okrężny.
Entlasteter Schieber—suwak odciążony.
Entlüften—odpowietrzyć.
Entlüftungsöffnung—oddech.
Entwässern—odwodnić.
Epicykloide—epicykloida.
Erg—erga.
Erweiterung der Bohrung—roztocze.
Etagenringventil—zawór pierścieniowy o przegrodzie piętrowej.
Evolute—rozwinięta.
Evolvente—rozwijająca, ewolwenta.
Evolventenverzahnung—uzębienie podług rozwijającej (ewolwentowe).
Excenter—mimośród.
Excenterbügel—obręcz mimośrodu.
Excentricität—mimośrodkowość.
Exhaustionsfeuerung—palenisko wydmuchowe.
Exhaustor—wywietrznik.
Expansion—rozprężanie.
Expansionskurve—krzywa, lub wykresowa rozprężania.
Expansionsschieber—suwak rozprężak, lepiej zmieniak.

Expansionssteuerung — stawidło rozprężcze, stawidło do zmiennego rozprężania, rozrząd o zmiennem rozprężeniu.
Explosion—wybuch, a w silnikach spalinowych wzbuch.
Exponent—wykładnik.

Fabrik—wytwórnia.
Fachwerkträger—kratownica.
Fächer—przepona (w obmurzu kotła).
Fahrbarer Drehkran—obrotny żóraw przesuwny.
Fahrschacht—dźwigownia; wyciągnia (górn.)
Fahrstuhl—dźwig.
Fahrt (eines Aufzuges)—jazda dźwiga.
Fahrwasser—tor (wodny).
Fahrwerk—suwarka (żórawia).
Fahrzeug—jeździk.
Faktor—spółczynnik; czynnik.
Fakultät—różnoczynnik, lepiej silnia.
Fallbär—baba.
Fallrohr f. Förderzwecke—rynna zsuwowa.
Feder—sprężyna; wpust.
Federn—sprężynować.
Federregulatoren—miarkowniki sprężynowe.
Federrohr—wydłużka.
Federstahl—stal sprężynowa, s. na sprężyny.
Fehlerglied (des Kurbeltriebes)—uchybienie drogi.
Feilspähne—opiłki.
Fensterbrüstung—podoknie.
Festigkeit—wytrzymałość.
Festpunkt—punkt stały.
Festscheibe—koło osadzone.
Fettgas—gaz tłustny.
Feuchtigkeit—wilgoć, wilgotność.
Feuerbrücke—przewał (paleniskowy).
Feuerbüchse—skrzynia paleniskowa.
Feuergeschränke (Dampfk.)—odrzwice paleniskowe.
Feuerschlauchmundstück—wylot (wylotnica) węża przeciwpożarnego.
Feuerspritze—sikwa, sikawka przeciwpożarna.
Feuerung (Dampfk.)—palenisko.
Feuerzüge (Dampfk.)—kanały spalinowe, loty spalin.
Filter—filtr, przesącznik.
Flacheisen—płaskownik.
Flaches Wellblech—blacha płytko falista, lepiej płytko falowana.
Flachkeil—klin jednowpustny.
Flachseil—taśma linowa.
Flächenbeanspruchung (Lager)—moc ciśnienia.
Flächenbeschleunigung — przyspieszenie polowe.
Flächengeschwindigkeit—prędkość polowa.
Flächeninhalt—pole (powierzchnia).
Flächenregulator—miarkownik płaski.
Flammrohr (Dampfk.)—płomiennica.
Flammrohrkessel—kocioł płomienicowy.
Flansch—kołnierz.
Flansch, aufgesetzter—kołnierzyk.
Flansch, loser—obroża.
Flanschen-Formstücke—kształtki kołnierzowe, k. o kołnierzach, k. z kołnierzami.
Flanschen-rohre (gusseiserne)—rury kołnierzowe (żeliwne).
Flanschenstutzen mit Muffe—kieliszek.
Flaschenzug—wciąg (wielokrążkowy).
Fliessgrenze (Festigkeit)—granica ciastowatości.
Flügelmutter—naśrubek motylkowaty.
Flüssigkeit—płyn.
Flüssigkeit, gasförmige—gaz, płyn lotny.
Flüssigkeit, tropfbar flüssige—ciecz (płyn ciekły).
Flüssigkeitswärme—cieplik cieczy.
Flugasche—popiołek.
Flusseisen—żelazo zlewne, zleiwo.
Flussstahl—stal zlewna, staliwo.
Fördergefäss, Förderkorb—klatka, kosz wyciągowy (górn.).
Fördergurt, Traineur—przenośnik taśmowy.
Fördermaschine—wyciąg, wyciągarka, dźwigarka wyciągowa (górn.)
Förderseil—lina wyciągowa (górn.)
Fräsen—gryzować.
Fräser—gryz.
Fräsmaschine—gryzarka.
Frässpähne—gryzowiny.
Freie Rostfläche—przewiewie (rusztu).
Freier Fall—swobodne spadanie (droga przebyta podczas spadania = spad).
Freihang, freihänhig (Wassermotor)—nadwodność; nadwodny.
Freistrahlturbine—turbina odrzutna o strumieniu swobodnym.
Freiträger—belka jednym końcem osadzona, zresztą swobodna.
Friktionskupplung—sprzęgło cierne.
Friktionsrad—koło cierne.
Fuchs—czopuch
Führen—prowadzić (po prostej); wodzić (po krzywej).
Führungsdruck—nacisk w prowadnikach; na prowadnice; n. prowadniczy.
Führungsschiene—prowadnica.
Fuge—spoina.
Füllung (Dampfm.)—napełnienie.
Füllungsverhältniss—stosunek napełnienia.
Fundamentanker—przyciąg posadowy.
Fussplatte—płyta posadowa, p. przyziomowa.
Futter—wykładzina (np. cegłą).

Gabelförmig—widlasty—rozwidlony.
Gallowayrohr—garłacz Galloway'a.
Gallsche Kette—łańcuch przegubowy.
Ganghöhe der Schraube—skok śruby.
Gas—gaz (płyn lotny).
Gasgemisch—mieszanina, mieszanka gazów.
Gasgewinde—gwint do rur gazowych (gwint gazowniczy).
Gasleitungen—przewody gazowe.
Gasmaschinen—silniki gazowe.
Gasmotor—silnik gazowy.
Gasrohr—rura gazowa (na gaz); gazówka.
Gasrohrmuffe—skrętka.
Gatter—trak.
Gatterrahmen—oprawa traka.
Gattersäge—piła trakowa; p. traczna.
Gebläsemaschine—dmuchawa.

Gefährlicher Querschnitt—przekrój niebezpieczny.
Gefälle—spadek (stosunek); spad (różnica poziomów).
Gefälle, verfügbares (Wassermotor)—spad do zużycia (składający się ze spadu jawnego i utajonego).
Gefrierpunkt—punkt marznięcia.
Geführter Maschinenteil—prowadnik.
Gegendruck—przeciwprężność (pary); przeciwciśnienie (wody).
Gegengewicht—przeciwciężar.
Gegenläufige Kolben—tłoki przeciwbieżne.
Gegenlenker—nawodzik, odwodzik.
Gegenstrom—przeciwprąd.
Gegenstromkondensator—skraplacz przeciwprądowy.
Gekrempter Boden (Kessel)—dennica.
Gelenkgeradführung—wodzidło po prostej.
Gelenkkette—łańcuch przegubowy.
Generatorgas—czad z gazownicy (Siemens'a).
Geometrie, analytische—geometrya analityczna.
Geometrie, kinematische—geometrya kinematyczna.
Geradflankenverzahnung—uzębienie prostoboczne.
Geradführung—prostowód.
Gerinne—pogródka.
Geripptes Rohr—rura użebrowana.
Gerüstkran, Bockkran—suwnica bramiasta,
Gesammtarbeitsaufwand — całkowita praca włożona.
Gesammtdiagramm (Dampfm.)—wykres zjednoczony.
Gesammtgefälle—spad całkowity.
Gesammtreibungsarbeit—praca tarcia całkowitego.
Gesammtrostfläche—całkowita powierzchnia rusztu; pole rusztu.
Geschränkte Schubkurbel—mimoosiowy napęd korbowodowy.
Geschützbronze—spiż na działa.
Geschweisstes Rohr—rura skuwana (spawana).
Geschwindigkeit—prędkość.
Geschwindigkeitshöhe—wysokość prędkości.
Gestänge—żerdziny (górn.); ogólnie zaś: zeskład drążków.
Gestelle—więźba.
Gewinde—gwint.
Gewinde, rechts (links) gängiges—gwint prawo (lewo) zwity.
Gewölbe—sklepienie.
Giessereikran—żóraw odlewniczy.
Giesskran—żóraw lejnicowy (lejnica—Giesspfanne).
Glashütte—szkłownia.
Gleichförmig—jednostajny.
Gleichläufige Kolben—tłoki spółbieżne.
Gleichmässig—równomierny.
Gleichung—równanie, wzór.
Gleitbahn—tor ślizgania.
Gleitmodul — spółczynnik sprężystości na przesuwanie.
Gleitpunkt—punkt ślizgania.
Gleitstück (in der Coulisse)—przesuwek.
Gleitungswiderstand bei Nietungen — opór tarcia przy ślizganiu.
Gliederriemen—pas ogniwkowy.
Glockenventil—zawór dzwonowy.
Glühfarbe des Eisens—barwa żaru żelaza.
Glührohr, gesteuertes—zapłonka rozrządzana.
Glührohr, offenes—zapłonka nierozrządzana.
Glühspahn—zędra
Glühzünder—zapłonka.
Göpel—kierat.
Gradführung—prostowód, prowadzenie.
Gradierwerk (Dampfkondensation)—chłodnica tężniowata.
Gradierwerk, geschlossenes—chłodnica sztucznie przewietrzana.
Grat (am Lochumfange)—zadziór.
Grenzspannung—naprężenie skrajne, n. krańcowe.
Grenzturbine—turbina odrzutna o strumieniu ujętym.
Grossmotor—silnik duży.
Grubenventilator—wywietrznik, przewietrznik kopalniany.
Grundschieber—niezmian.
Grundschleuse—spust.
Grundwehr—przewał; jaz zatopiony.
Gruppenkolben—tłoki zrzeszone.
Gütegrad—pełnota wskazy (silniki par.).
Güteverhältniss—sprawność.
Guldinsche Regel—prawidło Guldin'a.
Gummibeutel—płuco gumowe (siln. spalin.).
Gusseisen—żeliwo, żelazo lane.
Gusshaut—naskórek (odlewniczy).
Gussnaht—szew (odlewniczy).
Gussspannung—naprężenie odlewnicze.

Hängebank—nadszybie (górn.).
Hängelager—łożysko wiszące.
Haken—hak.
Hakengeschirr—oprawa haka.
Halbkreutztrieb—napęd pasami półskrzyżowanymi
Halbwassergas—gaz wodnoczadowy.
Halslager—łożysko naszyjne (na wałach pionowych); łożysko siodłowe pośrednie (na wałach poziomych).
Hamburger Normen—prawidła hamburskie.
Hammer—młot.
Handaufzug—dźwig z napędem ręcznym, dźwiżek.
Handdrehkran—żóraw obrotny z napędem ręcznym.
Handhabe (Griff)—dzierżak.
Handkurbel—korba ręczna.
Hanfgurt—pas parciany.
Hanfseele—dusza konopna (w linie).
Hanfseil—lina konopna.
Hartblei—ołów twardy; ołów utwardzony.
Hartguss—odlew utwardzony.
Haspel—kołowrót.
Hauptspannung—naprężenie główne, n. pierwszorzędne.
Hebebock—dźwignik (np. hydrauliczny).
Hebel—dźwignia, ramię (dźwigni).
Hebezeug—dźwignica.

Heftniet—nit zczepny.
Heisslaufen—zagrzanie się.
Heissluftmaschine—silnik żarowo powietrzny.
Heizer—palacz.
Heizfläche—powierzchnia ogrzewana, p. ogrzewalna.
Heizfläche, dampfberührte—nadwodna powierzchnia ogrzewana.
Heizfläche, feuerberührte—powierzchnia ogrzewana spalinami.
Heizfläche, unmittelbare—powierzchnia opłomieniona.
Heizfläche, wasserberührte—podwodna powierzchnia ogrzewana.
Heizkanäle (Dampfk.)—kanały spalinowe.
Heizrohr (Dampfk.)—płomieniówka.
Heizrohrkessel—kocioł płomieniówkowy.
Heizwert (calorimetrischer)—wartość opałowa, lepiej cieplikowa.
Hin und Rückgang—ruch naprzód i wstecz.
Hobel—wiórnik.
Hobelmaschine—wiórarka (do drzewa), strugownica (do metalu o suwającej się stolnicy), strugarka (o suwającym się nożu = shaping).
Hobelspähne—strużyny, wióry.
Hochbau—budownictwo.
Hochdruckcylinder—cylinder wysokoprężny; c. mały.
Hochofengas—czad (gaz) wielkopiecowy.
Hochofengebläse—dmuchawa wielkopiecowa.
Hochwasser—woda wysoka.
Hodograph der Bewegung—hodograf ruchu.
Höchstleistung—moc krańcowa.
Hohlcylinder—walec wydrążony.
Hohlkugel—kula wydrążona.
Hohlrad—koło wewnętrznie uzębione.
Hohlzapfen—czop wydrążony.
Holm—oczep.
Holzbearbeitungsmaschinen—obrabiarki do drzewa, na drzewo.
Holzbohrmaschine—świdrownica.
Holzhobelmaschine—wiórarka.
Holzkohle—węgiel drzewny.
Holzschraube—wkrętka,
Holzwände—ściany drewniane.
Holzzahn—ząb drewniany (zazwyczaj wstawiany).
Homogen—jednolity.
Horizontalturbine—turbina leżąca.
Hülfshub—suw nieroboczy.
Hüllbahn—tor odtoczony.
Hüllkurve—krzywa odtaczająca (kin.), k. obwijająca (mat,).
Hülse—pochwa; tuleja.
Hülsenkupplung—sprzęgło łubkowe z pierścieniami.
Hüttenwesen—kuźniactwo (hutnictwo).
Huf (d. Cylinders)—kopyto (walcowe).
Hydraulische Druckhöhe—hydrauliczna wysokość ciśnienia.
Hydraulische Presse—tłocznia, lepiej tłoczarka hydrauliczna, t. napędzana wodą.
Hydrodynamik—hydrodynamika.
Hydrostatik—hydrostatyka.
Hyperbel—hyperbola.
Hyperbel-function—funkcya hyperboliczna.
Hyperboloid—hyperboloid.
Hypocykloide—hypocykloida.

Ideale Hauptspannung—zastępcze naprężenie główne.
Imaginär—urojony.
Imaginäre Grösse—wielkość urojona.
Indikator (Dampfm.)—wskaziec.
Indikatordiagramm—wskaza (nakres wskaźcem).
Indizieren—wskaźcować.
Indizierte Leistung—moc wskazana.
Industriegas—gaz roboczy.
In Gang setzen (eine Maschine)—rozruszać.
Inhalt von Körpern—objętość ciał, brył.
Injektor—strumiennica (smoczek, dyszak, przetryskacz).
Innenfeuerung—palenisko wewnętrzne.
Innenfeuerungskessel—kocioł o palenisku wewnętrznem.
Integral—całka.
Isobare—izobara (linia jednakowego ciśnienia).
Isolierstoffe (Dampfleitg.)—materyały otulcze, albo na otuliny.
Isolierung der Dampfleitungen—otulanie przewodów parowych.
Isoplere—izoplera (wykresowa przy stałej objętości).
Isotherme—isoterma (wykresowa przy jednakowej temperaturze).

Kabel—kabel.
Kältemischung—mieszanina ochładzająca.
Kalibrierte Kette—łańcuch dokładny.
Kalkstein—wapniak, wapień.
Kaltwasserpumpe—pompa na wodę zimną.
Kamin—kominek.
Kammerschleuse—przepust komorowy, lepiej pogrodowy.
Kammlager—łożysko grzebieniaste.
Kammrad—koło o zębach wstawianych.
Kammwalze—wał uzębiony.
Kammzapfen—czop grzebieniasty.
Kanal—kanał.
Kanalhaltung—pogroda kanału.
Kappengewölbe—sklepienie kapiaste, lepiej łęczaste.
Kapsel—opona, osłona, kaptur.
Kapselmotor—silnik okapturzony.
Kardioide—kardyoida, krzywa sercowata.
Katarakt—przytłumiak (prędkości).
Kegel—stożek (geometr.), grzybek (w zaworze).
Kegelbremse—hamulec stożkowy.
Kegelfeder—sprężyna stożkowata (stożkowato zwita).
Kegelpendel—wahadło odśrodkowe (stożkowe), w. wirujące.
Kegelrad—stożek zębaty.
Kegelregulator—miarkownik stożkowy.
Kegelreibungskupplung—sprzęgło o stożkach ciernych.
Kegelscheibe—krąg stożkowaty.
Kegelschnitt—stożkowa (przecięcie stożkowe).

Kegelturbine—turbina o przelocie postożkowym (doosiowa lub odosiowa).
Kegelwentile—zawory o grzybkach, z. grzybkowe.
Keil—klin.
Keilbahn—podklinie.
Keilrad—koło kliniaste.
Kennziffer—skaźnik.
Kerbe—wręb, karb.
Kern—rdzeń (przekroju, albo formy odlewniczej).
Kernloch—otwór pordzeniowy (odlewnictwo).
Kernnagel—przypinka (odlewn.).
Kernpunkt—punkt rdzenny.
Kernstütze—podpinka (odlewn.).
Kernweite—promień rdzenia.
Kessel—kocioł.
Kessel-Armatur—osprzęt kotła (armatura).
Kessel-Blech—blacha kotłowa.
Kesselgarnitur—obsada paleniskowa.
Kesselkörper—kotłak.
Kesselmauerwerk—obmurze kotłowe.
Kesselnietung—nitowanie, nicenie kotłowe.
Kesselrohr—rura kotłowa.
Kesselspeisewasser—woda zasilająca kocioł.
Kette—łańcuch.
Kettenglied—ogniwo łańcucha.
Kettenlinie—linia łańcuchowa, krzywa łańcuchowa.
Kettennietung—nicenie proste.
Kettenpumpe—podnośnica paciorkowa.
Kettenrad—koło łańcuchowe.
Kettenrad, verzahntes—koło (krążek) gniazdkowe.
Kettenrolle—krążek łańcuchowy.
Kettenschiffahrt—żegluga po łańcuchu.
Kettenschluss—ogniwo rozdzielne.
Kippkante—krawędź wywrotu.
Kipplager—łożysko przegibne.
Kippmoment—moment wywracający (wywrotczy).
Klappe—klapa (pastka).
Klauenkupplung—sprzęgło kłowe.
Kleinmotor—silnik drobny.
Klemmgesperre (Klemmsperrwerk)—wechwyt zakleszczający.
Klemmkupplung—sprzęgło zaciskowe.
Klinkenkupplung—sprzęgło wechwytowe.
Klinker—klinkier.
Knick-Caps—podchwyty przegibne.
Knickfestigkeit—wytrzymałość na wyboczenie.
Knicksicherheit—bezpieczeństwo na wyboczenie.
Knickspannung—boczenie.
Knickung—wyboczenie.
Kniehebel—rozpora przegubowa (w sprzęgle).
Knierohr, Bogenrohr—kolanko, krzywka.
Koefficient—spółczynnik.
Königszapfen—czop główny.
Körnerelevator—podnośnik (do ziarna).
Körnertransporteur—przenośnik (do ziarna).
Körper—ciało, bryła, kadłub.
Koksoffengas—gaz koksowniany.
Kolben—tłok.
Kolbenaufzug—dźwig nurnikowy (na nurniku).
Kolbenbewegungen—ruchy tłoka, t. j. wysuw i wsuw.
Kolbendeckel—pokrywa tłoka.
Kolben-Gebläse—dmuchawa (tłokowa).
Kolbengeschwindigkeit—prędkość tłoka.
Kolbenhub—skok tłoka.
Kolbenkörper—kadłub tłoka.
Kolbenpumpen—pompy tłokowe.
Kolbenring—pierścień szczeliwny, sprężyna szczeliwna (tłoka).
Kolbenschieber—suwak tłoczkowy.
Kolbenstange—tłoczysko.
Kolbenweg—droga tłoka.
Kolbenweglinie—wykresowa drogi tłoka.
Kombination—kombinacya.
Kompressor—sprężarka (kompresor).
Komprimirt—stłoczony, sprężony.
Konchoide—konchoida, krzywa muszlowata.
Konchoidenlenker—prostowód konchoidowy.
Kondensation (Dampfm.)—skraplanie.
Kondensator—skraplacz.
Konsole—wspornik.
Konsollager—łożysko wspornikowe.
Kontinuierlicher Träger—dźwigar wieloprzęsłowy (belka w.).
Kontraktion—zwężenie.
Kopiermaschine—obrabiarka do kopiowania, małpiarka.
Kräftepaar—para sił (dwusił).
Kräfteplan = Kräftepolygon—wielobok sił.
Kraft—siła.
Kraftgas—gaz silniczy (t. j. do silników przeznaczony).
Kraftlinie—oś sił (mech.).
Kraftmaschine—silnik.
Kraftsammler (Wasser)—akumulator.
Kraftstoff—paliwo.
Kraftstoffgemisch—mieszanka wzbuchowa (siln. spalin.).
Kraftübertragung—pędnia (transmisya), napęd, przenoszenie siły.
Kraftverhältniss (Getriebe)—przełożenie.
Kralle—sprzączka pazurowa.
Kran—żóraw.
Kranzgelenkkupplung—sprzęgło przegubowe.
Kranzspalt—luz międzywieńcowy.
Kreis—koło.
Kreisabschnitt—odcinek koła.
Kreisausschnitt—wycinek koła.
Kreisbogen—łuk kołowy.
Kreiselpumpe—pompa odśrodkowa.
Kreisen—krążyć, krążenie.
Kreisevolvente—rozwijająca koła.
Kreisfunction—funkcya kołowa.
Kreisprocess—przebieg kołowy (termodyn.).
Kreisprocess, umkehrbarer—odwracalny przebieg kołowy.
Kreissäge—piła tarczowa.
Kreissägeblatt—piłak tarczowy.
Kreisschere—przecinarka tarczowa.
Kreissehne—cięciwa koła.
Kreistrieb—napęd okrężny (linkowy).
Kreisumfang—obwód koła.
Kreuzgelenkkupplung—sprzęgło przegubowe.

Kreuzgewölbe—sklepienie krzyżowe.
Kreuzkopf—krzyżulec.
Kreuzstück (Rohr)—krzyżka.
Kröpfung (Drehbank)—wgłębie.
Krümmer (-Rohr)—krzywka.
Krümmung—krzywość.
Krummachse—wał wykorbiony.
Kubische Parabel—parabola sześcienna (kubiczna).
Kühlteich (Dampfkondens.)—staw studzący wodę.
Kühlung—chłodzenie, ochładzanie, studzenie, oziębianie.
Kugel—kula.
Kugeldreieck—trójkąt kulisty (sferyczny).
Kugellager—łożysko kulkowe.
Kugelventil—zawór o kuli.
Kugelzapfen—czop kulisty.
Kulisse (Wasserräder)—szątkownica (przy kołach wodnych).
Kulisse (Steuerungen)—jarzmo (przy stawidłach rozrządzających parą).
Kulisse—półjazek (w obmurzu kotłowem).
Kupferlegierung—stop miedziowy.
Kupfernes Federrohr—wydłużka miedziana.
Kuppeln—sprzęgać; doprzęgać.
Kupplung—sprzęgło.
Kurbel—korba.
Kurbelantrieb—napęd korbą; n. korbowy.
Kurbelkröpfung—wykorbienie.
Kurbelschenkel—ramię korby.
Kurbelschleife—krzyżulec na korbie.
Kurbel (Vorder-) seite—strona kukorbowa.
Kurbelstange—korbowód, goleń korbowa.
Kurbeltrieb—napęd korbowy.
Kurbelzapfen—czop korby, c. korbowy.

L-Eisen—kątownik.
L-Wulsteisen—kątownik łebkowy, wzgl. dwułebkowy.
Lagiles Gleichgewicht—równowaga chwiejna.
Labyrintenliderung—uszczelnianie szczeliną grzebieniastą.
Ladung—dawka (w siln. spal.)
Längssupport—przesuwnik.
Lager—łożysko.
Lagerdeckel—pokrywa łożyska.
Lagerschale—panew.
Lagerung des Kessels—sadowienie kotła.
Lamellenkupplung—sprzęgło warstwowe.
Laschennietung—nicenie w łubki.
Last—ciężar.
Lastdruckbremse—hamulec naciskany ciężarem.
Lasthebemaschine—dźwignica, dźwigarka.
Lastkette—łańcuch dźwigny.
Lastwindewerk—dźwigarka (żórawia).
Latente Energie—energia (praca) utajona.
Latente Wärme—cieplik (ciepło) utajony.
Laufachse, Tragachse—oś nośna.
Lauffläche—gładź.
Laufkatze, Laufwagen—kot.
Laufkran—suwnica dźwigarkowa, dźwigarka przesuwna.
Laufkranführer—suwniczy.
Laufrad—wirnik.
Laufradschaufel—łopatka.
Laufrohr f. Förderzw.—rura przenośnicza.
Lebendige Kraft—praca rozpędu, energia rozpędu.
Lederstulp—cholewa skórzana, lepiej natłoczka skórzana.
Leergang—bieg jałowy.
Leergangsarbeit—praca biegu jałowego; p. jałowa; praca tarcia jałowego.
Leerhub—skok jałowy.
Leerscheibe—koło luźne, lepiej jałowe.
Leeseite—strona zawietrzna.
Leistung—moc.
Leistungsfähigkeit—możność (silnika lub t.p.).
Leistungsregulator—miarkownik energiczności (t. j. utrzymujący stałą pracę na skok, czyli stałą energiczność).
Leitrad—stałka (kierownica).
Leitradkranz—wieniec kierowniczy.
Leitradschaufel—kierownica.
Leitrolle—krążek kierowniczy.
Leitspindel (Drehbank)—śruba wodząca.
Leitungen—przewodniki (elektr.).
Lemniskate—lemniskata.
Lemniskoidenlenker—prostowód lemniskatowy.
Lenker (Haupt)—wodzik.
Lenkerstange—wodzik.
Lenkvorrichtung—wodzidło.
Leuchtgas—gaz świetlany.
Lichter Querschnitt—prześwit.
Lieferung—dostawa.
Litze—skrętka.
Lochkreis—wieniec dziur (śrub).
Lochmaschine (Perforirmaschine)—przebijarka (dziurkarka).
Lösbare Befestigung—połączenie rozłączne.
Logarithmus—logarytm.
Lokomobile—lokomobila.
Lokomotive—parowóz.
Lokomotivkessel—kocioł parowozowy.
Lokomotivkuppelstange—drąg sprzęgający (w parowozie).
Loskuppeln—odprzęgać; wyprzęgać.
Losscheibe—koło luźne, lepiej jałowe.
Lot—pion; lut; łut.
Lufthahn—sapek; kurek powietrzny.
Lufthaspel—kołowrót napędzany powietrzem.
Luftpumpe (Dampfkondens.)—pompa na powietrze; p. próżniana.

Mahlgang—złożenie młynowe.
Mannesmannrohr—rura systemu Mannesmann'a.
Manometer—manometr.
Manschette—cholewa, lepiej natłoczka (skórzana).
Mantelrohr—rura ołowiana z wnętrzem cynowem.
Maschinenrahmen (Dampfm.)—oprawa silnika.
Maschinist—silniczy.
Masse—masa.
Massenproduktion—wyrób hurtniczy.
Massive (Decken Treppen)—sklepione, murowane, ogniotrwałe (stropy, schody).

Masssystem, absolutes—bezwzględny układ miar.
Massstab—wymiarka.
Mast—maszt.
Mastenkran—żóraw na maszty.
Matritze—podbijka; podtłoczka.
Mauerkasten—obłoże.
Mauerwerk—mur.
Maximum u. Minimum—największość i najmniejszość.
Mechanik—mechanika.
Mechanische Wärmetheorie—mechaniczna teorya ciepła.
Meereswellen—fale, bałwany morskie.
Mehrcylinderkessel—kocioł wielowalczasty.
Metacentrum—metacentr.
Metallbearbeitungsmaschinen—obrabiarki do metalu.
Metallliderung—szczeliwo (uszczelka) metalowe.
Metallschraube—łbiak (śrubowy).
Metallspahn—wiór (metalowy).
Meterkilogramm—kilogramometr.
Metrisches Gewinde—gwint metryczny.
Mischdüse—gardziel.
Mischgas—gaz wodnoczadowy.
Mischkondensator—skraplacz bezprzeponny; s. bezprzeponowy.
Mischung—mieszanie; mieszanina; mieszanka.
Mitnehmer—zabierak.
Mitnehmerkupplung—sprzęgło zabiercze.
Mitnehmerscheibe—tarcza zabiercza.
Mitteldruckcylinder—cylinder średnioprężny; c. średni.
Mittelkraft—siła wypadkowa.
Mittelpunktfläche—powierzchnia ośrodkowa (mat.).
Mittelwasser—woda średnia.
Mörtel—zaprawa.
Molekulargewicht—ciężar cząsteczkowy.
Montejus-Dampfwasserheber—ssawa parowa, przetłaczarka parowa.
Motor (Kraftmaschine)—silnik.
Muffe—kielich.
Muffenkupplung—sprzęgło nasówkowe.
Muffenrohr—rura kielichowa.
Muffenverstemmung—nabój (nabijać).
Mundstück—wylot; nasadka.

Nabe—piasta.
Nachausströmung—wylot pozwrotowy.
Nachbrennen—dopalanie pozaspaliskowe.
Nacheilen—podążać za.
Nacheinströmung—wlot pozwrotowy.
Nachschlusswinkel—kąt przymyku pozwrotowego.
Nachströmung—dolot.
Nasenkeil—klin łbiasty.
Nebenspannung—naprężenie drugorzędne.
Negativ—odjemny.
Nennleistung—moc mianowana.
Neutrale Achse—oś obojętna.
Neutrale-Faserschicht—warstwa obojętna.
Nickelstahl—stal naniklona.
Niederdruckcylinder—cylinder nizkoprężny; c. duży.
Niederschlagsgebiet eines Flusses—dorzecze.
Niederschlagshöhe—wysokość opadów (atmosferycznych).
Niedrigwasser—woda nizka.
Niet—nit.
Nietkopf—łeb i nakówek nita.
Nietteilung—działka nicenia.
Nietung—nicenie.
Nietung, ein, zwei, wielreihige—nicenie, jedno, dwu, wielorzędne.
Nippel—gwintka.
Niveaufläche (Dynam.)—poziom, równia.
Normalbeschleunigung—przyspieszenie po normalnej.
Normale—normalna.
Normalspannung—naprężenie normalne.
Nulllinie (Festigtsl.)—linia (oś) zerowa, wzgl. obojętna.
Nut—wpustka.
Nutenkeil—klin dwuwpustny.
Nutzleistung—moc pożytkowa.

Oberfläche—powierzchnia.
Oberflächenkondensation—skraplanie naprzeponne.
Oberflächenkondensator—skraplacz przeponowy; s. przeponny.
Oberwasser—poziom górny.
Oeffnung in Schieberspiegel—okno; okienko.
Oel—olej.
Oelabscheider—wytłustnik (z wody); odtłustnik (z pary).
Oelgas—gaz olejowy.
Oese—oko, ucho.
Ordinate—rzędna.

Packung—szczeliwo.
Parabel—parabola.
Parabel, semikubische—parabola półsześcienna (półkubiczna).
Paraboloid—paraboloid.
Parallelogramm—równoległobok.
Parallelstrom—spółprąd.
Parallelwerk—tama podłużna.
Partial—częściowy.
Partialturbine—turbina cząstkowa.
Pendel—wahadło.
Pendel, regulator—miarkownik wahakowy.
Perforiermaschine—dziurkarka.
Perforiertes Blech—blacha dziurkowana.
Permutation—przemiana (permutacya).
Perspektive—perspektywa.
Petroleummotor—silnik naftowy.
Pfeilerhaupt—naczółek.
Pfeilrad—koło daszkowo uzębione.
Pferdegöpel—kierat.
Pferdestärke—koń mechaniczny, moc konia, *MK*.
Phosphorbronze—spiż (bronz) nafosforzony
Piezometer—piezometr.
Pipette—ssawka.
Piramide—ostrosłup.
Platte—płyta.
Pleuelstange—korbowód, goleń korbowa.
Plunger—nurnik.
Pockholz—drzewo gwajakowe.

Podest—podest, lepiej zawrat.
Podestträger—podestownica, lepiej zawratnica.
Polbahn—tor biegunowy.
Polytropische Kurve—krzywa politropiczna.
Portalkran—obrotny żóraw bramiasty.
Portlandcement—cement portlandski.
Positiv—dodatny.
Potenz—potęga.
Potenzial (Dynamik)—potencyał.
Prellung—odrzut.
Pressanlage—tłocznia, wytłocznia.
Presse—tłoczarka, wytłaczarka i t. p.
Pressschraube—śruba tłoczna.
Primzahl—liczba pierwotna.
Prisma—graniastosłup. pryzmat.
Probierhahn (Dampfk.)—kurek dozorczy.
Probierventil (Dampfk.)—zawór dozorczy.
Projektion—rzut.
Projektions—rzutowy.
Projicirt—rzucony.
Pronyscher Zaum—hamownica Prony'ego.
Proportionsgrenze—granica proporcyonalności.
Pulsometer—tętnik.
Pumpe—pompa.
Pumpräder—przelewnice.
Putzmaterial—czyściwo.
Pyrometer—pyrometr (mierzyżar).
Pyrometrischer Heizwert—pyrometryczna wartość paliwa.

Quai—nadbrzeże.
Quecksilbersäule—słup rtęci (rtęciowy), sł. rt.
Querdehnung—rozpęczanie.
Querhaupt—krzyżulec; poprzecznik; poprzecznica.
Querkontraktion—zwężenie przekroju.
Querkraft—siła poprzeczna.
Querschnitt—przekrój.
Quersiederohre—płomieniówki poprzeczne.
Quersupport—nasuwnik.
Querzusammenziehung—zwężenie przekroju.
Quetschgrenze—granica ciastowatości.

Rad, eliptisches—tarcz eliptyczna.
Radgehäuse—okolina.
Radial-Bohrmaschine—wiertarka żórawiowa.
Radialturbine—turbina promiennicza (odśrodkowa albo dośrodkowa, lepiej odosiowa, albo doosiowa).
Radiusvektor—promień wodzący.
Radreifen—obręcz.
Radstand (äusserster)—rozstawa (osi).
Rädersatz—dobór kół.
Ratsche, Knarre—grzechotka.
Rauchgase—spaliny.
Rauchrohrkessel—kocioł płomienicowy o palenisku podolnem.
Rauchschieber (Dampfk.)—zasuwa czopuchowa.
Rauhigkeit—chropowatość.
Raumdiagramm (Dampfm.)—wykres objętości.
Reaktionsturbine—turbina naporowa.
Reducirter Muffenhub—zastępczy skok pochwy (miarkownika).
Reducirventill—przymykadło samoczynne.
Reguläres Vieleck—wielokąt prawidłowy.
Regulator—miarkownik.
Reibahle—rozwiertnik.
Reibbohr—rozwiertak.
Reibung—tarcie.
Reibungs—cierny.
Reibung der Bewegung—tarcie w ruchu.
Reibung der Ruhe—tarcie w spokoju (w bezruchu).
Reibung, gleitende—tarcie przy ślizganiu.
Reibung, rollende—tarcie przy toczeniu.
Reibung, zusätzliche—tarcie nie jałowe.
Reibungsarbeit—praca tarcia.
Reibungshammer—młot cierny.
Reibungskoefficient—spółczynnik tarcia.
Reibungskupplung—sprzęgło cierne.
Reibungsrad—koło cierne.
Reibungsverluste—straty tarcia.
Reibungswiderstände—opory tarcia.
Reibungswinde—dźwigarka cierna.
Reibungswinkel—kąt tarcia.
Reihe—szereg; rząd.
Reinigungsöffnung—wyczystka.
Rente—renta.
Resultante—wypadkowa.
Riemen—pas (skórzany).
Riemenausrücker—przesuwacz pasa.
Riemenbetrieb—napęd pasowy.
Riemen, gekreuzter—pas skrzyżowany.
Riemen, geschänkter—pas zwichrzony.
Riemen, offener—pas obręczowaty.
Riemenscheibe—koło pasowe.
Riementrieb—napęd pasowy.
Riementrommel—bęben pasowy.
Rieselkondensator—skraplacz obciekowy.
Ring—pierścień.
Ringkeil—pierścień osadny, trójdzielny.
Ringleitung—przewód okrężny.
Ringventil—zawór pierścieniowy.
Rohhautrad—koło z surowca skórzarego.
Rohr—rura.
Rohrflansch—kołnierz.
Rohr-Formstück—kształtka.
Rohrleitung—przewód rurowy.
Rohrmuffe (guss.)—kielich.
Rohrtreibmaschine—roztłaczarka.
Rohrwand—ścianka rury.
Rolle—krążek.
Rollenkipplager—łożysko na walcach.
Root-Gebläse—wietrzak Root'a,
Rostraum—rusztowisko.
Rostspalt—przewiewie.
Roststab—rusztowina.
Rostträger—rusztownica.
Rotationskörper (Fläche)—bryła (powierzchnia) obrotowa.
Rotguss—spiż, bronz.
Rotirung—wirowanie.
Rückkehrkreis—koło powrotowe (kin.).
Rückkehrpol—biegun powrotowy (kin.).
Rückkehrpunkt—punkt powrotny, lepiej p. nawrotu.
Rückkühlung—studzenie.
Rückschlagventil—zawór wsteczny.

Rundeisen—krągownik.
Rundkeil—klin okrągły.

Sägeblatt—piłak.
Sägemaschine—piła.
Sägemühle—tartak.
Sägen—trzeć.
Sättigung—nasycenie.
Säule—słup.
Sammler, hyraulischer—akumulator.
Sandstein—piaskowiec.
Satz—zcał (w znaczeniu kompletu).
Satzräder—koła skojarzone.
Sauggas—gaz wodnoczadowy.
Saugheber—przesysak; ssawa.
Saugkorb—smok.
Saugpumpe—pompa ssąca.
Saugrohr—rura ssawna, lepiej ssawcza.
Saugventil—zawór ssawny, lepiej ssawczy.
Schaar von Kurven—rój krzywych.
Schablone—wzornik.
Schacht—szyb (górn.).
Schachtkran—żóraw z łożyskiem podziemnem.
Schärfmaschine—ostrzarka.
Schalenkupplung—sprzęgło łubkowe ze śrubami.
Schallfänger—odszumka.
Schalltopf—garnek odszumny.
Schaufelraum (Wassermotor)—przegródka międzylopatkowa.
Schauloch—wziernik.
Scheibenkolben—tłok tarczowy.
Scheibenkupplung—sprzęgło tarczowe.
Scheidewand—ściana przedziałowa.
Scheidewand (in Kammersystem)—jaz górny, wzgl. dolny (w obmurzu kotła).
Schekel—ucho.
Scherblatt—szczęka nożyc.
Schere—nożyce.
Scherenkran—żóraw rozkraka.
Schiebebühne—przesuwnica.
Schieber—suwak, zasuwa.
Schieberdiagramm—wykres suwakowy.
Schieberentlastung—odciążenie suwaka.
Schieberkasten—skrzynka suwakowa.
Schieberspiegel—gładź suwakowa.
Schiebersteuerung—stawidło suwakowe, rozrząd suwakiem.
Schiefe Ebene—równia pochyła, lepiej pochylnia.
Schiffsdampfkessel—kocioł parowcowy.
Schiffskette—łańcuch okrętowy.
Schlaff—obwisły.
Schlauch—wąż; kiszka.
Schleifmaschine—szlifiarka, toczarka.
Schleifstein—toczak (obracający się), osełka (ręczna).
Schleifsteinvorrichtung—toczydło.
Schleppschiebersteuerung—stawidło suwakowe z zabrankami (Farcot'a).
Schleuderbremse—hamulec odśrodkowy.
Schleudergebläse—wietrzak odśrodkowy (bąk).
Schleuderpumpe—pompa odśrodkowa.
Schleuderschmierung—smarowanie orzutne.
Schleuse—upust (np. przy młynie), przepust (żegluga).
Schleusenthor—brama przepustu.
Schlichten—gładzić.
Schlichtfeile—gładzik.
Schliesse (Kran)—łącznica.
Schliesskopf des Nietes—nakówek nita.
Schlitzmaschine—wcinarka.
Schmelzpunkt—punkt (temperatura) topnienia.
Schmelzwärme—cieplik (ciepło) topnienia.
Schmiedbarer Guss—odlew odwęglony.
Schmiedefeuer—ognisko kuzienne.
Schmiedeeisen—żelazo, żelazo kowalne.
Schmiedepresse—kuźniarka.
Schmierbüchse—oliwiarka.
Schmiergefäss—maźnica.
Schnecke u Schraubenrad—stadło ślimacze, t. j. ślimak i ślimacznica.
Schneidbacke—gwintnica.
Schneidbohr—gwintnik.
Schneide—rzez; ostrze.
Schneidkluppe—gwintownica.
Schneidstahl—nóż.
Schnellläufer (Maschine)—szybkobieg (silnik).
Schnepper—zatrzask.
Schöpfschaufel (eines Ventilators)—czerpak.
Schöpfwerk—podnośnica, przelewnica.
Schornstein—komin.
Schraper—skrobaczka.
Schraube ohne Ende—ślimak.
Schraube—śruba.
Schraubenfeder—krętna sprężyna zwita.
Schraubengänge—nitki gwintu.
Schraubenflaschenzug—wciąg ślimaczy, w. ślimakowy.
Schraubengewinde—gwint.
Schraubenkern—rdzeń śruby.
Schraubenkopf—łeb śruby.
Schraubenlinie—śrubowa, linia śrubowa.
Schraubenmutter—naśrubek.
Schraubenpresse—tłoczarka śrubowa; wytłaczarka śrub.
Schraubenradgeblässe—przewietrznik śrubowy (p. o wirniku śrubowatym).
Schraubenrad—koło śrubowato uzębione; wirnik śrubowaty (w przewietrzniku).
Schraubenschneidmaschine—gwinciarka.
Schraubenventilator—przewietrznik śrubowy.
Schraubenwinde—dźwignik śrubowy.
Schraubenzieher—odkrętka.
Schrotfeile—zdzierak.
Schrubben—zdzierać.
Schrumpring—obręcz skurczna.
Schubfestigkeit—wytrzymałość na cięcie.
Schubkoefficient—spółczynnik przesuwalności.
Schubkurbel, geschränkte—korbowodowy napęd mimoosiowy, mimoosiowy napęd golenią korbową.
Schubspannung—cięcie (naprężenie tnące).
Schubstange—korbowód, goleń.
Schubstangenkopf—łeb goleni (korbowodu).
Schütze—stawidło (na upuście).
Schuss (eines Kessels)—piersciono.
Schwanzhammer—młot wahakowy z ogonem.

Schweisseisen—żelazo skowalne (spawalne).
Schweissen—skuwać.
Schweisshitze—żar skowalności.
Schwerpunkt—środek ciężkości.
Schwimmachse—oś pływania.
Schwimmer (Dampfk.)—pływak.
Schwindmass—miara skurczowa (wymiarka), skurcz (długość skurczania).
Schwingung—wahanie, wachnięcie.
Schwingung, geradlinige—drganie.
Schwungmasse—massa rozpędowa.
Schwungrad—koło rozpędowe.
Schwungrad, fliegendes—wywieszone koło rozpędowe.
Sehne—cięciwa.
Seilantrieb—napęd linowy.
Seilausgleichung (Förderm.)—zrównoważanie liny.
Seilpolygon—wielobok sznurowy.
Seilrohr—rura giętka, opancerzona.
Seilrolle—krążek linowy.
Seilschacht—szyb linowy.
Seilscheibe—koło linowe.
Seiltrieb—napęd linowy.
Seiltrommel—bęben linowy.
Seitenhalbirungslinie—ośrodkowa.
Seitenkraft—siła składowa.
Sekundenerg—erga na sekundę.
Sekundenmeterkilogramm—kilogramometr na sekunde.
Sekundenpendel—wahadło sekundowe.
Selbstcirkulierend—samokrążny.
Selbsthemmend—samohamowny.
Selbsthemmung—samohamowność.
Selbstschmierlager—samosmar.
Selbstspannend—samoprężny.
Selfaktor—samoprządka.
Semikubische Parabel—parabola półsześcienna (p. półkubiczna).
Servomotor—silnik pomocniczy.
Setzeisen—nabijak.
Setzkopf des Nietes—łeb nita.
Shapingmaschine—strugarka.
Sicherheitskoefficient—spółczynnik bezpieczeństwa.
Sicherheitskurbel—korba zabezpieczona.
Sicherheitsventil—(Dampfk.)—zawór bezpieczeństwa.
Sicherheitsvorvichtungen—bezpieczniki t. j. osłonniki, zapobieżniki, ochronniki, albo ocalniki.
Siedepunkt—punkt (temperatura) wrzenia.
Siederohr—płomieniówka.
Siederohrkessel—kocioł płomieniówkowy.
Siliciumbronze—spiż (bronz) nakrzemiony.
Sinn (der Bewegnng)—lot.
Sinus—wstawa.
Sitzstelle—siedlisko.
Spaltdruck—ciśnienie w szczelinie.
Spaltdruckregulirung—nastawianie ciśnienia (turb.).
Spaltschieber—suwak rusztowaty.
Spannkraft—siła wyprężająca.
Spannring—pierścień rozprężny.
Spannrolle—krążek wyprężający.
Spannstange—ściąg.
Spannung—naprężenie (wytrz.); prężność (gazów i par).
Spannung, zulässige—naprężenie bezpieczne, dozwolone.
Spannungscoefficient (Dampfm.)—sprawność prężności.
Spannungs-Einflussfläche—powierzchnia bryły naprężeń.
Spannungsfläche—oznaczna powierzchnia naprężeń.
Specialwerkzeugmaschine—obrabiarka specyalna, lepiej swoista.
Specifisches Gewicht—ciężkość właściwa.
Specifische Wärme—cieplik właściwy.
Speiserohr (Dampfk.)—rura zasilająca.
Speiseventil (Dampfk.)—zawór zasilający (samoczynny).
Speisewasser (Dampfk.)—woda zasilająca.
Sperrhaken—piesek (hamulczyk).
Sperrradbremse—hamulec wechwytowy.
Sperrrad—koło wechwytowe.
Sperrwerk—wechwyt.
Sperr u. Bremswerke—wstrzymniki.
Sphärischer Excess (mat.)—nadmiar sferyczny (kulistości).
Spiegel am Cylinder—gładź podsuwakowa.
Spill—przyciągarka (słupowa).
Spinnmaschine—przędzarka.
Spirale—spirala.
Spiralfeder—giętna sprężyna zwita.
Spitze—śpic; ostrze.
Spitze (Drehbank)—kieł.
Spitzenhöhe (Drehbank)—wzniesienie kłów.
Splint—lon; lonek; zatyczka.
Spülluft—przewietrze.
Spundmaschine—wpuściarka.
Spurzapfen—czop storcowy, stojący.
Stabiles Gleichgewicht—równowaga trwała.
Stabilitätsmoment—moment stateczności.
Ständer—słup; stojec; stojak.
Stahl—stal.
Stahlguss—odlew stalowy.
Stahlhalter—trzymak.
Statik—statyka.
Statisch—stateczny.
Statisches Moment—moment statyczny.
Stau—podparcie (wody).
Stauchen—napęczać.
Stauhöhe—podpór.
Stauweite—dalekość podparcia.
Stegkette—łańcuch z rozpórkami.
Stehblech—środnik (w dźwigarze).
Stehbolzen (Dampfk.)—zespórka.
Stehender Kessel—kocioł stojący.
Stehlager—łożysko stojące.
Steighöhe—wysokość wzlotu; w. podrzutu.
Steigrohr—rura podnośnicza.
Steinkohle węgiel kamienny.
Steinschraube—śruba zalewna.
Stellring—pierścień osadny, lepiej osadczy.
Stellschraube—śruba osadna; lepiej osadcza; s. nastawna.
Stellvorrichtung—nastawiadło.
Stellzeug—nastawiak.
Stemmeisen—doszczelniak.

Stemmmaschine—dłuciarka.
Stempel—bijnik; przebijnik; wybijnik i t. d.
Stereometrie—stereometrya.
Sternförmige Kupplung—sprzęgło gwiaździste.
Steuerkanal—kanał rozdzielczy (w cylindrze); k. rozrządczy (w suwaku).
Steuerung (Dampfm.)—stawidło (przyrząd), rozrząd (czynność).
Steuerungskanäle—kanały rozrządcze.
Steuerungsnocken—ksiuk rozrządczy.
Steuerungsscheibe—tarcz rozrządcza.
Stielhammer—młot z trzonem, t. j. młot na dzierżaku (ręczny), albo na wahaku (mechaniczny).
Stiftschraube—kołek śrubowy.
Stirnfläche des Zapfens—storc czopa.
Stirnhammer—młot wahakowy z nosem.
Stirnrad—koło zębate, zwykłe, lepiej storcowe.
Stopfbüchse—dławnica.
Stössel—strużak (w strugarce).
Stoss—zderzenie, uderzenie.
Stossmaschine—strugarka pionowa.
Strahlkondensator—skraplacz smoczkowy (strumienicowy).
Strahlpumpe—strumienica, smoczek parowy.
Strahlturbine—turbina odrzutna.
Strecke—kresa (mat.), szlak (kolejn.).
Streckenlast—obciążenie ciągłe.
Streckgrenze (Festigkeit)—granica ciastowatości.
Streudüse—rozpryskiwacz.
Stromstrich—wart (rzeki).
Stützkraft (Reaction)—siła odporowa; odpór.
Stützzapfen—czop storcowy, stojący.
Stufentrommel—bęben schodkowany.
Stufenscheibe—koło schodkowe.
Stutzen—króciec.
Support (Drehbank)—suwnik.

T-Eisen—teownik.
T-Stück—rozczepka prosta.
Tachometer—tachometr.
Tagesleistung—dzionka (t. j. wytwórczość całodzienna).
Tagelohn—dniówka.
Takelage—ulinienie (okrętów).
Tandemmaschine—silnik spółtłoczyskowy.
Tangens—styczna.
Tangentialbeschleunigung—przyspieszenie po stycznej
Tangentialkraft—siła po stycznej.
Taucherkolben—nurnik.
Teilkreis—obwód podziałowy.
Teilung der Zahnräder—podziałka kół zębatych.
Tellerventil—płaski grzybek zaworowy.
Temperatur—temperatura (ciepłota).
Temperatur absolute—temperatura bezwzględna.
Temperguss—odlew częściowo odwęglony.
Teufe—głębizna (górn.).
Teufenzeiger—wskaźnik głębizny (górn.).
Thalsperre—przetamowanie.
Thermometer—termometr.
Tiermotor—silnik zwierzęcy.
Tisch (einer Hobelmaschine)—stolnica.
Total—całkowity.
Tourenzähler—liczydło obrotów; liczyobrót.
Träger—dźwigar.
Träger, auf mehreren Stützen (kontinuirlicher)—dźwigar wieloprzęsłowy.
Trägerwellblech—blacha głęboko falowana (falista).
Trägheitsellipse—elipsa bezwładności.
Trägheitsellipsoid—elipsoid bezwładności.
Trägheitshauptpunkt—główny punkt bezwładności.
Trägheitskreis—koło bezwładności.
Tragfähigkeit—nośność.
Tragfeder—resor.
Traglager—łożysko siodłowe.
Tragmodul—granica sprężystości.
Tragrolle—koło (krążek) podporne.
Tragzapfen—czop łeżący.
Trajektorie—trajektorya.
Traineur—przenośnik.
Transmission—pędnia.
Transmissionsaufzug—dźwig pędniany.
Transmissionsrad—koło pędniane.
Transmissionsseil—lina pędniana.
Transmissionswelle—wał pędniany.
Treibkette—łańcuch napędny.
Treibriemen—pas napędny.
Treibstange—goleń.
Treppe—schody.
Treppenhaus—schodnia.
Treppenwange—schodnica.
Tretrad—deptak.
Triebachse—oś napędna.
Triebkette—łańcuch napędny.
Triebstockverzahnung—uzębienie palczaste.
Triebwerk-Drahtseil—linka druciana pędna.
Triebwerke, Getriebe—mechanizmy.
Triebwerkräder—koła pędniane.
Triebstockverzahnung—uzębienie palczaste.
Triebwerkwellen—wały pędniane.
Tropfapparat—wykraplarka (smaru).
Tropfrohr—rurka ściekiewkowa.
Turbine—turbina.

U-Eisen—ceownik.
Ueberdruck—nadciśnienie (cieczy); nadprężność (gazów).
Ueberfall—przelew.
Ueberfallwehr—jaz przelewowy, przewał.
Ueberhitzer—przegrzewacz.
Ueberlappungsnietung—nicenie na zakładkę.
Ueberschlags-Rechnung—obliczenie dorywcze; o. ocenne; ocenianie.
Ueberschubmuffe—nasówka.
Uebersetzung—przełożenie.
Uferbefestigung—umocnienie brzegów.
Uferkran—żóraw nadbrzeżny.
Uferpfeiler (Widerlager)—przyczółek.
Umgezogener Boden—dennica.
Umsteuerung—nawrotnica, odwrotnica.
Undrehbar befestigt—niepokrętnie osadzony.
Unempfindlickkeit—nieczułość.
Unfreie Bewegung—ruch krępowany.

Ungleichförmigkeitsgrad von Maschinen—niejednostajność; stopień niejednostajności.
Ungleichschenkliges Winkeleisen—kątownik nierównoramienny.
Universalgelenk—sprzęgło przegubowe.
Unrundes Rad—tarcz nieokrągła.
Unterfeuerung—palenisko podolne.
Unterlagsplatte—podkładka.
Unterwasser—poziom dolny.
Unterwasserzapfen—czop podwodny.
Unterwind—nadmuch.
Unterwindgebläse—przewietrznik nadmuchowy.

Vakuum—próżnia.
Vakuummeter—wakumetr.
Variation—waryacya.
Ventil—zawór.
Ventilator—przewietrznik; nawietrznik; wywietrznik; wietrzak.
Ventilbuchse—siodło wsadzane.
Ventilgehäuse (Körper)—kadłub zaworowy.
Ventilkegel—grzybek zaworowy.
Ventilkolben—tłok z zaworem.
Ventilsitz—siodło zaworowe.
Ventilspindel—wrzeciono (pokrętne); trzon (niepokrętny).
Verankerung (Dampfk.)—ściągnięcie; ściąganie.
Verbrennung—spalanie.
Verbrennungsgase—spaliny.
Verbrennungsmotor—silnik spalinowy.
Verbrennungsprodukte—spaliny.
Verbrennungsraum—spalisko.
Verbund-Dampfmaschine—sprzężony silnik parowy.
Verdampfung—parowanie; odparowanie.
Verdampfungswärme—cieplik (ciepło) parowania.
Verdampfungsziffer—ilokrotność odparowania.
Verdichtungsverhältniss—ilokrotność sprężania.
Verdrängung (Deplacement)—wyporność.
Verdrehung—skręcenie.
Verdrehungswinkel—kąt skręcenia.
Verdunstungshöhe—wysokość parowania.
Vergaser—ulatniak.
Verjüngte Nietung—nicenie w klin.
Verlust an Nutzeffekt—strata sprawności.
Verlustloser Motor—silnik bezstratny.
Verpuffung—wzbuch.
Verpuffungsmotor—silnik wzbuchowy.
Verrippung—użebrowanie.
Verschraubung—śrubunek.
Verschwindungspunkt—punkt zaniku.
Versenkvorrichtung (Theater)—zapad; zapadanka.
Verspliess splecenie.
Versteifung—usztywnienie; a jeżeli wokoło lub t. p. osztywnienie.
Verstemmen—doszczelnienie.
Vertikalturbine—turbina stojąca.
Verzahnung—zazębienie; uzębienie.
Verziehen, sich—wichrzyć się; paczyć się.
Verzögerung—zwolnienie.
Vieleck—wielokąt.
Vierblatt—czworoliść.
Viereck—czworokąt.
Vierlingsmaschine—silnik czworaczy.
Viertakt (Gasmasch.)—czworosuw.
Virtuelle Arbeit—praca przysposobiona.
Virtuelle Verrückung—przesunięcie przysposobione.
Völligkeitsgrad—pełnota.
Volldruckverhältniss—ilokrotność rozszerzania.
Vollrad—koło zewnętrznie uzębione, k. zębate, storcowe.
Vollturbine—turbina całkowista.
Vorauströmung—wylot przedzwrotowy.
Voreilen—przodować.
Voreinströmung—wlot przedzwrotowy.
Vorfeuerung—palenisko odprzednie.
Vorgelege (Antrieb)—przystawka (napędna).
Voröffnungswinkel—kąt odmyku przedzwrotowego.
Vorwärmer (Dampfk.)—podgrzewacz.

Wärme—ciepło; cieplik (na jednostkę).
Wärmeäquivalent—równoważnik ciepła.
Wärmeeinheit—ciepłostka (cpł.).
Wärmemotor—silnik cieplikowy.
Wärme, specifische—cieplik właściwy.
Wärmeschutzmasse—masa otulinowa, m. otulcza.
Wärmetheorie, mechanische—mechaniczna teorya ciepła.
Wagenwinde—dźwignik do wozów.
Wageschneiden—rzezy wagi.
Wahrscheinlichkeitsrechnung—rachunek prawdopodobieństwa.
Walzenkessel—kocioł walczasty; walczak.
Walzprocess—przebieg walcowania.
Walzwerkkupplung—sprzęgło walcarskie.
Wandkran—żóraw przyścienny.
Wangenträger (Treppe)—schodnica.
Wasserableiter (Kondenstopf)—odwadniacz.
Wasserabscheider—odkraplacz.
Wasserbau—wodnictwo.
Wasserdampf—para wodna.
Wasserdruck—napór wody; ciśnienie wody.
Wasserdruckpresse—tłoczarka hydrauliczna.
Wasserdruckprobe (Dampfk.)—sprawdzanie ciśnieniem wodnem.
Wasserdüse—wytrysk; dysza wodna.
Wassergas—gaz wodno-węglany.
Wasserhaltungsmaschine—wywadniarka (górn).
Wasserleitung—wodociąg.
Wassermantel—obchłodek (siln. spal.).
Wassermessung—pomiar wody.
Wassermotor—silnik wodny.
Wasserrad—koło wodne.
Wasserradkranz—wieniec koła wodnego.
Wasserradkropf—podkolina.
Wasserrad, watendes—unurzone koło wodne.
Wasserrohrkessel—kocioł opłomkowy.
Wasserschnecke—przenośnica śrubowa, pochyła; przelewnica ślimakowa.
Wasserstandsapparat (Dampfk.)—wodoskaz.

Wasserstandsglas (Dampfk.)—szkło wodoskazowe.
Wasserstrahlpumpe—strumienica; smoczek wodny (do cieczy); dyszak wodny (do gazów).
Wasserzoll—cal wodny; lepiej cal wodniczy.
Watt—watt.
Webstuhl—tkarka.
Wechselgeschwindigkeit—prędkość wzajemna (kin.)
Wechselkreis—koło zmianowe (kin.).
Wechselläufige Kolben—tłoki różnobieżne.
Wechselrad—zębate koło zmianowe.
Wegebau—drogownictwo.
Wehr—jaz.
Weissmetall—metal biały, stop biały.
Wellblech—blacha falista, lepiej falowana.
Welle—wał; fala.
Welle, comprimirte—wał stłaczany.
Wellen, geschränkte—wały mijające się.
Wellenkröpfung—wykorbienie wała.
Wellrohr—rura falowana.
Wellrohrkessel—kocioł o płomienicy falowanej.
Wendegetriebe—przystawki nawrotne.
Wendekreis—koło zwrotne (kinem.); zwrotnik (geogr.).
Wendepunkt—punkt zwrotny, lepiej punkt zwrotu.
Werkstätte—wyrobnia.
Werkzeugmaschinen—obrabiarki.
Widder (hydraul.)—taran wodny.
Widerstand—opór.
Widerstandshöhe—wysokość oporu (hydr.).
Widerstandsmoment—moment wytrzymałości.
Winddruck—parcie wiatru.
Winde—dźwignik; dźwignica.
Windemaschine—dźwigarka.
Windmühle—wiatrak.
Windrad—koło wiatrakowe.
Windseite—strona podwietrzna.
Winkelbeschleunigung—przyspieszenie kątowe.
Winkelgeschwindigkeit—prędkość kątowa.
Winkelhalbierungslinie—dwójsieczna.
Winkelhebel—dźwignia kolankowata.
Winkelräder—stożki węgłowe.
Winkeltrieb—napęd o pasie kierowanym.
Winkelzähne (Zahnr.)—zęby daszkowe, lepiej daszkowate.
Wippen—chylać.
Wippwerk—chylarka (żórawia).
Wirkungsgrad—sprawność.
Woltmannscher Flügel—młynek Woltmanowski.
Wurf—rzut.
Wurfrad—przerzutnica.
Wurfweite—przelot (rzutu).
Wurzel—pierwiastek.

Zahnbreite—szerokość zęba.
Zahndruck—parcie zęba.
Zahnflanke—bok zęba.
Zahnform—kształt zęba.
Zahngesperre—wechwyt zębaty.
Zahnkranz—wieniec uzębiony, w. zębaty.
Zahnlänge—wysokość zęba.
Zahnlücke—wręb.
Zahnprofil—zarys zęba (obrys zęba).
Zahnrad—koło zębate.
Zahnradbahn—kolej zębnicowa.
Zahnreibung—tarcie międzyzębne.
Zahnsperrwerk—wechwyt zębaty.
Zahnstärke—grubość zęba.
Zahnstange—zębnica.
Zahnstangenwinde—dźwignik zębnicowy.
Zahntrieb—zębnik np. drilling-trójzębnik.
Zahnzwischenraum—międzyzębie.
Zapfen—czop.
Zapfenreibung—tarcie czopa.
Zapfenschneidmaschine—czopiarka.
Zellenregulierung—nastawianie wlotu (turb.).
Zerdrücken—rozgniecenie, rozmiażdżenie.
Zerreissen—rozerwanie.
Zickzacknietung—nicenie w zakosy.
Ziegelmauerwerk—mur z cegły.
Ziehband—okleszczka.
Zinseszins—odsetki składane.
Zünder—zapłonnik.
Zündung—zapłon.
Zufuhr von Wärme—przybytek ciepła.
Zug-Absperrvorrichtungen (Dampfk.)—zawieradła ciągu.
Zugeordneter Punkt—punkt skojarzony.
Zug-Festigkeit—wytrzymałość na ciągnienie.
Zugkeil—klin dociągany.
Zugkraft—rozciąg; siła pociągowa (np. konia).
Zugorgan—cięgno.
Zugschraube—śruba pociągowa; ś. naciągowa.
Zugspannung—ciągnienie.
Zugspindel—śruba przesuwowa (tokarka).
Zugstärke (Schornst.)—siła ciągu.
Zulässige Spannung—naprężanie bezpieczne; n. dozwolone.
Zunge—jaz boczny (w obmurzu kotła).
Zusammengesetzte Festigkeit—wytrzymałość złożona.
Zustandsänderung—zmiana stanu.
Zustandsgleichung—wzór (równanie) na stan.
Zuverlässig—zaufny.
Zwangsläufige Bewegung—ruch kierowany, lepiej spętany.
Zweicylindermaschine—silnik dwucylindrowy.
Zweiflammrohrkessel—kocioł dwupłomienicowy.
Zweitakt—dwusuw.
Zweiweghahn—kurek zwykły, np. przełotowy.
Zwergkessel—kociołek małej zawartości.
Zwillingsmaschine—silnik bliźniaczy.
Zwischenwand—ściana przedziałowa.

Rosyjsko-polski *)

spis alfabetyczny niektórych, ważniejszych wyrażeń technicznych, zawartych w tomie I.

Абсолютная система мѣръ—bezwzględny układ miar.
Абсолютная температура—temperatura bezwzględna.
Абсцисса—odcięta.
Адіабатическая кривая—krzywa adiabatyczna.
Аккумуляторъ—akumulator.
Аксонометрическая проекція—półperspektywa.
Активная турбина—turbina odrzutna (t. rozpędowa).
Алебастръ—gips.
Амбаръ—towarownia.
Анкерная труба—ściągówka.
Анкерный болтъ—zespórka.
Анкерныя скрѣпленія—ściągi.
Антифрикціонная кривая—krzywa antyfryksyjna, traktorya Huyghens'a.
Арматура (пар. котловъ)—osprzęt.
Архимедова спираль—spirala Archimedesa.
Архимедовой винтъ—podnośnica śrubowa.
Асимптота—niemaltyczna.
Асимптотическая точка—punkt niedobieżności.
Астатическій регуляторъ—miarkownik niestateczny.
Астроида—krzywa gwiaździsta.

Баба—baba.
Баббитъ—biały stop, biały metal.
Базальтъ—bazalt, słupień.
Бакаутъ—drzewo gwajakowe.
Балка—belka.
Балка многопролетная—belka (dźwigar) wieloprzęsłowa.
Балка свободная—belka osadzona jednym końcem zresztą swobodna.
Балка съ сплотной стѣнкою—blachownica.
Бандажъ—obręcz (koła).
Барабанъ (подъемной машины)—bęben (dźwigarki).
Барабанъ веревочный (канатный)—bęben linowy.
Барабанъ цѣпной—bęben łańcuchowy.
Безконечный винтъ—ślimak.
Безопасная рукоятка—korba zabezpieczona.
Бензиновой двигатель—silnik benzynowy.
Бетонъ—beton.
Биномъ Ньютона—dwumian Newtona.
Блокъ—krążek; wciąg.
Блокъ для канатовъ—krążek linowy.
Болтъ—sworzeń; śruba.
Болтъ анкерный (паров. котловъ)—zespórka.
Боровъ дымовой—czopuch.
Боршанга—wytaczadło.
Бронза—bronz, spiż.
Брусъ—bal.
Бѣлый металлъ—stop biały.

Валъ колѣнчатый—wał wykorbiony.
Вентиляторъ лопастный—przewietrznik łopatkowy.
Вентиляторъ винтовой—przewietrznik śrubowy.
Вентиляторъ всасывающій—wywietrznik.
Вентиляторъ центробѣжный—przewietrznik odśrodkowy, bąk.
Вентиляторъ цилиндрическій—wietrzak o tłokach zębnikowatych.
Вентиляторъ пароструйный—dyszak parowy.
Вентиляторъ пароструйный, всасывающій—wydyszak, dyszak wysysający.
Вентиляторъ Шельцера—przewietrznik odśrodkowy z czerpakami paraboloidalnymi
Веревочный многоугольникъ—wielobok sznurowy.
Веревочная передача—napęd liną, n. linowy.
Вертикальное водяное колесо—koło wodne.
Вертушка Вольтмана—młynek Woltmanowski.
Верхнебойное колесо—koło wodne nasiębierne..
Взрывъ—wybuch (kotła); wzbuch (w silniku spalinowym).
Винтовая линія—linia śrubowa.
Винтовая нарѣзка—gwint.
Винтовая нарѣзка, прямоугольная—gwint płaski.
Винтовая нарѣзка, треугольная—gwint ostry.
Винтовое колесо—koło śrubowo uzębione
Винтовой домкратъ—dźwignik śrubowy.
Винтъ безконечный—ślimak.
Винтъ водяной—podnośnica śrubowa.
Винтъ передающій движеніе—śruba napędowa, s. napędna, s. napędcza.
Винтъ прессовой—śruba tłoczna; ś. tłoczarkowa.
Витворта нарѣзка—gwint Whitworth'a.
Вкладышъ—panew.
Влажность (воздуха)—wilgoć; wilgotność (powietrza).
Вмазка котловъ—obmurze; obmurowanie kotła.
Вогнутость (кривой)—wklęsłość (krzywej)

*) Wyrażenia rosyjskie zaczerpnięto przeważnie z rosyjskiego tłomaczenia podręcznika: „Hütte".

Водобойное колесо—przelewnica łopatkowa (rzutnica).
Водоизмѣщеніе—wyporność.
Водомѣрное стекло—wodoskaz, szkło wodoskazowe.
Водоотдѣлитель—odkraplacz.
Водоподъемная машина—wywadniarka (górn.).
Водоподъемное колесо—przelewnica kubełkowa.
Водосливъ—przewał, upust, jaz (zatopiony).
Водоспускный кранъ—zawór (kurek) spustowy.
Водоструйный насосъ—strumienica wodna; smoczek wodny; dyszak wodny (do powietrza).
Водоуказательное стекло—wodoskaz; szkło wodoskazowe.
Водяная рубашка—obchłodek.
Водяное колесо—koło wodne.
Водяное пространство (котла)—przestrzeń podwodna.
Водяной двигатель—silnik wodny.
Водяной дюймъ—cal wodniczy.
Водяной столбъ—słup wody.
Воздуховыпускный кранъ (клапанъ)—kurek (zawór) odpowietrzający; sapek.
Воздуходувка—dmuchawa.
Воздушный колпакъ насоса—powietrznik pompy.
Воздушный насосъ—pompa od powietrza.
Воздушный столбъ—słup powietrza.
Воздуходувка цилиндрическая—dmuchawa tłokowa.
Возможная работа силы—przysposobiona praca siły.
Волнистое желѣзо—blacha falista, lepiej falowana.
Волнистое желѣзо сводчатое—sklepieniasta blacha falowana.
Волнистая труба—rura falowana.
Волнистая труба, жаровая—płomienica falowana.
Вольтмана вертушка—młynek Woltmanowski.
Воротъ—kołowrót.
Воспламенение (газовъ)—zapłonięcie; zapłon; zapłomienienie.
Вредное пространство—przestrzeń szkodliwa; niedosuw.
Временное сопротивление—wytrzymałość nietrwała.
Втулка—tuleja.
Выпуклость—wypukłość.
Выталкиваніе газовъ—wypychanie (w silnikach spalinowych).
Вѣроятности теорія—teorya prawdopodobieństwa.
Вѣсъ—waga.
Вѣсъ, удѣльный—ciężkość właściwa.
Вѣтеръ, давленіе его—parcie wiatru.
Вѣтряной мельницы колесо—koło wiatrakowe.
Вюрцбургскія нормы для паровыхъ котловъ—prawidła wyrcburskie.
Габаритъ—obrysie.
Газовый двигатель—silnik gazowy.
Газовая нарѣзка—gwint gazowy.
Газовикъ—ulatniak (siln. spal.).
Газъ—gaz.
Газъ водородный—gaz wodnowęglany.
Газъ генераторный—czad z gazownicy.
Газъ доменныхъ печей—czad (gaz wielkopiecowy.
Газъ коксовый—gaz koksowniany.
Газъ масляный—gaz tłustny.
Газъ свѣтильной—gaz świetlany.
Газа измѣненіе состоянія—zmiana stanu gazu.
Газовый генераторъ—gaziarka; gazownica.
Газы отработанные—wydyszyny.
Гайка—naśrubek.
Галловея труба—garłacz Galloway'a.
Галля цѣпь—łańcuch przegubowy.
Гвоздь—gwóźdź.
Геометрія кинематическая—geometrya kinematyczna, kinematyka.
Гибкая труба мѣдная—wydłużka.
Гибкое тѣло—cięgno.
Гидравлика—hydraulika.
Гидравлическая подъемная машина—dźwig hydrauliczny.
Гидравлическій—hydrauliczny.
Гидравлическій запоръ—syfon.
Гидравлическій кранъ—żóraw hydrauliczny.
Гидравлическій прессъ—tłocznia, lepiej tłoczarka hydrauliczna.
Гидравлическій растворъ—zaprawa wodotrwała.
Гидростатическое давленіе—ciśnienie hydrostatyczne.
Гипербола равнобокая—hyperbola równoramienna.
Гиперболоидъ—hyperboloid.
Гипоциклоида—hypocykloida.
Главное напряженіе—naprężenie główne; n. pierwszorzędne.
Глубина—głębokość; głębizna (górn.).
Глухія соединенія валовъ—sprzęgła stałe, sztywne.
Гнейсъ—gnejs, lepiej gnusiec.
Годографъ движенія—hodograf ruchu.
Головка болта—łeb śruby.
Головка заклепокъ—łeb i nakówek nita.
Головка рельса—łeb szyny.
Головка татуна—łeb goleni korbowej.
Гончарныя трубы—rury kamionkowe.
Горный заводъ—kuźnica.
Горѣлка—palnik.
Горѣніе—spalanie, palenie.
Горѣнія продукты—spaliny.
Горючій матеріалъ—paliwo.
Графическій—wykreślny.
Графостатика—statyka wykreślna.
Гребенчатая пята—czop grzebieniasty.
Грузъ мертвый—ciężar nieruchomy.
Грузъ сосредоточенный—ciężar skupiony.
Грузоподъемная машина—dźwignica, dźwigarka, dźwignik, dźwig towarowy.
Гюйгенса траекторія—traktorya Huyghens'a, krzywa antyfrykcyjna.

Давленіе—ciśnienie (cieczy); prężność (gazów).
Давленіе вѣтра—parcie wiatru.
Давленіе рабочее пара—nadprężność pary.
Давленіе силы инерціи—nacisk od bezwładności.
Давленіе водоизмѣщенія—wypór (wody, płynów).
Двигатель—silnik.
Двигатель бензиновый—silnik benzynowy.
Двигатель водяной—silnik wodny.
Двигатель вѣтряной—wiatrak.
Двигатель газовый—silnik gazowy.
Двигатель двухтактный—silnik dwusuwny.
Двигатель живой—silnik żywy.
Двигатель калорическій—silnik cieplikowy.
Двигатель керосиновый—silnik naftowy.
Двигатель компоундъ—silnik sprzężony.
Двигатель крупный—silnik duży.
Двигатель малый—silnik drobny.
Двигатель нефтяной—silnik ropowy; s. na ropę naftową.
Двигатель паровый—silnik parowy.
Двигатель тандемъ—silnik spółtłoczyskowy.
Двигатель тепловой—silnik cieplikowy.
Двигатель четырехтактный—silnik czworosuwny.
Движеніе—ruch.
Движеніе замедленное—ruch zwalniany.
Движеніе криволинейное—ruch po krzywej.
Движеніе несвободное—ruch krępowany.
Движеніе равномѣрное и неравномѣрное—ruch jednostajny i niejednostajny.
Движеніе равномѣрно замедленное—ruch równomiernie zwalniany.
Движеніе равномѣрно ускоренное—ruch równomiernie przyspieszony.
Движеніе ускоренное—ruch przyspieszony.
Движеніе свободное—ruch swobodny, ruch niekrępowany.
Движеніе центральное—ruch ośrodkowy.
Двойной кривизны кривая—krzywa podwójnej krzywości.
Двутавровое желѣзо—dwuteownik.
Двойная точка (кривой)—punkt zdwojony (krzywej), p. dwoisty, p. podwójny.
Двойное дѣйствіе—obustronne działanie (w silniku lub pompie).
Двухцилиндровая паров. машина—silnik parowy, dwucylindrowy.
Декарта листъ—liść Kartezyusza.
Деревострогательный станокъ—wiórarka (heblarka) do drzewa.
Детали машинъ—części maszyn.
Діагональ—przekątnia.
Діаграмма—nakres; wykres; wskaza.
Діаметръ просверливаемого отверстія—prześwit dziury.
Динамика—dynamika.
Динамометръ Прони—hamownica Proni'ego.
Директриса—kierownica.
Директриса параболы—kierownica paraboli.
Дисковый портень—tłok tarczowy.
Дискообразный—tarczowaty, tarczasty.
Дифференціальный полиспастъ—wciąg różnicowy.
Дифференціальный тормазъ—hamulec różnicowy.
Дифференціальный насосъ—pompa różnicowa.
Дифференціальное исчисленіе—rachunek różniczkowy.
Дифференцированіе—różniczkowanie.
Дифференціальн. уравненіе—równanie różniczkowe.
Дифференціалъ—różniczka.
Діаграмма (упругости пара въ пар. машинѣ)—wskaza, nakres, wykres (prężności pary w silniku).
Діаметры сопряженные—średnice sprzężone.
Днище цилиндра (пар. маш.)—pokrywa.
Днище (паров. котловъ)—dno, dennica.
Долбежный станокъ—dłuciarka.
Домкратъ съ зубчатой рейкой—dźwignik zębnicowy.
Домкратъ винтовой—dźwignik śrubowy.
Домкрата, станина—więźba dźwignika.
Домкратъ гидравлическій—dźwignik (lewar) hydrauliczny.
Домкратъ прямого дѣйствія—dźwignik (lewar).
Допускаемое напряженіе—naprężenie bezpieczne; n. dozwolone.
Допускаемая нагрузка—nośność, obciążenie bezpieczne.
Дроссельный клапанъ—przepustnica.
Дроссельный приборъ—przymykadło.
Дуга (круга)—łuk.
Дымовая труба—komin.
Дымогарная труба—płomieniówka (pozioma).
Дымоходы (паров. котловъ)—kanały spalinowe; loty spalin.
Дыропробивной станокъ—przebijarka.

Единица—jednostka.
Единица теплоты—ciepłostka (cpł.).
Елеваторъ—podnośnik.

Жаровая труба—płomiennica.
Желобъ (вод. мельн.)—pogródka.
Желѣзо—żelazo (żelazo skowalne).
Желѣзная труба—rura żelazna.
Желѣзнодорожный кранъ—żóraw kolejowy.
Желѣзо литое—żelazo zlewne, zleiwo.
Желѣзо сварочное—żelazo spawalne, lepiej skowalne, albo wprost: żelazo.
Жесткость—sztywność (usztywniać—usztywniać).
Живая сила—energia rozpędu, praca rozpędu.
Живой двигатель—silnik żywy.
Жироочиститель—odtłustnik.

Забивка свай—bicie pali.
Задвижка—zasuwa, zasuwka.
Зазоръ—luz.
Заклепка—nit.
Заклепочный шовъ—szew nitowany.
Заклепочное соединеніе—nicenie.
Заклепочный шовъ шахматный—nicenie w zakosy.
Замедленіе—zwolnienie.

Защечникъ—przylga.
Запоръ, Запорный приборъ—zawieradło.
Зацѣпленія зубцовъ линія—linia przyporu zębów.
Зацѣпленіе циклоидальное—zazębienie cykloidalne.
Зацѣпленіе прямобочное—zazębienie prostoboczne.
Зацѣпленіе цѣвочное—zazębienie palczaste.
Зацѣпленіе развертками—zazębienie ewolwentowe.
Звено—dzwono; ogniwo.
Звено (трубы или котла)—pierściono.
Звѣздочка для цѣпей—krążek gniazdkowy.
Зола—popiół.
Золотникъ (паровой)—suwak.
Золотникъ раздѣленный—suwak dwupołówkowy.
Золотникъ распредѣлительный—niezmian.
Золотникъ разширительный—suwak-zmieniak, krócej zmieniak.
Золотникъ качающійся—suwak pokrętny.
Золотникъ со щелью—suwak rusztowaty.
Золотникъ уравновѣшенный—suwak odciążony.
Золотникъ двойной—suwak dwoisty.
Золотниковая коробка—skrzynka suwakowa.
Золотниковое зеркало—gładź podsuwakowa; g. podzmieniakowa.
Зубца головка—wierzchołek zęba.
Зубчатая рейка—zębnica (drąg zębaty).
Зубчатое колесо—koło zębate.
Зубчатое колесо, коническое—stożek zębaty.
Зубчатый вѣнецъ—koło zębate storcowe.

Изгибъ—gięcie.
Изгибъ продольный—boczenie, wyboczenie.
Изгибъ, сопротивленіе на—wytrzymałość na gięcie.
Измѣненіе формы—odkształcenie.
Изоляціонная масса—masa otulcza (od strat ciepła).
Изоляція (тепло)—otulina.
Индикоторъ—wskaziec.
Индикаторное давленіе—prężność wskazana.
Индикаторная діаграмма—wskaza.
Индикаторная сила—moc wskazana.
Инерція—bezwładność.
Инерціи элипса—elipsa bezwładności.
Инерціи моментъ—moment bezwładności.
Инерціи ось—oś bezwładności.
Инжекторъ—smoczek, dyszak, strumiennica.
Интегралъ—całka.
Интегральное исчисленіе—rachunek całkowy.
Интегрированіе—całkowanie.
Испаренія теплота—cieplik parowania (ciepło utajone).
Испарительная способность—ilokrotność odparowania.
Истеченіе жидкости—wypływ cieczy.
Истеченіе газовъ—wylot gazów.

Калиброванная цѣпь—łańcuch dokładny.
Калильная трубка—zapłonka (w silniku spalinowym).
Калорія—ciepłostka.
Камень въ кулисѣ—przesuwek jarzma.
Камень точильный—toczak.
Камера шлюзная—komora przepustowa.
Камера газомотора—spalisko.
Канатный блокъ—krążek linowy.
Канатный шкивъ—koło linowe.
Канаты проволочные—liny druciane.
Канаты пеньковые и хлопчатобум.—liny konopne i bawełniane.
Канаты передаточные—liny napędowe; l. napędne; l. napędcze.
Канаты подъемные—liny nośne, liny dźwignicowe, liny dźwigowe, liny wyciągowe (górn.).
Кардіоида—kardioida (krzywa sercowata).
Касательная—styczna.
Касательное ускореніе—przyspieszenie po stycznej.
Катарактъ жидкій—przytłumiak z cieczą.
Катающаяся балка—suwnica dźwigarkowa—dźwigarka przesuwna.
Качаніе—wahanie.
Квадратура—obliczenie pola (powierzchni).
Квадраты наименьшіе, способъ—metoda najmniejszych kwadratów.
Керосиновый двигатель—silnik naftowy.
Кизельгуръ—martwica (masa) krzemionkowa.
Кинематическая геометрія—geometrya kinematyczna (kinematyka).
Кипѣнія температура—temperatura wrzenia.
Клапанъ—zawór.
Клапанъ выпускной—zawór wydychowy.
Клапанъ оборотный—zawór zwrotny.
Клапанъ предохранительный—zawór bezpieczeństwa.
Клапанъ редукціонный—przymykadło samoczynne.
Клиновый прессъ—tłoczarka klinowa.
Клинъ—klin.
Клинкеръ—klinkier.
Ковшъ—czerpak.
Ковши—przegródki.
Козлы подъемные для паровозовъ—dźwigniki do parowozów.
Колесо водяное—koło wodne.
Колесо верхнебойное—koło nasiębierne.
Колесо среднебойное—koło śródbierne.
Колесо полуналивное—koło z podkoliną.
Колесо водоподъемное—przerzutnica, przelewnica łopatkowa.
Колесо коническое—koło zębate stożkowate, stożek zębaty.
Колесо направляющее—stałka kierownicza (turbiny), wieniec kierownic.
Колесо зубчатое—koło zębate.
Колесо фрикціонное—koło cierne.
Количество движенія—wielkość rozpędu.
Колосникъ—rusztowina.
Колосниковая рѣшетка—ruszt.
Колосниковой рѣшетки общая поверхность—całkowita powierzchnia rusztu, pole rusztu.
Колосниковой рѣшетки свободная поверхность—przewiewie (rusztu).

Колпакъ воздушный—powietrznik.
Кольцевая пята—czop pierścieniasty.
Кольцо—pierścień.
Кольцо круговое—pierścień koła, p. kołowy.
Кольцо цилиндрическое—pierściono.
Кольцо поршневое—pierścień, sprężyna tłoka.
Колѣно (трубы)—kolanko, krzywka.
Колѣнчатый валъ—wał wykorbiony.
Компоундъ машина—silnik sprzężony.
Комплектныя колеса—koła skojarzone.
Компрессоръ—kompresor lepiej sprężarka.
Комплектъ зубчатыхъ колесъ—dobór kół zębatych.
Конденсаторъ—skraplacz.
Конденсація (пара)—skraplanie.
Конденсація отдѣльная—skraplanie samotne.
Конденсація центральная—skraplanie skupione
Конденсаторъ объемный—skraplacz bezprzeponny.
Конденсаторъ поверхностный—skraplacz przeponny, s. przeponowy.
Конденсаторъ съ трубою—chłodnica z kominem.
Конденсаціонный горшокъ—odwadniacz.
Коническое зубчатое колесо—stożek zębaty.
Контръ-гайка—nakrętka.
Конусъ—stożek; dysza.
Конусъ, фассонная часть трубы—zwężka.
Конхоида—konchoida, krzywa muszlowata.
Конхоидальное коромысло—prostowód konchoidowy.
Координаты—spółrzędne.
Копировальные станки—obrabiarka do kopiowania, małpiarka.
Коперъ паровый—kafar parowy.
Коперъ ручной—kafar ręczny.
Корень—pierwiastek.
Коробка золотниковая—skrzynka suwakowa.
Коробка подъемника—klatka dźwiga, kosz dźwiga (wyciągu w górn.).
Коромысло—wodzidło, prostowód.
Коромысло эллиптическое—prostowód elipsowy.
Коромысло конхоидальное—prostowód konchoidowy.
Коромысло главное—wodzik.
Коромысло лемнискатоидальное—prostowód lemniskatowy.
Коромысло обратное—odwodzik, nawodzik.
Косинусъ—dostawa.
Котангенсъ—dotyczna.
Котелъ водотрубный—kocioł opłomkowy.
Котелъ маленькій—kocioł o małej zawartości, lepiej kocioł drobny
Котелъ отдѣльный—kocioł samotny.
Котелъ паровый—kocioł parowy.
Котелъ паровозный—kocioł parowozowy.
Котелъ пароходный—kocioł parowcowy.
Котелъ стоящій—kocioł stojący.
Котелъ цилиндрическій—kocioł walczasty, walczak.
Котелъ цилиндрическій обыкновенный—kocioł jednowalczasty.
Котелъ цилиндрическій составной—kocioł wielowalczasty.
Котла установка—sadowienie kotła.
Коэффиціентъ—spółczynnik.
Коэффиціентъ безопасности—spółczynnik bezpieczeństwa.
Коэффиціентъ полезности діаграммы—pełnota wskazy.
Коэффиціентъ полезнаго дѣйствія—sprawność.
Коэффиціентъ расширенія (терм.)—spółczynnik rozszerzalności.
Коэффиціентъ тренія—spółczynnik tarcia.
Коэффиціентъ упругости—spółczynnik sprężystości.
Кранъ—żóraw; kurek.
Кранъ воздушный—kurek powietrzny, sapek.
Кранъ въ шахтахъ—żóraw z łożyskiem podziemnem.
Кранъ поворотный—żóraw obrotny; kurek z wylotem pokrętnym.
Кранъ поворотный съ телѣжкой—żóraw obrotny z kotem.
Кранъ желѣзнодорожный—żóraw kolejowy.
Кранъ мостовой—dźwigarka przesuwna, suwnica dźwigarkowa.
Кранъ на передвижныхъ козлахъ—suwnica bramiasta.
Кранъ съ качающейся укосиной—żóraw z chylnym wysięgnikiem.
Кранъ съ канатнымъ приводомъ—żóraw (suwnica) z napędem linowym.
Кранъ паровый—żóraw parowy
Кранъ гидравлическій—żóraw hydrauliczny; ż. napędzany wodą.
Кранъ пробный (пар. котловъ)—kurek dozorczy.
Кранъ продувной—kurek spustowy.
Кранъ спускной (пар котл.)—kurek spustowy.
Крестовой сводъ—sklepienie krzyżowe.
Крестовина, крейцкопфъ—krzyżulec.
Кривизна (круга)—krzywość (koła).
Кривизны центръ—środek krzywości.
Кривизны радіусъ—promień krzywości.
Криволинейное движение—ruch krzywolinijny, ruch po krzywej.
Кривое ложе вод. колеса—podkolina.
Кривошипъ—korba.
Кривошипъ съ кулиссою—krzyżulec na korbie.
Кривая плоская—krzywa płaska.
Кривая вогнутая—krzywa wklęsła.
Кривая выпуклая—krzywa wypukła.
Кривая двойной кривизны—krzywa przestrzenna.
Кронштейнъ—wspornik.
Круглая пила—piła tarczowa; piłak tarczowy.
Круговая функція—funkcya kołowa.
Круговое кольцо—pierścień koła.
Круговой секторъ—wycinek koła.
Круговой сегментъ—odcinek koła.
Круговой процесъ—przebieg kołowy.
Кругъ кривизны—koło krzywości.

Кругъ перегиба—koło zwrotowe.
Крышка цилиндра—pokrywa cylindra.
Крюкъ—hak.
Кубъ—kostka, sześcian prawidłowy.
Кубическая парабола—parabola sześcienna.
Кузнечный прессъ—kuźniarka (tłoczarka kuzienna hydrauliczna).
Кулакъ—ksiuk; kieł.
Кулачный молотъ—młot wahakowy.
Кулиса—szatkownica, wlotnica wielokrotna (koło wodne).
Кулисса—jarzmo (siln. par.).
Куполъ—kopuła, bania (bud.); kołpak, lepiej dzwon parowy (kotły).

Лазъ (паров. котловъ)—właz, wyczystka.
Латунь—mosiądz.
Лебедка—dźwigarka
Леблана муфта—sprzęgło rozłączne, o walcach ciernych (Leblanc'a).
Лемниската—lemniskata.
Лемнискатоидальное коромысло—prostowód lemniskatowy.
Листъ Декарта—liść Kartezyusza.
Листъ котельный—arkusz blachy kotłowej.
Лобовой молотъ—młot wahakowy z nosem.
Логарифмическая спираль—spirala logarytmiczna.
Логарифмъ—logarytm.
Логарифмъ натуральный—logarytm naturalny.
Лопастный вентиляторъ—przewietrznik łopatkowy.
Лошадиная сила—moc konia, koń mechaniczny, *M*.
Лученспускание—promieniowanie, rozpromieniowanie.
Лѣсной матеріалъ—budulec.
Лѣсопильная рама—piła tartaczna, trak tartaczny.

Максимумъ—największość.
Максимумъ относительное—największość względna.
Манесмана труба—rura Manesmanowska.
Манжетъ—cholewa, lepiej natłoczka (skórzana)
Манометръ—manometr.
Маріотта законъ—prawo Mariotte'a.
Машина водостолбовая—tłokowy silnik wodny.
Машина рабочая—silnica, maszyna robocza.
Машинное помѣщение—silnicznia.
Масса—masa.
Матрица—podbijka; podtłoczka (matryca).
Маховое колесо—koło rozpędowe.
Маштабъ—wymiarka.
Маятникъ—wahadło.
Мертвое положение поршня—zwrot, punkt zwrotny.
Метацентръ—metacentr.
Механизмъ кривошипа и шатуна—napęd korbowy.
Механика—mechanika.
Механика строительная—statyka budowlana.
Механическая теорія теплоты—mechaniczna teorya ciepła.
Механическій эквивалентъ теплоты—mechaniczny równoważnik ciepła, (praca równoważna ciepłostce).
Минимумъ—najmniejszość.
Минимумъ относительное—najmniejszość względna.
Мнимая величина—wielkość urojona.
Многоугольникъ—wielokąt.
Многоугольникъ правильный—wielokąt prawidłowy.
Многоугольникъ силъ—wielobok sił.
Многоугольникъ веревочный—wielobok sznurowy.
Модуль упругости—spółczynnik sprężystości.
Молотъ—młot.
Молотъ кулачный—młot wahakowy.
Молотъ паровый—młot parowy.
Молотъ фрикціонный—młot cierny.
Моментъ пары силъ—moment pary sił, lepiej m. dwusiła.
Моментъ вращающій—moment obrotu; moment wywracający.
Моментъ статическій—moment statyczny.
Моментъ инерціи—moment bezwładności.
Моментъ сопротивленія—moment wytrzymałości.
Моментъ устойчивости—moment stateczności.
Монастырскій сводъ—sklepienie kopankowate (klasztorne).
Монтежюсъ—przetłaczarka parowa, ssawa parowa, montejus.
Мостовой быкъ—filar mostowy.
Мостовой кранъ—brama z dźwigarką.
Мотыль—rękojeść, korba.
Мощность максимальная—moc krańcowa.
Муфта соединительная—sprzęgło.
Муфта кулачная—sprzęgło kłowe.
Муфта створчатая—sprzęgło łubkowe.
Муфта шарнирная—sprzęgło przegubowe.
Муфта фрикціонная—sprzęgło cierne.
Мѣдь красная—miedź.
Мѣдь желтая—mosiądz, bronz.
Мѣшокъ резиновый—płuco gumowe (siln. spalin.).
Мягкій припой—lut miękki.

Набивка кожаными манжетами—uszczelnienie cholewą lepiej natłoczką skórzaną.
Набивка (сальниковъ)—szczeliwo.
Нагрѣва поверхность—powierzchnia ogrzewalna, p. ogrzewana.
Нагрѣва поверхность непосредственная—powierzchnia opłomieniona.
Наждачная шайба—krążek szmyrglowy.
Нажимъ Пронп—hamownica Prony'ego.
Наименьшіе квадраты, способъ—metoda najmniejszych kwadratów.
Наковальни фундаментъ (шаботта)—kłodzisko.
Наконечникъ—wylot.

Наполненіе (паров. машинъ)—napełnienie.
Направляющая—obwodnica, prowadnica.
Направляющая лопасть—kierownica.
Направляющая полоса—prowadnica.
Напряженіе допускаемое—naprężenie bezpieczne, n. dozwolone.
Напряженіе нормальное—naprężenie normalne.
Напряженіе главное—naprężenie główne; n. pierwszorzędne.
Нарѣзка винта—gwint śruby.
Нарѣзка для газовыхъ трубъ—gwint na rury gazowe, gwint gazowy.
Насадка—wylot nasadzany, nasadka.
Насосъ—pompa.
Насосъ водо- пароструйный—strumiennica wodna. wzgl. parowa, smoczek itp.
Насосъ воздушный—pompa od powietrza, p. próżniana.
Насосъ дифференціальный—pompa różnicowa.
Насосъ поршневой—pompa tłokowa.
Насосъ центробѣжный—pompa odśrodkowa.
Насыщенный паръ—para nasycona.
Натуральные логариѳмы—logarytmy naturalne.
Натяжный роликъ—krążek wyprężający.
Необратимый процессъ—przebieg nieodwracalny.
Неопредѣленность—nieokreśloność.
Неравномѣрность маховика—niejednostajność biegu koła rozpędowego.
Неравномѣрность регулятора—niejednostajność miarkownika.
Нечувствительность регулятора—nieczułość miarkownika.
Ножъ (вѣсовыхъ рычаговъ)—rzez.
Ножъ долбежный—strużak.
Ножница—przecinarka.
Норія—podnośnica kubełkowa.
Нормаль къ кривой—normalna krzywej.
Нормальное ускореніе—przyspieszenie po normalnej.
Нормальное напряженіе—naprężenie normalne.
Нормы Гамбургскія для паров. котловъ—prawidła hamburskie.
Ныряло—nurnik.
Ньютона биномъ—dwumian Newtona.

Обдѣлка (кирпичемъ)—wykładzina.
Обелискъ—obelisk.
Обертывающая кривая—krzywa obwijająca (geom.); k. odtaczająca (kinem.).
Обжимка—nakównik.
Обмѣръ воды—pomiar wody.
Ободъ колеса—wieniec.
Огарина—zendra.
Обратная величина—ilość odwrotna.
Обратимый процессъ—przebieg odwracalny
Объемъ—objętość; zawartość.
Однородный—jednolity.
Окраска—powłoka.
Окружность (круга)—obwód (koła).
Олово—cyna.
Оловянныя трубы—rury cynowe.
Опасное сѣченіе—przekrój niebezpieczny, p. rozłamujący się.
Опора, реакція ея—odpór podpory.
Опора на каткахъ—łożysko na walcach.
Опора шарнирная—łożysko przegibne.
Опредѣленные интегралы—całki oznaczone.
Опредѣлитель—wyznacznik.
Ось—oś.
Ось нейтральная—oś obojętna.
Ось свободная—oś swobodna.
Основаніе зубца—pień zęba.
Остановъ—wstrzymnik.
Остановъ зубчатый—wechwyt zębaty.
Острія (вѣсовъ)—rzezy.
Отводъ, чугунный—krzywka żeliwna.
Отжигать—wyżarzać.
Охладительная смѣсь—mieszanina ochładzająca.
Охлажденіе обратное—studzenie.
Очагъ—palenisko.
Очертаніе зубца—zarys zęba.

Паденіе свободное въ безвоздушн. простран.—spadanie swobodne w próżni.
Пазъ—szczelina.
Палецъ—ksiuk.
Пара силъ—para sił (dwusił),
Парабола—parabola.
Парабола кубическая—parabola sześcienna.
Парабола полукубическая—parabola półsześcienna.
Параболоидъ—paraboloid.
Параллелипипедъ—równoległościan.
Параллелограммъ силъ—równoległobok sił.
Параллелограммъ скоростей отн. ускореній—równoległobok prędkości wzgl. przyspieszeń.
Параллельная перспектива—półperspektywa.
Параметръ—parametr.
Паровозъ—parowóz.
Паровый котелъ—kocioł parowy.
Паровый котелъ: объемъ воды и пара—zawartość pary i wody; przestrzeń nadwodna i podwodna.
Паровый котелъ горизонтальный—kocioł parowy, leżący.
Паровый котелъ вертикальный—kocioł parowy, stojący.
Паровый котелъ съ жаровыми трубами—parowy kocioł płomienicowy.
Паровый котелъ съ прогарными трубами—parowy kocioł płomieniówkowy.
Пароваго котела днище—dno kotła; dennica kotła par.
Парового котла вмазка—obmurze; obmurowanie kotła par.
Парового котла арматура—osprzęt kotła par.
Парового котла, топочный гарнитуръ—obsada paleniskowa kotła par.
Паровый кранъ—kurek parowy, zawór p.
Паровая машина—silnik parowy.
Паровая машина быстроходная—silnik parowy, szybkobieg.

Паровой машины расходъ пара—rozchód pary silnika par.
Паровая машина компаундъ—silnik parowy sprzężony.
Паровая машина многоцилиндровая—silnik parowy, wielocylindrowy.
Паровая машина трехцылиндровая—silnik parowy, trójcylindrowy.
Паровый молотъ—młot parowy.
Паровый цилиндръ—cylinder parowy.
Парораспредѣленіе—rozrząd pary.
Парораспредѣленіе золотниковое—rozrząd suwakiem.
Парораспредѣлительный механизмъ—stawidło.
Парораспредѣлительно-расширительный механизмъ—stawidło zmieniakowe.
Парораспредѣленіе кулиссами—rozrząd pary jarzmem, lub jarzmowy.
Пароструйный приборъ (инжекторъ)—strumiennica parowa, smoczek.
Пароструйный вентиляторъ—dyszak parowy.
Паръ—para.
Паръ мятый—para wydychowa.
Паръ насыщенный—para nasycona.
Паръ отработанный—para odlotowa.
Паръ перегрѣтый—para przegrzana.
Патрубокъ—przyłącze (odnoga przyłączna).
Пеньковый канатъ—lina konopna.
Перегрѣватель—przegrzewacz.
Перегиба точка—punkt zwrotny.
Перегиба полюсъ—biegun zwrotowy.
Передача—napęd; przystawka.
Передаточное число—przełożenie, t. j. stosunek w przekładni.
Перемѣна хода, механизмъ для онаго—stawidło odwrotcze, s. nawrotcze, nawrotnica.
Перепонка—przepona.
Перестановка—przemiana (permutacya).
Пила—piłak; piła.
Пила для металла—piła do metalu.
Пила круглая—piła tarczowa.
Пила ленточная—piła taśmowa.
Пила фигурная—wyrzynarka.
Пирамида—ostrosłup.
Пирометръ—pyrometr.
Плаваніе тѣлъ—pływanie ciał.
Плавленіе—topienie.
Плавленія теплота—cieplik (ciepło) topnienia.
Планиметръ—powierzchnik, planimetr.
Плита плоская—płyta płaska.
Плоскость—płaszczyzna.
Плоскость касательная—płaszczyzna styczna.
Плоскость жесткая—płaszczyzna sztywna (kinem.).
Плотина—jaz.
Площадь—pole, powierzchnia.
Поверхность прикосновенія пламени—powierzchnia ogrzewana spalinami, powierzchnia opłomieniona.
Поверхность нагрѣва (котла)—powierzchnia ogrzewana, p. ogrzewalna (kotła).
Поверхностная конденсація—skraplanie naprzeponne.
Поверхностный холодильникъ—skraplacz przeponowy.
Поворотный кругъ—obrotnica.
Погрѣшность наблюденія—błąd spostrzegania.
Подача ножа—podsuw noża; przesuw noża.
Подвижное соединеніе валовъ—luźne sprzęgnięcie wałów, a więc: suwliwe, wahliwe, giętkie, albo sprężynujące.
Подвижный грузъ—obciążenie ruchome.
Подкасательная—podstyczna.
Подкова цилиндрич.—kopyto walcowe.
Подливное колесо—koło wodne podsiębierne.
Поднормаль—podnormalna.
Подогрѣватель—ogrzewacz.
Подпоръ (вода)—podpór (wysokość podparcia wody).
Подпоръ пара—dławienie pary.
Подпруда, плотина глухая—upust, jaz.
Подпятникъ—łożysko storcowe, spodnie.
Подшипникъ—łożysko.
Подшипникъ качающійся—łożysko uchylne, wahliwe.
Подшипникъ подвѣсной—łożysko wiszące.
Подъемный козелъ—dźwignik.
Подъемная машина—dźwignica, a więc dźwignik; dźwigarka: dźwig; wyciągarka; wyciąg (kopalniany).
Подъемная машина гидравлическая—dźwignica hydrauliczna.
Подъемная машина съ ныряломъ—dźwig nurnikowy.
Подъемникъ—dźwig; dźwignik.
Подъемъ—podnios (wysokość podnoszenia).
Полезное давленіе пара—prężność pożytkowa.
Полезности діаграммы коэффиціентъ—pełnota wskazy.
Ползунъ—krzyżulec.
Полиспастъ—wciąg.
Политропическая кривая—krzywa politropiczna.
Полосовое желѣзо—prętownik.
Полуналивное колесо водяное—koło wodne, śródbierne.
Полюсный путь—tor bieguna, biegunowy.
Полюсъ вращенія—biegun obrotu.
Полярное уравненіе—równanie biegunowe.
Полярный моментъ инерціи—biegunowy moment bezwładności.
Полярная система координатъ—układ spółrzędnych biegunowych.
Поплавокъ—pływak; zawór (kurek) pływakowy.
Поршень—tłok.
Поршень дисковой—tłok tarczowy.
Поршневое кольцо—pierścień tłokowy, sprężyna t.
Поршневой стержень—tłoczysko.
Поршневой насосъ—pompa tłokowa.
Поршневой путь діаграмма—wykresowa drogi tłoka.
Потенціалъ—potencyał.

Пошвенное колесо, водяное—koło wodne, podsiębierne.
Поясъ подъемной м.—taśma dźwignicowa.
Предохранительный клапанъ—zawór bezpieczeństwa.
Предѣльная нагрузка—obciążenie krańcowe.
Предѣльная турбина—turbina odrzutna, o strumieniu ujętym.
Предѣлъ пропорціональности—granica proporcyonalności.
Предѣлъ упругости—granica sprężystości.
Преобразованіе координатъ—przemiana spółrzędnych.
Прессъ—tłocznia, lepiej t ł o c z a r k a.
Прессъ винтовой—tłocznia (lepiej t ł o c z a r k a) śrubowa.
Прессъ гидравлическій—tłocznia (lepiej t ł o c z a r k a) hydrauliczna.
Приведеніе въ ходъ—rozruszanie (np. silnika).
Приводные ремни кожаные—skórzane pasy napędne, albo pędniane.
Приводный валъ—wał pędniany (transmisyjny); w. napędny.
Приводный канатъ проволочный—druciana lina pędniana, albo napędna.
Приводъ—pędnia.
Приводъ конный—kierat.
Призма—pryzmat, graniastosłup.
Проводка пара—dolot pary.
Проволочный канатъ—lina druciana.
Проволока—drut.
Прогарная труба—płomieniówka (pionowa).
Прогибъ—ugięcie.
Продольный изгибъ—wyboczenie.
Проекціи аксонометрическія—półperspektywa.
Производительность—moc (silnika); wydajność (kotła); wytwórczość i t. p.
Прокатки процессъ—przebieg walcowania.
Прокладка—uszczelka.
Пролетъ—rozpiętość.
Промежуточный резервуаръ—pośredek, lepiej p r z e l o t n i a (receiver).
Прони нажимъ—hamownica Prony'ego.
Пропорціональности предѣлъ—granica proporcyonalności.
Просачиваніе воды—przesiąkanie wody.
Противодавленіе—przeciwciśnienie; przeciwprężność.
Протокъ жидкости—przepływ cieczy.
Профиль (зубца)—zarys (zęba).
Профиль—obrys (profil).
Процентъ сложный—procent składany.
Пружинящая труба мѣдная—wydłużka miedziana.
Прямолинейное движеніе—ruch prostolinijny, ruch po prostej.
Прямоугольникъ—prostokąt.
Псевдоастатическій регуляторъ—miarkownik omalniestateczny.
Пульзометръ—tętnik.
Пусканіе въ ходъ—rozruszanie.
Пята—czop spodni.
Пята гребенчатая—czop grzebieniasty, spodni.
Пята, плоская—spodni czop pełny płaski.

Работа—praca.
Работа индикаторная—praca wskazana.
Работа полезная—praca pożytkowa.
Работы способность—możność pracy.
Равновѣсіе устойчивое—równowaga trwała.
Равновѣсіе неустойчивое—równowaga chwiejna (nietrwała).
Равновѣсіе безразличное—równowaga obojętna.
Равнодѣйствующая силъ—wypadkowa sił.
Равнобокая гипербола—hyperbola równoramienna.
Рабочій день—dzionka.
Радіальная турбина—turbina promienicza.
Радіусъ кривизны—promień krzywości.
Радіусъ инерціи—ramię bezwładności.
Разверточное зацѣпленіе—zazębienie ewolwentowe.
Развертывающая—rozwinięta (ewoluta).
Развертывающаяся—rozwijająca (ewolwenta).
Разъединительный приборъ—wymykadło; rozprzęgadło.
Разрывъ—rozerwanie.
Разстояніе между осями—rozstawa osi (wozów i t. p.).
Рама—oprawa.
Рама вилкообразная—oprawa rozsochata (stojąca); o. rozwidlona (leżąca).
Рама лѣсопильная—piła tartaczna, lepiej t r a k.
Рама паров. машинъ—oprawa silnika par.
Ранкина формула—wzór Rankinowski.
Раскосъ—zastrzał.
Распредѣленіе обыкновенными золотниками—rozrząd suwakowy zwykły.
Распредительный дискъ—tarcza rozrządcza.
Распредительный палецъ—ksiuk rozrządczy.
Растворъ—zaprawa.
Расточка цилиндровъ, (станки)—wytaczanie (na wytaczarce).
Раструбъ—kieliszek.
Растяженіе—ciągnienie.
Растяженіе внѣцентральное—ciągnienie mimoosiowe (pręta), c. mimośrodkowe (przekroju).
Расходъ пара—rozchód pary, zużycie pary.
Расширеніе—rozprężanie; rozszerzanie.
Реактивная турбина—turbina naporowa.
Ребро—żebro.
Регуляторъ давленія пара—miarkownik prężności (pary).
Регуляторъ съ маятникомъ—miarkownik wahakowy.
Регуляторъ псевдоастатическій—miarkownik omal niestateczny.
Регуляторъ центробѣжный—miarkownik odśrodkowy.

Регуляторъ производительности машинъ—miarkownik energiczności.
Регуляторъ непрямого дѣйствія—miarkownik pośrednio działający.
Резервуаръ—zbiornik.
Рейка зубчатая—zębnica.
Ременная передача—napęd pasowy.
Ремни—pasy.
Реомюра градусы—stopnie Reaumur'a.
Рессоръ—sprężyna; resor (u wozów).
Ржавленіе желѣза—rdzewienie.
Рожекъ—palnik (gazowy).
Ромбъ—ukośnik.
Рубашка водяная—obchłodek.
Рубашка паровая—ogrzewek (płaszcz parowy).
Рукоятка—korba ręczna.
Рукоятка безопасная—korba zabezpieczona.
Рута вентиляторъ—wietrzak Root'a.
Рычагъ—dźwignia.
Рычагъ коленчатый—dźwignia kolankowata.
Рычагъ обратный—dźwignia dwuramienna.
Режущее ребро—rzez (ostrze).
Рѣшетка самоохлаждающаяся—wieża chłodnicza.
Рѣшетка колосниковая—ruszt.
Рѣшетчатый конденсаторъ съ искусственной тягой—chłodnica sztucznie przewietrzana.
Рѣшетчатый конденсаторъ съ естественной тягой—chłodnica tężniowata.
Рѣшетчатая ферма—kratownica.
Рядъ—szereg, rząd.

Сажень—sążeń rosyjski.
Сальникъ—dławnica.
Сальникъ въ паропроводѣ—wydłużka dławnicowa.
Самотормаженія способность—samohamowność.
Сварочная печь—płomieniak.
Сверлильный станокъ—wiertarka.
Сверлильный станокъ для дерева—świdrownica.
Сверло—świder, wiertło, wiertak.
Свинецъ твердый—ołów twardy; ołów utwardzony.
Сводъ—sklepienie.
Сводчатый—sklepieniasty.
Связь—ściąg.
Свѣтовой дворъ—świetlnik.
Сгорѣнія продукты—spaliny.
Сдвиженіе—cięcie, przesuwanie (wytrzym.).
Сегментъ круговой—odcinek koła
Сегментъ шаровой—czasza kulista (odcinek kuli).
Секторъ круговой—wycinek koła.
Секторъ шаровой—wycinek kuli.
Сердечникъ—rdzeń odlewniczy.
Сжатіе—ciśnienie; ściskanie; dławienie; sprężanie; sprężenie.
Сила—siła.
Сила свѣта—natężenie światła.
Синусъ—wstawa.
Система мѣръ абсолютная—bezwzględny układ miar.
Система кривыхъ—rój krzywych.
Сифонъ—ssawa (lewar).
Скорость—prędkość.
Скорость угловая—prędkość kątowa.
Скребокъ механическій—skrobaczka.
Скручиваніе—kręcenie, skręcanie.
Сложное сопротивленіе—wytrzymałość złożona.
Сложные проценты—procenty składane.
Смѣсь охладительная—mieszanina ochładzająca.
Смѣсь взрывчатая—mieszanka wzbuchowa (siln. spalin.).
Собачка—piesek.
Соединеніе валовъ—złączenie wałów.
Сожженіе опоздавшее—dopalanie pozaspaliskowe.
Сопротивленіе изгибу—wytrzymałość na gięcie.
Сопротивленіе изгибу продольному—wytrzymałość na wyboczenie.
Сопротивленіе матеріаловъ—wytrzymałość materyałów.
Сопротивленіе опорное—odpór (oddziaływanie podpór i t. p.).
Сопротивленіе отъ тренія—opór tarcia.
Сопротивленіе растяженію—wytrzymałość na ciągnienie.
Сопротивленіе сдвиженію—wytrzymałość na cięcie (przesuwanie).
Сопротивленіе сжатію—wytrzymałość na ciśnienie.
Сопротивленіе скручиванію—wytrzymałość na kręcenie.
Сопротивленіе сложное—wytrzymałość złożona.
Сопротивленія моментъ—moment wytrzymałości.
Сопряженные діаметры—średnice sprzężone.
Сопряженныя точки—punkty sprzężone; punkty skojarzone.
Состояніе покоя—stan bezruchu; bezruch.
Состояніе установившееся—stan ustalenia.
Сосудъ—naczynie.
Сохраненіе энергіи—zachowanie energii, niezniszczalność energii.
Сочетаніе—kombinacya.
Спираль—spirala (krzywa zwojowa).
Спица—ramię koła.
Сплавъ—stop.
Среда, дѣйствующая—czynnik.
Среднебойное колесо—koło wodne, śródbierne.
Сталь литая—stal zlewna.
Стальная отливка—odlew stalowy, staliwo.
Станокъ для выдѣлки типовъ—czopiarka.
Станокъ для выдѣлки шпунтовъ—wpuściarka.
Станокъ для обработки дерева—obrabiarka drzewa.
Станокъ для обработки металовъ—obrabiarka metali.
Станокъ для расточки цилиндровъ—wytaczarka.
Станокъ долбежный—dłuciarka.

Станокъ дыропробивный—przebijarka; dziurkarka (do dziurkowania blach).
Станокъ копировальный—obrabiarka do kopiowania, małpiarka.
Станокъ сверлильный для дерева—świdrownica.
Станокъ сверлильный для металовъ—wiertarka.
Станокъ строгательный для дерева—wiórarka.
Станокъ строгательный для металовъ—strugownica (o suwającej się stolnicy); strugarka (shaping).
Станокъ токарный—tokarka; tarczownica (borbank).
Станокъ фрезерный (шарошечный)—gryzarka.
Статика—statyka.
Статика жидкихъ тѣлъ—hydrostatyka.
Статическій моментъ—moment statyczny.
Статическій регуляторъ—miarkownik stateczny.
Стекло водомѣрное—szkło wodoskazowe.
Стекольный заводъ—szkłownia.
Степень надежности—stopień bezpieczeństwa.
Степень неравномѣрности—stopień niejednostajności ruchu.
Степень полезнаго дѣйствія—sprawność.
Стержень—sworzeń.
Стержень клапана—wrzeciono zawora (pokrętne); trzon zawora (niepokrętny).
Стойка—stojak, stojec.
Строгальный станокъ—strugownica; strugarka; wiórarka.
Стружки—otoczki, wióry.
Струйный холодильникъ—skraplacz smoczkowy.
Стрѣлка—strzałka (łuku); skazówka.
Ступенчатый шкивъ—koło schodkowe.
Ступица—piasta (koła).
Стѣнка раздѣльная—jaz górny, wzgl. dolny (w obmurzu kotła).
Стѣнка (пар. котловъ)—ścianka.
Стяжной стержень—ściąg, zwora.
Судоходный каналъ—kanał spławny; k. żaglowny.
Сферическій двухугольникъ—dwukąt kulisty (sferyczny).
Сферическій трехугольникъ—trójkąt kulisty (sferyczny).
Сферическій эксцессъ—nadmiar kulistości (n. sferyczny).
Сыпучія тѣла—ciała sypkie.

Тангенсъ—styczna.
Телѣжка крана—kot żórawia.
Температура—temperatura (ciepłota).
Температура кипѣнія—temperatura wrzenia.
Температура критическая—temperatura krytyczna.
Температура плавленія—temperatura topnienia.
Теорія вѣроятностей—teorya prawdopodobieństwa.
Теплопроизводительность—wartość opałowa, lepiej c i e p l i k o w a.
Теплопроизводительность абсолютная—wartość cieplikowa.
Теплота—ciepło; cieplik (na jednostkę).
Теплота испаренія—cieplik parowania.
Теплота пара—cieplik pary.
Теплота плавленія—cieplik topnienia.
Теплота эквивалентная единицы работы—cieplik równoważny jednostce pracy.
Теплоты механическая теорія—mechaniczna teorya ciepła.
Термометръ—termometr.
Теченіе обратное—przeciwprąd.
Теченіе параллельное—spółprąd.
Тигельная сталь—stal tyglowa.
Токарный станокъ—tokarka.
Топка внутренняя—palenisko wewnętrzne.
Топка наружная—palenisko zewnętrzne.
Топка нижняя—palenisko podolne.
Топка передняя—palenisko odprzednie.
Топливо—paliwo.
Тормазъ—hamulec.
Тормазъ дифференціальный—hamulec (taśmowy) różnicowy.
Тормазъ съ храповиками—hamulec wechwytowy.
Тормазное колесо (дискъ)—koło hamulcowe.
Тормазной динамометръ—hamownica.
Тормазныя колодки—klocki hamulcowe.
Точильная машина—toczydło (toczak).
Точильный камень—toczak.
Точка безконечно удаленная—punkt zaniku, p. nieskończenie odległy.
Точка двойная—punkt podwójny, lepiej z d w o j o n y lub d w o i s t y.
Точка изолированная—punkt odosobniony.
Точка мертвая—punkt zwrotu.
Точка перегиба—punkt zwrotny.
Точки сопряженныя—punkty sprzężone; p. skojarzone.
Траекторія—traktorya.
Трапеція—trapez.
Треніе въ покоѣ—tarcie w spokoju, t. w bezruchu.
Треніе добавочное—tarcie niejałowe.
Треніе при катаніи—tarcie przy toczeniu.
Треніе скользящее—tarcie przy ślizganiu.
Тренія уголъ—kąt tarcia.
Треугольникъ—trójkąt.
Трехцилиндровая пар. машина—trójcylindrowy silnik parowy.
Тригонометрія—trygonometrya (trójkątnictwo).
Труба—rura.
Труба всасывающая—rura ssawna, lepiej r. s s a w c z a.
Труба дымовая—komin.
Труба дымогарная (пар. котл.)—płomieniówka (pozioma).
Труба жаровая (пар котл.)—płomienica.
Труба напорная—rura tłoczna, r. tłoczcza.
Труба паропроводная—rura parowa.
Труба прогарная—płomieniówka (pionowa)
Труба пружинящая, мѣдная (гибкая—wydłużka.

Труба фасонная—kształtka.
Труба чугунная съ раструбомъ—rura żeliwna (lanożelazna) kielichowa.
Труба чугунная съ фланцами—rura żeliwna (lanożelazna) kołnierzowa.
Трубопроводъ—przewód rurowy.
Турбина—turbina.
Турбина активная—turbina odrzutna (rozpędowa).
Турбина предѣльная—turbina odrzutna o strumieniu ujętym.
Турбина радіальная—turbina promiennicza.
Турбина реактивная—turbina naporowa.
Тѣло—ciało; kadłub.
Тяга—siła pociągowa; ciąg (kominowy); przewiew.
Тягучесть матеріала—wisność (ciągliwość).

Уатта параллелограммъ—równoległobok Watta.
Угловая скорость—prędkość kątowa.
Угловое ускореніе—przyspieszenie kątowe.
Угловые зубцы—zęby daszkowe, lepiej daszkowate.
Уголъ естественнаго откоса—kąt zesypu.
Уголъ предваренія взрыва—kąt zapłonu przedzwrotowego (siln. spalin.).
Уголъ кручения—kąt skręcania.
Ударъ—uderzenie; uderz.
Удлиненіе—wydłużenie.
Удѣльная теплота—cieplik właściwy.
Удѣльный вѣсъ—ciężkość właściwa.
Удѣльное давленіе—prężność właściwa; ciśnienie właściwe.
Удѣльная потеря работы—stratność (pracy).
Универсальный шарниръ—sprzęgło przegubowe.
Уклонъ—spadek; pochyłość; stoczystość.
Уклонъ (клина)—zbieżność.
Упругая линія—odkształcona (oś pręta).
Упругости модуль—spółczynnik sprężystości.
Упругости предѣлъ—granica sprężystości.
Уравненіе состоянія—równanie stanu.
Уравненіе дифференціальное—równanie różniczkowe.
Уравновѣшенный золотникъ—suwak odciążony.
Усадка линейная металловъ—skurcz linijny.
Ускореніе—przyspieszenie.
Ускореніе касательное—przyspieszenie po stycznej.
Ускореніе нормальное—przyspieszenie po normalnej.
Ускореніе угловое—przyspieszenie kątowe.
Усиліе тяги—wysił (siła pociągowa).
Установительное кольцо—pierścień osadny, p. osadczy.
Устойчивость—stateczność.
Ушка—ucho, oko, oczko i t. p.

Фасонная часть трубъ—kształtka.
Ферберна кранъ—żóraw z łożyskiem podziemnem.
Ферма съ полной стѣнкой—blachownica.
Фигурная пила—wyrzynarka.
Физическій маятникъ—wahadło fizyczne.
Фильтръ—filtr, przesącznik.
Фрезерный станокъ—gryzarka.
Фреза—gryz.
Фрикціонное колесо—koło cierne.
Фрикціонная муфта—sprzęgło cierne.
Фундаментъ—pasada.

Хвостовый молотъ—młot wahakowy z ogonem.
Хлопчатобумажный канатъ—lina bawełniana.
Ходъ винта—skok śruby.
Ходъ вспомогательный—suw nieroboczy.
Ходъ порожный—jałowy bieg (silnika).
Ходъ рабочій—suw roboczy.
Холодильная машина—oziębiarka.
Холодильникъ—skraplacz.
Холодильникъ поверхностный—skraplacz przeponny, s. przeponowy.
Холодильникъ впрыскивающій—skraplacz bezprzeponny; s. bezprzeponowy.
Холодильникъ при искусственномъ охлажденіи воды—skraplacz o wodzie studzonej.
Холостой шкивъ—koło luźne, lepiej jałowe.
Хорда—cięciwa.
Храповикъ—koło wechwytowe (uziębione).
Храповое колесо—koło wechwytowe (uziębione).

Цапфа—czop.
Цапфа поддерживающая—czop leżący.
Цвѣтъ каленія желѣза—barwa żaru żelaza.
Центръ тяжести—środek ciężkości.
Центробѣжная выжималка (центрофуга)—wirówka.
Центробѣжная сила—siła odśrodkowa.
Центробѣжный маятникъ—wahadło odśrodkowe, w. stożkowe.
Центробѣжный моментъ (инерціи)—moment odśrodkowy.
Центробѣжный насосъ—pompa odśrodkowa.
Центробѣжный регуляторъ—miarkownik odśrodkowy.
Центростремительная сила—siła dośrodkowa.
Циклоида—cykloida.
Циклоидальное зацѣпленіе—zazębienie cykloidalne.
Цилиндра полаго внутреннее пространство—drąż cylindra.
Цилиндрическая подкова—kopyto walcowe.
Цилиндрическая воздушная машина—dmuchawa.
Цилиндрическое зубчатое колесо—koło zębate, zwykłe.
Цилиндрическое кольцо—pierściono.
Цилиндръ—walec (geom. i t. p.); cylinder (pompy i t. p.).
Цилиндръ паровой—cylinder parowy.
Цилиндръ (паровой) высокаго давленія—cylinder wysokoprężny, c. mały.
Цилиндръ (паровой) низкаго давленія—cylinder nizkoprężny, c. duży.

Цилиндръ (паровой) средняго давленія—cylinder średnioprężny.
Циссоида—cysoida (krzywa bluszczowa).
Циферблатъ—wskaźnica.
Цѣвочное зацѣпленіе—zazębienie palczaste.
Цѣпная линія—krzywa łańcuchowa.
Цѣпной насосъ—przelewnica paciorkowa.
Цѣпь—łańcuch
Цѣпь шарнирная, ц. Галла—łańcuch przegubowy.

Чанъ—naczynie, zbiornik.
Чеканка—doszczelnianie.
Червякъ—ślimak.
Червячная передача—napęd ślimaczy, n. ślimakowy
Чернательная машина—podnośnica.
Четыреугольникъ—czworokąt.
Чистка—wyczystka.
Чугунъ—żeliwo, żelazo lane; surowiec (wytwór wielkopiecowy).
Чугуно-литейная—odlewnia żelaza, żeliwiarnia.

Шагъ зацѣпленія—podziałka kół zębatych.
Шайба наждачная—tarcz szmyrglowa.
Шайба подкладная—podkładka.
Шарнирная муфта—sprzęgło przegubowe.
Шарнирная цѣпь (ц. Галла)—łańcuch przegubowy.
Шарнирный механизмъ—prostowód (wodzidło po prostej).
Шаровой кранъ—kurek pływakowy.
Шаровой поясъ—pas kuli, strefa.
Шаровой сегментъ—czasza kulista, czasza kuli.
Шаровой секторъ—wycinek kuli.
Шаротечный станокъ—gryzarka.
Шарошка (фреза)—gryz (frez), gryzik.
Шаръ—kula.
Шатунный механизмъ—napęd korbowodowy, n. golenią korbową.
Шатунъ—korbowód, goleń korbowa.
Шахта (подъемной машины)—dźwigownia; szyb wyciągowy (górn).
Шиподѣлательный станокъ—czopiarka.
Ширина—szerokość; rozbrzeżność.
Шкивъ канатный—koło linowe.
Шкивъ ременный—koło pasowe.
Шкивъ ступенчатый—koło schodkowe.
Шлифовальная машина—szlifierka.
Шлюзная камера—komora przepustowa.
Шлюзъ—przepust; zasuwa.
Шовъ въ нахлестку—szew na zakładkę.
Шплинтъ—lon, lonek, zatyczka.
Штанга—drążek; żerdzina (górn.).
Штемпель пробивающій—przebijnik (stempel).
Штуцеръ—króciec.
Шуруп—wkrętka.

Эвольвента—rozwijająca (ewolwenta).
Эволюта—rozwinięta (ewoluta).
Эжекторъ паровый—smoczek parowy, przetryskowy.
Экваторіальный моментъ инерціи—równikowy moment bezwładności.
Эксцентрикъ—mimośród.
Эллипсоидъ—elipsoid.
Эллипсъ—elipsa.
Эллиптическое колесо—tarcz eliptyczna.
Эллиптическое коромысло—prostowód eliptsowy.
Энергіи, сохраненіе—zachowanie energii, niezniszczalność energii.
Эпициклоида—epicykloida.
Эффектъ—sprawność; wydajność; moc i t. p.

Ядро сѣченія—rdzeń przekroju.
Якорь—kotwica.

Spis rzeczy tomu I,

ułożony w porządku alfabetycznym, z podaniem stronic, oraz tłomaczenia wyrazów na język rosyjski i niemiecki *).

A.

Acetylen, ацетиленъ, Acetylen 1082, 1083
Adiabatyczna krzywa, адіабатическая кривая, Adiabate . . . 291, 292, 294
Akumulator, аккумуляторъ, Akkumulator (Wasser-), hydraulischer Sammler 663, 666, 719
— wtórny, вспомогательный аккумуляторъ, Hülfskraftsammler . . . 719
— różnicowy, дифференціальный аккумуляторъ, Differentialakkumulator 666
Akumulatory zrzeszone, группа аккумуляторовъ, Gruppensammler . . 720
Aksonometrya p. Półperspektywa . . 139
d'Alembert'a zasada, принципъ Даламберта, d'Alembertsches Princip . 205
Algebra, алгебра, Algebra 43
Alkohol, алкоголь, Alkohol 314 i n., 722
Amoniak, амьякъ, Amoniak . . . 277
Antracyt, антрацитъ, Antracit . . 323
Arytmetyka, ариѳметика, Arithmetik 43
Astroida (krzywa gwiaździsta), астроида, Astrois 114
Atmosfera (= atm.), атмосфера, Atmosphäre 275
Azbest, азбестъ, Asbest. 305

B.

Baba (*młota par.*), баба, Fallgewicht (Bär) 660
Badanie kotłów, silników i spalin p. kotły, silniki, spaliny 1067
Balast p. Naciąg.
Balkon (obliczenie statyczne), балконъ, Balkon 385
Barometru stan, высота барометра, Barometerstand 276
Barwy żaru żelaza, цвѣта каленія желѣза, Glühfarben des Eisens . . 313
Bazalt (słupień), базальтъ, Basalt 334, 339
Bazin'a wzór (wodnictwo), формула Базена, Bazin'sche Formel . . . 255
Bąk p. Nawietrznik.
Beczka. бочка, Fass 137
Belka. балка, Träger 372
— drewniana, деревянная балка, Holzbalken 390
— końcem jednym osadzona, свободная балка (свободно задѣланная балка), Freiträger . . . . . 373, 384 do 410
— oprawy (*silniki*), балка рамы, Balken, Bayonette 928
Belki podniebienne (komór paleniskowych), Bügel oder Decken Träger für Feuerbüchs-Decken 1008
Belka o stałym przekroju, балка постояннаго сѣченія (б. катанная), Balke n vom konstanten Querschnitt 372, 379
— o stałej wytrzymałości na gięcie, балка равнаго сопротивленія изгибу, Träger von gleichem Widerstande gegen Biegung 390
— wieloprzęsłowa, балка многопролетная, Kontinuirlicher Träger, Durchlaufender Träger, Träger auf mehreren Stützen 393
Benzyna, бензинъ, Benzin . 1082, 1083
Berlinka, берлина, Elbschiff, Oderschiff 272
Beton, бетонъ, Beton . . 328, 334, 339
— cementowy, цементный бетонъ, Cementbeton 334, 339
Bezpieczeństwa stopień p. spółczynnik bezpieczeństwa.
Bezpiecznik (*dźwignice*), (предохранитель предохранительное приспособленіе), Sicherheitsvorrichtung 678, 706, 715, 733, 754
Bezruch (silnika, dźwiga i t. p.), состояніе покоя, Stillstand. 736
Bezwładność, инерція, Trägheit 206 i n.
Bezwodnik siarkawy SO_2, сѣрнистая кислота, Schweflige Säure . . . 914
Bęben linowy, linkowy, канатный (веревочный) барабанъ (б. для каната), Seiltrommel . . . 519, 522, 524, 675
— łańcuchowy, цѣпной барабанъ, Kettentrommel 529
Bębny do pasów, барабаны для поясовъ, Riementrommel 519
Bęben przewojowy (pociągarka), фрикціонный барабанъ, Reibungstrommel 678, 717
Bębny stożkowate (*wyciągów*), коническіе барабаны, kegelformige Seiltrommel 749
Bieg schodów, маршъ лѣстницы, Treppenlauf 387
— naprzód (silnika), ходъ впередъ, передній ходъ, Vorwärtsgang 883
— wsteczny (silnika), задній ходъ, Rückwärtsgang 883

*) T. przed liczbą strony oznacza tablice.

Biegun (chwilowy punkt obrotu), полюсъ, Pol 154
— powrotowy, полюсъ возврата, Rückkehrpol 157
— przyspieszenia, полюсъ ускоренія, Beschleunigungspol 158
— zwrotowy, полюсъ перегиба, Wendepol 155
Bijak młota, баба молота, Hammerkopf 659
Blacha cynkowa, цинковый листъ, Zinkblech 338
— falista (lepiej: falowana), волнистое желѣзо, Wellblech 338, 365, 385—387
— falista (lepiej: falowana sklepieniasta), сводчатое волнистое желѣзо, Bombiertes Wellblech (gewölbtes) . . 338
— płytko falista, lepiej: falowana, мелковолн. жел., flaches Wellblech . . 365
— kotłowa, котельное лист. жел., Kesselblech 995
— miedziana, листъ красной мѣди, Kupferblech 332, 337
— zlewna, листовое литое желѣзо, Flusseisenblech 995
Blach—nadwyżki ceny, приплаты, Ueberpreise. 995
— uchybienia wagi, отступленія въ вѣсѣ листовъ, Gewichtsabweichung der Kesselbleche 997
— uchybienia wymiarów, отступленія въ размѣрахъ, Abweichungen der Diemensionen der Kesselbleche . . 996
— kotłowych grubość, толщина стѣнокъ пар. котл., Blechdicken (Dampfkess.) 1009, 1011, 1013 do 1015
Blachownica, балка со сплошною стѣнкою, Blechträger. 345
Błędów teorya, теорія погрѣшностей, Theorie der Beobachtungsfehler . 88
Błąd spostrzegania, погрѣшность наблюденія, Beobachtungsfehler . . . 88
Błotnik, собиратель грязи, Schlammsammler. 990
Brama z dźwigarką, мостовой кранъ, Feststehender Bockkrahn. . . . 710
Bronz (spiż), бронза, Bronze . . . 332
— glinowy (lep. naglinowy), алюминіевая бронза, Aluminiumbronze . . . 333
— nafosforzony, фосфористая бронза, Phosphorbronze 332, 337
Bryła obrotowa, тѣло вращенія, Umdrehungskörper 138
Budowlane ustroje, zeskłady, части сооруженій, Baukonstruktion . . . 338
Budulec, строительный лѣсъ (лѣсной матеріалъ), Bauholz. . . . 333, 339
Bufor gumowy p. *Odbój*. 668

C.

Cal wodny (lep. wodniczy), водяной дюймъ, Wasserzoll 274
Całkowe wzory, формулы интегрированія, Integralformel 74
Cegła, кирпичъ, Ziegelsteine 334, 339, 960, 1035
Cement, цементъ, Cement 314, 334, 339
Cewa (bobina wyciągarki), канатный барабанъ, катушка, Bobine . . . 748
Charakterystyka miarkownika, характеристика регулятора, Charakteristik des Regulators 624, 631
Chłodnica z kominem, конденсаторъ съ трубою, Kaminkühler . . . 941
— sztucznie przewietrzana, рѣшетчатый конденсаторъ съ искусственной тягой, geschlossenes Gradierwerk . 940
— tężniowata, рѣшетчатый конденсаторъ съ естественной тягой, offenes Gradierwerk. 940
Chłodzarnia, охладительное помѣщеніе, Kühlanlage. 788
Chodnik, галлерея, Steg, Laufsteg . 388
Chropowatość (*hydraul.*), шероховатость, Rauhigkeit 250, 255
Chylnik (noga żórawia rozkraki), подвижная стрѣлка, Hintermast des Mastenkranes 686
Ciało jednolite, однородное тѣло, homogener Körper 172
Ciągnienie (*wytrz.*), вытягивающее напряженіе, Zugspannung . . 327, 343
Ciąg (komina, kotła), сила тяги, Zugstärke. 958, 959, 1069
Ciepłik, t. j. ciepło na jednostkę (*p. ciepło*), теплота, Wärme 311
— całkowity, общее количество теплоты, Gesamtwärme 283, 1126
— cieczy, теплота жидкости, Flüssigkeitswärme 283, 1130
— parowania, теплота испаренія (скрытая теплота), Verdampfungswärme 283, 284, 321, 1130
— pary, теплота пара, Dampfwärme 284, 1130
— topnienia, теплота плавленія, Schmelzwärme 320
— właściwy, удѣльная теплоемкость, = удѣльная теплота, spec. Wärme 277, 316
— — spalin, удѣльная теплота продуктовъ горѣнія, specifische Wärme der Heizgase. 317, 952, 1085
Cieplikowy równoważnik pracy, теплота эквивалентная единицѣ работы, Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit 325 1126
Ciepło, теплота, Wärme 311 do 326, 1126
Ciepło utajone p. Ciepłik parowania . 283
Ciepła przechodzenie, передача теплоты, Wärmeübergang . 326, 952, 975, 1127
Ciepłostka (kalorya metryczna), единица теплоты (калорія), Wärmeeinheit. 316
Cięcie (*wytrz.*), сдвигающее напряженіе, Schubspannung . . 330, 349, 354, 409
Cięciw kołowych długości, длина хорды круга, Kreissehnenlänge . . . 36, 37
Cięgno, гибкое тѣло, Zugorgan (= Faden) 232, 335, 470
Ciężarów prędkość podnoszenia, скорость подъема грузовъ, Hubgeschwindigkeit der Last:
— — podn dźwigami, 729, 730, 733, 737

Ciężarów prędkość podnoszenia dźwigarkami 677
— — podn. suwnicami . . 695, 703, 710
— — podn. żórawiami 688, 690, 691, 712, 726
Ciężkość właściwa gazów, удѣльный вѣсъ газовъ, specifisches Gewicht der Gase T. 277
— — wody, уд. вѣсъ воды, specifisches Gewicht des Wassers 316
Ciśnienie (*wytrz.*), сжимающее напряженіе, Druckspannung. . . 329, 343
— hydrostatyczne, гидростатическое давленіе, hydrostatischer Druck . . 236
— *przyspieszenia mas p. Nacisk przyspieszenia mas.*
Clapeyron'a równania, уравненія Клапейрона, Clapeyronsche Gleichungen 284, 394
Clausius'a termiczna funkcya, функція Клаузіуса, Clausiussche Temperaturfunktion. 292
— prawo, законъ Клаузіуса, Satz von Clausius 1127
Cofnięcie tłoka, ходъ поршня назадъ, Kolben-Rückgang. 883, 884
Cyferblat p. Wskaźnica.
Cykloida, циклоида, Cykloide . . . 112
Cylinder, цилиндръ, Cylinder 420, 576, 579, 1114
— **parowy**, паровой цилиндръ, Dampfcylinder 577, 862, 920
— — nizkoprężny, c. duży, цилиндръ низкаго давленія; ц. расширительный; ц. большой, Niederdruckcylinder 848 i n., 924
— — rozdwojony, парный цил., geteilter Cylinder 872
— — średnioprężny, c. średni, цилиндръ средняго давленія, Mitteldruckcylinder . . . . . 864 i n.
— — wysokoprężny, c. mały, цилиндръ высокаго давленія, Hochdruckcylinder 849 i n., 924 i n.
Cylindra par. dno, днище цилиндра, angegossener Cylinderboden . . 920
— — osprzęt, арматура паровыхъ цилиндровъ, Ausrüstung des Dampfcylinders . . . . . 926 i n.
— — pokrywa, крышка цилиндра, Cylinderdeckel 921
— — *przestrzeń szkodliwa p. Przestrzeń szkodliwa.*
— — sadowienie, установка паровыхъ цилиндровъ, Stützung des Dampfcylinders 922
— — *strona przednia, tylna, od pokrywy, od krzyżulca p. Odkorbowa. kukorbowa strona cylindra* . . . 882
Cylindrów parowych sprzężonych stosunek objętości, отношеніе объема цилиндровъ машинъ компаундъ, Volumenverhältniss der Compoundmaschinen 863 i n., 873 i n.
Cylinder pompy, насосный цилиндръ, Pumpencylinder 576, 770
Cyl. silników spalinowych, цилиндръ двигателя дѣйствующаго газами горѣнія, Cylinder d. Verbr. Mot. . 1114
— **tłoczni**, (lep. tłoczarki), цилиндръ пресса, Presscylinder . 421, 577, 664
Cyna, олово, Zinn 333
Cynk, цинкъ, Zink 333
Cysoida (krzywa bluszczowata), циссоида, Cissoide. 119
Czad wielkopiecowy, газы доменныхъ печей, Hochofengas . . . 1079, 1083
Czapa nad kanałem spalinowym, заслонка дымоваго люка, Rauchglocke . 1039
Czasza kulista (odcinek kuli), шаровой сегментъ, Kugelabschnitte (Kugelkalotte) 135, 177, 178, 191
Czerpak (w przewietrzniku), ковшъ, Schöffer, Schaufel 785, 789
Czerparka, черпательная машина, Baggermaschine 716
Czop, цапфа, шипъ, Zapfen 223, 489, 559, 843
— a grzanie się, нагрѣваніе цапфы, Warmlaufen des Zapfens. . 491, 1143
Czop grzebieniasty, гребенчатая цапфа, Kammzapfen 224, 492
— końcowy, цапфа, Stirnzapfen. . . 489
— korby (korbowy), цапфа кривошипа, Kurbelzapfen 490, 551, 1112
— leżący, поддерживающая цапфа, Tragzapfen . . . . . T. 225, 489
— — kulisty, цапфа шарообразная, Kugelzapfen 225, 491
— nadwodny, надводная пята, Ueberwasserzapfen 843, 847
— podwieszony, висячая цапфа, Hängezapfen 843
— podwodny, нижняя пята, Unterwasserzapfen 843, 847
— pośredni, средняя пята, Mittelzapfen 843
— stojący (storcowy), цапфа вертикальнаго вала, пята вала, Stützzapfen T. 224 491
— storcowy pełny, płaski, плоская полная пята, Spurzapfen ebener 224, 491, 843
— — pierścieniasty, кольцевая пята, ringförmiger Spurzapfen. . 224, 492, 843
— — wierzchni, верхняя пята, Endzapfen. 843
— wała korbowego, шейка коленчатаго вала, Zapfen der Kurbelwelle . . 558
Czopiarka, типодѣлательный станокъ, Zapfenschneidmaschine 668
Czopuch, боровъ, Fuchs . . . 956, 961
— a zasuwa, заслонка борова. Rauchschieber 1039
Czworokąt, четырехугольникъ, Viereck 130, 175, 187
Czworoliść, четверолистникъ, Vierblatt 119
Czworosuw, четырехтактъ, Viertakt . 1078
Czynnik, дѣйствующая среда, Medium 941, 1125
— całkujący, интегрирующій множитель, Integrierender Faktor 84
Czynników tablica, таблица простыхъ множителей, Faktorentafel . . T. 39

D.

Dachów obciążenie, нагрузка крыш, Dächerbelastung 309
Dalton'a prawo, законъ Дальтона, Daltonsches Gesetz 278
Delta (rodzaj stopu), дельта-металлъ, Deltametall. 332, 333, 335
Dennice, днища съ отогнутыми бортами, umgezogener, gekrempter Boden 996, 1012
— nadwyżki cen, прибавки цѣны днищъ, Ueberpreise der gekrempter Kesselböden 996
— płaskie i wypuklone, плоскія и выпуклыя днища котловъ, gekrempte flache gewölbte Kesselböden T. 998 do 1005, T. 1020, 1021
Deptak, ступенчатое колесо, Steigrad 803
Dławienie (strumienia cieczy), сжатіе струи, Kontraktion 240
— pary, подпоръ пара; суженіе струи пара, Dampfdrosslung 646, 850, 868, 881, 945, 1132
Dławik, буксъ сальника, Stopfbuchsbrille 219, 549
Dławika kołnierz, фланецъ буксы сальника, Flansch der Stopfbuchsbrille . . 549
Dławikowa dokrętka, гайка буксы сальника, Ueberwurfmutter 550
— śruba, болтъ буксы сальника, Stopfbüchsenschraube 549
— tuleja, втулка буксы сальника, Stopfbuchsauge 549
Dławnia, сальниковое вн. пространство, Stopfbuchsgehäuse (— büchse). . 549
Dławnica, сальникъ, Stopfbüchse 219, 549
— wstawiana, вставной сальникъ, Stopfbüchseneinsatz. 925
Dławniany kołnierz, фланецъ сальника, Flansch am Stopfbuchsgehäuse. . 549
— śruba, болтъ сальника, Stopfbuchsschraube. 549
— tuleja, грундъ-букса, Grundring . 549
Dłuciarka, долбежной станокъ, Stemmmaschine 669
Dmuchawa, воздуходувка, Gebläsemaschine. . . . . 616, 790 do 799
— kuźnicza, горнозаводская воздуходувка, Hüttenwerkgebläse 296, 780 791
— śrubowa, винтовой вентиляторъ, Schraubenventilator, Schraubenradgebläse 789
— tłokowa, цилиндрическая воздуходувная машина, Cylindergebläse 781, 790
— wielkopiecowa, воздуходувка доменныхъ печей, Hochofengebläse . . 791
Dmuchaw tłoki, поршни воздуходувокъ, Kolben der Gebläse. 795
— zawory, клапаны воздуходувокъ, Ventile der Gebläsemaschinen . . . 795
Dna okrągłe, днища круглыя, Cylinderboden. 420, 1012
Dno kotła, плоское дно котла, flacher Kesselboden *nadto p. Dennice* 1012, 1025
Dniówka, рабочій день, Arbeitstag . 804
Dobijak, штемпель для чеканки, Stemmeisen 582
Dociągacz pasa, приборъ для натяжки ремней, Riemenspanner 477
Dociskanie parą (w młotach), дѣйствіе верхняго пара, frischer Oberdampfdruck. 661
Dodatki do silnika parowego, арматура парового двигателя, Ausstattung der Dampfmaschinen. 930
Dolot pary, притокъ пара, Dampfzuleitung, Nacheinströmung 869, 876, 927
Domknięcie wlotki i t. p. (domykać, domykanie), отсѣчка пара, Dampfabsperrung . . . . . 877 i n.
Dopływnica (koła wodnego), каналъ для провода воды, Einlaufschaufel. . 806
Dorzecza obszar, поверхность бассейна рѣки, Flussgebiet 261
Dostawa (Cosinus), косинусъ, Cosinus. . . . . T. 26, 27
Doszczelniać, подчеканить, verstemmen 441, 606
Doszczelniak, чеканка, Stemmeisen. . 440
Dotyczna, котангенсъ, Cotangens T. 28, 29
Drąg goleni korbowej, стержень шатуна, Schaft der Schubstange 563
— sprzęgający osie parowozów, сцѣпной шатунъ у паровозовъ, Lokomotivkuppelstange 564
Drąg zębaty p. Zębnica.
Drąż cylindra, внутреннее пространство цилиндра, Cylinderbohrung 921, 936
— kominowa, внутреннее отверстіе дымовой трубы, Schornsteinrohr . . 961
Drgania (oscylacye) prostolinijne, прямолинейная вибрація (осцилляція), geradlinige Schwingung . . . 197, 412
Droga tłoka—względna, относительный путь поршня, relativer Kolbenweg 849
— (wozowa), проѣзжая дорога, Strasse, Weg 220, 804
Drut, проволока, Draht. 335
Drutu żelaznego wytrzymałość, сопротивленіе желѣзной проволоки, Eisendrahtfestigkeit . . . . 335 do 338
Drzewo, дерево, Holz . . 333, 339, 341
— gwajakowe, бакаутъ (б-овое дерево), Pockholz. 490, 843
— opałowe, дрова, Brennholz . 323, 954
Dusza konopna liny, пеньковая сердцевина к., Hanfseele eines Seiles 471, 522
Dwójsieczna, прямая дѣлящая уголъ пополамъ, Winkelhalbirende . . . 64
Dwukąt kulisty (sferyczny), сферическій двухугольникъ, Kugelzweieck 136
Dwuksiuk, двойной кулачекъ, Doppelter Daumen 908
Dwumian Newtona, биномъ Ньютона, Binomischer Satz 35, 43
Dwuskok, двойной ходъ поршня, Doppelhub 849, 884
Dwusuw (*siln. spal.*), двутактъ, Zweitakt

Dyna, дина, Dyn 193
Dynamika cieczy, динамика жидкихъ тѣлъ, Hydrodynamik, Dynamik flüssiger Körper . . . . . 238 do 275
— ciał sztywnych, динамика твердыхъ тѣлъ, Dynamik starrer Körper 192 do 215
Dynamometr p. Hamownica. 801
Dysza, конусъ или коническое сопло, Düse 296, 763, 838, 934
— (kuzienna), конусъ; сопло, Düse 787, 800
— Lavala, сопло Лавала, Lavalsche Düse 947 i n. 1140
Dyszak (strumienica do gazów), инжекторъ для газовъ, Dampfstrahlluft (gas) sauger, Wasserstrahlluft (gas) sauger 762
— nadmuchowy, вентиляторъ для искусственной тяги, Unterwindgebläse 800
— parowy, пароструйный вентиляторъ, инжекторъ, Dampfstrahlgebläse 762. 781, 800
Dzionka, рабочій день, Tag, Schicht 739
Dziurniczka, бородокъ, Pfriemen. . 520
Dzwon kościelny, костельный колоколъ, Kirchenglocke 212
— parowy (*kotły*), паровой колпакъ, Dampfdom 965, 1033
Dźwig (lift), подъемникъ, Aufzug 729—738
Dźwigów jazdy prędkość, скорость подъемника, Fahrgeschwindigkeit des Aufzuges. 729, 730, 733, 737
Dźwig elektryczny, электрическій подъемникъ, elektrischer Aufzug 729, 734 i n.
— (hydrauliczny) napędzany wodą, гидравличій подъемникъ, Druckwasser-Aufzug, Kolben-Aufzug 730, 734 i n.
— osobowy, подъемникъ для людей, Personen Aufzug 523, 729 i n. 734 i n.
— pędniany, приводной подъемникъ, Transmissionsaufzug 519. 729. 734 i n.
— ręczny, (dźwiżek), ручной подъемникъ, Handaufzug 729, 734, 737
— samostój, свободно установленный подъемникъ, Freistehender Aufzug 734
— towarowy, подъемникъ для грузовъ, Lastenaufzug 532. 729 i n.. 734 i n.
Dźwiga skok (dep. podnios), высота подъема, ходъ, подъемъ, Hubhöhe des Aufzuges. 731
Dźwigarka, подъемная машина, лебедка, воротъ, Winde, Hubwerk 675, 698, 714, 732
— o ciernym napędzie, фрикціонная лебедка, Friktionswinde, Reibungswinde 677
— obrotowa (winda), воротъ (сложный в.), лебедка, Räderwinde . . 675
— parowa, паровая лебедка, Dampfwinde 677
— przewojowa, лебедка съ фрикціоннымъ барабаномъ, Winde mit Reibungstrommel 678
— przesuwna na wózkach (dz. suwnicowa), подвижная леб., Laufwinde 677, 692 i n.
— samowechwytowa, самотормазящаяся лебедка, Selbstsperrendes Hubwerk 692
Dźwigarka stała, неподвижная лебедка, Standwinde. 677
— wyciągowa, шахтовая лебедка, Schachtwinde 679
Dźwignia, рычагъ, Hebel. . . 801, 910
Dźwignica, грузоподъемная машина, Lasthebemaschine . . . 669 do 729
— bramiasta, подвижной портальный кранъ, Bockkran, Gerüstkran 709 do 715
— hydrauliczna, гидравлическая подъемная машина, Druckwasserhebemaschine . . . . 219, 718 do 729
— pneumatyczna, пневматическая подъемная машина, Hebezeug mit Druckluftbetrieb 674
Dźwignik (lewar), домкратъ, Hebebock 674
— i bliźniacze do parowozów, подъемные козлы для паровозовъ, Lokomotiv-Windeböcke 675
— hydrauliczny, гидравлическій домкратъ, Druckwasserhebebock . . 718
— śrubowy, винтовой домкратъ, Schraubenwinde 674
— zębnicowy, домкратъ съ зубчатой рейкой, Zahnstangenwinde 674
Dźwigownia, шахта, Fahrschacht 734 i n.
Dźwigowy, управляющій подъемникомъ, Aufzugführer . . . . . 735 i n.

E.

Efekt p. moc, oraz sprawność.
Ejektor p. przetryskacz parowy.
Ekonomajzer (*p. podgrzewacz*), экономайзеръ, Ekonomizer . . . 954, 1046
Ekskawator p nabierak.
Elementy kinematyczne, кинематическіе элементы, kinematische Elemente 569
Elipsa, эллипсъ, Ellipse . 103, 176, 189
— bezwładności, эллипсъ инерціи, Trägheitsellipse 181
— centralna, центральный эллипсъ, Centralellipse 182
Elipsoid, эллипсоидъ, Ellipsoid . 128, 132, 179, 191
— bezwładności, эллипсоидъ инерціи, Trägheitsellipsoid 180
— centralny, центральный эллипсоидъ, Centralellipsoid 180
Epicykloida, эпициклоида, Epicykloide 113
Energia kinetyczna p. praca rozpędu.
Energii zachowanie, сохраненіе энергіи, Erhaltung der Energie. . . 206, 1127
Entropia, энтропія, Entropie 1127, 1132
Entropii miara, мѣра энтропіи, Maas der Entropie . . . . . 1132—1136
Erg, эргъ, Erg. 198
Eulera wzory i twierdzenia, Эйлера формулы и законы, Eulersche Formeln und Sätze . . 128, 156, 235, 238, 346
Exhaustor p. Dyszak także Wywietrznik.

F.

Farcot'a stawidło suwakowe, золотникъ, Фарко, Farcot'sche Steuerung . . 908

Fal morskich napór, ударъ морскихъ волнъ, Stoss der Meereswellen . 271
Filtr (odsącznik, przesącznik), фильтръ, Filteranlage 267, 514, 930
Fitingi p. Łączniki gazowe.
Frez, frezmaszyna p. Gryzarka.
Flansza p. Kołnierz, kołnierzyk, obroża.
Funkcye hyperboliczne, гиперболическія функціи, Hyperbelfunktion 30 do 34 67, 81
— kołowe, круговыя функціи, Kreisfunktion . . . . . T. 26—29, 59 i n.
— przestępna, трансцендентная функція, transcendente Funktion 78

G.

Gabaryt p. Obrysie.
Galloway'a rura p. Garłacz.
Ganguillet'a i Kutter'a wzór (*wodnictwo*), формула Гангилье и Куттера, Ganguillet & Kutter'sche Formel . 255
Garłacz, поперечная кипятильная труба, Quersiederohr. . 1010, 1029, 1030
Garnek wydychowy (*siln. spal.*), горшокъ для отработанныхъ газовъ, Auspufftopf 1121
Gay-Lussac'a prawo, законъ Гей-Люсака, Gay-Lussac'sches Gesetz. . 278
Gaz świetlny, świetlany, свѣтильный газъ Leuchtgas 1079, 1082
— wielkopiecowy lep. czad w., доменные газы, Hochofengase. . 799, 1079, 1083
Gazy paliwne, горючіе газы, Kraftgas 1079
— robocze, промысловые г., Industriegas 1079
— silnicze, газы для двигателей, Motorengase 1079, 1096
Gazy spalania p. Spaliny.
Gazów mieszanki z powietrzem, смѣсь газа съ воздухомъ, Luft u. Gasgemische 1085
— przepływ, движеніе газовъ (по трубопроводамъ, Bewegung der Gase 299
— wypływ, истеченіе газовъ, Ausfluss der Gase. 294
— zmiany stanów, измѣненіе состоянія газовъ, Zustandsänderung d. Gase 290
Gaziarka, gazownica, (generator gazu), газовый генераторъ, Gasgenerator 800
Geometrya analityczna, аналитическая геометріа, analytische Geometrie. 93
— kinematyczna, кинематическая геометрія, kinematische Geometrie . . 154
Gęstość powietrza, плотность воздуха, Dichtigkeit d. Luft. . . . . T. 281
Gięcie, напряженіе при изгибѣ, Biegungsspannung 352
Gliceryna, глицеринъ, Glycerin . . 722
Glin, алюминій, Aluminium 333
Gładzik (nóż obrabiarki do cienkiego wióra), рѣзецъ для чистой обработки, Schlichtstahl. 654, 657
Gładź podsuwakowa, nadsuwakowa, podzmieniakowa p. Suwaka gładź.
Głębizna (*górnictwo*), глубина, Teufe 739 778
Głowica komina, капитель дымовой трубы, Kapitäl des Schornsteines . . 961
Goleń korby lub korbowa (korbowód), матунъ, Kurbel-, Pleuel-, Treib-, Schubstange 551, 562 — 567, 870, 883
— korbowa parowozu, матунъ паровоза, Lokomotivschubstange. 563
Goleni korbowej długość, длина матуна, Pleuelstangenlänge 551, 891, 895, 1115
Goleń suwakowa, эксцентриковая тяга, Schieberstange . . . 883, 892, 912
Graniastosłup, призма, Prisma . . 133
Granica ciastowatości, предѣлъ выдавливанія, Fliessgrenze, Quetsch, Streckgrenze 328
— proporcyonalności, предѣлъ пропорціональности, Proportionsgrenze 328 331 do 336
— sprężystości, предѣлъ упругости, Elasticitätsgrenze (Tragmodul) . . . 329
Granit, гранитъ, Granit 328, 334, 339, 354
Grunt budowlany, строительный грунтъ, Baugrund 339
Gryz (frez), gryzik, шарошка (фреза), Fräser (kleiner Fräs.) 687
Gryzarka (frezarka), фрезерный (шарошечный) станокъ, Fräsmaschine 657, 668
Grzechotka, трещетка, Ratsche . . 689
Grzybek zawora, клапанъ, Ventilkegel 609 i n., 726, 1042
Guldina (Pappusa) prawidło, правило Гульдена, Guldinsche Regel. . . 138
Gwint śruby, нарѣзка винта, Schraubengewinde 425
Gwintów rodzaje, системы винтовъ, Gewindearten 426
Gwint metryczny, метрическая нарѣзка, Metrisches Gewinde. . . . . T. 432
— dla rur gazowych, газовая нарѣзка, Gasgewinde. 431
— Sellers'a, нарѣзка Селлерса, Sellersches Gewinde 432
— Whitworth'a, нарѣзка Витворта, Whitworthsches Gewinde T. 427 do 431, 1007

H.

Hak, крюкъ, Haken . . . . . 533 i n.
Hamburskie prawidła o kotłach parowych, гамбурскія нормы о пар. котл, Hamburger Normen 1006
Hamownica, тормазной динамометръ, Bremsdynamometer 801
— (wędzidło) Prony'ego, нажимъ Прони. Pronyscher Zaum. 801
Hamulec, тормазъ, Bremse 537 do 541, 701 i n. 753
— bezpieczeństwa, тормазъ продохранительный, Sicherheitsbremse . . . 699
— elektryczny, электрическій тормазъ, electrische Bremse 701, 704, 705, 713
Haeseler'a wzory, формулы Гезелера, Formeln von Haeseler 345
Heblarka p. Strugarka, strugownica, wiórarka.
Hodograf ruchu, годографъ движенія, Hodograph der Bewegung, . . . 150

Hurtniczy wyrób (hurtem, w. masowy), оптовое производство, Massenfabrikation. 663
Hydrodynamika p. Dynamika cieczy 238 do 275
Hydrostatyka p. Statyka cieczy 235 do 238
Hyperbola, гипербола, Hyperbel . . 103
Hyperboloid jednopowłokowy, гиперболоидъ однополый, Hyperboloid einschaliges 128
Hypocykloida, гипоциклоида, Hypocykloide 113

I.

Ilość ruchu p. Wielkość rozpędu . . 195
Inżektor p. Wtryskacz.
Izodynamiczna zmiana stanu, изодинамическое измѣненіе состоянія, izodynamische Zustandänderung . . 289
Izolacya od strat ciepła p. Otulina.
Izotermiczna krzywa (wykresowa), изотермическая кривая, isothermischer Zustand 291, 293

J.

Jałowy bieg (silnika, maszyny, turbiny), ходъ (машины) порожнемъ, Leergang, Leerlauf . . . 646, 658, 943
— ciężar, мертвый грузъ, Tote Last. 731
Jama powietrzna, воздушное пространство, Luftsack 771, 937
Jarzmo, кулисса, Kulisse 658, 909 do 920
— krzyżne, кулисса съ скрещенными тягами, Kulisse mit gekreuzten Stangen 911
— niedokrzyżne, кулисса съ открытыми тягами, Kulisse mit offenen Excenterstangen 911
Jaz (w rzece), плотина, Wehr . . . 264
— przelewowy, глухая плотина, Ueberfallwehr 264
— zatopiony, (przewał), подпруда, Grundwehr 264
Jazy (półjazki) kanałów spalinowych, перегородки дымоходовъ, Kulissen in den Feuerzügen 958, 1035
Jednostka pracy, единица работы, Arbeitseinheit. 193
Joule, Джауль. Joule 193

K.

Kabel p. Lina wielolinkowa.
Kadłub pompy, корпусъ насоса, Pumpenkörper 771, 776
— zawora, клапанная коробка, Ventilkörper 254, 600, 612
Kamień, камень, Stein . . . 334, 339
Kanały wodne, каналъ, Kanal (Wasserlauf) . . . . . 254 i n.
Kanał rozdzielczy, пароraспредѣлительный каналъ, Steuerungskanal . . 881
Kanały spalinowe p. Kotłów parowych obmurze.
Kanałów spalinowych jazy (półjazki), перегородки дымоходовъ, eingebaute Kulissen in Feuerzügen . . 958, 1035
— — zawieradła ciągu, заслонка для регулировки тяги, Zug-Absperrvorrichtung 1039
Kardioida (krzywa sercowata), кардіоида, Kardioide, Herzkurve 114
Kąt skręcenia, уголъ кручения, Verdrehungswinkel 398
— tarcia, уголъ тренія, Reibungswinkel 215, 216
— zesypu, уголъ естественнаго откоса, natürlicher Böschungswinkel . . 758
Kątownik, угловое желѣзо, **L**-Eisen 446 809
Kielich (u rur), раструбъ трубы, Rohrmuffe 581
Kieliszek, фланцевый раструбъ, E-Stück 583
Kierat, конный приводъ, Göpel, Pferdegöpel 739, 802
Kierownica, директриса, Leitlinie (Direktrix) 102
— (łopatka kierownicza), направляющая лопасть, Leitschaufel 789, 818, 824, 944
Kilogramometr, килограммометръ, Meterkilogramm 194
Kinematyczna geometrya (*ruch płaski*), кинематическая геометрія (движеніе по плоскости), kinematische Geometrie (ebene Bewegung) 154
Klapa, створчатый клапанъ, Klappe 253 546, 796, 938
Klin (jako bryła), клинъ, Keil 134, 178
Klin, клинъ, Keil . . 221, 423, 465, 621
Klin dwuwpustny, клинъ двухсторонній, Nutenkeil 465
— jednowpustny, клинъ односторонній (плоскій), Flachkeil, Schlusskeil . 465
— łbiasty, клинъ съ носомъ, Nasenkeil 465
— osadny (lep. osadczy) (ze zbieżnością), шпонка, Befestigungskeil. . 465, 480
— nastawczy, регуляціонный клинъ, Nachstellkeil 929
— wklęsły lep. żłobkowaty, клинъ вогнутый, Reibungskeil, Hohlkeil . 465
— złączny, соединительный клинъ, Verbindungskeil 423
Klina zbieżność, уклонъ клина, Keilneigung, Anzug d. K. 424, 466
Klinkier, (клинкеръ) кирпичъ-желѣзнякъ, Klinker 334, 339
Klocki hamulcowe, тормазная колодка, Bremsklotz 218
Klucz (do nakrubków), гаечный ключъ, Schraubenschlüssel 427
— Cardan'a (Hoocka), универсальный шарниръ, Universalgelenk 501, 703, 714
Kłodzisko (= szabota), фундаментъ наковальни (шаботта), Chabotte . . 663
Kocioł parowy, паровый котелъ, Dampfkessel . . . . . 951 do 1075
Kociołki o małej (lep. drobnej) zawartości, маленькіе котлы, Zwergkessel, Kleinkessel . 995; przep. austr. 1066
Kotłów par. badanie wydajności, Untersuchung der Dampfkessel . 1067, 1069

Kotłów par. blachy p. *Blachy.*
— — części, детали паровыхъ котловъ, Teile der Dampfkessel . 995 do 1044
— — grubości den i dennic. толщина стѣнокъ днищъ пар. кот., Wandstarke der Kesselböden 1006, 1011, T. 1020, T. 1024
— — grubość płaszcza, толщина цилиндрическихъ стѣнокъ котловъ, Wandstärke der cylindr. Kesselmäntel 1006, 1009, T. 1013 do 1015
— — grubość płomienic, толщина стѣнокъ жаровыхъ трубъ, Wandstärke der Flammrohre 1006, 1009 i n., T. 1016 do 1019
— — kanały spalinowe, дымоходы пар. котл., Heizkanäle der Dampfkessel 955 przep. ros. 1050, przep. niem 1050, 1055, 1060, przep. austr. 1063
— — manometr, манометръ, Manometer 1044, przep. ros. 1050, przep. niem. 1056 1062, przep. austr. 1063
Kotłów par. nicenia p. Nicenia.
— — obliczenia, подсчетъ пар. кот., Berechnung der D.-K. . . . 952 do 955
— obmurze, вмазка котловъ, Kesselmauerwerk 967 do 995, 1035, przep. ros. 1051, przep. niem. 1056, 1060
— — osprzęt, арматура пар. котл., Armatur der Dampfkessel 1037, przep. ros. 1050, przep. niem. 1055, przep. austr. 1062
Kotłów par. paleniska p. Paleniska.
— — obsada paleniskowa, грубая арматура пар. котл., Grobe Armatur der D.-Kessel 1037
— — podparcie, поддержка пар. котл., Unterstützung d. Kessels. . 970, 1034
— — podwieszenie, подвѣшеніе пар. кот. Aufhängung der Kessel 1034
— — powierzchnia ogrzewana (ogrzewalna), поверхность нагрѣва пар. кот. Heizfläche der Dampfkessel 953, 956, 1069, przep. ros. 1050, przep. niem. 1056, 1060, 1061
— — przewody zasilające, питательные проводы, Speiseleitung 1041, przep. ros. 1050, przep. niem. 1055, 1062, przep. austr. 1063
— — pozwolenie ustawienia, разрѣшеніе на установку, Dampfkessel-Genehmigung przep. ros. 1053, przep. niem. 1054, 1055, 1057, 1059, przep. austr. 1066
— — próba na ciśnienie, гидравлическое испытаніе, Wasserdruckprobe przep. ros. 1052, przep. niem. 1056, 1058, 1059, 1063, przep. austr. 1064
— — sadowienie, установка пар. котл., Lagerung der Dampfkessel . . . 1034
— — ścianek usztywnienie i wzmocnienie, укрѣпленіе стѣнокъ пар. котл., Verstärkung und Verankerung der Dampfkesselwände . 1008, 1027, 1032, 1033
Kotłów parowych sprawdzanie, провѣрка пар. кот., Prüfung der Dampfkessel przep. ros. 1051, przep. niem. 1056, 1057, 1059, przep. austr. 1062
Kotł. par. ssący p. Nicenie.
— — urządzenia spustowe, спускныя и продувныя приспособленія, Dampfkessel-Ausblaservorrichtung 1042, przep. niem. austr. 1055, 1063
— — ustrój, конструкція п. кот., Construction d. D.-K. przep. ros. 1050, przep. niem. 1055, przep. austr. 1062
— — waga, вѣсъ пар. котл., Dampfkessel-Gewicht 966
— — właz, лазъ котла, Mannloch 1033, przep. ros. 1051, przep. niem. 1060
— — wodoskaz, водоуказательный приборъ, Wasserstandsaparat 428, 1042, przep. ros. 1051, przep. niem. 1055 1060, przep. austr. 1063
— — wybuch, взрывъ пар. котл., Dampfkessel-Explosion przep. ros. 1054, przep. niem. 1059, przep. austr. 1065
— — zawory bezpieczeństwa, предохранительный клапанъ, Sicherheitsventil 298, 1040, przep. ros. 1050, przep. niem. 1056, przep. austr. 1063
— — zawory zasilające, питательные клапаны п. к., Speiseventile 1041, przep. ros. 1050, przep. niem. 1055, przep. austr. 1063
— — złącza, соединенія п. к., Verbindungen der Kesseltheile 1012 do 1027
— — rodzaje . . . . . 966 do 995
Kotły lokomobil, кот. для локомобилей, Lokomobilkessel 978, przep. ros. 1050, 1054, przep. niem. 1056, przep. austr. 1065 nadto *p. kotły ruch. lub przen.*
— opłomkowe, водотрубные котлы, Wasserrohrkessel, Siederohrkessel 978 do 994
— parowcowe, пароходные котлы, Schiffsdampfkessel, przep. ros. 1050, przep. niem. 1055 do 1059, nadto *p. kot. ruchome lub przenośne.*
— parowozowe, паровозные котлы, Lokomotivkessel przep. ros. 1050, przep. niem. 1056, 1058, nadto *p. kot. ruchome lub przenośne.*
— ruchome lub przenośne, подвижные пар. котлы, Transportable, bewegliche Dampfkessel przep. ros. 1050, 1051 1054, przep. austr. 1056, 1057, 1059, 1060
— płomienicowe, котлы съ жаровой трубой, Flammrohrkessel, Rauchrohrkessel , . . . 966, 972 do 974, 975
— — z paleniskiem w płomienicy, котлы съ жаровой трубой и внутренней топкой, Flammrohrkessel mit Innenfeuerung 972, 973
— — z paleniskiem podolnem, котлы съ жаровой трубой (дымогарной) и наружной топкой, Rauchrohrkessel (Flammrohrk. mit Aussenfeuerung 974

Kotły dwupłomienicowe, пар. кот. съ двумя жар. трубами, Zweiflammrohrkessel 966, 971, 972, 975. 976, 980—982
— o jednej płomienicy, котелъ съ одной жаровой трубой, Einflammrohrkessel, Seitrohrkessel . . 966, 972, 975, 1033
— o płomienicy falowanej, котелъ съ волнистой жаровой трубой, Wellrohrkessel 966, 972, 975
— z płomieniówkami, котелъ съ прогарными трубами, Heizrohrkessel 974, 975, 994
— stojące, вертикальный пар. кот., Stehender Dampfkessel . . 967, 994
— walczaste, цилиндрическій котелъ, Cylinderkessel, Walzenkessel 965 do 970, 975
— jednowalczakowe pełne, обыкновенный цилиндрическій котелъ, einfacher Walzenkessel . . 965, 967, 975
— wielowalczakowe pełne, составной цилиндрическій котелъ, mehrfacher Walzenkessel . . . 967 do 971, 975
— *wodnorurkowe p. K. opłomkowe.*
— ustrojów swoistych, котлы спеціальныхъ системъ, besondere Kesselsysteme. . . . . 973 do 995
Kotłowego urządzenia sprawność, коэффиціентъ полезнаго дѣйствія котла, Wirkungsgrad der Kesselanlage 953, 956, 957

Kotłowe towarzystwa, союзъ владѣльцевъ пар. котл., Ueberwachungsverein für Dampfkessel 1058, 1063
Koks, коксъ, Koks 323, 954
Kolana miedziane, красномѣдное колѣно, kupfernes Knierohr . . . T. 599
— żeliwne, чугунное колѣно, gusseisernes Knierohr, I-Stück 584
Kołek osadczy, призонштифтъ, Sicherungsstift 929
Kołnierz, прилитый фланецъ, angegossener Flansch. . . . 587, 602, 920
Kołnierzyk (kołnierz osadzony), присоединенный фланецъ, aufgesetzter fester Flansch 587, 602
Koło, кругъ, Kreis. . 103, 131, 187, 188
— bezwładności, кругъ инерціи, Trägheitskreis 185, 357, 401
— korby, кругъ кривошипа, Kurbelkreis 885
— krzywości, кругъ кривизны, Krümmungskreis. 98
— mimośrodowości, кругъ эксцентрика, Excenterkreis, Schieberkreis. . . 885
— odsuwów, золотниковый кругъ, Schieberkreis 887
— podstawowe (stałe), основной кругъ, Grundkreis 113
— powrotowe, кругъ возврата, Rückkehrkreis 157
— tworzące (ruchome), катающійся кругъ, erzeugender Kreis 113
— zmianowe, кругъ перемѣны, Wechselkreis 158
Koło zwrotowe, кругъ перегиба, Wendekreis 155, 158
Koła obwody, окружность круга, Kreisumfang . . . . . T. 1 do 23
— powierzchnie (pola), площадь круга, Kreisinhalt. . . . . T. 1 do 23
— równanie środkowe, wierzchołkowe, уравненіе круга, относительно центра, отн. вершины, Kreisgleichung Mittelpunktsgl., Scheitelgleichung. 103
Koła (jako obrotniaki), колеса, Räder 448 i n.
— ramię, спица, Radarm . 465, 478, 621
Koła cierne, фрикціонное колесо, Reibungsräder 468
— hamulcowe, тормазное колесо (дискъ), Bremscheibe 537, 802
— kliniaste, фрикціонное колесо съ клиновиднымъ желобомъ, Keilrad 469, 677
Koła linowe, канатный шкивъ, Seilscheibe. . 483, 486, T. 487, 521, 524
— — pośrednicze, промежуточный шкивъ, Zwischenrolle 484

Kół do lin konopnych—waga, вѣсъ шкивовъ для пенькового каната, Gewicht der Hanfseilscheiben . . T. 487
— do lin drucianych—waga, вѣсъ шкивовъ для проволочнаго каната, Gewicht der Drathseilscheiben. . T. 483
Koło łopatkowe p. Wirnik.
Koła pasowe, шкивъ (ременной), Riemenscheibe. 477
— — jałowe (gorzej luźne), холостой шкивъ, Leerscheibe, Lossscheibe . 480
— — osadzone, robocze, рабочій шкивъ, Festscheibe. 480
— — schodkowe, ступенчатый шкивъ, Stufenscheibe. 480

Kół pasowych waga, вѣсъ ременныхъ шкивовъ, Gewicht der Riemenscheiben . . . . . T. 479
Koła rozpędowe, маховое колесо, маховикъ, Schwungrad 460, 615 do 623, 1120
— *ślimakowe p. Ślimacznica.*
— wiatrakowe, колесо вѣтряной мельницы, Windmühlenrad 309
Koła wodne, водяное колесо, Wasserrad . . . . . 805 do 817, 494
— — nasiębierne, верхнебойное колесо, oberschlächtiges Wasserrad . . . 805
— — śródbierne, среднебойное водяное колесо, Wasserrad mit Spannschütze 817

Kół wodnych waga, вѣсъ водяныхъ колесъ, Gewicht der Wasserräder 810, 815
— — uzębienie, зубцы на ободьяхъ водяныхъ колесъ, Wasserradzahnkränze 460
Koła zębate, зубчатое колесо, Zahnrad 230, 448 i n., T. 467, 468
— — z zębami drewnianymi, колесо съ деревянными зубьями, Kammrad 462, 465

Koła zębate pędniane, зубчатое колесо для приводовъ, Transmissionrad, Triebwerkrad 460, 462
— — skojarzone, комплектныя колеса, Satzräder . . . . . 453, T. 467
— — storcowe (zwykłe, czyli walcowate), зубчатое колесо, зубчатый вѣнецъ, Stirnrad 230, 450 i n., T. 467, 468, 810
— — stożkowate, (stożki zębate), коническое колесо, Kegelrad 231, 457, 463
— — śrubowe, винтовыя цилиндрическія колеса, Schraubenräder 231, 458, 463
— — wechwytowe, храповое колесо (храповикъ), Sperrad 536
— — wewnątrz uzębione, з. колесо съ внутреннимъ зацѣпленіемъ, Hohlrad 231, 454, 456
Kół zębatych dobór, комплектъ зубчатыхъ колесъ, Rädersatz 453
— — podziałka, шагъ зацѣпленія (дѣленіе) зубчатаго колеса, Teilung des Zahnrades 232, 448
— — stadło, парныя зубчатыя колеса, Einzälräder. 453
— — waga, вѣсъ зубчатыхъ колесъ, Gewicht der Zahnräder 468
Kołowrot, воротъ, Haspel 738, 740, 802
— parowy, паровый воротъ, Dampfkabel, Dampfhaspel . . 739, T. 739, 740
Kołpak parowy p, Dzwon parowy.
Kombinacye, сочетаніе, Kombination 47
Komin (kotła parowego), дымовая труба пар. кот., Dampfkessel-Schornstein 958 do 964
— — — żelazny, желѣзная дымовая труба, Blechschornstein, Eisenschornstein 439, 964, 965
Komina ciąg, сила тяги дымовой трубы, Zugstärke (im Schornstein) 958 — 959, 1069
— koszt, стоимость дымовой трубы, Kosten des Schornsteines. 963
— obliczenie statyczne, подсчетъ устойчивости дымовой трубы, Statische Berechung der Schornsteine. . . 962
— wyprostowanie, выпрямленіе дымовой трубы, Geraderichten des Schornsteines. 962
— uwięź, натяжное укрѣпленіе дымов. трубы, Standverbindung des Schornsteines 964
Komora paleniskowa kotła. огневая коробка котла, Feuerbüchse des D.-Kessels 1008, 1026
Kompresya, kompresor p. Sprężanie, sprężarka.
Konchoida (krzywa muszlowata), конхоида, Konchoide (Muschelcurve). . 119
Koń mechaniczny, moc konia, *M*, лошадиная сила, Pferdestärke 194, 1138
Konia siła pociągowa, сила тяги лошади, Zugkraft des Pferdes. . . . 803
Koparka, сухой баггеръ, Ausschachtmaschine 716
Kopulak, вагранка, Kupolofen T. 787 T. 800
Kopyto walcowe, цилиндрическая подкова, Cylinderhuf 135
Korba, кривошипъ, Kurbel 557
— ręczna, рукоятка (ручной кривошипъ), Handkurbel. 560
— zabezpieczona, безопасная рукоятка, Sicherheitskurbel. 540
Korby czop, цапфа кривошипа, Kurbelzapfen 490, 559
Korby goleń p. Goleń korbowa.
— nacisk po stycznej, касательная сила кривошипа, Tangentialkurbeldruck 556
Korbowód p. Goleń korby, goleń korbowa.
Korkowiec, (masa korkowa), пробковая масса, Korkstein. 334
Kosz (klatka) dźwiga (wyciągu), каретка подъемника, Fahrstuhl, Fahrkorb, Förderkorb, Fördergefäss 521, 732, 741
Kot żórawia, тележка крана, Katze, Laufkatze des Kranes . . . 679, 700 i n.
Kotłak, корпусъ котла, Kesselkörper 975 995
Kratownica, рѣшетчатая ферма, Fachwerkträger 345
Krawędź wlotcza suwaka, паровпускной край золотника, Abschlusskante des Schiebers für den Eintritt . 884 i n.
— włotowa okienka, край паровпускнаго отверстія, abchliessende Kanalkante für den Eintritt . . . . . 884 i n.
Krążki, блокъ, роликъ, Rolle 472, 670
Krążek kierowniczy, направляющій роликъ, Leitrolle 472, 484
— linowy, канатный блокъ, Seilrolle 521, 524, 670
— łańcuchowy, цѣпной блокъ, Kettenrolle 527, 529, 671
— gniazdkowy, зубчатый цѣпной блокъ, звѣздочка, verzahnte Kettenrolle, Daumenrolle . . . 526, 529, T. 528
— naprężający, lepiej k. wyprężający, натяжной роликъ (шкивъ), Spannrolle 477, 483
— podporny, поддерживающій роликъ, Tragrolle 483
Krążek przesuwny bierny, блокъ подвижной вѣдомый, lose Rolle . . 671
— przesuwny czynny, блокъ подвижной ведущій, umgekehrte lose Rolle . 671
— stały, блокъ неподвижный, feste Rolle 671
Krążek szmyrglowy, наждачная шайба, Schmirgelscheibe. 659, 1143
Kresa, отрѣзокъ, Strecke. 93
Kręcenie (*wytrz.*), напряженіе при скручиваніи, Drehungsspannung 337, 396, 441
Krok (skok) śruby (gwintu), ходъ винта, Schraubensteigung, Ganghöhe 227, 426
Króciec, штуцеръ, Stutzen 921, 970, 1026
Krzemionkowa masa (martwica), кизельгуръ, Kieselguhr. 305
Krzywa antifrykcyjna (Traktorya Huyghensa), антифрикціонная кривая, Antifrictionskurve 118

Krzywa kołowa (cykliczna), циклоидальная кривая, cyklische Kurve 112
— łańcuchowa, цѣпная линія, Kettenlinie 117, 471
— Mariotte'a, кривая Маріотта, Mariottesche Linie 290
— obwijająca, обертывающая кривая, einhüllende Kurve 101
— odtaczająca, кривая отвертывающаяся, Hüllkurve 154
— płaska, плоская кривая, krumme Linie (in der Ebene) 96
— o podwójnej krzywości, кривая двойной кривизны, Kurve doppelter Krümmung 124
— wklęsła, вогнутая кривая, konkave Kurve. 99
— wypukła, выпуклая кривая, convexe Kurve. 99
— zrzutu, кривая сбрасыванія сыпучихъ тѣлъ, Abwurfkurve 756
Krzywka żeliwna, чугунный отводъ, gusseiserner Krümmer, L &K-Stück 584
Krzywość, кривизна, Krümmung . . 99
Krzyżka, крестъ, Kreuzstück . . . 599
Krzyżulec, крестовина (кулакъ, крейцкопфъ), ползунъ, Kreuzkopf, Querhaupt. 567, 569
— na korbie, кривошипъ съ кулиссою (безъ шатуна), Kurbelschleife 560, 635
Krzyżulca czop, цапфа крейцкопфа, Kreuzkopfzapfen (—bolzen). 564, 567
— łyżwa, ползушка крестовины, Kreuzkopfschuh 569
— tor, дорога ползуна, Gleitbahn 560, 568, 928
Ksiuk (wyskok), палецъ, кулачекъ, Anschlag, Daumen 753, 869
Kształtki miedziane, фасонныя трубы изъ красной мѣди, kupferne Formstücke 599. 600
— żeliwne normalne, нормальныя фасонныя трубы, gusseiserne normale Formstücke 583, 600
— żeliwne, ich wagi, вѣсъ чугунныхъ фасонныхъ трубъ, Gewicht gusseiserner Formstücke 584, T. 585 i 586
— kielichowe, раструбчатая фасонная труба, Muffenformstück 583, T. 585
— kołnierzowe, фланцевая фасонная труба, Flanschen-Formstück. . 583, 584
Kukorbowy bieg (skok) tłoka, ходъ поршня впередъ, Hingang des Kolbens 882
Kukorbowa strona tłoka (cylindra), передняя сторона поршня, vordere (untere) Kolbenfläche, (Kurbelseite des Cylinders) 867, 882
Kula (*geom.*), шаръ, Kugel 129, 135, 177, 191
Kuli objętość, объемъ шара, Kugelinhalt T. 38
— wydrążonej wytrzymałość, сопротивленіе стѣнокъ полаго шара, Festigkeit der Hohlkugel. 422
Kulisa p. Jarzmo.
Kurek dozorczy (gorzej k. próbny), пробный кранъ, Probierhahn 429, 1044, 1051, 1055, 1058
— odwadniający (k. spustowy), продувной кранъ, Entwässerungshahn, Cylinderhahn, Wasserablasshahn 721, 926
— rozczepkowy (trójdrogowy), трехпутевый кранъ, Dreiweghahn . . . 614
— wpryskowy, впрыскивающій кранъ, Einspritzhahn 931
Kuzienne ognisko, кузнечное горно, Schmiedefeuer. . . . T. 787, T. 800
Kuźniarka (tłoczarka kuzienna), кузнечный прессъ, Schmiedepresse . 663 do 666
— hydrauliczna, гидравлическій кузн. пр., Druckwasserschmiedepresse . 664
Kuźnica, горный заводъ, Hüttenwerk 689
Kuźnictwo (lepiej kuźniactwo), горнозаводское дѣло, Hüttenbetrieb. . 689
Kwadratów najmniejszych metoda, способъ наименьшихъ квадратовъ, Methode der kleinsten Quadrate . . 90

L.

Landsberg'a wzory, формулы Ландсберга, Formeln von Landsberg. . . 344
Lejnica (do surówki), ковшъ, Giesspfanne 697, 725
Lemniskata, лемниската, Lemniskate 119
Lewar p. Dźwignik, także Przesysak.
Lift p. Dźwig.
Liny bawełniane, хлопчатобумажный канатъ, Baumwollenseil . . 488, T. 486
— druciane, проволочный канатъ, Drathseil 235, 336, 481, 522, 741. T. 482, T. 743 do 747
— z drutu kształtowego, сомкнутые канаты, verschlossene Drathseile 524, 747
— konopne, пеньковый канатъ, Hanfseil 234, 336, 486, T. 520, 521
— płaskie, канатъ проволочный плоскій, flaches Drathseil. . . . 522, T. 744
— o skrętkach płaskich, проволочные канаты изъ плоскихъ штренгъ, flachlitzige Drathseile . . 524, 746
— wielolinkowe, кабельный канатъ. Kabelseil . . . . . T. 744
Liny do dźwignic, подъемный канатъ, Lastseil . . . 234, 336, 520, 741 i n.
— do dźwigów, канаты для подъемниковъ, Aufzugseile 736, T. 520, T. 743 i n.
— napędowe, передаточный канатъ, Transmissionsseil. . . . T. 482, 486
— — j prędkość, скорость движенія передаточнаго каната, Transmissionsseilgeschwindigkeit. . . . 485, 488
— — j trwałość, продолжительность службы канатовъ, Dauerhaftigkeit der Transmissionsseile 481, 486
— wyciągowe (*górn.*), канатъ подъемный, Förderseil. . 523, 741, T. 743 do 747
Liny smarowanie, смазка канатовъ, Schmieren der Seile. 481
— splatanie, сращиваніе канатовъ, Verspleissen der Seile 481, 486

Liny zwisanie, провѣсъ каната, Durchsenkung des Seiles 484, 488
— zakleszczanie się w rowku, защемленіе каната въ желобѣ, Klemmung des Seiles in der Rolle . . 521, 679, 695
Linowa taśma, плоскій пеньковый канатъ, Flachseil aus Hanf . 520, T. 521
Linia sprężysta p. Odkształcona.
Linia śrubowa, винтовая линія, Schraubenlinie 125
Linia ugięcia p. Odkształcona.
Liść Kartezyusza, листъ Декарта, Descartessches Blatt. 119
Logarytmy (naturalne, zwykłe), натуральный логариѳмъ, бриговый л., natürliches Logarithm, Briggsches L. 24, 32 do 34, 46, T. 1 do 21
Lonek, шпилитъ, Splint 429
Lustro suwaka p. suwaka gładź.
Luz, зазоръ, Zwischenraum, Spielraum 800 806, 922
— międzywieńcowy (*turbiny*), зазоръ между турбинными колесами, Spalt, Kranzspalt 822, 826, 831

Ł.

Łączniki gazowe, газовыя фасонныя части, Gas-Fittinge. 587
Łańcuch klinowy (*teor. mech.*) lepiej: kliny zrzeszone, клиновый прессъ, Keilkette 222
Łańcuchy, цѣпь (заварная), Kette 525, 526, T. 527
— dokładne, калиброванная цѣпь, kalibrierte Kette . . . 526, 527, T. 528
— dźwigne, цѣпь для грузовъ, Lastkette 525, 531, 736
— napędne, приводная цѣпь, Treibgelenkkette. . . . . 530, 532, T. 531
— przegubowe, шарнирная цѣпь, Gelenkkette 233, 530
Łańcuchowe koło uzębione, зубчатое цѣпное колесо (блокъ), verzahntes Kettenrad . . . . . 530, T. 528
Łeb korbowodu (lep. goleni korbowej), головка шатуна, Schubstangenkopf 564
Łbica cylindra (*siln. spal.*), передняя часть цилиндра, Cylinderkopf 1081, 1104 i n.
Łojek, талькумъ, Talk 549
Łopatka, лопатка, лопасть, Schaufel 759, 763, 808 i n., 837 i n., 841
Łożyska grzebieniaste, подшипникъ гребенчатый, Kammlager. 512
— gwiaździste, звездообразный пятникъ, Sternförmiges Lager . . . 510, 848
— kulkowe, подшипникъ съ шариками, Kugellager 514
— nadwodne, надводный пятникъ, Ueberwasserzapfenlager 842, 847
— naszyjne, направляющій подшипникъ, Halslager 510, 847
— pędniane, приводной подшипникъ, Transmissionslager 514
— przegibne (*most.*), опора шарнирная, Kipplager 168
Łożyska przewietrzników, подшипники вентиляторовъ, Lager der Ventilatoren 786
— silników, подшипники двигателей, Kraftmaschinenlager . 509, 929, 1113
— siodłowe, нормальный подшипникъ, Stehlager, Traglager 510
— storcowe, пятникъ, Spurlager 509, 843
— turbin, подшипники турбинъ, Turbinenlager . . . . . 842 i n.
— uchylne (suwnic), подшипникъ (на маятникѣ) качающійся, Kipplager 696
— wagonowych osi, подшипникъ для вагонныхъ осей, Eisenbahn-Wagenachsenlager. 513
— z wahliwemi panwiami (Sellersa), подш. Селлерса, Sellersches Lager 511 1143
— wałów głównych, подшипники коренныхъ валовъ, Hauptantriebslager. 512
— z walcami (*most.*), опора на каткахъ, Rollenlager. 168
— wałkowe, подшипникъ съ роликами, Rollenlager. 514, 681, 683
— wiszące, подвѣсной подшипникъ, Hängelager 515
— wspornikowe, кронштейнъ съ подшипникомъ, Consollager. . . . 518
Łożysk grzanie się, нагрѣваніе подшипниковъ, Warmlaufen der Lager 514, 1143
— panwie (panewki), вкладыши подшипника, Lagerschale 509
— podstawki, основныя плиты под. Sohlplatten 517
— smarowanie (oliwienie), смазка подшипниковъ, Schmierung der Lager 226 237, 513, 786, 930
Łódź, челнъ, Kahn 272
Łój, сало, Talg. 549
Łuk koła opięty cięgnem, охваченная дуга, umspanter Bogen 232, 470, 670, 678
Łuku koła długość, длина дуги круга, Bogenlänge (des Kreises). . T. 36, 37
— strzałka, стрѣлка дуги круга, Bogenhöhe des Kreises . . . . T. 36, 37

M.

Magnes bocznikowy, шунтовый магнитъ, Nebenschlussmagnet. . . . 702, 704
Magnesu kotwica, якорь магнита, Anker des Magnetes 705
— nawój, обмотка магнита, Magnetwickelung 701, 704
Magnez, магній, Magnesium. . . . 333
Malpiarka (obrabiarka do kopiowania), копировальный станокъ, Kopiermaschine. 668
Manometr, *nadto p. kot. par. man.* манометръ, Manometer 771
Manometrów rury, трубы для манометровъ, Manometerrohr. 589
Maryotta prawo, законъ Маріотта, Mariottesches Gesetz 278, 290

Masa, масса, Masse 192
Maszyny. Warunki niemieckie na ich dostawę, условія поставки машинъ, Lieferungsbedingungen für Maschinen 1076
Maszyn podział, подраздѣленіе машинъ, Klassifikation der Maschinen . . 649
Matematyczne tablice, математическія таблицы, mathematische Tafeln T. 1 do 42
Matryca p. Podtłoczka.
Maximum p. Największości.
Maźnica (maźniczka), масленка, Schmiernapf 510, 513
Mechaniczna teorya ciepła, механическая теорія теплоты, mechanische Wärmetheorie 1124, 321
Mechaniczny równoważnik ciepła, механическій эквивалентъ теплоты, mechanisches Wärmeäquivalent . . 325
Mechanika ciał stałych, механика твердыхъ тѣлъ, Mechanik fester Körper 143
— gazów, механика газовъ, Mechanik der Gase. 275
— par, механика паровъ, Mechanik der Dämpfe 275
Metacentrum, метацентръ, Metacentrum 237
Meyer'a stawidło suwakowe, золотникъ Мейера, Meyersche Steuerung . . 902
Miar układ bezwzględny, абсолютная система мѣръ, absolutes Masssystem 193
Miarkowniki odśrodkowe, центробѣжный регуляторъ, Centrifugalregulator. . . . . 623 do 646
— energiczności pomp, регуляторъ производительности машинъ, Leistungsregulator 646, 721
— niestateczne, астатическій регуляторъ, astatischer Regulator 625
— omalniestateczne, псевдоастатическій регуляторъ, pseudoastatischer Regulator 626
— płaskie, плоскій регуляторъ, Flachregler, Achsenregulator . . 624, 631
— o pośredniem działaniu, регуляторъ непрямого дѣйствія, mittelbar wirkender Regulator. 631, 647
— prężności gazu, регуляторъ давленія газа, Gasdruckregler 1123
— przepustnic parowych, рег. съ подпорнымъ (запорнымъ, дроссельнымъ) клапаномъ, Regulator mit Dampfdrosselventil 646
— sprężynowe, пружинный регуляторъ, Federregulator. 624, 643
— wahakowe, регуляторъ съ маятникомъ, Pendelregulator. 623
Miarkowników energiczność, работа регулятора, Arbeitsvermögen des Regulators. 629, 631
— nieczułość (nieruchliwość), нечувствительность регулятора, Unempfindlichkeit (Unbeweglichkeit) des Regulators 626, 628
Miarkowników niejednostajność, неравномѣрность регулятора, Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators 626, 631
— siła, энергія регулятора, Energie des Regulators 629
— skok zastępczy, редуцированный ходъ регулятора, reducirter Muffenhub des Regulators 630
— wykreślne obliczenie, графическій расчетъ регуляторовъ, graphische Ermittlung der Regulatoren. 637
Miedź, красная мѣдь, Kupfer . 332, 600
Mieszaniny gazów: mieszanki g., смѣсь газовъ, Gasgemische 279, 1080 i n.
— pary z cieczą, смѣсь пара и жидкости, Dampfmischungen 292, 297, 1130 i n.
Mieszarka zaprawy, машина для выдѣлки рястворовъ, Mörtelmühle . . 688
Mimośród, эксцентрикъ, Excenter 557 i n.
— biegu naprzód, эксцентрикъ переднягo хода, Excenter für den Vorwärtsgang 912
— biegu wstecznego, эксцентрикъ заднягo хода, Excenter für Rückwärtsgang 912
— pokrętny, свободно вращающійся эксцентрикъ, loses Excenter . . . 911
— przesuwny, передвижной эксцентрикъ, verschiebbares Excenter 910
— ruchu wynikowego, эксцентрикъ равнодѣйствующаго хода, resultirendes Excenter. 900
— ruchu względnego, относительный эксцентрикъ, Relativexcenter . . 900
— ujawniający bieg, эксцентрикъ показывающій ходъ (впередъ, назадъ), reducirtes Excenter. 913
— wynikowy, равнодѣйствующій эксцентрикъ, resultirendes Excenter . . 913
Mimośrodu nagrzewanie, Warmlaufen des Excenters. 562
— obręcz, серьга эксцентрика, Excenterbügel 562
— tarcz, эксцентриковая шайба (дискъ), Excenterscheibe 562
Mimośrodowość, эксцентриситетъ, Excentricität 102, 561, 884
Minimum p. Największości.
Młot cierny, фрикціонный молотъ, Reibungshammer 660
— z nosem, лобовой молотъ, Stirnhammer 660
— z ogonem, хвостовой молотъ, Schwanzhammer 660
— parowy, паровой молотъ, Dampfhammer 660
— wahakowy, кулачный молотъ, Stielhammer 659
— — zwykły, нестовой молотъ, Aufwerfhammer 659
Młynek Woltmanowski, вертушка Вольтмана, Woltmannscher Flügel . . 273
Moc (efekt pracy), производительность (величина работы, эффектъ), Leistung (Arbeitstärke, Effekt) 194, 210, 470 i in.

Moc hamowana, moc tarcia, работа трения, Reibungsarbeit 801
— konia, koń mechaniczny, *M.* лошадиная сила, Pferdestärke 194
— mianowana silników parowych, номинальная производительность паров. машинъ, Nennleistung der Dampfm. 879
— — silników spalinowych, ном. пр. газовыхъ двигателей, Nennleist. d. Verbrennungsmotoren . . 1085, 1099
— **pożytkowa**, полезная работа, пол. ная производительность, Nutzleistung 802
— — robotnika, пол. пр. рабочаго, Arbeiterleistung des Mannes. 802
— — silników parowych, пол. пр. паровыхъ машинъ, Nutzleistung der Dampfmaschinen. . . 862, 1069, 1075
— — silników spalinowych, пол. пр. газовыхъ двигателей, Nutzleistung der Verbrennungsmotoren . . 1095, 1098
— — turbin parowych, пол. пр. паровыхъ турбинъ, Nutzleistung der Dampfturbinen. . . . 946 i n., 1138
— **wskazana** silników parowych, индикаторная работа паровыхъ машинъ, indicirte Leistung der Dampfm. 862, 867. 1069, 1075
— — silników spalinowych, индикат. пр. газовыхъ двигателей, ind. Leist. der Verbrennungsmotoren 1088
— — turbin parowych, индик. работа паровыхъ турбинъ, indicirte (Brutto) Leistung der Dampfturb. . . 1089
Moivre'a wzór, формула Моивра. Moivrescher Satz 46
Moment bezwładności, моментъ инерціи, Trägheitsmoment 179, 186, 212, T. 362 do 371
— gnący, изгибающій моментъ, Biegungsmoment . . . . . 351, T. 372
— odśrodkowy, центробѣжный моментъ, Centrifugalmoment 180
— obrotu, моментъ вращенія, Drehmoment . . . . . 209, 461, T. 210
— podporowy, моментъ надъ опорами, Biegungsmoment über den Stützpunkten. 393
— siły, моментъ силы, Moment einer Kraft. 162, 166
— skręcający, моментъ кручения, Drehmoment 396
— stateczności ciała, моментъ устойчивости тѣла, Stabilitätsmoment 169, 385
— stateczny sił, статическій моментъ силы, statisches Moment der Kräfte 170
— wytrzymałości, моментъ сопротивленія, Widerstandsmoment 353, 372 do 384, T. 362 do 371
— wywracający, вращающій моментъ, Kippmoment 385, 386
Montejus p. Przetłoczka parowa.
Mosiądz, желтая мѣдь, латунь, Messing 332
Mosiądz glinowy, алюминіева желтая мѣдь, Aluminium-Messing . . . 333
Mosty (*wytrz.*), мосты, Brücken 340, 341, 345
Możność pracy, общая работа, Arbeitsvermögen, Leistungsfähigkeit 299, 691, 874
Mur, стѣна, каменная кладка, Mauerwerk 334, 339, 408
— oporowy, подпорная стѣна, Futtermauer. 267

N.

Nabierak, экскаваторъ, Selbstgreifer (Excavator). 716, 712
Nabijak, чеканка, Setzeisen. . . . 582
Nabój ołowiany, свинцевая набивка, Bleidichtung 581
Naciąż (balast), нагрузка, Belastungsgewicht 690, 777
Nacisk na oś, давленіе на ось, Achsdruck 471, 476
— na tor krzyżulca, давленіе на направляющія, Druck auf die Gleitbahn 555
— od przyspieszenia mas, давленіе силы инерціи (движущихся массъ), Beschleunigungsdruck der hin-und hergehenden Massen 555, 617
Naczynie złączone, сообщающійся сосудъ, kommunicirendes Gefäss. . 243
Naczyń wytrzymałość, сопротивленіе сосудовъ, Festigkeit der Gefässe. . 418
Naczółki filarów mostowych, края мостовыхъ быковъ, Pfeilerhaupt (Kopf des Brückenpfeilers) 260
Nadbrzeże, набережная, Kaistrasse 712, 716
Nadciśnienie, давленіе, Ueberdruck 239, 421 i t. p.
Nadmiar sferyczny, u. kulistości, сферическій избытокъ, sphärischer Excess 136
Nadmuch p. Palenisko nadmuchowe.
Nadpiętrze (drempel), чердачная лицевая стѣна, Drempel 389
Nadprężność pary, рабочее давленіе пара, Dampfüberdruck 1069
Nadyszak (dyszak natłaczający), нагнетающій пароструйный вентиляторъ, drückendes Dampfstrahlgebläse 781, 800
Nadwodność (*koła wodne, turbiny*), зазоръ между колесомъ и нижнимъ отводнымъ каналомъ, Freihängen 806 840
Nafta, керосинъ, Petroleum . 1082, 1083
Największości i najmniejszości (maxima i minima), максима и минима, Maxima und Minima 72
Nakówek (nita), головка замыкающая заклепки, Schliesskopf des Nietes 438
Nakówka okrajka, бородка заклепочной головки, Bart am Schliesskopf . 447
Nakównik (szelajza), обжимка, Schelleisen 438

Nakres (wykres wykonany samoczynnie przyrządzikiem), діаграмма, Diagramm 848
Nakrętka, контргайка, Gegenmutter, Kontramutter 428
Napełnienie (stosunek napełnienia) silników parowych, степень наполненія (ст. впуска) пар. маш., Füllung der Dampfmaschine. . . 848, T. 853
— zastępcze, степень наполненія отнесенная къ цилиндру низкаго давленія, Reducirte Füllung 848, 863 i n., 872
Napełnienia linia, линія наполненія въ цилиндрѣ, Einströmlinie, Voldrucklinie 868
Napęd (siły), импульсъ (силы), Antrieb (der Kraft) 195
— *elektryczny p. Napęd prądnikiem.*
— korbowy, механизмъ кривошипа и шатуна, Kurbeltrieb 551, 616
— korbowodowy mimoosiowy, эксцентрическій механизмъ шатуна, Geschränkte Schubkurbel 552
— liną, канатная передача, Seiltrieb 469 481, 484, 486, 488
— — bawełnianą, передача хлопчатобумажнымъ канатомъ, Baumwollenseilbetrieb 486, 487
— — drucianą, передача проволочнымъ канатомъ, Drathseilbetrieb . 471, 483
— — konopną, поредача пеньковыми канатами, Hanfseiltrieb . . . 486, 487
— linowy okrężny, круговая передача безконечнымъ канатомъ, Kreistrieb 484, 487
— pasem, ременная передача, Riementrieb 469, 472
— — kierowanym, угловая ременная передача, Winkeltrieb . . . 472, 477
— — obręczowatym, передача открытымъ ремнемъ, Antrieb mit offenem Riemen 474, 481
— — półskrzyżowanym, полускрещенная ременная передача, Halbkreuztrieb 473, 477
— prądnikiem, передача электродвигателемъ, Elektriescher A., Elektromotorenantrieb 669, 677, 712
— ręczny, ручная передача, Handantrieb 560, 676
— wałami, передача силы при помощи валовъ, Kraftübertragung m. Wellen 489 do 519
Napór wody, давленіе воды, Wasserdruck 819
Naprężenie bezpieczne, допускаемое напряженіе, zulässige Spannung 338, 331 do 338
— *ciągnące p. Ciągnienie.*
— *cisnące p. Ciśnienie.*
— dozwolone, допускаемое напряженіе, zulässige Spannung 338 do 342, przep. ros. 340, przep. niem. 338, przep. austr. 342
Naprężenie główne, главное напряженіе, Hauptspannung 354
— — (największe wytężenie) zastępcze, наибольшее теоретическое напряженіе матеріала, ideale Hauptspannung 354, 355
Naprężenie gnące p. Gięcie.
— normalne (*wytrz.*), нормальное напряженіе, Normalspannung 328, 352, 400 409
— postronne, случайное и дополнительное напряженіе, Neben- u. Zuschlagspannung 344
— przemienne, перемѣнное напряженіе, wechselde Spannung . . . 336, 340
Naprężenie przesuwające p. Cięcie.
— skrajne, предѣльное (наибольшее) напряженіе, Grenzspannung . . . 401
— *skręcające p. Kręcenie.*
— *tnące p. Cięcie.*
Naprężeń powierzchnia bryły, поверхность напряженій, Spannungsfläche 404
— oznaczenie, опредѣленіе напряженій, Spannungsermittlung 356
— powierzchnia oznaczna, поверхность вліянія напряженій, Einflussfläche 404
Narzędzia nitownicze, клепальный инструментъ, Nietwerkzeug . . . 445
Nasówka, надвижной раструбъ, U-Stück 583
Nastawiak, установительный рычагъ (тяга) для распредѣлительнаго механизма, Stellhebel, Stellzeug, Steuerungshebel . . . 624, 713, 721, 736
Nastawnica, распредѣлительный механизмъ, Steuerung 736, 737
— prądnika, prądu, реостатъ, Anlasser, Kontroller 697, 704, 713
Nasuw (noża), поперечный ходъ ножа, Quervorschub . . . . . 655 do 659
Naśrubki, гайка, Schraubenmutter 229, 427, T. 431
— Penna, гайки Пенна, Pennsche Schraubensicherung . . . . . T. 430
Natłoczka skórzana (gorzej cholewa), кожаный манжетъ, Lederstulp 219, 542, 665
Natrysk, душъ, Brause 931
Nawietrznik (przewietrznik natłaczający), вдавливающій вентиляторъ, Pulsionsventilator 781, 783
— wysokoprężny, вдавливающій вентиляторъ высокаго давленія, Hochdruckventilator 787
Nawilżenie powietrza, увлажненіе воздуха, Befeuchtung der Luft 280, T. 281
Nawodzik, обратное коромысло, Gegenlenker 570, 573
Nawrotnica p. Stawidło nawrotcze.
Nicenie, заклепочное соединеніе, Nietverbindungen 439, 1006
— w łubki, клепка съ накладками, Laschenvernietung . 442, 1006, T. 1023

Nicenie w klin, клинообразное или раскосное заклепочное соединение, Verjüngte Nietung 439
— kotłowe, клепка паровыхъ котловъ, Dampfkessel-Nietung 440, 1006, T. 1022
— z nakładką, заклепочный шовъ съ накладкой, Laschennietung. 439, T. 1022
— proste (jednorzędne), заклепочный одинарный шовъ, Kettennietung, Parallelnietung . . . . . 439, T. 1022
— na zakładkę, шовъ въ нахлестку, Ueberlappungsnietung 439, 440, 1006, T. 1022, T. 1013 do 1015
— w zakosy, шахматный заклепочный шовъ, Zickzacknietung 439
— zbiorników na gazy, заклепочное соединение для газовыхъ сосудовъ, Gasnietung. 444
— zeskładów (ustrojów) żelaznych, заклепочныя соединенія частей желѣзныхъ сооруженій, Nietung der Eisenkonstruktionen. 444

Niedoskok (strata na skoku tłoka), потеря хода поршня, Hubverlust . 775
Niedossanie, неполное всасываніе, Nichtvollsaugen 768
Niedosuw, зазоръ между поршнемъ и цилиндровой крышкой, Spielraum zwischen Kolben und Cylinderdeckel
— (*siln. spal.*), длина вреднаго пространства, Lineares Maass des schädlichen Raumes 1087, 1089

Niemałtyczne (asymptopy), асимптоты, Asymptoten 89, 98, 105
Niezmian p. Suwaki
Niezmiennik równania stożkowej, инваріантъ уравненія коническаго сѣченія, Invariante der Kegelschnittgleichung 103
Nit, заклепка, Niet . . . 339, 437, 1006
— zczepiający (zczepny), предварительная заклепка, Heftniete 445

Nita łeb, начальная головка заклепки, Setztkopf des Nietes . . . . T. 438
— ciśnienie na ścianki dziury, давленіе между стѣнкой дыры и заклепкой, Leibungsdruck. 445
— napęczenie, осадка стержня заклепки, Stauchung (der Nietschaft) . . . 446
— obliczenie, расчетъ заклепочныхъ соединеній, Nietberechnung . . . 440
Nitowanie, клепка, das Vernieten. . 438
— na zimno, холодная клепка, kalte Vernietung 444

Nośność (obciążenie bezpieczne), допускаемая нагрузка, (полезная) н., подъемная сила, zulässige Belastung, Tragkraft, Tragfähigkeit, Nutzbelastung 346 372, 412, 527, 674, 693 i t. p.
Nożyce, рѣзальный станокъ, Scheere 490 654
Nurnik, ныряло, Plunger (Taucherkolben. . . . 542, 720, 731, 771, 1115

O.

Obchłodek, водяная рубашка, Wassermantel 1114
Obciążenie bezpieczne, допускаемая нагрузка, zulässige Belastung 342, 346
— ciągłe, нагрузка сплошная, Streckenlast 379, 381
— zmienne, перемѣнная нагрузка, wechselnde Belastung. 343
Obelisk, обелискъ, Obelisk . . 134. 178
Objętość brył, объемъ тѣлъ, Inhalt des Körpers . . . . . 133 do 139
— skoku tłoka, объемъ описываемый поршнемъ, Kolbenhubraum . 768, 791
— właściwa wody, удѣльный объемъ воды, Specifisches Volumen des Wassers 316

Obłoże (skrzynia murowa), стѣнная коробка, Mauerkasten. 518
Obłuczyna (walcowata część przy zaobleniu), цилиндрическій отогнутый бортикъ, Krempe . . . 1025, 1026
Obmurze kotłowe, вмазка котловъ, Kesselmauerwerk 1035, przep. ros. 1051, przep. niem. 1056, 1060
Obojętna p. Oś obojętna.
Obrabiarka, рабочая машина, станокъ, Werkzeugmaschine . . . 653 do 671
— do drzewa, станки для обработки дерева, Holzbearbeitungsmaschine 666 do 669
— metali, станки для обработки металловъ, Metalbearbeitungsmaschinen 653 do 666

Obracarka (żórawia), механизмъ для поворота крана, Krahndrehwerk, Krahnschwenkwerk . . . 713 do 715, 725
Obrączka nakuta, привареный бортъ, aufgeschweisster Bund . . 587, 924
— skurczna, стяжное кольцо, Schrumpfring 623
Obręcze kół, бандажъ, обручь, Radreifen 218, 219, 699

Obrotniaki, машинныя части для вращательнаго движенія, Maschinentheile der drehenden Bewegung 448 do 519
Obrotnica, поворотный кругъ, Drehscheibe 226, 679, 713
Obroża, свободно вращающійся фланецъ, loser Flansch 587, 602
Obrót ciał, вращеніе тѣлъ, Drehung der Körper 208, 212
Obrysie, габаритъ, Normalprofil, Durchgangsprofil . . . . 693, 735 i t. p.
Obszar wlotu (*koł. wodne, turb.*), Beaufschlagung 821, 943
Obwodnica (tor), направляющая, Krumme, Führung, Gleitbahn 569, 686, 909
Obwodzik (sanie), ползунъ, Gleitstück 569 909
Obwód podziałowy (*koł. zęb.*), начальная окружность, Theilkreis 448
— zasadniczy (*koł. zęb.*), основная окружность, Grundkreis 455

Ocalnik, предохранитель, Fangvorrichtung 678, 735
Ochładzające mieszaniny, охладительная смѣсь, Kältemischung . . . 318
Ochronnik, предохранитель, Schutzvorrichtung 678, 736
Oczep (tłoczarki, nurnika), голова, поперечина, Holm, Kopf, Querhaupt 665, 720, 773
Odbiornica pary, пароотводная труба Dampfentnahmerohr. 965
Odbój, буферъ, кулачекъ, Puffer, Buffer, Anschlag, Fänger 668, 687, 908, 938, 1042
Odcinek koła, круговой сегментъ, Kreisabschnitt . . . . . 175, 188, T. 36
— *kuli p. Czasza kulista.*
Odgrom. громоотводъ, Blitzableiter . 961
Odkorbowy bieg (skok) tłoka, ходъ поршня назадъ, Rückgang des Kolbens 882
Odkraplacz, водоотдѣлитель, Wasserabscheider 927
Odkształcenie (*wytrz.*), измѣненіе формы (деформація), Formänderung 327, 330, 360
Odkształcona (oś sprężyście odkształcona) упругая линія, elastische Linie 361, T. 373
Odlew twardzony, жесткій чугунъ, Hartguss 699
Odlot pary, отведеніе пара, Dampfableitung 927
Odlotka (okienko odlotowe), каналъ, окно для исходящаго пара, Auspuffkanal 882
Odmyk nazwrotowy (gorzej przedzwrotowy), линейное предваренье, lineares Voreilen. . . . , 849, 885, 889, 913
Odnoga (rury), отростокъ, Abzweigrohr 583, 926
Odparowania ilokrotność, производительность горючаго матеріала, Leistung des Brennstoffes (Verdampfung) 954, 956, 957, 1069
Odpór (reakcya), опорное сопротивленіе, Stützkraft, Reaktion, Auflagerdruck 167, 351, 372, 379
Odprężenie (*wytrz.*) разгрузка, Entlastung 330
Odrzwice paleniskowe, топочная плита, Feuergeschränk (des Dampfkessels) 1039, 1051, 1055
Odsuw suwaka, путь золотника, Schieberausweichung 884
— nazwrotowy, путь золотника для мертвой точки поршня, Schieberweg für die Kolbentotlage 885
Odszumka, приборъ для уменьшенія шума, Schallfänger 800
Odtłustnik, жироотдѣлитель, Oelabscheider. 934
Odwadniacz, конденсаціонный горшокъ, Wasserableiter, Condenswasserableiter, Condenswassertopf 927
Odwodzik, обратное коромысло, Gegenlenker 570, 573
Odwrotnica p. Stawidło odwrotcze. . 909
Odziom komina, цоколь дымовой трубы, Sockel des Schornsteines. . . . 961
Ognisk kuziennych wietrzaki, вентиляторы для кузнечныхъ горнъ, Schmiedefeuergebläse. . . . T. 787, T. 800
Ogniwko łańcucha składane, соединительное звено цѣпи, Kettenschloss . 527
Ogrzewek (płaszcz) parowy, паровая рубашка, Dampfhemd 850 i n., 920 i n.
Okna wystawowego belka, балка магазиннаго окна, Schaufensterträger 388
Oleje, масла, Oele . . . 320, 513, 1080
Oliwiarki, масленки, Oelschmiergefässe 513. 930
Ołów twardy, твердый свинецъ, Hartblei. 333, 591
Opady atmosferyczne, атмосферическія осадки, atmosphärische Niederschläge 261, 262
Opałowe (cieplikowe) wartości paliw, абсолютная теплопроизводительность absoluter Heitzwert . 321. 324, 1082
Opłomka, кипятильная трубка, Wasserrohr, Siederohr 978, 1026
Opłomkowe złączki, коробка кипятильныхъ трубокъ, Wasserrohrkappe. 978
— skrzynki, камера кипятильныхъ трубокъ, Wasserrohrkammer 984 do 988
Opornik (*elekt.*), реостатъ, Regulierwiederstand. 701
Opór hydrauliczny, гидравлическое сопротивленіе, hydraulischer Wiederstand 239
— powietrza, сопротивленіе воздуха, Luftwiderstand 306
— tarcia, сопротивленіе тренія, Reibungswiderstand . . . . . 215 do 235
— — w przewodach płynów, сопротивленіе тренія въ трубопроводахъ, Widerstände in Rohrleitungen 247, 251
Oprawa silników, рама двигателя, Motorrahmen, M-gestell 927, 1100, 1104, 1112
Opust wzbuchu (*siln. spal.*), пропускъ эксплозіи, Aussetzer, Ausfall der Verbrennung 1079, 1121
Orkan, орканъ, Orkan 306
Osadka (klin bez zbieżności), шпонка, Feder, Clavette, Reibungsprisme, Federkeil 480
Oscylacye p. Drgania.
Osprzęt (pomp i silników), арматура, принадлежности, Zubehör, Ausrüstung, Armatur . . . 771, 926, 1037
Ostrosłup, пирамида, Pyramide 134, 177, 178, 190
Ostrze krzywej, точка возврата (острie) кривой, Rückkehrpunkt (Spitze) der Kurve 100
— (rzez) wagi, призма (ножь) вѣсовыхъ рычаговъ, Wageschneide . . . 492
Oś (*część masz.*), ось, Achse 493

Oś główna (*mech.*), главная ось, Hauptachse 181, 356
— obojętna, нейтральная ось (нулевая линія), Nullinie (neutrale Achse). 352
— pływania, ось плаванія, Schwimmachse 238
— sił, линія силъ, Kraftlinie. . . . 356
— sprzężona, сопряженная ось, zugeordnete (konjugirte) Achse 181
— swobodna, свободная ось, freie Achse 180, 211
— wzajemności (kolineacyi), коллинаціонная ось, Kollineationsachse . . 157
— zderzenia, линія удара, Stosslinie . 213
— turbiny, ось турбины, Turbinenachse 419, 842, 948
Ośrodkowa, Seitenhalbirende . . . 65
Otulina, составъ плохо проводящій теплоту, Umhüllung, Isolation 305, 927, 930
Owadnianie, отводъ водъ, Entwässerung 258
Oziębiarka, холодильная машина, Kältemaschine. 941

P.

Palenisko kotłowe, топка паровыхъ котловъ, Dampfkesselfeuerung 786, 955 i n., 1035 do 1037
— nadmuchowe, топка съ нагнетаніемъ воздуха, Unterwindfeuerung 786, 787, 963
— odprzednie, передняя топка, Vorfeuerung 956
— podolne, нижняя топка, Unterfeuerung 956, 974
— przedmuchowe, топка съ искусственной тягой, Feuerung mit künstlichem Zug 963
— wewnętrzne, внутренняя топка, Innenfeuerung 956, 972, 973, 1038
— wydmuchowe, топка съ высасываніемъ продуктовъ горѣнія, Feuerung mit künstlichem Zug durch Sauggebläse 963
— zewnętrzne, наружная топка, Vorfeuerung. 1035, 1038
Paleniska odrzwice, лицевая плита топки, Feuergeschränk (d. D. Kes.) . 1039
— przewał, порогъ, Feuerbrücke . . 958
— sprawność, коэф. пол. дѣйствія топки, Wirkungsgrad der Feuerung 952, 956, 957
— stopień natężenia, степень напряженія топки, Anstrengungsgrad der Feuerung 953, 956, 957
Paliwo, горючій матеріалъ, топливо, Brennstoff, Kraftstoff 1079, 1095, 1096, T. 323
Paliw wartość opałowa (cieplikowa), теплопроизводительность топлива, Heizwert des Brennstoffes 321, 324, 1082
— właściwości (*siln. spal.*), свойства топливъ, Eigenschaften der Kraftstoffe 1081, 1082
— badanie, анализъ топлива, Prüfung des Brennstoffes 1071
Papieru (wytrzymałość), бумага, Papier 333
Para odlotowa, отработанный паръ, Abdampf. 763, 927
— wodna, водяной паръ, Wasserdampf 283, 296, 301, 321, 1074, T. 286 do 288
— przegrzana, перегрѣтый паръ, überhitzter Dampf . . 277, 290, 871, 1075
— wydychowa, мятый паръ, Auspuffdampf 935
Pary ilość na 1 kg węgla kamiennego, количество пара производимое каменнымъ углемъ, durch 1 kg Steinkohle erzeugte Dampfmenge 954, 956
— przepływ, движеніе паровъ по трубопроводамъ, Bewegung der Dämpfe 299
— skraplanie się, конденсація пара, Kondensation d. Dampfes . . . 293, 304
— wypływ, истеченіе паровъ, Ausfluss der Dämpfe. 296
— zmiany stanów, измѣненія состоянія паровъ, Zustandsänderung d. Dampf. 290, 292
Para sił (dwusił), пара силъ, Kräftepaar 162, 163, 165
Parabola, парабола, Parabel 108, 176, 189
— półsześcienna, полукубическая парабола, semikubische Parabel 110, 392
— sześcienna, кубическая парабола, kubische Parabel 110, 392
Paraboloid, параболоидъ, Paraboloid 129 136, 178, 192
Parametr, параметръ, Parameter 108, 117 471
Parcie wiatru, давленіе вѣтра, Winddruck. 306, 340
Parowiec rzeczny, рѣчной пароходъ, Flussdampfer 272
Pas bawełniany, хлопчатобумажный ремень, Baumwollenriemen . . 474, 477
— gumowy, резиновый ремень, Gummiriemen 474, 477
— ogniwkowy, суставчатый ремень, Gliederriemen 477
— parciany, пеньковый ремень (и. поясъ), Hanfgurte 519
— z sierści wielbłądziej, ремень изъ верблюжей шерсти, Kameelhaarriemen 474
— skórzany, кожаный ремень, Lederriemen 234, 336, 474, 519
Pasy dźwignicowe, ремень (поясъ), Lastriemen 234, 336, 519, 736
Pasy napędne, передаточный ремень, Treibriemen 234, 336, 474
— obręczowate, открытый ремень, offener Riemen. 474, 481
— skrzyżowane, перекрестный ремень, gekreuzter (ganz g.), Riemen 474, 481
Pasów napędnych złączenie końców, соединеніе ремня, Riemenverbindung 477
— — prędkość, скорость ремня, Riemengeschwindigkeit 475
— — zwisanie, провѣсъ ремня, Durchsenkung des Riemens 476

Pascal'a prawo, законъ Паскаля, Pascalsches Gesetz 235
Pełnota wskazy (*siln.*) t. j. spółczynnik jej pełności, коэффиціентъ полноты діаграммы, Völligkeit des Diagrammes 872, 1083, 1089
Perspektywa, перспектива, Perspektive 139
Pędnia (transmisya), приводъ, Transmission . . . . . 496 i n.
Piaskowiec, песчаникъ, Sandstein 328, 334, 339, 659
Piasty kół, ступица, Nabe 466, 480, 622, 842
— korb, втулка кривошипа, Kurbelnabe 557
— mimośrodów, втулка эксцентрика, Excenternabe 561
Pień zęba p. Zęba pień.
Pierścień kołowy (*mat.*), круговое кольцо, Kreisring 131, 176, 188
— osadczy, установительное кольцо, Stellring 496
— skurczny, стяжное кольцо, Schrumpfring 621, 929
— samoprężny, самопружинящее кольцо, Selbstspannender Dichtungsring . 543
— *uszczelniający tłoka p. Tłoki.*
— walcowy (*mat.*), кольцо цилиндрическое, cylindrischer Ring . . 136, 192
Pierściono, звено, Schuss 720, 733, 1010
Pierwiastki, корень, Wurzel 41, 44, T. 1 do 21
Piesek, собачка, Sperrklinke. . 505, 536
Piezometr, пьезометръ, Piezometer . 272
Pięść (gryza, wytaczarki), головка съ рѣзцами, Messerkopf, Bohrkopf . 657
Piła do drzewa, машина для распиловки дерева, Holzsägemaschine . . . 666
— do metali, пила для металла, Metallsäge 659
— traczna, лѣсопильная рама, Gatter 667
— tarczowa, круглая пила, Kreissäge 659, 667
— taśmowa, ленточная пила, Bandsäge 659, 667
Piłak tarczowy, пила круглая, Kreissägeblatt 659, 667
Płaszczyzna pochyła, наклонная плоскость, schiefe Ebene . . . 204, 212
— ściśle styczna, плоскость кривизны, Schmiegungs-, Krümmungsebene . 124
Płomienica, жаровая труба, Flammrohr (Dampfk.) 972, 1009, 1016, 1018, 1027 1011, 1030
— falowana, волнистая жаровая труба, Wellrohr. 1011, 1028, 1030
— zewnętrznie użebrowana, жаровая труба съ ребрами, geripptes Flammrohr 1029
Płomienic osztywnienia, укрѣпленіе стѣнокъ жаровыхъ трубъ, Flammrohrversfeifungen 1010, 1027
Płomieniówka, прогарная трубка, Heizrohr 974, 994, 1026
Płyt wytrzymałość, сопротивленіе плоскихъ стѣнокъ, Festigkeit der Platten 418, 1011
Pływak, поплавокъ, Schwimmer, Tonne 526, 940, 1044
— rurowy, жезлъ Кабео, Stabschwimmer 273
Pochyłości zwierciadła rzek, уклонъ поверхности рѣкъ, Wasserspiegelgefälle 263
Podbijka (matryca), матрица, Matrice 653
Podchwyt (kaps) wyciągu, задержка, остановъ, Aufsetzvorrichtung (Caps) 750, 752, 755
Podcisk (lewarek), Nietwinde, Vorhalt 447
Podgrzewacze (wody), подогрѣватель, Vorwärmer . . . . . 954, 1044 i n.
Podkładka naśrubków, подкладная шайба, Unterlagscheibe. . . . 229, 429
— pod dwuteownik, подкладная плита, Unterlagsplatte 385, 386
Podkolina (dno okoliny), кривое ложе колеса, Kropf. 760, 809
Podnios (wysokość podnoszenia), подъемъ, Förderhöhe, Hubhöhe 670, 759, 763, 1117
Podnormalna (*mat.*), поднормаль, Subnormale 97
Podnośnica, черпательная машина, Schöpfwerk. 759
— kubełkowa, норія, Eimerwerk . . 759
— paciorkowa, цѣпной насосъ, чешки, Kettenpumpe 759
— śrubowa, водяной винтъ (Архимедовъ винтъ), Wasserschnecke 759
Podnośnik kubełkowy, элеваторъ, Becherelevator 758
Podparcia wody далекость, пространство подпора, Stauweite 259
Podpór (wysokość podparcia wody), подпоръ (высота подпертаго горизонта воды), Stauhöhe. . . 259, 265, 833
Podrzutu wysokość, высота подъема, Steighöhe . . . . 148, 659 do 661
Podstyczna (*mat.*), подкасательная, Subtangente. 97
Podsuw (noża lub przedmiotu), (*obrabiarki*), подача, Vorschub . 654, 657, 667
Podtłocze, штампа, Ambos . . 664, 665
Podtłoczka, матрица, Matrize . . . 663
Podziałka kół zębatych p. Koła zębate.
Podziałka (skala, masztab) p. Wymiarka.
Poisson'a równania, уравненія Пуассона, Poissonsche Gleichungen . . 291
Pokrywka, глухой фланецъ, Blindflansch 602
Pola powierzchni figur płaskich, площадь плоскихъ фигуръ, Flächeninhalt ebener Gebilde . . . . . 130 do 133
— momentów przekształcone. измѣненная площадь моментовъ, verzerrte Momentenfläche 360
— naprężeń, діаграмма напряженій, Spannungsfläche 357

Pole wytrzymałości, діаграмма сопротивленія матеріала, Widerstandsfläche 358, 401
Politropiczne krzywe, политропическая кривая, polytropische Kurve . . 289
— wartości, (*siln. spal.*), политропическія величины, polytropische Werthe 1092
Pól zasada, законъ площадей, Princip der Flächen 207
Półprostka kołnierzowa, прямая фасонная труба съ однимъ фланцемъ, F-Stück 583
Pompa, насосъ, Pumpe 616, 646, 760 do 779
— bliźniacza, сдвоенный насосъ, Zwillingspumpe 665, 770
— nurnikowa zdwojona, сдвоенный насосъ съ ныряломъ, Doppelpumpe 773
— odnurna, насосъ для откачки воды на судахъ, Lenzpumpe 762
— odśrodkowa, центробѣжный насосъ, Kreiselpumpe, Centrifugalpumpe 763, T. 766
— podnosząca, подымающій насосъ, Hubpumpe. 774
— pogłębiarska, шахтовый насосъ, Abteufpumpe 775
— próżniana (powietrzna), воздушный насосъ, Luftpumpe 848, 933, 935, 937 939
— różnicowa, дифференціальный насосъ, Differentialpumpe 773
— tłocząca, нагнетательный насосъ, Druckpumpe 721, 773, 776
— tłokowa, поршневой насосъ, Kolbenpumpe . . . . . 766 do 774
Popiołek, зола, Flugasche . . 955, 961
Porfir, порфиръ, Porphyr. 334
Posada, фундаментъ, Fundament 682, 922, 961
Pośredek (źle) p. Przelotnia.
Pośrednica, вспомогательный цилиндръ, Druckübersetzer . . . 664, 666, 732
Potęgi, степень, Potenz 43, T. 1 do 21
Potencyał, потенціалъ (силовая функція), Potential (Kräftefunktion) . 200
Powierzchnia ogrzewana (ogrzewalna) kotłów parowych, поверхность нагрѣва паровыхъ котловъ, Heizfläche der Dampfkessel. . . 953, 956, 957
— obrotowa (*mat.*), поверхность вращенія, Umdrehungsfläche 138
— ośrodkowa (*mat.*), поверхность имѣющая центръ, Mittelpunktfläche . 128
Powierzchni parowania wydajność, производительность испаряющей поверхности, Dampferzeugung des Wasserspiegels 965
Powierzchnie brył (*mat.*), поверхность тѣла, Oberfläche des Körpers 133 do 139
— krzywe (*mat.*), кривыя поверхности, krumme Flächen 126
Powietrze. воздухъ, Luft 279, 280, 291, 295 300, 317, T. 281, 282
Powietrznik ssawny, всасывающій воздушный колпакъ, Saugwindkessel 767, 768, 771
— tłoczny, напорный воздушный колпакъ, Druckwindkessel . . 769, 771
Powtórzenia (*mat.*), повтореніе, Widerholung 47
Półperspektywa (aksonometrya), аксонометрическая проекція, Axonometrie 139
Praca, работа, Arbeit 193, 1126
— przysposobiona, возможная работа. virtuelle Arbeit 170
— rozpędu (energia kinetyczna), живая сила (кинетическая энергія), lebendige Kraft (kinetische Energie) . 195
— tarcia, работа тренія, Reibungsarbeit 221, 490, 1144
— — napędu korbowego, работа тренія въ шатунномъ механизмѣ, Reibungsarbeit des Kurbeltriebes 557
— uzyskalna, получаемая работа, nutzbare Arbeit. 1128
Prawdopodobieństwa rachunek, теорія вѣроятностей, Wahrscheinlichkeitsrechnung. 87
Prawidło Richmann'a, правило Рихмана, Richmannsche Regel 318
Prądnica, динамомашина, Dynamomaschine. 619, 649
Prądnik (silnik elektryczn.), элевтродвигатель, Elektromotor . 649, 669, 677
— a (-cy) twornik, якорь, Anker 692, 704
— *nastawianie p. Nastawnica.*
Prędkość, скорость, Geschwindigkeit 143
— kątowa (*mech.*), угловая скорость, Winkelgeschwindigkeit 150, 208, T. 151
— obwodowa największa kół, найбольшая скорость по окружности колеса, höchste Umfangsgeschwindigkeit des Rades. 621
— pary wodnej, скорость движенія пара, Dampfgeschwindigkeit 301, 881, 949, T. 302
— polowa (*dynam.*), плоскостная скорость, Flächengeschwindigkeit. . 201
— skrawania (*obrabiarki*), скорость срѣзыванія, Schnittgeschwindigkeit 654 do 659
— tłoka silnika par., скорость поршня пар. маш., Kolbengeschwindigkeit der Dampfmaschine . . . . . T. 852
— wody, скорость воды, Wassergeschwindigkeit . . . . 247 do 251, 257, 273
— wypływu (*hydr.*), скорость истеченія, Ausflussgeschwindigkeit 240
— wzajemna (*kinem.*), перемѣнная скорость, Wechselgeschwindigkeit . 158
Prężność pożytkowa (do zużycia) (*silniki par.*), полезное давленіе пара, Nutzspannung . . . . . 848 i n., 1074
— pracy jałowej (*siln. par.*), давленіе для хода машины порожнемъ, Leergangswiderstandsspannung 848, T. 859
— właściwa (*mech.*), удѣльное давленіе, specifische Spannung 276, 325, 1125

Prężność wskazana (*siln. par.*), индикаторное давленіе, indicirte Spannung 793, 848, 872, T. 856 i n.
— — zastępcza (*siln par.*), отнесенное давленіе, reducirte Spannung 867, 872
Procenty składane, сложные проценты, Zinseszinsrechnung 56
Profil (w znaczeniu gabaryt) p. Obrysie.
Promień hydrauliczny, гидравлическій радіусъ, hydraulischer Radius 247, 254
— rdzenia (*wytrz.*), радіусъ ядра, Kernweite (Kernradius) 404
Promieniowanie ciepła, лучеиспусканіе, Wärmestrahlung 326
Prony'ego wędzidło p. Hamownica.
Prostka (rura prosta, króciec prosty), прямая труба, gerades Rohr . . 583
Prostowody, коромысла, Geradführungen, Lenker. . . . . 569 do 576
Prowadnica, направляющая полоса, Führung 569, 734, 741, 918
— krzyżulcowa, направляющая для крестовины, Kreuzkopfführung . 920, 928
Prowadnik, ползунъ, Führungsstück, Gleitstück 569
Próżnia, вакуумъ, Vakuum 1069
Pryzmoid, призмоидъ, Prismoid . . 137
Przebieg kołowy, круговой процессъ, Kreisprocess 326, 1086, 1127
Przebijarka, дыропробивной станокъ. Lochmaschine 490, 653
Przebijnik (stempel), пробивающій штемпель, Stempel 653
Przechylarka, лебедка для опрокидыванія крана, Kippwindwerk . . 725
Przecinarka, ножницы, Schere 653, 654
Przeciwprężność, противодавленіе. Gegendruck. 869
Przeddrąże cylindra, Absatz des Cylinders 920
Przegródka międzyłopatkowa (*turb. koł. w.*), пространство между двумя лопатками, ковшъ, Schaufelraum, Zelle 759, 806
Przegrzewacz pary, перегрѣватель пара, Dampfüberhitzer . 954, 1046 i n.
Przekładnia p. Przełożenie.
Przekrój niebezpieczny (p. rozłamujący się), опасное сѣченіе (сѣченіе излома), gefährlicher Querschnitt (Bruchquerschnitt) . . . . 354, 373 do 379
Przekroju kształtowników ⊥ ⊏ oznaczenie, опредѣленіе сѣченій прокатныхъ балокъ, Querschnittsbestimmung von ⊏ und ⊥ Trägern . . 359
Przelew wody, водосливъ, Wasserüberfall 242, 244, 263
Przelewnica kubełkowa, наливное колесо (водоподъемное колесо), Pumpenrad 759
— łopatkowa, водобойное колесо, Wurfrad. 760
— przedziałkowa, лопастное водоподъемное колесо, Schöpfrad. . . . 760
— ślimakowa, червячный насосъ, Schneckenpumpe 759
Przelot rzutu, дальность полета, Wurfweite 199
— strumienia wodnego, дальность боя водяной струи. Wurfweite des Wasserstrahles 268
Przelotnia (Receiver) (źle pośredek), промежуточный резервуаръ, ресиверъ, Aufnehmer (Receiver) 793, 850 i n., 925 i n.
Przełęcze (międzycylindrowe), часть соединяющая цилиндры тандемъ, Verbindungsstück an Tandemmaschine 923 925
Przełożenie (stosunek w przekładni), передаточное число, Uebersetzungverhältniss 450, 459, 462, 472, 476, 488, 672, 676
Przemiany (permutacye), перестановка, Permutation 47
Przenośnik drgawkowy, корытчатый транспортеръ, Förderrinne . . . 757
— taśmowy, ленточный транспортеръ, Fördergurt (Traineur) 755
— ślimakowy (ślimak), винтовый транспортеръ, Förderschnecke. . . . 755
Przepisy o dźwigach, правила для подъемниковъ, Vorschriften über Aufzüge 734 i n.
— o kotłach parowych, предписанія о паровыхъ котлахъ, Dampfkessel-Gesetze przep. austr. 1062, przep. niem. 1054, przep. ros. 1049
— o rurach miedzianych, предписанія кас. мѣдныхъ трубъ, Vorschriften über Kupferröhren . . niem. 592, ros. 592
— o naprężeniach materyałów, предписанія о напряженіи матеріаловъ, Vorschriften betref. Materialspannungen austr. 341, niem. 338, ros. 340
Przepływ (cieczy), протокъ жидкости, Durchfluss 239
Przepust (szluza), шлюзъ, Schleuse . 259 266
Przepustnica, дроссельный клапанъ, Drosselklappe. . . . 253, 646, 739, 1132
Przesiąkanie wody przez grunt, просачиваніе воды черезъ грунтъ, Durchsickerung 266
Przestrzeń szkodliwa silników (lep. niedosuwnia), вредное пространство, schädlicher Raum 849. 851, 870. 1074
Przesunięcia (ruchy) przysposobione, возможное перемѣщеніе, Virtuelle Verrückung (Bewegung) 169
Przesuwacz (przesuwnik) pasa, вилка для передвиженія ремня, Riemenausrücker 480, 677, 721, 729
Przesuwek jarzma, камень въ кулиссѣ, Gleitstück der Kulisse, Kulissenstein 849, 909, 916
Przesuwnik tokarki, суппортъ ток. ст., Support der Drehbank. 655
Przesuwnica, Eisenbahnschiebebühne 226 488
Przesysak (lewar), сифонъ, Saugheber 761

Prześwity rur, діаметры въ свѣту трубъ, lichter Rohrdurchmesser, lichte Rohrweite . . . . . T. 580
Przetłoczka parowa (monte-jus), монтэжю, Dampfdruckwasserheber . . 761
Przetłocznica, приборъ для подъема жидкости давленіемъ, Druckpumpe 650, 761 do 779
Przetryskacz parowy, эжекторъ, Ejektor 762
Przewał (jaz zatopiony), подпруда, Grundwehr 264
— w kotle, порогъ, Feuerbrücke 955 i in.
Przewietrze (*siln. spał.*), Spülluft 1078 i n.
Przewietrzniki (wentylatory), вентиляторъ, Ventilator . . . . 781 do 790
— elektryczne, электрическій вентиляторъ, Capell-Ventilator . . . T. 788
— kopalniane, рудничный вентиляторъ, Grubenventilator. . . . 783, T. 788
— odśrodkowe (wietrzaki), лопастный вентиляторъ, Centrifugalventilator, Schleudergebläse . . . . . 781 do 788
— śrubowate, винтовой вентиляторъ, Schraubengebläse. . . . 788 T. 790
Przewiewie (*szczeliny między rusztowinami*) *p. Ruset.*
Przewodniaki, части машинъ для протока жидкостей, Maschinentheile zur Aufnahme und Fortleitung von Flüssigkeiten. . . . . 576 do 614
Przewody (rurowe), трубопроводъ, Rohrleitung . . . . . 578 i n.
— — *pod względem materyału p. Rury.*
Przewodów najoszczędniejszy prześwit, найвыгоднѣйшій діаметръ трубопровода, Vortheilhafteste Rohrweite einer Rohrleitung 578, 769
— wydłużenia, удлиненіе трубопровода, Längenausdehnung einer Rohrleitung 578, 599
Przewód gazowy, газопроводъ, Gasleitung 578, 1123
— kanalizacyjny, канализаціонный трубопроводъ, Kanalisationsrohrleitung 580
— do ogrzewań, трубопроводъ для отопленія, Heizungsleitung . . 587, 588
— pary, паропроводъ, Dampfleitung 299 578, 581, 588 i n., 600 i n., 927
— parowy z miedzi, паропроводъ изъ красной мѣди, kupferne Dampfzuleitung 592
— — odlotowy, пароотводный трубопроводъ, Dampfableitung . 927, 940
— — opór tarcia w nim, сопротивленіе тренія въ паровыхъ проводахъ, Widerstände in Dampfrohrleitungen 301, T. 302
— ssawny, всасывающій трубопроводъ. Saugleitung. 767, 774
Przewód spustowy p. kot. par. urz. spust.
— tłoczniany, трубопроводъ для пресса, Druckwasserleitung . 578, 589, 590
— tłoczny, нагнетательный трубопроводъ, Druckleitung . . 721, 769, 774
Przewód wiatrowy, powietrzny, воздухопроводъ, Luftleitung, Windleitung 300, 578, 1123
— wodny, водопроводъ, Wasserleitung 578, 587, 1123
— — opory tarcia w nim, сопротивленіе тренія въ водопроводѣ, Reibungswiderstände der Wasserleitungen 247, 254, T. 248
— — jego zamarzanie, замерзаніе воды въ трубопроводахъ, Einfrieren der Wasserleitung. 721
— wydychowy, трубопроводъ для отработавшихъ газовъ или пара, Auspuffleitung. 927, 1124
— *zasilający kotł. par. p. Kot. par. przewody zasilające.*
— zlewowy, водосточный проводъ, Ausgussrohrleitung 580
Przewodnictwo ciepła, теплопроводимость, Wärmeleitung 326
Przewojowy bęben, фрикціонный барабанъ, Reibungstrommel 678
Przodowanie korby korbie, кривошипъ опережаетъ другой кривошипъ, Voreilen der Kurbel. 865, 876
Przodowania mimośrodu kąt, уголъ предваренія эксцентрика, Voreilwinkel des Excenters 884
Przyciąg posadowy, фундаментный болтъ, Fundamentanker, -schraube, Grundanker. 436, 682, 929
Przyciągarka (słupowa), кабстанъ, Spill 716
Przylga, заплечикъ (фланца), Dichtungsleiste, Arbeitsleiste. . . . 582, 920
Przyłącze (odnoga przyłączna), патрубокъ, Ansatzstutzen 771
Przysłonięcie zewnętrzne (*stawidła*), наружная перекрышка, Äussere Deckung. 884
Przyspieszenie, ускореніе, Beschleunigung 143, 192
— dośrodkowe, центростремительное ускореніе, Normalbeschleunigung Centripetalbeschl. 149, 150, 198
— kątowe, угловое ускореніе, Winkelbeschleunigung 150, 208
— polowe, плоскостное ускореніе, Flächenbeschleunigung. 201
— po stycznej, касательное ускореніе, Tangentialbeschleunigung 149, 150, 198
Przysposobiona praca siły, возможная работа силы, Virtuelle Arbeit . . 170
Przystawka napędna suwnic, Triebwerk des Laufkrahnes. . . . . 696 i n.
— sufitowa, потолочный передаточный приводъ, Dekenvorgelege 655 i n.
— zębata, зубчатая передача, Rädervorgelege. 676, 949
Przytłumiak ruchu (gorzej tłumnik), жидкій катарактъ, Flüssigkeitskatarakt (-dämpfer) 630, 704

Przyziom (parter), 1-ый этажъ, Keller 719. 734
Pulsometr p. Tętnik.
Punkt niedobrzeżny (asymptotyczny) (*geom.*), асимптотическая точка, asymptotischer Punkt 116
— odosobniony (*geom.*), изолированная точка, isolirter Punkt. 100
— podwójny (*geom.*), двойная точка, Doppelpunkt 100
— rdzenny (*wytrz.*), крайняя точка ядра сѣченія, Kernpunkt 402
— skojarzony (*kinem., wytrz.*), сопряженная точка, zugeordneter Punkt 156, 403
— sprzężony (*geom.*), сопряженная точка, zugeordneter Punkt 100
— zaniku (*geom.*), безконечно удаленная точка, unendlich ferner Punkt. . 98
— zerowy (*mat.*), нулевая точка, Nullpunkt. 50
— zwrotny (*geom.*), точка перегиба, Wendepunkt 99, 155, 361
Punkty martwe jarzma, нулевая точка кулисы, Nullpunkt der Kulisse 850, 854, 909
Punkty martwe silnika p. Punkty zwrotu.
Punkty topnienia, температура плавленія, Schmelzpunkte. . . . . T. 319
— wrzenia, температура кипѣнія, Siedepunkt. . . . . T. 320
— zamarzania, температура замерзанія, Gefrierpunkte . . T. 318, 319, T. 722
— — alkoholu, точки замерзанія спирта, Gefrierpunkte des Alkohols . . . 722
— — gliceryny, точка замерзанія глицерина, Gefrierpunkt des Glycerins T. 722
Punkty zwrotu silnika (pompy i t. p.), мертвая точка, Todpunkt . . . 554
Pyrometr (żaromierz), пирометръ, Pyrometer 311, 313
Pyrometryczna wartość paliwa p. Temperatura spalania.

R.

Rankina i Szwarza wzór, формула Шварца-Ранкина, Schwarzsche Formel. 348
Rdzeń przekroju, ядро сѣченія, Kern des Querschnittes 402
— odlewniczy, сердечикъ, Kern 522, 843
Regulator odśrodkowy p. Miarkownik.
Rent rachunek, исчисленіе рентъ, Rentenrechnung. 56
Rider'a stawidło suwakowe, золотникъ Ридера, Rider Steuerung. 904
Richman'a prawidło, правило Рихманна, Richmannsche Regel 318
Robnik (silnica robocza), рабочая машина, Arbeitsmaschine. . . 649 do 800
Root'a wietrzaki p. Wietrzaki o tłokach zębnikowatych.
Rozbrzeżność, ширина, Weite 882, 884
Rozchód pary (zużytej) na pracę w silnikach, полезный расходъ пара, Nutzbarer Dampfverbrauch 849, 851, 870, 1075, T. 860 i n.
Rozchód pary całkowity w silnikach, общій расходъ пара, gesammter Dampfverbrauch (der Dampfm.) 849, 865 i n., 1072, 1075
— — turbin parowych расходъ пара паровыхъ турбинъ, Dampfverbrauch der Dampfturbinen . . 946, 950, 1138
Rozciąganie mimośrodkowe, внѣцентренное растяженіе, excentrischer Zug 406
Rozciągnięcie jednostkowe, относительное удлиненіе, Dehnung 327, 332 do 335
— sprężyste, упругое удлиненіе, elastische Ausdehnung (Federung) 329, 342
— trwałe, остающееся удлиненіе, Dehnungsrest 329
Rozczepka miedziana, тройникъ красной мѣди, Kupfernes Te-Stück . . T. 599
— podwójna, двойной тройникъ, AA. BB, CC-Stück 583
— prosta, тройникъ, A u. B-Stück . 583
— skośna, тройникъ, C-Stück . . . 583
Rozdział pracy silnika parowego na cylindry, распредѣленіе работы паровой машины на цилиндры, Arbeitsvertheilung auf die Cylinder 863, 867, 879
Rozerwanie, разрывъ, Bruch, Zerreisen 329
Rozoblić (wytworzyć kołnierz przez wywinięcie rury), отогнуть фланецъ на трубѣ, auskrempen, umbördeln 1025, 1026
Rozpiętość, пролетъ, Spannweite 693, 708
Rozpora przegubowa, Kniehebel . . 715
Rozprężność, мѣра экспансіи, Maas der Expansion 781
Rozprężający parę przyrząd, паропасширительный приборъ, Regulierapparat, Expansionsapparat. . . . 647
Rozprężanie, расширеніе, Expansion 887 i n.
Rozprężenie (stosunek rozprężenia), степень расширенія, Expansionsgrad 848
— zastępcze, общая номинальная степень расширенія, nomineller gesammter Expansionsgrad 848
Rozprężenia krzywa, кривая расширенія, Expansionskurve 290, 868 i n., 1077 i n.
Rozpromieniowanie ciepła, лученспусканіе теплоты, Ausstrahlung der Wärme. 873
Rozpryskiwacz, разбрызгивающій приборъ, Streudüse 941
Rozruszanie (ruszanie z miejsca), пусканіе въ ходъ, Angehen, Inbetriebsetzen, Anlassen 678, 721, 750, 765, 766, 805, 869, 703
Rozrząd pary (*siln. par.*), парораспредѣленіе, Dampfvertheilung, Steuerung 881 do 920
— siln. spalinowych, распредѣленіе, Steuerung 1119
— jednosuwakowy (zwykły) (*sil. par.*), распредѣленіе обыкновенными золотниками, einfache Schiebersteuerung . . . . . 882 do 899

Rozrząd suwakami dwoistymi (*siln. par.*), распредѣленіе двойными золотниками, Doppelschiebersteuerung 900 do 908
— suwakowy nawrotczy (*siln. par.*), золотникъ хода взадъ и впередъ, Umsteuerung . . . . . 909 do 920
Rozstawa osi, растояніе между осями, Radstand 686, 693
Rozszerzalność pod wpływem ciepła, расширеніе отъ теплоты, Ausdehnung durch die Wärme , . . . 314
Roztłaczarka do rur, трубораскатка, Rohrdichtvorrichtung 1026
Rozwiertak, развертка, Reibahle. 438
Rozwijająca. развертывающая (эвольвента), Evolvente. 99, 114
Rozwinięta (rozwita, ewoluta), развертываемая (эволюта), Evolute . . 99
Rój krzywych, система кривыхъ, Kurvenschar. 101
Równania (*mat.*), уравненіе, Gleichung 49 i n., 83
— stanu (*mech.*), уравненія состоянія, Zustandsgleichung 276, 283
Równia (powierzchnia równych potencyałów), эквипотенціальная поверхность, Niveaufläche. . . . 200, 236
Równia pochyła p. Płaszczyzna pochyta.
Równiaki (części maszyn wyrównawcze), регуляторы движенія машины, regelnde Maschinentheile 615
Równoległobok, параллелограмъ, Parallelogramm 173, 174
— prędkości, параллелограммъ скоростей, Parallelogramm der Geschwindigkeiten. 149
— sił, параллелограммъ силъ, Parallelogramm der Kräfte 160
— Watt'a, параллелограммъ Уатта, Watt-Parallelogramm 575
Równoległościan, параллелепипедъ, Parallelepipedon. 190
Równowaga sił, равновѣсіе силъ, Gleichgewicht der Kräfte. , ... 167
— trwała, chwiejna (nietrwała), obojętna, устойчивое, неустойчивое, безразличное равновѣсіе, stabiles, labiles, indifferentes Gleichgewicht . 168, 625
Różniczkowe równania, дифференціальное уравненіе, Differentialgleichung 83
— wzory, формула для дифференцированія, Differentialformeln . . . 69
Różnoczynniki (fakulety), факультет, Fakultät. 35, 44
Rtęć, ртуть, Quecksilber 275, 315, 319, 320
Ruch ciała sztywnego, движеніе твердаго тѣла, Bewegung eines starren Körpers 207
— cząstkowy, элементарное перемѣщеніе, Elementarbewegung. 150
— geometryczny, геометрическое движеніе, geometrische Bewegung. . 143
— krępowany, несвободное движеніе, unfreie Bewegung 202
Ruch ośrodkowy, центральное движеніе, Centralbewegung. 201
— płaski, движеніе въ плоскости, Ebene Bewegung 154
— trwoniony, мертвое движеніе, toter Gang 916
Rugowanie wykreślne niewiadomych, графическое исключеніе неизвѣстныхъ, zeichnerische Elimination . 50
Rura barometryczna, барометрическая труба, barometrisches Rohr. . . 939
Rura gazowa p. Rura spawana.
— kotłowa, котельная труба, Dampfkessel-Rohr. . . . . 589, 1027. T. 588
— *płomienna p. Płomienica.*
— podnośnicza, элеваторная труба, Steigrohr 775
— studzienna, труба для колодцевъ, Brunnenrohr 589
— wiertnicza, труба для буровыхъ скважинъ, Bohrrohr 589
— wysuwna, телескопная труба, Teleskoprohr 725
— zbiorcza, собирающая труба, Sammelrohr 934
Rura jako przewód do pewnego celu p. Przewody.
Rury cynkowane, оцинкованныя трубы, verzinkte Rohre 587
— cynowe, оловянная труба, Zinnrohre 591, T. 596
— giętkie opancerzone, гибкія трубы, Seilrohre. 591
Rury fasonowe p. Kształtki.
— lutowane, паянная труба, gelötetes Rohr 587
— Mannesmannowskie, труба Маннесманна, Mannesmannrohr . . . 589, 590
— miedziane, труба красной мѣди, Kupferrohr . . . 591, 592, 1045, T. 597
— mosiężne, латунная труба, Messingrohr . . . . . 591, 1027, T 598
— nitowane, клепанная труба, Genietetes Rohr 587
— z ołowiu miękkiego, труба мягкаго свинца, Weichbleirohr. . 591, T. 594
— — twardego, труба твердаго свинца, Hartbleirohr . . . . . 591, T. 593
— ołowiane z wnętrzem cynowem, оловянная труба покрытая свинцомъ, Mantelrohr . . . . . 591, T. 596
— przegubowe, шарнирныя трубы, Gelenkrohre 725, 927
— spawane (skuwane), трубы сваренныя, geschweisste Rohre . . 587, 588, 589
— spiżowe, бронзовыя трубы, Bronzerohre 591, T. 597
— stalowe, стальныя трубы, Stahlrohre 589
— walcowane, прокатаныя трубы, gewalzte Rohre 591
— wyciągane (ciągnione), прокатныя трубы, gezogene Rohre. 591
— o żebrach podłużnych, трубы съ продольными ребрами, Längsgerippte Rohre. 589

Rury z żelaza (kowalnego), желѣзныя трубы, Schmiedeeiserne Rohre 587, 1027
— żeliwne kielichowe (mufowe), чугунныя трубы съ раструбами, Gusseiserne Muffenrohre . . . . 578, 722, T. 580
— — kołnierzowe, чугунныя трубы съ фланцами, Gusseiserne Flanschenrohre . . . . . 578, 722, T. 580
Rury kielich. раструбъ, Rohrmuffe . 580
— kołnierz, фланцъ трубы, angegossener Flansch 580
— kołnierzyk, насаженный фланцъ трубы, festaufgesetzter Flansch 587, 602
— obrączka, бортъ трубы, Bordring des Rohres 587, 604, 607
— obroża, свободный фланецъ, loser Flansch 587, 602
— szyjka, шейка трубы, Rohrhals 582, 604
— żelaznej długość, длина желѣзной трубы, Länge des schmiedeeisernen Rohres . . . . . 588 i n.
— żeliwnej długość użytkowa, полезная длина чугунной трубы, Nutzlänge des gusseisernen Rohres 580
Rur koszta ułożenia, цѣна укладки трубъ, Verlegungskosten der Rohre. . . 582
— próbowanie, испытаніе трубъ, Rohrprüfung 582. 600
— uszczelnianie, чеканка трубъ, Rohrdichtung. 582, 602, 722
— wytrzymałość, сопротивленіе трубъ, Festigkeit der Rohre 421, 722, 1009, T. 579
— żeliwnych normy, нормали чугунныхъ трубъ, Rohrnormalien . . 722, T. 580
Rurka Pitot-Darcy'ego, трубка Пито, Pitot-Darcysche Röhre 273
Ruszt, колосниковая рѣшетка, Rost 955 956, 1038
Rusztu całkowita powierzchnia, общая площадь колосниковой рѣшетки, Totale Rostfläche 952
— przewiewie, прозоры колосниковой рѣшетки, freie Rostfläche 952, 1038
Rusztowina, колосникъ, Roststab. . 1037
Rusztownica, колосниковая балка, Roststabträger 1038
Rynna zsuwowa, отводный желобъ транспортера, Laufrohr für Förderzwecke 757
Rzeki, рѣки, Fluss 254
Rzez (ostrze) ножъ і т. р., рѣжущее ребро, Schneide 653, 839
Rzut ciał, движеніе брошеннаго тѣла, Wurfbewegung 198
— półperspektywiczny (aksonometrya), параллельная перспектива, Parallelperspektive 139
— prostokątny, вертикальная проекція, rechtwinklige Projektion 140
Rzutnica, водобойное колесо, Wurfrad 651, 760

S.

Samodział p. Odwadniacz.
Samohamowność, способность самоторможенія, Selbsthemmungfähigkeit 221, 229, 537, 673, 675
Sanie, сани, Schlitten 220, 667
Schodnia (schodownia), лѣстничная клѣтка, Treppenhaus 734
Schodnica, косоуръ, Wange. . . . 386
Ściskanie mimośrodkowe, внѣцентрное сжатіе, excentrischer Druck . . 406
Sikawka, пожарный насосъ, Feuerspritze. 268, 543, 803
Silnice do podnoszenia cieczy, машины для подъема жидкихъ тѣлъ, Hebewerke für flüssige Körper 759 do 779
— robocze (robniki), рабочія машины, Arbeitsmaschinen. 653
Silnicznia, машинное помѣщеніе, Maschinenraum 780
Silniki, двигатели, Kraftmaschinen, Motoren . . . . . 649, 801 do 1146
Silnika moc p. Moc.
— biegu niejednostajność, неравномѣрность хода двигателя, Ungleichförmigkeit des Motors . . 618, 629, 1121
— — spokojność, спокойный ходъ двигателя, ruhiger Gang des Motors. 618
Silnik na bezwodnik siarkawy (SO_2), двигатель SO_2, Kaltdampfmaschine 941
Silnik parowy, паровая машина, Dampfmaschine 842 do 942, 1067 do 1076
— — bliźniaczy, сдвоенная паровая машина, Zwillingsdampfmaschine 617, 721
— — bystrobieg, быстроходная паровая машина, sehr schnell laufende Dampfmaschine 617, 852
— — jednocylindrowy, одноцилиндровая паровая машина, Eincylinderdampfmaschine 615, 851. 853, 856 do 863, 868
— — nawrotny, паровая машина съ переднимъ и заднимъ ходомъ, Umsteuerbare Dampfmaschine 689, 909 do 919
— — okrętowy, паровая машина на судахъ, Schiffsmaschine 878, 909 do 919, 921, 1146
— — przemysłowy (fabryczny), заводская паровая машина, Betriebsdampfmaschine 619, 921, 1146
— — sprzężony, паровая машина компаундъ, Compounddampfmaschine Verbund 617, 854 do 861, 862 do 868 871 do 879
— — Woolf'a, паровая машина Вульфа, Wolf-Maschine . . 863, 864, 874, 876
— — sprzężony spółtłoczyskowy, пар. маш. компаундъ тандемъ, Tandem-(verbunddampf)maschine 619, 863, 864 . 924
— — sprzężony wielotłoczyskowy, пар. маш. компаундъ съ многими поршнями, Compound (Verbund)- Dampfmaschine mit mehreren Kolben 619, 863 do 868, 871 do 879
— — z tłokami przeciwbieżnymi, Dampfmaschine mit gegenläufigen Kolben 863, 874

Silnik parowy z tłokami różnobieżnymi, Dampfmaschinen mit Wechselläufigen Kolben 865, 876
— — — spółbieżnymi, Dampfmaschinen mit gleichsinniger Kolbenbewegung 863, 874
— — szybkobieg, быстроходная паровая машина, raschlaufende Dampfmaschine 617, 852
— — skraplaczowy, пар. маш. съ охладителемъ, Condensationsdampfmaschine . . . . 851 do 867, 869, 930 i n.
— — wydychowy, паровая машина безъ конденсаціи, Auspuffdampfmaschine 851 do 861, 864, 869
Silników parowych badanie, испытаніе паровыхъ машинъ, Untersuchung der Dampfmaschinen 1067, 1071, 1074
— — części, части паровыхъ машинъ, Theile der Dampfm. . . 920 do 930
— — tęgość budowy, прочность конструкціи паровой машины, Stärke des Baues der Dampfm. 859
Silniki spalinowe, двигатель дѣйствующій газами горѣнія, Verbrennungsmotor . . . 1077 do 1124
— — przebieg ich pracy, рабочій процессъ въ газовыхъ двиг., Arbeitsvorgang in V. M. . 1077, 1086, 1089
Silniki spalinowe bliźniacze, сдвоенные двигатели дѣйствующіе горючими газами, Zwillingsmotore 1109
— — czworacze, четверные двигатели д. г. г., Vierlingsmotor 1100
— — jednocylindrowe, одноцилиндровые двиг. д. г. г., Eincylindermotor 1100, 1104
— — o łbicach przeciwległych, двухконцевые двиг. д. г. г., End-zu-Endmotor. 1109, 1110
— — spółtłoczyskowe, двигатель тандемъ, Tandemmotore. 1109
— — trojacze, тройные двигатели д. г. г., Drillingsmotore 1109
— — wielocylindrowe, многоцилиндровые двигатели, Mehrcylindermotore 1102, 1108
Silnik Diesel'a, двигатель Дизеля, Dieselmotor. 1077, 1087
Silniki wzbuchowe, двигатели дѣйствующіе взрывомъ газовъ, Verpuffungsmotore 1077, 1086
— — benzynowe, бензиновый двигатель, Benzinmotor 1097, 1099
— — gazowe, газовый двигатель, Leuchtgasmotor 1096, 1099, p. austr. 1067, Tablica przewodów 1123
— — na czad wielkopiecowy, двигатель дѣйств. газами доменныхъ печей, Hochofengasmotor . . . 1097, 1099
— — naftowe, керосиновый двигатель, Naphtamotor 1097, 1099
— — spirytusowe, спиртовый двигатель, Spiritusmotor 1097, 1099
— — wodnoczadowe, двигатель дѣйст. всасываемымъ г., Sauggasmotor 1079, 1096, 1099
Silniki wodne, водяные двигатели, Wassermotore . . . . . 805 do 848
Silniki żywe, живые двигатели, belebte Motoren 702
Silniki żarowo-powietrzne, калорическіе двигатели, Heisluftmaschinen 1067
Siła, сила, Kraft 160, 192
— bezwładności, сила инерціи, Trägheitskraft 206
— dośrodkowa, центростремительная сила, Centripetalkraft 198, 202
— normalna, нормальная сила, Normalkraft 327, 352
— odśrodkowa, центробѣжная сила, Centrifugalkraft 211
— poprzeczna, срѣзывающая сила, Querkraft 351
— stracona, потерянная сила, verlorene Kraft. 206
— styczna, касательная сила, Tangentialkraft 198, 202
— tnąca, срѣзывающая сила, Querkraft 349
— zewnętrzna, внѣшняя сила, äussere Kraft 351
Siła żywa p. praca rozpędu.
Simpsona prawidło, правило Симпсона, Simpsonsche Regel . . . 83, 133, 176
Skala p. Wymiarka.
Sklepienie, сводъ, Gewölbe 137
Skóra, кожа, Leder 328, 474
Skraplacz obciekowy, Rieselkondensator 934
— otwarty zanurzony, конденсаторъ въ прудѣ, Bassin-Kondensator . . . 933
— przeciwprądowy, холодильникъ съ обратнымъ токомъ, Gegenstromkondensator. 932
— przeponowy, поверхностный конденсаторъ, offener Oberflächenkondensator 933
— smoczkowy, струйный холодильникъ, Strahlkondensator 934
— spółprądowy, холодильникъ съ параллельнымъ токомъ, Parallelstromkondensator. 932
Skraplanie bezprzeponne, охлажденіе съ вспрыскиваніемъ воды, Mischkondensation 931
— naprzeponne, поверхностная конденсація, Oberflächenkondensation . 933
— samotne, отдѣльная конденсація, Einzelkondensation 938
— skupione, центральная конденсація, Centralkondensation. . . . 931, 93
Skręcenia kąt, уголъ кручения, Verdrehungswinkel 398
Skrętka liny, стренга каната, прядь, Litze (Strähne) 481, 486
Skrzynka suwakowa, золотниковая коробка, Schieberkasten . . . 726, 902
Skurcz linijny ciał, линейная усадка, lineares Schwindmass 315
Skuteczność (sprawność) objętościowa, (stopień wydajności), объемный коэффиціентъ полезнаго дѣйствія, Lieferungsgrad . . . 760, 770, 791, 799

Słoma, солома, Stroh 954
Słup rtęci (sł. r.), ртутный столбъ, Quecksilbersäule 275
Słupy żeliwne, чугунная колонна, Gusseiserne Säulen . . 347, 348, 367, 390
Smary, смазочныя масла, Schmiermittel 226, 513
Smarowanie, смазка, Schmierung 227, 237, 513, 930
Smoczek, инжекторъ, эжекторъ, Injector. Strahlpumpe. 760, 762
— wodny, водоструйный инжекторъ, Wasserstrahlpumpe 762
— parowy, пароструйный насосъ, Dampfstrahlpumpe 762
Spad, высота паденія, Fallhöhe, Gefällhöhe 761, 762, 805
Spadanie w powietrzu, паденіе въ воздухѣ, freier Fall im Raume. . . . 196
— w próżni, паденіе въ безвоздушномъ пространствѣ, freier Fall im luftleerem Raume. 145
Spadek (stosunek pochyłości), уклонъ, Gefälle 254, 757
Spalanie, горѣніе, Verbrennung 299, 321 956, 1071, 1082
Spaliny, продукты сгоранія, Verbrennugsprodukte, Rauchgase 322, 952 do 960, 975, 1046
Spalin ciepliki właściwe, удѣльная теплота продуктовъ горѣнія, specifische Wärme der Heizgase 317, 952, 1085
— kotłowych badanie, испытаніе продуктовъ горѣнія, Gasuntersuchung an Dampfkesseln 1071
Spalin kotłowych lot p. Kotł. par. obmurze.
— objętość, объемъ продуктовъ гор., Volumen der Rauchgase 958
— odlotowych ciepła wyzyskanie, использованіе тепла улетающихъ прод. гор., Wärmeausnutzung der Abgase 954 1046, 1047
— prędkość, скорость продуктовъ горѣнія, Geschwindigkeit der Rauchgase 958, 959
Spalisko, Verbrennungsraum 1077, 1114 i n.
Spirala (krzywa zwojowa), спираль, Spirale 115
Spirytus, спиртъ, Spiritus 315 i n., 722, 1082
Spiż, бронза, Rothguss . . 332, 337, 600
Spółczynnik bezpieczeństwa, коэффиціентъ прочности, Bruchsicherkeit 331
— dławienia cieczy, коэффиціентъ сжатія струи, Kontractionskoefficient . . 241
— dławienia pary, коэффиціентъ подпора пара, Dampfdrosselungscoefficient 849
— oporu (dla cieczy), коэффиціентъ сопротивленія жидкости, Widerstandskoefficient 240
— przechodzenia ciepła, коэффиціентъ теплопроводимости, Wärmedurchgangskoefficient . . . 952, 954
Spółczynnik przesuwalności, коэффиціентъ сдвиженія, Schubcoefficient . . . 330
— rozciągliwości, коэффиціентъ растяженія, Dehnungskoefficient 328
— rozszerzalności ciał stałych i cieczy, коэффиціентъ расширенія, Ausdehnungskoefficient . . . . 314 do 316
— rozszerzalności gazów, коэффиціентъ расширенія, Ausdehnungskoefficient 277, 316
— sprężystości, модуль упругости, Elasticitätsmodul. 234, 328, T. 331 do 336
— — na przesuwanie, м. упругости при скольженіи, Gleitmodul 330, T. 331 i n.
— tarcia ciał stałych, коэффиціентъ тренія, Reibungskoefficient 215 do 221, 859, 1143, T. 217, T. 226
— tarcia wody, коэффиціентъ тренія, Reibungskoefficient 247, 250
— wstrząśnień, ударный коэффиціентъ, Stosskoefficient 344
— wypływu, коэффиціентъ расхода жидкости, Ausflusskoefficient 241, 296, T. 244
— wytrzymałości, коэффиціентъ сопротивленія, Festigkeitzahl, Widerstandskoefficient 331
Spółrzędne biegunowe, полярная система координатъ, Polarkoordinaten. 95
Spółrzędnych przekształcanie, преобразованіе координатъ, Umwandlung der Koordinaten 95, 123
Sprawność, коэффиціентъ полезнаго дѣйствія, Wirkungsgrad . . 221. 1076
— hydrauliczna (*sil. wod.*), гидравлическій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія, Hydraulischer Wirkungsgrad 818
— prężności (*siln. par.*), коэффиціентъ пол. давленія, Spannungscoefficient 848 T. 853 i n.
— wykazana (*siln. par.*), индикаторная степень полезнаго дѣйствія, Indicirter Wirkungsgrad. . . . 848, T. 858
Sprężˊ, мѣра сжатія, Maas der Compression 781
Sprężanie (kompressya), сжатіе, Compression . . . . . 887 i n.
Sprężania krzywa, кривая сжатія, Compressionkurve 294, 869 i n., 1077 i n.
Sprężarka (kompresor), компресоръ, Kompresor . . . . 781 do 799, 1106
Sprężyna, рессора пружина, Feder 412 i n.
— giętna, рессора работающая на изгибъ, Biegungsfeder. 413
— krętna, рессора работающая на скручиваніе, Drehungsfeder Torsionsfeder 416
— spiralna (zwita na płask), спиральная рессора, Spiralfeder. 415
— wiązkowa (uwarstwiona), составная рессора, geschichtete Blattfeder . 414
Sprzęgło, соединительная муфта, Kupplung . . . . . 497 do 508
— cierne, фрикціонная соединительная муфта, Reibungskupplung 504, 506, 698

Sprzęgło kłowe, кулачная соед. муфта, Zahnkupplung, Klauenkupplung 504, 505
— łubkowe z pierścieniami, створчатая муфта съ кольцами, Hülsenkupplung 497
— łubkowe ze śrubami, продольно сверт-ная муфта, Schaalenkupplung . . 498
— nasówkowe, обыкновенная соед. муф-та, Muffenkupplung. 497
— przegubowe, шарнирная соединитель-ная муфта, Kreuzgelenkkupplung. 501
— rozłączne, разединительная муфта, Ausrückkupplung. 503
— sprężynujące, упругая муфта. Elasti-sche Kupplung 706, 715
— stałe sztywne, глухая муфта, Feste Kupplung 497
— suwliwe, удлиняющаяся муфта, Aus-dehnungkupplung. 501
— tarczowe, дисковая муфта, Scheiben-kupplung 499
— walcarskie, муфта при прокатныхъ станкахъ, Walzwerkkupplung . . 503
— warstwowe, Lamellenreibungskupplung 506
— wechwytowe, храповиковая муфта, Klinkenkupplung. 504, 505
— zabiercze, Mitnehmer Kupplung . . 502
— zaciskowe Sellersa, муфта Селлерса, Sellersche Kupplung 500
Sprzęgnik, выключительный механизмъ, Ausrückmechanismus . . . 503, 507
Ssawa, (lewar), сифонъ. Saugheber . 760
Stadło elementów kinematycznych, пара кинематическихъ элементовъ, kine-matisches Elementenpaar. . . . 569
Stadło kół zębatych p. Kół zęb. stadło.
— ślimacze p. Ślimacznica, Ślimak.
Stal naniklona, никелевая сталь, Nickel-stahl 332
— sprężynowa, рессорная сталь, Feder-stahl 331, 337
— zlewna, литая сталь, Flussstahl 331, 337
Staliwny (stalowy) odlew, стальная от-ливка, Stahlguss. . . 331, 337, 601
Stała równ. Maryotta dla gazów, посто-янная величина уравненія Маріотта, Gaskonstante 277, 278
Stan ustalenia, Beharrungszustand. . 701
Stateczność, устойчивость, Stabilität 169, 624, 687, 962
Statków opór, сопротивленіе движенію судна, Schiffswiderstand 272
— rzecznych i kanałowych wymiary i noś-ność, размѣры и подъемная сила рѣчныхъ судовъ, Abmessungen und Tragfähigkeit der Flusschife . . 272
Statyczne obliczenia, статическій рас-четъ, statische Berechnungen 379, 384, 962
Statycznie oznaczalny układ, статически опредѣленная система, statisch be-stimmtes System 167
Statyka ciał sztywnych, статика твер-дыхъ тѣлъ, Statik starrer Körper 160 do 192
Statyka cieczy, статика жидкихъ тѣлъ, Hydrostatik. . . . . 235 do 238
Staw chłodzący, охлаждающій прудъ, Kühlteich 940
Stawidła (*wodnictwo*), стѣнка съ окномъ, щитъ, Schütze 244, 815
Stawidła dźwignic hydraulicznych, зо-лотники гидравлическихъ подъемныхъ машинъ, Steuerung der Druck-wasserbebemaschineń . . . 219, 726
Stawidła silników i silnic, распредѣли-тельные механизмы, Steuerungen 631 662, 665, 726
— jarzmowe, кулиссное парораспредѣ-леніе, Kulissensteuerung 849 i n., 909 i n.
— korlisowskie, парораспредѣленіе Кор-лиса, Corliss-Steuerung . . 881, 896
— kształtówkowe (z tarczami niekolisto-mi), клапаны съ некруглыми шай-бами, Steuerung mit unrunden Schei-ben 752, 1118
— nawrotcze, механизмъ для перемѣны хода, Umsteuerung . . . . 909 i n.
— odwrotcze, перемѣна хода, Umsteue-rung 909
— suwakami dwoistymi, двойное золот-никовое парораспредѣленіе, Doppel-schiebersteuerung. . 854, 900 do 909
Stawidła suwakowe w jarzmie p. Stawi-dła jarzmowe.
— — zwykłe, золотниковое распредѣле-ніе, einfache Schiebersteuerung 726, 882 do 900
— tłokowe, распредѣленіе поршневымъ золотникомъ, Kolbenschiebersteuerung 726, 733, 899, 906
— wodzikowe, коромысловое распредѣ-леніе, Lenkersteuerung 890
— z zabrankami, распредѣленіе Фарко, Schleppschiebersteuerung. . . . 908
— zaworowe, клапанное распредѣленіе, Ventil-Steuerung. 614, 870
— zmieniakowe (do rozprężu zmiennego), расширительное парораспредѣленіе, Expansionssteuerung 850 i n., 900 i n.
Stawidła wyciągarek, парораспредѣле-ніе грузоподъемныхъ машинъ, Steue-rungen der Fördermaschinen . . 751
Stempel w przebijarkach p. Przebijnik.
Stereometrya, стереометрія, Stereome-trie 133
Stop, сплавъ, Legierung 313, 319, 332, 576
Stopień bezpieczeństwa przeciw wybo-czeniu, коэффиціентъ прочности на продольный изгибъ, Knicksicherheit 347
— natężania paleniska, степень напря-женія топки, Anstrengungsgrad der Feuerung. 956
— niejednostajności miarkowników, сте-пень неравномѣрности регулятора, Ungleichförmigkeitsgrad des Regula-tors 626
— — ruchu silników, степень неравно-мѣрности двигателя, Ungleichförmig-keitsgrad der Maschine . . 619, 629

Storc drzewa, торецъ, Hirnholz . . 217
Stosunki pracy i sił w mechanizmach, соотношеніе работы и силъ въ механизмахъ, Arbeitsverhältnisse der Getriebe 221
Stożek (*geom.*), конусъ, Kegel 129, 135, 177, 178, 190
— Segera, конусъ Сегера, Segerscher Brennkegel 313
Stożki zębate p. Koła zębate stożkowate.
— pasowe, коническіе барабаны, Kegelscheiben 477
Stożkowa (przecięcie stożkowe), коническое сѣченіе, Kegelschnitt 101, 104, 132
Stratność, удѣльная потеря работы, verhältnissmässiger Arbeitsverlust 221, 452, 469, 485, 1075
Straty ciśnienia w przewodach, потеря давленія въ трубопроводѣ, Druckverlust in Rohrleitungen . . 247, 300
— pary w silnikach par., потеря пара въ паровыхъ двигателяхъ, Dampfverluste an Dampfmotoren 851, 946 i n., 1136 i n.
— pracy w silnikach par., потеря работы въ пар. двиг., Arbeitsverluste an Dampfm. 1074
Strefa (pas kuli, pas kulisty), шаровой поясъ, Kugelzone 136, 177
Strugarka (szeping), поперечнострогальный станокъ, Shapingmaschine 658
Strugownica (heblarka), строгальный станокъ, Hobelmaschine 658
Strumiennica, струйный насосъ, Strahlpumpe 762, 800
Strużak, суппортъ строгальнаго станка, Stössel 658
Strzałka łuku koła, стрѣлка дуги круга, Bogenhöhe . . . . . T. 36, 37
Studzenie wody skraplającej, искусственное охлажденіе воды, Rückkühlung des Kühlwassers 940
Styczna (*mat.*), тангенсъ, Tangens T. 28, 29
Suw tłoka (*siln. spal.*), рабочіе такты, Arbeitstakte 1078, 1089
— sprężczy, тактъ при компрессіи, Verdichtungshub 1091
— ssawczy, тактъ при всасываніи, Saughub 1089
— wypychowy, тактъ при удаленіи газ., Ausschubhub 1094
— wzbuchowy, тактъ при эксплозіи, Verbrennungshub 1091
Suwak (*silniki i silnice*), золотникъ, Schieber . 219, 253, 727, 883 do 920
— bezgrzbietny, золотникъ съ впускомъ пара изнутри, offener Schieber . 899
— dwupołówkowy, раздѣленный золотникъ, getheilter Schieber. . . . 896
Suwak ekspanzyjny p. Suw. zmieniak.
— *musalowy p. S. nieckowaty.*
— nieckowaty zwykły, обыкновенный коробчатый золотникъ, einfacher Muschelschieber 253, 884, 887, 912 i n.
Suwak obrotowy (pokrętny, wahliwy), круглый золотникъ, качающійся зол., Drehschieber, schwingender Schieber 646, 870, 896
— odciążony, разгруженный золотникъ, Entlasteter Schieber 898
Suwak odcinający p. S. zmieniak.
— płaski, плоскій коробчатый золотникъ, Flachschieber 870, 881
— z przewodem, золотникъ со щелью, Kanalschieber 897
— *rozdziałowy p. S. niezmian.*
— rusztowaty, золотникъ со щельями, Spaltschieber 897
— tłokowy, поршневой золотникъ, Kolbenschieber . 665, 726, 870, 881, 899
— z włóczkiem, золотникъ съ запоздалымъ выходомъ пара, Schieber mit verschleppter Ausströmung . . . 898
Suwak niezmian, распредѣлительный золотникъ, Grundschieber (Vertheilungsschieber). . . . . 900 i n.
Suwak zmieniak (suw. zmieniający rozpręż), расширительный золотникъ, Expansionsschieber . . . . 900 i n.
Suwaka gładź, зеркало золотника, лицо зол., Schieberspiegel . . 727, 882 i n.
Suwarka, передвигающій механизмъ, Fahrwerk, Schiebewindwerk 699, 715, 725
Suwnica bramiasta, мостовой кранъ на передвижныхъ козлахъ, Fahrbarer Bockkran (Rollgerüst) 710
— (dźwigarkowa), мостовой кранъ, Laufkran 488, 691
— o jednym prądniku, мостовой кранъ съ однимъ электромоторомъ, Einmotorenkran 696
— o kilku prądnikach, мостовой кранъ съ нѣсколькими электромоторами, Mehrmotorenkran 701, 704
— napędzana liną, мостовой кранъ съ канатнымъ приводомъ, Seilkran. 694
— — wałem, мостовой кранъ съ приводнымъ валомъ. Wellenkran . . 696
— ręczna, ручной мостовой кранъ, Handlaufkran 692
Suwniczy, машинистъ мостоваго крана, Laufkranführer . . . . 691 i n.
Surowiec p. Żeliwo.
Sworzeń, стержень, болтъ, Bolzen 423, 428, 530, 929
— przegubowy, болтъ, (валикъ), Gelenkbolzen 531, 532
Szatkownica (wlotnica wielokrotna), кулиса (к. съ направляющими каналами), Kulisseneinlauf 813
Szczeliwo, набивка, Dichtung (D.-material) . . 542, 550, 720, 722, 796, 798
Szeregi, (*mat.*) ряды, Reihe . . . 57, 70
Szew p. Nicenie.
Szkło, стекло, Glas 333, 339
Szlak swobodny, фарватеръ, freie Strecke. 259
Szlifierka, шлифовальная машина, Schleifmaschine. 659

Szmyrglowe krążki, наждачная шайба, Schmiergelscheibe 659, 1143
Sztywność, жесткость, Steifigkeit 233
Szum przewietrzników, шумъ вентиляторa, Geräusch des Ventilators . 783
Szwy spawane, (skuwane), сваренное соединение, geschweisste Nath 444, 1006
Szyb linowy (sz. napędu linowego), канатная камера, Seilschacht . . . 512

Ś.

Ściąg, анкерная стяжка, Anker 386, 1008, 1011, 1032, 1037
— podniebienny (podniebiennik), потолочный болтъ, Deckenanker 429, 1008
Ściągówka, анкерная прогарная труба, Ankerrohr 1008, 1026
Ściśnięcie (*wytrz.*), укорочение сжатіемъ, Verkürzung. 342
Ślimacznica (koło ślimakowe, k. ślimacze), червячное колесо, Schneckenrad, Schraubenrad 231, 458, 463, 730
Ślimak (śruba bez końca), безконечный винтъ, червякъ, Schraube ohne Ende 231, 458, 463, 730
Ślizganie się cięgna, скольженіе гибкаго тѣла, Gleiten des Zugorgans . 234
Świder, сверло, Bohrer. 669
Świdrownica, сверлильный станокъ для дерева, Holzbohrmaschine . . . 669
Środki ciężkości, центръ тяжести, Schwerpunkt . . . . . 170 do 179
Środka ciężkości—ruch, движеніе центра тяжести, Bewegung des Schwerpunktes. 206
Śruba, винтъ, винтовой болтъ, Schraube 227, 425, 621, 1007
— dwuzwojna (o podwójnym gwincie), двухходовой винтъ, dopelgängige Schraube. 426
— do kołnierzy, фланцевой болтъ, Flanschenschraube. . . . 436, 581, 601
Śrubą bez końca p. Ślimak.
— *fundamentowa p. Śruba posadowa.*
— napędowa, винтъ передающій движеніе, Bewegungsschraube . . 433, 435
— nastawcza (gorzej nastawna), установительный винтъ, Nachstellschraube, Stellschraube (może być odporowa—Abdruckschraube, albo dociągcza—Anzugschraube) . . . 435, 546, 929, 930
— osadna (lep. osadcza), установительный винтъ, Stellschraube . . . 430
— posadowa (przyciąg posadowy, ś przyciągcza), фундаментный анкеръ, Fundamentschraube . . . 436, 518, 929
— przesuwowa (u tokarki), валъ для движенія суппорта, Zugspindel . . 655
— wodząca (u tokarki), направляющій валъ, Leitspindel 655
— tłoczna, прессовый винтъ, Pressschraube 228, 433, 435
— zgrubiona, винтъ съ ниже нормальной нарѣзкой, erweiterte Schraube 426
Śruba złączna, соединительный винтъ, Verbindungsschraube . 426, 435 i n.
Śruby łeb, головка винта, Schraubenkopf . . . . . 427, T. 431
— rdzeń, ядро нарѣзанной части болта, Schraubenkern . . . 428 i n., 1007
— sworzeń, болтъ винта, Schraubenschaft 428 i n., 1007
Śrubowy kołek, штифтъ, Stiftschraube 429
— **łbiak**, головчатый винтъ, Kopfschraube 429
Śrubowe złącza, винтовыя соединенія, Verschraubung. 437, 922
Śrubowca wał, валъ пароходнаго винта, Schraubenschiffswelle. . 492, 512
Świdrownica, сверлильный станокъ для дерева, Holzbohrmaschine . . . 669

T.

Tablica Zeunera dla pary wodnej, таблица Цейнера для водяного пара, Zeunersche Dampftafel. 288
Tablica Fliegnera dla pary wodnej, таблица Флигнера для водяного пара, Fliegnersche Wasserdampftafel T. 286 287
Tachometr, тахометръ, Tachometer 635
Tamka p. Przepustnica.
Taran wodny, гидравлическій ударный насосъ, hydraulischer Widder, Stossheber. 762
Tarcie czopowe, треніе цапфъ, Zapfenreibung 223, 226, 1143
— gazów i par. треніе газовъ и паровъ, Reibung der Gase und Dämpfe 299 i n.
— międzyzębne, треніе зубцовъ, Zahnreibung 231, 452
— niejałowe (t. od pracy pożytkowej), добавочное треніе, zusätzliche Reibung 848, 859
— przy napędzie korbowym, треніе въ кривошипномъ механизмѣ, Reibung der Kurbelgetriebe 555
— natłoczek, треніе въ сальникахъ, Stulpreibung 219, 542
— przy ślizganiu, скользящее треніе, gleitende Reibung 216
— w spokoju (w bezruchu), треніе въ покоѣ, Reibung der Ruhe . . . 215
— w szwach nitowanych, сопротивленіе скольженію склепанныхъ листовъ, Gleitungswiderstand bei Nietungen 440, 441, 1006
— przy toczeniu, треніе при катаніи, rollende Reibung. . . 216, 220, 699
— wody w rurach, треніе воды въ трубопроводахъ, Reibung des Wassers in Rohrleitungen. . . . 247 do 254
— — w strumieniach, треніе воды въ рѣкахъ, Wasserwiderstand in Gerinnen . . . . . 254 do 275
Tarcz rozrządcza, распредѣлительный дискъ, Steuerscheibe 1119

Tarcz eliptyczna uzębiona, эллиптическія зубчатыя колеса, elliptische Zahnräder 559
Taśma hamulcowa, тормазная полоса, Bremsband 538
— przenośnika, лента транспортера, Fördergurte . . . . . 756 i n.
Temperatura, температура, Temperatur 311
— bezwzględna, абсолютная температура, absolute Temperatur 276
— krytyczna, критическая температура, kritische Temperatur 275
— mieszanin, температура смѣсей, Mischungstemperatur 318
— spalania (pyrometryczna wartość paliwa), пирометрическая теплопроизводительность, pyrometrischer Heizwert (Verbrennungstemperatur) 323, 956, 1079 i n.
Termometr (ciepłomierz), термометръ, Thermometer . . . . . 311, T. 312
Termofon, термофонъ, Thermophon . 313
Tętnik (pulsometr), пульзометръ, Pulsometer 761
Thalpotasimetr, тальпотасиметръ, Thalpotasimetr 311
Tłoczarka, прессъ, Presse 663
— hydrauliczna, гидравлическій прессъ, hydraulische Presse, Wasserdruckpresse 421, 438, 526, 542, 576
— śrubowa, винтовой прессъ, Schraubenpresse 436
Tłocznia p. Tłoczarka.
Tłoczysko, поршневой стержень, Kolbenstange 424, 547, 776, 795, 924
— jałowe, нерабочая часть сквознаго поршневаго стержня, Hintertheil der durchgeführten Kolbenstange 548, 791, 795, 924
Tłok pomp (tłoczarek i t. p.), поршень, Kolben 543, 665
— silników, порш., Kolb. 543, 924, 1115
Tłok nurnikowy p. Nurnik.
— tarczowy, дисковый поршень, Scheibenkolben 543
— wklęsły (dwuwklęsły), открытый поршень, offener Kolben 544
— wydrążony, полый поршень, hohler Kolben 544
— z zaworem, поршень съ клапаномъ, Ventilkolben 546, 938
Tłoki różnicowe, дифференціальные поршни, Differentialkolben 728
— zrzeszone, группа поршней, Gruppenkolben 728
Tłoka dno (denko), крышка поршня, Kolbendeckel 545, 1115
— droga i jej wykresy, путь поршня, Kolbenweg 551 i n., 868 i n., 878, 1118
— drogi uchybienie, погрѣшность пути поршня, Fehlerglied des Kolbens. 551
— kadłub, тѣло поршня, Kolbenkörper 544
— osadzenie, укрѣпленіе поршня, Kolbenbefestigung 546
Tłoka pierścień uszczelczy, кольцо поршня, Kolbenring . . . 543, 921, 1116
— prędkość, скорость поршня, Kolbengeschwindigkeit 553, 852, 937, 1085
— przyspieszenie, ускореніе поршня, Kolbenbeschleunigung 553
Toczak, точильный камень, Schleifstein 659
Toczydło, точильная машина, Schleifvorrichtung. 219, 659
Tokarka, токарный станокъ, Drehbank 654
Tor bieguna, полюсный путь, Polbahn 154
— odtoczony, обертываемый путь, Hüllbahn 154
Tory przystające do siebie, пути вполнѣ совпадающіе, congruente Bahnkurven 149, 150
Torf, торфъ, Torf 323, 954
Trachit, трахитъ, Trachyt 334
Trajektorya, траекторія, Trajektorie 101
Trak całopienny, лѣсопильная рама для цѣлыхъ колодъ, Vollgatter . . . 666
— tartaczny, лѣсопильная рама, Gattersäge 666
— wielopiłakowy, рама со многими пилами, Bundgatter. 666
Transmisya p. Pędnia.
Trapez, трапеція, Trapez . . . 131, 174
Trójkąty kuliste, сферическій треугольникъ, Kugeldreieck 66, 136, 177
— **płaskie**, плоскій треугольникъ, ebenes Dreieck . . . 64, 130, 173, 187
Trójprądnik, трехфазный электродвигатель, Drehstrommotor 696
Tuleja, гильза, втулка, Hülse 530, 1027
Turbina całkowista, полная турбина, Vollturbine. 821, 836, 838
— cząstkowa, парціальная турбина, Partialturbine 821, 836
— dośrodkowa, внѣшняя радіальная турбина, aüssere Radialturbine 819, 827
— odśrodkowa, внутренняя радіальная турбина, innere Radialturbine 819, 828, 836 i n.
— ośna, аксіальная турбина, Achsialturbine . . 821, 828, 832, 838, 943, 1144
— promiennicza, радіальная турбина, Radialturbine . . . 819, 831, 943, 1145
Turbiny parowe, паровыя турбины, Dampfturbine 943 do 951, 1136 do 1147
— — Lavala, турбина Лаваля, Lavalturbine 647, 1140
— — naporowe (reakcyjne), реактивная пар. турбина, Reactionsdampfturbine Ueberdruckdampfturbine . . 943, 1144
— — odrzutne (rozpędowe), активная паровая турбина, Strahldampfturbine, Actionsdampfturbine . . . 943, 1144
— — Parsona, турбина Парсона. Parsonsturbine. 944, 1144
Turbiny wodne, водяная турбина, Turbine . . . . . 817 do 848
— — naporowe (reakcyjne), реактивная турбина, Reaktionsturbine (Ueberdruckturbine) 819, 822

Turbiny wodne o nastawianym ciśnieniu w szczelinie, турбина съ регуляцией давленія въ зазорахъ, Turbine mit Spaltdruckregulierung 821, 823, 824
— — o nastawionym obszarze wlotu, турб. съ регуляцией сѣченія притока, Turbine mit Zellenregulierung 821, 823, 827, 836
— — odrzutne (rozpędowe), активная турбина, Strahlturbine, Actionsturbine, Freistrahlturbine . . . 819, 833
— — Peltona, колесо Пельтона, Peltonrad 838, 1144
— — o przelocie postożkowym, конусовая турбина, Kegelturbine . . . 821
— — o strumieniu ujętym, предѣльная активная турбина, Grenzturbinen 819
— — wysokospadna, турбина высокаго давленія, Hochdruckwasserturbine 826
Turbiny stałka (kierownicza), направляющее колесо турбины, Leitrad d. Turbine 818
— wirnik, рабочее колесо турбины, Laufrad d. Turbine 818
Twornik (prądnicy, -ka), якорь, Anker 692, 704

U.

Ucho, ушко, Oese 535
Uchybienie odsuwu suwaka, погрѣшность отсѣчки золотника, Abweichung des Schieberweges 892, 917
Uderze wodne, ударъ скопляющейся воды, Wasserschlag. 926
Uderzenie ciał sprężystych, ударъ упругихъ тѣлъ, Stoss elastischer Körper 213
— wcylindrach silników parowych, ударъ въ паровомъ цилиндрѣ, Schlag im Dampfcylinder. . . . 546, 870, 926
— strumienia wody, ударъ воды, Stoss des Wassers 269
Ugięcie, прогибъ, Durchbiegung 373 do 410
Ukośnik, ромбъ, Rhombus 131
Ulatniak, газообразователь, газовикъ, Vergaser. . . . . 1081, 1091 i n.
Ulinienie okrętu, такелажъ судна, Takelage 526
Ułamki, дробь, Bruch 41, 73, T. 1 do 21
Upust, шлюзъ, Grundschleuse . . . 265
Uskok prężności pary, пониженіе давленія, Spannungsabfall 850, 863, 876 i t. p.
Uszczelka, прокладка, Dichtungsplatte 582, 602, 722
Uszczelnienie, уплотненіе, Abdichten 219, 542 i n, 722, 938
Usztywniak narożny kotła, угловое скрѣпленіе котла, Eckversteifung des Kessels 1032
Utłok w tłoczarce (miara stłoczenia), величина сжатія, Zusammenpressungsmaas 664, 666
Urojone wielkości, мнимая величина, imaginäre Grösse. 45

Uzbrojenie p. Osprzęt.

Uzębienie cykloidalne, циклоидальное зацѣпленіе, Cykloidenverzahnung. 450
— ewolwentowe, эвольвентное зацѣпленіе, Evolventenverzahnung . . . 455
— palczaste, цѣвочное зацѣпленіе, Triebstockverzahnung 455
— prostoboczne, прямобочное зацѣпленіе, Geradflankenverzahnung . . 454

W.

Waga pary, вѣсъ пара, Dampfgewicht 301, T. 302
Wahacz, балансиръ, Balancier . . . 874
Wahadło cykloidalne, циклоидальный маятникъ, Cykloidenpendel . . . 204
— kołowe, круговой маятникъ, Kreispendel 203
— fizyczne, физическій маятникъ, physisches Pendel 211
— odśrodkowe (stożkowe), цѣнтробѣжный (конической маятникъ), Kegelpendel, Centrifugalpendel . . . 205
— sekundowe, секундный маятникъ, Sekundenpendel 203
Wahak, подвѣска, балансиръ, Schwinge 777, 918
— miarkownika, маятникъ регулятора, Regulatorpendel . . . . . 623 i n.
Wakumetr (wskaźnik próżni), вакуумметръ, Wakumeter 771, 933
Walec (*geom.*), цилиндръ, Cylinder 129, 134, 177, 190
Walca wydrążonego wytrzymałość, сопротивленіе полаго цилиндра, Festigkeit des Hohlcylinders. . . 420, 1009
Walcowania przebieg, процессъ прокатки, Walzprocess 222
Walczak, цилиндрическій корпусъ котла, cylindrischer Kesselkörper 967 i n.
Wał koła wodnego, валъ водянаго колеса, Wasserradwelle 494
— korbowy, валъ кривошипа, Kurbelwelle 557, 1116
Wał pędniany, приводной валъ, Transmissionswelle, Triebworkwelle 494, 496
— — główny, коренной валъ, Hauptwelle 512
Wał pusty, полый валъ, hohle Welle 494, 496, 842
— stłaczany, компримированный валъ, komprimierte Wellen 496
— turbiny, валъ турбины, Turbinenwelle 494, 842, 948
— wykorbiony, колѣнчатый валъ, gekröpfte Welle. 559
Wałów kąt skręcenia, уголъ кручения вал., Verdrehungswinkel der Welle 495
— przegięcie, прогибъ валовъ, Durchbiegung der Welle 495, 548
— wydłużanie pod wpływem ciepła, удлиненіе валовъ отъ тепла, Wellenausdehnung durch die Wärme . . . 496
Wałek, роликъ, Rolle 681
— wyprężający, натяжной роликъ, Spannrolle 756
Wapień (wapniak), известнякъ, Kalkstein 334, 339

Warstwa obojętna (*wytrz.*), нейтральный слой, neutrale Faserschicht . . . 352
Warunki dostawy ustrojów żelaznych, условія поставки желѣзныхъ конструкцій, Eisenkonstruktionlieferungsbedingungen 446
— — maszyn (niemieckie), условія поставки машинъ, Lieferungsbedingungen für Maschinen 1076
Waryacye, размѣщеніе, Variation. . 47
Watt, уаттъ (Watt), Watt 194
Wciąg bierny zwykły, полиспастъ съ ведомыми блоками, Lastrollenzug, umgekehrter Flaschenzug 672, 726, 728
— czynny zwykły, обыкновенный полиспастъ, gewöhnlicher Triebrollenzug 672
— różnicowy, дифференціальный полиспастъ, Differentialflaschenzug . . 672
— ślimakowy, полиспастъ съ червякомъ, Schraubenflaschenzug . . . 538, 673
Wciągniki, грузоподъемные механизмы, Maschinentheile zum Lastheben 519
Wcinarka, шпунтовый станокъ, Schlitzmaschine. 669
Wechwyt, остановъ, Sperrwerk . . 536
— zębaty, зубчатый остановъ, Zahngesperre. 536
— zakleszczający, зажимающій остановъ. Klemmgesperre. 537
Wentylator *p. Nawietrznik, Przewietrznik, Wietrzak, Wywietrznik.*
Węgiel drzewny, дересный уголь, Holzkohle 323
— brunatny, бурый уголь, Braunkohle 323, 953, 954
— kamienny, каменный уголь, Steinkohle 322 do 324, 954, 956, 957
Wiatru siła, сила вѣтра, Windkraft . 307
Wielkość rozpędu, количество движенія, Bewegungsgrösse 195
— zespolona, комплектная величина, komplexe Grösse 45
Wielobok przyspieszeń, многоугольникъ ускореній, Polygon der Beschleunigungen 149
— sił, многоугольникъ силъ, Kräfteplan (K.-polygon) 161, 163
— sznurowy, веревочный многоугольникъ, Seilpolygon (Seilplan) 163, 361
Wielokąt, многоугольникъ, Vieleck 131, 175, 188
— foremny, правильный многоугольникъ, regelmässiges Vieleck . . . . T. 35
Wielokrążek p. Wciąg.
Wieńce kół, ободъ колеса, Radkranz, Scheibenkranz . . 464, 478, 618, 842
Wiertak, сверло, Bohr 656
Wiertarka, сверлильный станокъ, Bohrmaschine. 653
— żórawiowa, радіальносверлильный станокъ, Radialbohrmaschine . . . 656
Wiertło, сверло, Bohrer 656
Wietrzaki o tłokach zębnikowatych, цилиндрическій вентиляторъ, Kapselgebläse 781, 799
Wieża chłodnicza, самоохлаждающаяся рѣшетка. Popperturm 941
Więźba, станина, Gerüst, Gestell 663, 674 688
Winda p. Dźwigarka.
— osobowa p. Dźwig osobowy.
Wiórarka kołowrociasta, деревострогальный станокъ съ вертикальною осью, Holzsternhobelmaschine, Flügelh. 668
— zwykła (walcowa), деревострогальный станокъ съ горизонтальной осью, Walzenholzhobelmaschine. . . . 668
Wirnik, вращающееся колесо (лопастное колесо), Laufrad (Schaufelrad, Flügelrad) 763, 781, 818 i n., 943
Wirowanie ciała, движеніе тѣла около неподвижной оси, Rotation. . . 208
Wisność (ciągliwość), тягучесть матеріала, Zähigkeit 329, 422, 5
Wkręt (szynowy), шурупъ (рельсовой), Tirefond. 437
Wkrętka, шурупъ, Holzschraube. . . 437
Wlot (pary, cieczy), впускъ, Einströmung 781, 726, 805, 887
— pozwrotowy, Nacheinströmung 752, 794
— przedzwrotowy, предвареніе впуска, Voreinströmung. . 752, 849, 870, 888
Wlotka (okienko wlotowe), впускное окно, Einlassöffnung . . . 881 i n.
Wlotnica (*siln. wod.*), направляющій приборъ, Einlaufvorrichtung 811, 821, 836
Właz (kotła, studzienki). лазъ, Mannloch 717, 1033, przep. ros. 1051, przep. niem. 1060
Włóki (płozy), полозья, Kufe . . . 220
Woblić (wykonać obłuczynę ku wnętrzu) выгнуть бортикъ во внутрь, einhalsen, einkrempen. 1025
Woda hygroskopijna, вода гигроскопическая, hygroskopisches Wasser . 321
— uniesiona w parze. вода увлекаемая паромъ, durch Dampf mitgerissenes Wasser 954
Wody rzecznej pomiary, объмѣръ воды, Wassermessung 272
— zasilającej pomiary, обмѣръ питательной воды, Speisewassermessung . 1070
Wody studzenie, охлажденіе воды, Rückkühlung . . . . . 940 i n. 1122
Wodzidło, коромысло, Führung . . 569
— wtórne, добавочное коромысло, Abgeleitete Geradführung . . 575, 919
Wodzik, главное коромысло, Hauptlenker. 571
Wöhler'a doświadczenia, опыты Велера, Wöhlersche Versuche 343
Wpuściarka do desek, bali, шпунтовый станокъ, Spundmaschine. 668
— świdrowa, шпунторѣзный станокъ, Langlochbohrmaschine. 669
Wpust, выступъ, Feder 587, 603, 607, 722
Wpustka, углубленіе, Nut 587, 603, 607. 722

Wrzeciono śrubowe tłoczarki, винтъ винтового пресса, Spindel einer Schraubenpresse 436
Wskaza, индикаторная діаграмма, Indicatordiagramm . . . 848, 868, 1129
— sprężnic, индикат. діагр. компрессоровъ, Indicatordiagramme der Kompressoren 793
— przekształcona, преобразованная діаграмма, Rankinisirtes Diagramm . 871
Wskazy pełnota (spółczynnik pełności), коэффиціентъ полноты діаграммы, Völligkeit des Diagrammes 873, 1083, 1089
Wskaziec, индикаторъ, Indicator 848, 926 1072
Wskaźcowanie, снимка діаграммъ, das Indiciren 869, 1072, 1095
Wskaźnica, указательный дискъ, Zifferblat 754
Wskaźnik głębizny, указатель глубины копи, Teufenzeiger 754
Wspornik, кронштейнъ, Konsole 518, 707
Wstawa (sin), синусъ, Sinus T. 26, 27
Wstrzymniki, механизмы для остановки, Sperr- und Bremswerke 536, 673, 678
Wtryskacz p. Smoczek.
Wyoblić (wykonać obłuczynę na zewnątrz), выгнуть бортикъ наружу, aushalsen, auskrempen. 1025
Wyciąg (kopalniany), подъемная машина, Fördermaschine. 738
Wyciągarka (*górn.*), подъемный механизмъ, Fördertriebwerk . . 748, 749
Wyciągnięcie p. Rozciągnięcie trwałe.
Wycinek koła, круговой секторъ, Kreisausschnitt 132, 175, 189
— kuli, шаровой секторъ, Kugelausschnitt 136, 178, 191
Wydłużalność linijna p. Rozszerzalność.
Wydłużenie (*wytrz.*), удлиненіе, Dehnung 329
Wydłużka, компенсаторъ, Kompensationsrohr, Federrohr 578, 927, T. 599
— dławnicowa, сальникъ въ трубопроводѣ, Stopfbüchsenrohr 578, 722, 927
Wydmuch p. Palenisko wydmuchowe.
Wydych, уходъ отработавшихъ паровъ и газовъ, Auspuff . . 869, 1093 i n.
Wydyszak (exhaustor) (dyszak wysysający), всасывающій пароструйный вентиляторъ, Saugdampfstrahlgebläse 781
Wydyszyny (*siln. spal.*), отработавшіе газы, Abgase . . . 1094, 1117, 1124
Wykładnik (*mat.*), основное число, Exponent 44
Wykraplarka smaru, смазывающій каплями приборъ, Schmiertropfapparat 926, 930
Wykratowanie, обрѣшетка, раскосы, Verband, Gitterwand . . . 707, 736
Wykres (rysowany ręcznie), діаграмма, Diagramm 848
Wykres ciepła, діаграмма теплоты, Wärmediagramm 1129
— cieplika całkowitego, діаграмма полной теплоты, *IS*-diagramm . . 1131
— pracy, діаграмма работы, Arbeitsdiagramm 326, 1129
— objętości, діаграмма объемовъ, Raumdiagramm . . . . . 874 i n.
— suwakowy, золотниковая діаграмма, Schieberdiagramm . . . . 885 i n.
— zjednoczony (rankinizowany), сопряженная діаграмма, Gesammtdiagramm 871
Wykresowa drogi tłoka, кривая хода поршня, Kolbenweglinie 876
Wyłot (lepiej wytrysk), наконечникъ, Mundstück 245, 268, 838
— (lepiej wytrysk) węża przeciwpożarnego, наконечникъ пожарнаго рукава, Feuerschlauchmundstück 269
— (lepiej wypływ) żłobowy (żłobkowy) (hydr.), желобъ, Ansatzgerinne 245, 246
Wylot (lepiej wytrysk) rurowy, насадка, Ansatzrohr 245
— (stawideł rozrządczych), выходъ, отсѣчка, Ausströmung 726, 781, 805, 887
— przedzwrotowy, предвареніе выпуска, Vorauströmung . . . 849, 869, 888
Wylotka (okienko wylotowe), выходное окно, Ausströmöffnung . . 881 i n.
Wylotnia, дифузоръ, Auslaufraum (Diffuser). 783, 784, 884
Wymiarka, маштабъ, Maassstab 554, 867, 1131
Wymykadło, расцѣпляющее приспособленіе, Auslösevorrichtung. . . . 755
Wypęczenie, выпираніе сѣченія, Querdehung (Querausbauchung) 329, 1027
Wypływ (cieczy), истеченіе жидкости, Ausfluss 239
Wyporność, водоизмѣщеніе, Deplacement, Verdrängung 238
Wypór (wody, cieczy), давленіе снизу вверхъ, Auftrieb (des Wassers) . 237
Wyprzęgnik p. Sprzęgnik.
Wyrówniarka, строгальный плихтовальный станокъ, Abrichthobelmaschine 668
Wyróżnik (*mat.*), инваріантъ уравненія, Diskriminante. 102
Wyrzynarka, фигурная пила, Decoupirsäge, Schweifsäge 668
Wysięg (łożyska, żórawia i t. p.), вылетъ, Ausladung 518, 679
Wysięgnica, wysięgnik p. Żórawie.
Wysił (siła pociągowa), усиліе тяги, Zugfähigkeit. 803
Wysokość ciśnienia, высота давленія, напоръ, Druckhöhe 239, 272, T. 248
— prędkości, скоростной напоръ, Geschwindigkeitshöhe . . . 239 T. 146
— tarcia (oporu) w przewodach, высота потери напора, Druckhöhenverlust 240, T. 248
Wysypnik, воронка, Ablaufschurre . 756
Wysuwanie tłoka, ходъ поршня впередъ, Kolbenweg für den Hingang 883

Wyśrodkować (wyosiować), центрировать, centriren, ausbalanciren 713, 949
Wytaczadło, приборъ для расточки, Bohrspindel, Bohrvorrichtung . . 920
Wytaczarka (do cylindrów), станокъ для расточки, Cylinderbohrmaschine . 657
Wytężenie największe p. Naprężenia główne.
Wytrysk (*hydr.*), наконечникъ, Mündung 245, 268, 838
Wytrzymałość na ciągnienie, сопротивление растяженію, Zugfestigkeit 328, 331 do 336, 342 do 345
— na ciśnienie, сопротивление сжатью, Druckfestigkeit 329, 331 do 334, 342 do 345
— na cięcie (przesuwanie), сопротивление сдвиженію, Schubfestigkeit 330, 349
— na gięcie (przeginanie), сопротивление изгибу, Biegungsfestigkeit . 330, 351
— prętów prostych, сопротивление прямыхъ брусьевъ, Festigkeit gerader Stäbe 342
— na skręcanie, сопротивление скручиванію, Drehungsfestigkeit . 330, 396
— na wyboczenie, сопротивление продольному изгибу, Knickfestigkeit . . 345
— złożona, сложное сопротивление, zusammengesetzte Festigkeit . . . 399
Wytrzymałości równej ciało, тѣло равнаго сопротивленія, Körper gleicher Festigkeit 342
Wywadniarka (kopalniana), водоподъемная машина, Wasserhaltungsmaschine 762, 773, 774
— bezżerdzinowa (w. podziemna), водоподъемная машина безъ питанга, Wasserhaltungsmaschine ohne Gestänge 779
Wywietrznik (przewietrznik wysysający), всасывающій вентиляторъ, saugender Ventilator 781, 783, 786, 787
Wyznaczniki, опредѣлитель, Determinante 47
Wyżarzać, отпускать, Ausglühen . . 437
Wzbuch (*siln. spal.*), взрывъ газовъ, Verpuffung . . . . . 1091 i n.
Wzlot swobodnego strumienia wody, высота подъема свободной водяной струи, Steighöhe des freien Wasserstrahles 268

Z.

Zabier, захватъ, Mitnehmer 540
Zabiernica przedmuchowa, продувной элеваторъ, Duckham'scher Elevator 651, 759, 762
Zadzior, заусеница, Grat. 447
Zamek do lin, связь для соединенія канатовъ, Seilschloss. . . . 481, 486
Zanur (*siln. wodn.*), мѣра погруженія, Eintauchtiefe 811, 819
Zanurzenie (koła wodne), погруженіе колеса, das Waten 806
Zaoblenie (wygięcie między rurą i kołnierzem lub dnem i obłuczyną), кривая часть между отогнутыми частями трубъ и днищъ, Kröpfung, Krempung, Umbördelung 1025, 1026
Zapad teatralny (zapadanka), сценическій опускной механизмъ, Versenkvorrichtung im Teater. 734
Zapłon (*siln. spal.*), воспламененіе, Zündung . . . . . 1091 i n.
Zapłonnik odrywkowy (*siln. spal.*), электрическій воспламенитель, Abreisszünder. . . . . 1103, 1107 i n.
Zapłonka (*siln. spal.*), калильная трубка, Glühzünder, Zündrohr. . 1080, 1081
Zapobiežnik (bezpiecznik zapobiegający), предохранительный приборъ, Sicherheitsvorkehrung 678, 706, 715, 754
Zaprawa cementowa, цементный растворъ, Cementmörtel . . . 334, 339
— gliniana, глиняной растворъ, Lehmmörtel 1035
— wapienna, известковый растворъ, Kalkmörtel 334, 339
Zasilanie kotłów parowych, питаніе паровыхъ котловъ, Speisung der D.-Kessel 1041, 1070, przep. ros. 1050, przep. niem. 1055, 1060, 1062, przep. austr. 1063
Zassawanie wody, начинать всасываніе, Ansaugen 934
Zastrzał, укосина, Strebe . . 679, 924
Zasuwa, задвижка, заслонка, Absperrschieber. . . . 253, 584, 612, 1039
Zasuw przewodowych długość użytkowa, длина задвижекъ, Baulänge der Absperrschieber 584
Zawieradła, запорный приборъ, Absperrvorrichtung 253
— ciągu w kanałach spalinowych, заслонки для дымоходовъ, Zugabsperrvorrichtungen 1039
Zawory, клапанъ, Ventil 605, 608, 795, 926, 1041, 1117
— bezpieczeństwa (*kot. par.*), предохранительный клапанъ, Sicherheitsventil 298, 926, 1040, przep. ros. 1050, przep. niem. 1056, przep. austr. 1063
— dmuchaw, клапаны воздуходувокъ, Ventile der Gebläsemaschinen . . 795
— dolotowe (*siln. par.*), впускной клапанъ, Anlassventill. 926
— dopowietrzające, воздуховпускной клапанъ, Luftzulassventil. 771
— dozorcze (gorzej próbne), пробный кранъ, Probierventil . . . 771, 1044
— mieszankowe (*siln. spal.*), смѣшивающій клапанъ, Mischventil . . . 1080
— odpowietrzające, воздуховыпускной клапанъ, Entlüftungsventil . . . 722
— przelotowe, обыкновенный запорный клапанъ, Durchgangsabsperrventil 612
— rozruszne, клапанъ для пуска въ ходъ, Anlassventil 870, 926

Zawory samoczynne (wsteczne, zwrotne), самодѣйствующій клапанъ, selbstthätiges Ventil 608, 691, 720, 733, 1041, 1050, 1063
— samodziałające, самозакрывающійся клапанъ, selbstschliessendes Ventil, Rohrbruchventil 613
— ssawne, всасывающій клапанъ, Saugventil 795, 936
— smoka, сосунный клапанъ, Fussventil 767
— tłoczne, нагнетательный клапанъ, Druckventil 795
— wlotowe (*siln.*), впускной клапанъ, Einlassventil 613, 945
— wydychowe, клапанъ для выпуска отработанныхъ газовъ, Auspuffventil 1091, 1094, 1119 i n.
Zaworów naciąż, нагрузка клапановъ. Ventilbelastung 795
Zawór dzwonowy, колпачный клапанъ, Glockenventil, Doppelsitzventil. . 613
— z grzybkiem płaskim, тарелчатый клапанъ, Tellerventil 608
— — stożkowatym, конический клапанъ, Kegelventil . . . . . ; . 611
— kątowy, угловой клапанъ, Eckventil 254, 612
— z klapą, клапанъ съ заслонкой, Klappenventil 546, 608, 937
— o kuli, шаровой клапанъ, Kugelventil 608
— nastawny, запоръ, запорный клапанъ, Absperrventil 253, 612
— odciążony, уравновѣшенный клапанъ, entlastetes Ventil . . 665, 726, 795
— pierścieniowy, кольцевой клапанъ, Ringventil 612
— piętrowy, многоэтажный клапанъ, Etagenringventil (Stufen Ring V.) 612, 797
— o ruchu spętanym, клапанъ несвободнаго хода, zwangläufiges Ventil 796, 798
— tłoczkowy, поршнеобразный клапанъ, Kolbenventil 798
— wodzony, направляемый клапанъ, Lenkerventil. 796
Zazębienie, зубчатое зацѣпленіе, Verzahnung 448
Ząb daszkowy, угловые зубья, Pfeilrad 463
— drewniany, деревянный зубецъ, Holzzahn 460, 462, 466
— podtaczany, подрѣзанный зубецъ, hinterdrehte (Fräser) Zähne. . . 657
— skórzany, кожаный зубецъ, Rohhautzahn. 466, 707
— wechwytu, зубецъ останова, Sperradzahn 536
Zbieżność, уклонъ, Neigung. . 424, 446
Zbiornik tłokowy (akumulator), аккумуляторъ, Druckwassercylinder (Akkumulator) 719
— wody, напорный бакъ, Wasserbehälter. 718
Zbiornik wody chłodzącej (*siln. spal.*), бакъ для охлаждающей воды, Küllwassergefäss 1122
Zbożownia (silo), сило, элеваторъ, Silospeicher, Getreidespeicher . . . 787
Zderzenie się (uderze) wody z ciałami stałemi, ударъ воды о твердыя тѣла, Stoss des Wassers gegen feste Körper 269
Zdzierak (narzędzie do zdzierania grubego wióra), рѣзецъ для грубой обработки, Schruppstahl. . . 654, 657
Zendra, окалина, Hammerschlag . . 447
Zespora, жесткая связь, steifer Zuganker. 1107
Zespórka, распорный болтъ, Stehbolzen 428, 1008, 1011, 1032
Zetknia, стыкъ, Stoss 720, 1028
Zeunera tablica pary wodnej p. Tablica Zeunera.
Zęba grubość, толщина зубца, Zannstärke 450, 462
— szerokość, ширина зубца, Zahnbreite (wadliwie Zahnlänge) . 459, 460, 461
— kształt (obrys, zarys), очертаніе зубца, Zahnprofil, Zahnform 230, 450, 657
— pień, основаніе зубца, Zahnfuss . 452
— wierzchołek, головка (выступъ) зубца, Zahnkopf 452
— wysokość, высота зубца, Zahnhöhe (wadliwie Zahnlänge) 452
Zębnica (drąg zębaty), зубчатая рейка. Zahnstange. 454, 456
Zębów linia przyporu, линія зацѣпленія зубцовъ, Eingriffslinie der Zähne . 450
— łuk przyporu, Eingriffstrecke. . . 452
— — wechwytu (zazębienia), дуга зацѣпленія, Eingriffsbogen 452
— okres wchwytu, продолжительность зацѣпленія, Eingriffsdauer . . . 452
— wrąb, промежутокъ между зубцами, Zahnlücke 450, 453
Złamanie (*wytrz.*), изломъ, Bruch. . 330
Złącze, соединеніе, Verbindung 623, 1012
Złączka, соединительная тяга, Koppel 573, 916
Złączniaki, части для соединенія, Verbindungsmittel . . 424 do 447, 621, 929
Zmiany stanu skupienia ciał, измѣненіе состоянія тѣлъ, Aenderung der Aggregatform 319
— stanów (pary i gazów), измѣненіе состоянія, Zustandsänderung 285, 326, 1127
Zmieniak p. Suwaki.
Zwężenie jednostkowe (*wytrz.*), поперечное сжатіе, Querzusammenziehung 327
Zwężka, переходная труба, R-Stück . 583
Zwolnienie, замѣдленіе, Verzögerung 143
Zwora (ściąg), стяжка, Spannstange . 924
Zwrot tłoka, мертвая точка, Todpunkt 794, 795. 884
Zwrotny punkt (*mat.*), точка перегиба, Wendepunkt 99

Zrównanie wagi liny, уравновѣшеніе каната, Seilausgleichung an Fördermaschinen 748
Zrzutnica, приспособленіе для сбрасыванія, Abwurfvorrichtung . . . 756

Ż.

Żaromierz p. Pyrometr.
Żelazo, желѣзо, Schmiedeisen (także Schweiseisen) 331, 337
Żelazo lane p. Żeliwo.
— spawalne (skowalne, lepiej wprost żelazo), сварочное желѣзо, Schweisseisen 331, 337, 340, 344, 601
— zlewne (lepiej zleiwo), литое желѣзо, Flusseisen . . 331, 337, 340, 344, 601
Żeliwo, чугунъ, Gusseisen 328, 331, 337, 353, 600
— utwardzone, твердый чугунъ, Hartguss 699, 1037
Żeliwiarnia (odlewnia żelaza), чугунолитейная, Eisengiesserei 723
Żerdziny, штанга, Gestänge. . . . 776
Żóraw bramiasty, портальный кранъ, Portalkrahn 712
— hydrauliczny, гидравлическій кранъ, Druckwasserkran 723
— kolejowy, желѣзнодорожный кранъ, Eisenbahnkran. 687
— lejnicowy, ковшевой кранъ, Giesskran (für Stahlwerk) 725
Żóraw mostowy p. Suwnica dźwigarkowa.
— nadbrzeżny, набережный кранъ, Uferkran 681, 685
— obrotny na wózku, передвижной поворотный кранъ, fahrbarer Drehkran 686 do 691
Żóraw obrotny z łożyskiem podziemnem, краны въ шахтахъ (сист. Ферберна), Fairbairnkran, Schachtkran . . . 679
— — ręczny, ручной поворотный кранъ, Handdrehkran. 680
— — na wózkach jednotokowych z prowadnicą górną, велосипедный кранъ, Velocipedkran 687
— — parowy przesuwny, паровой передвижной кранъ, fahrbarer Dampfdrehkran. 688
— — stały, поворотный кранъ неподвижной, feststehender Drehkran 679 do 684
— odlewniczy, чугунолитейный кранъ, Giessereikran . . . . . 723 i n.
Żóraw-parowóz, локомобильный желѣзнодорожный кранъ, Lokomotiv-Kran 689
— pływający, плавающій кранъ, Schwimmkran 685
— z półbramiem, полупортальный кранъ, Winkelportalkran. 712
— przyścienny, стѣнной кранъ, Wandkran 725
Żóraw-rozkraka, Scherenkran 685
— samostój, одиночный кранъ, freistehender Kran. 725
— szkocki, кранъ-Деррикъ, Derrickkran 684
— do towarowni, магазинный кранъ, Magazinkran (rys. 520) 680
Żórawia wysięgnica, поперечина крана, Ausleger des Drehkranes. . 679 i n.
— wysięgnik, укосина крана, Strebe des Kranes . . . . . 680 i n.
Żórawniczy, машинистъ при кранѣ, Kranführer 691, 713
Żużel wielkopiecowy, шлака доменной печи, Hochofenschlacke 334
Żwir, гравій, Kies 257, 758

Wykonano w drukarni Rubieszewskiego i Wrotnowskiego w Warszawie.
Składali zecerzy: R. Woszczerowicz i J. Radke.
Papier z fabryki „Jeziorna".
Rysunki wykonane w zakładach Towarzystwa Wydawniczo - Artystycznego,
oraz B. Wierzbicki i S-ka w Warszawie.

BIBLIOTEKA
Biblioteka Okręgowa Koła Państwowych
w Lublinie
BIBLIOTEKA OKRĘGOWA W LUBLINIE

WYDAWNICTWO BIBLIOTEKI POLITECHNICZNEJ

WE LWOWIE.

Do nabycia we wszystkich księgarniach tudzież w lwowskiej Szkole politechn.

TOM I. **Podręcznik teoryi mostów.** (Belki proste statycznie niewyznaczalne). Lwów 1892. Napisał prof. Dr Maksymilian Thullie. Str. 121. 92 rys. i 4 tablice. Cena 8 koron.

TOM II. **Roboty wodne.** Cz. I. Pomiary wodne.—Rowy i kanały. Lwów 1894. Napisał prof. Józef Rychter. Str. 225, 200 figur i atlas z 17 tablicami. Cena 17 koron.

TOM III. **Podręcznik mechanicznej technologii.** Część I. Technologia metali i drewna. Lwów 1896. Napisał prof. Juliusz Jaxa Bykowski. Str. 303 i 343 figur. Cena 12 koron.

TOM IV. **Budowa kolei żelaznych.** Połączenia torów. Część I. Obrachowanie połączeń torów. Lwów 1897. Napisał prof. Karol Skibiński. Str. 160 i 131 figur. Cena 6 koron.

TOM V. **Petrografia.** (Opisowa nauka o skałach), w zakresie ograniczonym do niezbędnych potrzeb techników. Lwów 1898. Napisał Dr J. Niedźwiedzki. Str. 117. Cena 3 kor.

TOM VI. **Astronomia sferyczna i Geodezya wyższa.** Lwów 1901. Napisał Dr Wacław Laska. Str. 87. Cena 4 korony.

TOM VII. **Mosty drewniane.** Część I. Mosty belkowe i jarzma. Wydanie II. Lwów 1901. Napisał prof. Dr Maksymilian Thullie. Str. 112 i 74 tablic. Cena z atlasem 8 koron.

TOM VIII. **Podręcznik statyki budowli.** Wydanie II. Lwów 1902. Napisał prof. Dr. Maksymilian Thullie. Str. 566, rys. 634 i 6 tablic. Cena 18 koron.

TOM IX. **Wykłady matematyki.** Kurs I. Zasady geometryi analitycznej i analizy wyższej. Lwów 1902. Napisał Dr Placyd Dziwiński. Str. 925 i 773 figur w tekście. Cena 30 koron.

TOM X. **Mosty sklepione.** Lwów 1902. Napisał prof. Dr Maksymilian Thullie. Str. 138 i 155 tablic. Cena z atlasem 18 koron.

TOM XI. **Przyczółki i filary kamienne.** Lwów 1903. Napisał prof. Dr Maksymilian Thullie. Str. 9 i 39 tablic. Cena 4 koron 60 halerzy.

TOM XI. **Zasady geometryi wykreślnej.** Tom I. Lwów 1903. Napisał prof. Dr. Mieczysław Łazarski. Str. 144 i atlas z 18 tablicami. Cena 6 koron za egzemplarz oprawny.

TOM XIII. **Miernictwo.** Część I i II (Teorya błędów i teodolit). Lwów 1903. Napisali Dr Wacław Laska i Seweryn Widt. Str. 63 (I) i str. 98 (II). Cena 3 korony (I) i 4 korony (II).

Niebawem wyjdą:

Matematyka kurs II. Dr. Placyd Dziwiński.

Zasady geometryi wykreślnej. Tom II. Dr Mieczysław Łazarski.

Technologia mechaniczna Tom II. (Przędzalnictwo, młynarstwo, tapiernictwo). Juliusz Jaxa Bykowski.

„ARCHITEKT“

MIESIĘCZNIK POŚWIĘCONY ARCHITEKTURZE, BUDOWNICTWU I PRZEMYSŁOWI ARTYSTYCZNEMU

przedstawia w 12 zeszytach, 70 tablicach rocznie współczesny ruch na polu architektury we wszystkich częściach naszego kraju, podaje najnowsze badania nad poszczególnemi konstrukcyami budowniczemi, wyniki badań nad naszą architektoniczną przeszłością, wreszcie podaje okazy przemysłu artystycznego współczesnego i minionych wieków.

KRAKÓW

Redakcya, 36 Wolska ❖ Administracya, 1 Zgoda.

Warunki prenumeraty:

Rocznie 20 koron, 10 rubli, 20 marek, 30 franków.
Zeszyt 2 korony, 1 rubla, 2 marki, 3 franki.
Cena rocznika I 20 koron, II 16 koron, III i IV 20 koron.

Ogłoszenie wielkości 7.10 cm:

jednorazowo 4 korony, 2 ruble, 4 marki, 4 franki
rocznie 30 koron, 12 rubli, 30 marek, 40 franków.

Członkowie Stow. Techników w Warszawie mogą najdogodniej prenumerować w kancelaryi Stowarzyszenia, 5 Królewska.

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIK I PRZEMYSŁU.

Przedpłata:

W Warszawie:	rocznie	**10** rub.
	półrocznie	**5** „
Z przesyłką:	rocznie	**12** „
	półrocznie	**6** „

Cena jednego zeszytu 30 kop.

Cena ogłosze[illegible]:

Jednorazowo za całą stronę [illegible]. **13**, za pół strony rub. **7**, za $^1/_4$ s[illegible]ny rub. **4**, za $^1/_8$ strony rub. **2** k. **5**, za $^1/_{16}$ strony rub. **1** k. **50**.— Przy 3- 6- 12- 26- 52-krotnem ogłoszeniu odstępuje się 10, 15, 20, 25, 35%.

ADRES REDAKCYI I ADMINISTRACYI:

Warszawa, ul. Włodzimierska № [illegible]

(Gmach Stowarzyszenia Techników).

CZASOPISMO TECHNICZNE

ORGAN TOWARZYSTWA POLITECHNICZNEGO WE LWOWIE

wychodzi 10 i 25 każdego miesiąca.

Czasopismo techniczne poświęcone jest nauce i praktyce technicznej i przemysłowej, tudzież kwestyom naszego kraju.

TREŚĆ **Czasopisma technicznego** składa się z artykułów naukowych ogólnie interesujących, z rozpraw technicznozawodowych, przemysłowych i społecznych. Oprócz tego przynosi **Czasopismo techniczne** opisy wykonanych dzieł technicznych, streszczenia ważniejszych projektów, artykuły dające pogląd na rozwój pewnych działów przemysłu, ich postęp i poczynione ulepszenia, opisy wynalazków krajowych i ważniejszych obcych, osobny dział poświęcony górnictwu, kronikę techniczną i przemysłową, krytykę literacko-techniczną, bibliografię dzieł technicznych, mianowania, przeniesienia i odznaczenia w zakresie krajowej i państwowej służby technicznej, wreszcie dział rozmaitości, złożony z krótszych notatek ogólnie interesujących, szczególnie co do koncesyi, patentów, dostaw, ciekawych wypadków i t. d.

Czasopismo techniczne zawiera liczne tablice i rysunki w tekscie, wykonywane przez pierwszorzędne zakłady krajowe.

W dziale ogłoszeń Czasopisma technicznego znajduje się zawsze szereg ogłoszeń poważnych firm krajowych z zakresu przemysłu budowlanego, maszynowego, materyałów konstrukcyjnych, warsztatów i t. d., ogłoszenia dotyczące opróżnionych posad w przemyśle tudzież ubiegających się o posady. Władze państwowe i krajowe ogłaszają w **Czasopiśmie technicznem** konkursy, licytacye ofertowe, dostawy i inne ważne wiadomości. Wskutek tego jest **Czasopismo techniczne także doskonałym organem informacyjnym.**

PRZEDPŁATA z przesyłką pocztową wynosi rocznie:

w Austryi . .	18	Koron
dla Niemiec .	15	Marek
„ Rosyi . .	7	Rub.

ADMINISTRACYA CZASOPISMA TECHNICZNEGO:

Lwów, Chorążczyzna l. 17 I p.

GAZETA CUKROWNICZA

TYGODNIK

poświęcony sprawom przemysłu cukrowniczego

i pokrewnej gałęzi rolnictwa.

Adres: **Warszawa, Włodzimierska 5,** gmach Stowarzyszenia techników. — Telefonu № 3158.

Przedpłata na Gazetę Cukrowniczą wynosi rocznie rubli 12 wraz z przesyłką, półrocznie rubli 6, kwartalnie rubli 3.
Cena ogłoszeń: Za całą stronę jednorazowo rubli 7, za pół strony rubli 4, za $^1/_4$ strony rubli 2 kop. 50. Przy ogłoszeniach powtarzanych odstępuje się odpowiedni znaczny rabat Ogłoszenia drobne z zaofiarowaniem pracy jednorazowo kop. 50.

Administracya Gazety Cukrowniczej

poleca wydawnictwa:

Cukrownictwo. Dzieło zbiorowe obejmujące całość technologii cukru. Cena rub. 15. W oprawie z przesyłką rub. 18.

Dr. H. Claassen. Fabrykacya cukru ze szczególnem uwzględnieniem przerobu. Przekład St. Grzybowskiego. Cena w oprawie z przesyłką rub. 3 kop. 60.

L. Szyfer. Podręcznik rozbiorów chemicznych do użytku cukrowników. Wydanie drugie. Cena rub. 5. W oprawie rub. 5 kop. 40.

A. F. Zakrzewski. Tablice do wyliczania analiz w fabrykach cukru. Cena rub. 3.

Dr. H. Liciński. O kalorymetrze Kroeker'a i oznaczaniu wartości opałowej węgla. Cena kop. 25.

K. Cybulski. Stacya elektryczna w cukrowni. Cena kop. 50.

F. Bogatko. Piece wapienne i pompy gazowe w cukrowniach. Cena kop. 50.

Przegląd Ceramiczny

(Przewodnik dla ceglarzy).

Pierwsze i jedyne w języku polskim czasopismo, poświęcone sprawom wszelkich gałęzi przemysłu ceramicznego, wapiennego, cementowego i szklanego.

Wychodzi w Podgórzu k. Krakowa

pod redakcyą inż. **K. Rollego**

każdego 10 i 25 dnia w miesiącu.

Prenumerata roczna: **10** kor. = **5** rb. = **10** mk.

Cena ogłoszeń za cm.² **6** hal.

Oddziały własne: **w Petersburgu, Moskwie, Kijowie, Odesie i Rostowie n/D.**

FABRYKA MASZYN

J. ARKUSZEWSKI

W ŁODZI.

WYŁĄCZNA SPECYALNOŚĆ:

OGRZEWANIE CENTRALNE, WENTYLACYA I URZĄDZENIA SANITARNE.

Wykonano dotąd z górą 1000 instalacyi ogrzewania centralnego, wentylacyi, wodociągów, kanalizacyi, kuchni i pralni parowych, kamer dezynfekcyjnych i innych urządzeń w zakres specyalności wchodzących.

Broszury wysyłają się na żądanie bezpłatnie.

Adres telegraficzny: ***Łódź, Maszarkuszewski.***

Przedst. we wszystkich większych miastach Rosyi.

Przedst. we wszystkich większych miastach Rosyi.

Oddziały własne: **w Petersburgu, Moskwie, Kijowie, Odesie i Rostowie n/D.**



Moskwa
1882.

TOWARZYSTWO AKCYJNE

Zakładów Mechanicznych



N.-Nowogród
1896.

BORMANN, SZWEDE i Ska

w Warszawie, Srebrna № 16.

BIURO REPREZENTACYI W KIJOWIE.

Wielki Medal Złoty

na wystawie powszechnej w Paryżu 1900 r.

za przyrządy i aparaty dla przemysłu cukrowniczego.

Pierwsza w kraju fabryka kotłów hydraulicznie nitowanych wszelkich racyonalnych systemów. Kotły kornwalijskie i wodnorurkowe specyalnie do wysokich ciśnień.

Kotły parowozowe, statkowe, stojące dla Dróg Żelaznych.

Kotły do ogrzewań centralnych.

Aparaty do zmiękczania wody i destylacyi tejże. Pompy zasilające, podgrzewacze szybkoprądowe parowe do wody. Ekonomizery, przegrzewacze do pary.

Przewody parowe, wodne, gazowe, miedziane i żelazne nitowane lub spawane do najwyższych ciśnień.

Całkowite urządzenia Fabryk Cukru, Rafineryi, oraz budowa aparatów i przyrządów w zakres cukrownictwa wchodzących.



Moskwa
1882.

TOWARZYSTWO AKCYJNE

Zakładów Mechanicznych



N.-Nowogród
1896.

BORMANN, SZWEDE i Ska

w Warszawie, Srebrna № 16

BIURO REPREZENTACYI W KIJOWIE.

GRAND PRIX

na wystawie powszechnej w Paryżu 1900 r.

za urządzenie Pawilonu Monopolowego.

Konstrukcye żelazne: mosty, kesony, słupy, wiązania dachowe, windy, żórawie i t. p.

Kominy żelazne, zbiorniki, cysterny, beczki żelazne do spirytusu, kwasów, nafty i t. p.

Wszelkie roboty, wchodzące w zakres kotlarstwa żelaznego i miedzianego dla fabryk chemicznych, farbierni, fabryk kleju kostnego, apretur, papierni, a mianowicie: autoklawy, kotły kulowe i cylindryczne do gotowania szmat i słomy, retorty, aparaty destylacyjne, kotły i przyrządy wyłożone wewnątrz ołowiem i t. p.

Oddział wyrobów hydraulicznie wytłaczanych.

Transmisye.

Kompletne urządzenia Gorzelni, Rektyfikacyi, Fabryk Drożdży, Krochmalarni i Browarów.

Adres telegraficzny Warszawa: **„Bormann Szwede“.**

„ „ Kijów: **„Bormann Szwede“.**

Krzysztof Brun i Syn

W WARSZAWIE

Plac Teatralny № 2

istnieje od roku 1794, zaopatruje stale skład swój w towary krajowe i zagraniczne z najlepszych źródeł, i reprezentuje firmy:

SANDERSON BROTHERS & NEWBOLD, Scheffield. — Pilniki i stal narzędziowa.

WARD & PAYNE, Scheffield. — Żelazka do wiórników, świdry do drzewa i t. p.

THE L. S. STARETT & Co, Athol-Mass. — Narzędzia precyzyjne do mierzenia.

THE OSTER MANUFG Co, Cleveland. — Gwintownice.

THE CLEVELAND TWIST DRILL Co, Cleveland. — Wiertła amerykańskie.

JOHN OAKEY & SON, London. — Szmyrgel, szmyrglak i szklak.

DOULTON & Co, London. — Tygle grafitowe i grafit.

THE STERLING EMERY WHEEL MFG Co, Mass. — Krążki szmyrglowe.

Ma zawsze na składzie:

Przyrządy pomocnicze dla przemysłu: Wciągi (bloki) do lin, różnicowe patent Tangy'ego, cierne (frykcyjne) Lüders'a. — Dźwigniki (lewary). — Kuźnie polowe. — Roztłaczarki do rur (dychtmaszyny). — Piły taśmowe, tarczowe (cyrkularne) i ręczne i t. d. i t. d.

Narzędzia do mierzenia i wyznaczania (trasowania): Cyrkle — Liniały. — Kątówki (winkle). — Piony i ołowianki (grundwagi). — Poziomnice (libelle). — Łokcie. — Miarki taśmowe. — Liczydła obrotów. — Leniwki (mikrometry). — Przepustki (lerki). — Macki dosuwne (szublery). — Znaczniki (strajchmasy) i t. d.

Narzędzia robocze ślusarskie, kowalskie, kotlarskie, odlewnicze i t. p.: Grzechotki (borknary). — Klucze do naśrubków (muter). — Dłuta i przecinaki (majsle i szruble). — Pilniki i stal narzędziowa. — Wiertła amerykańskie (spiralbory). — Gwintownice (sznajdkluby). — Gwintniki (świderki do gwintowania). — Imadła (śrubstaki) i ima-

dełka (fajlkluby). — Imaki (cęgi do rur gazowych). — Kleszcze kowalskie. — Cęgi i cążki. — Kowadła. — Krążki szmyrglowe. — Tygle grafitowe i t. d. i t. d.

Narzędzia ciesielskie, stolarskie, tokarskie i t. p.: Dłuta. — Wiórniki (heble). — Korby. — Świdry, świderki. — Wierciki (drylbory). — Piłki i piłaki (szwanczegi). — Nazębniki (szrenkajzy). — Ośniki. — Tarniki (raszple). — Topory. — Pacholiki (sztelknechty) i t. d. i t. d.

Wszelkie narzędzia blacharskie, rymarskie, rzeźbiarskie, introligatorskie, jubilerskie i t. p.

Materyały surowe i przedmioty pomocnicze: Cyna, ołów, miedź, cynk, biały metal i t. p. — Grafit. — Stal. — Nity, śruby, gwoździe, wkrętki (holzszruby). — Drut żelazny, stalowy, miedziany i t. p. — Szklak (glaspapier). — Rury żelazne, miedziane, ołowiane i t. p. — Sprzączki do pasów. — Łańcuchy. — Lampki fabryczne. — Trzonki do młotków. — Rękojeści do pilników. — Kłódki. — Zamki i t. d. i t. d.

Przybory dla cukrowni.

Cenniki wysyłają się na każde żądanie.

CEGIELNIA PAROWA
LEONA BOJAŃCZYKA
WE WŁOCŁAWKU.

I. Cegła ręczna i maszynowa w kolorze białym i czerwonym.
II. Licówka w kolorze naturalnym gliny.
III. Licówka glazurowana w różnych kolorach.
IV. Kominowa — promieniowa do budowy kominów fabrycznych.
V. Modelowa do dekoracyi zewnętrznych w kolorach naturalnych gliny i glazurowana w różnych kolorach.
VI. Dachówka płaska, karpiówka, holenderka i francuska żłobkowana, o podwójnym zakładzie w kolorach naturalnych gliny i glazurowana.
VII. Dachówki wieżowe w kilku odmianach w kolorach naturalnych gliny i glazurowane.
VIII. Gąsiory w kolorach jak wyżej i glazurowane.
IX. Dreny (sączki) o średnicy prześwitu $1^1/_2''$, $2''$, $3''$, $4''$, $6''$, $9''$ i $12''$.

Cenniki na żądanie.

TOWARZYSTWO AKCYJNE

HANDLOWO-PRZEMYSŁOWE

„Ł. J. BORKOWSKI"

Zarząd w **Warszawie** — ul. Jasna № 12.
Składy „ — ul. Twarda № 69.
„ „ — ul. Kolejowa № 1ª.
Oddziały w **Dąbrowie Górniczej.**
„ w **Łodzi.**
Agentury w **Częstochowie, Lublinie** i **Kaliszu.**

Żelazo zwyczajne i fasonowe.

Belki żelazne dwuteowe I i korytkowe L. J.

Szyny kolejowe ⊥ i do budowli.

Blachy żelazne dachowe i kotłowe.

Blachy cynkowe, miedziane i mosiężne.

Stal narzędziowa angielska. Stal resorowa i pługowa.

Rury gazowe, kotłowe, świdrowe i ogrzewalne.

Łączniki do rur kute i lanokute.

Gwoździe, drut, śruby, nity, mutry, łańcuchy, łopaty, widły i t. p.

Węgiel kamienny i cement.

Breitkopf i Przanowski

dawniej **Leon Jantzen**

BIURO TECHNICZNE

Egzystujące od 1866 r.

w Warszawie, Miodowa 15, telefon 156.

Urządza młyny, cementownie, tartaki, wodociągi i kompletne warsztaty mechaniczne.

Dostarcza i montuje maszyny parowe, motory gazowe, naftowe i na gaz ssany oraz turbiny.

Posiada na składzie pasy, rury, armatury, szkła wodowskazowe, azbest, pakunki, wszelkie wyroby gumowe techniczne, koła drewniane pasowe, windy, tokarnie, wiertarnie, heblarki, kowadła, imadła, dziurownice, wentylatory, pompy wszelkiego rodzaju, młynki, gwintownice, stal, pilniki, biały metal „Atlas“.

DRZEWIECKI & JEZIORAŃSKI

INŻYNIEROWIE.

WARSZAWA, Jerozolimska 85.

Fabryka przyrządów ogrzewania centralnego i biuro konstrukcyjno-techniczne

Projektuje i wykonywa,
podług własnych lub przedstawionych projektów, urządzenia następujące:

I. Budowa wodociągów i kanalizacyj miejskich.

Stacye pomp. Zbiorniki. Filtry. Wieże ciśnień. Sieć rur. Urządzenia wodociągowe i kanalizacyjne posesyj oddzielnych, domów i mieszkań. Urządzenia przeciwpożarowe.

II. Ogrzewania centralne i wentylacye

gmachów publicznych, fabryk, domów i mieszkań oddzielnych:

A) OGRZEWANIA: 1) Powietrzne (powietrzem wentylacyjnem lub cyrkulacyjnem). 2) Wodne centralne dla całego budynku. 3) Wodne centralne dla oddzielnego mieszkania. 4) Wodne szybkoobiegowe centralne dla całego budynku lub dla oddzielnego mieszkania. 5) Parowe nizkiego ciśnienia. 6) Parowe wysokiego ciśnienia. 7) Parą odchodową. 8) Parowodne i systemu skombinowanego.

B) WENTYLACYE: 1) Działające na zasadzie różnicy temperatur. 2) Mechaniczne — zapomocą przyrządów poruszanych od motoru.

C) SUSZARNIE: różnorodnych materyałów dla celów przemysłowych, zapomocą: wentylacyi wyciągowej lub mechanicznej i z ogrzewaniem: wodnem, parowem lub ogniowem.

III. Pralnie, Kuchnie parowe, Łaźnie, Kąpiele, Natryski, Urządzenia wodolecznicze.

IV. Urządzenia mechaniczne (windy), Konstrukcye żelazne (schody).

AKCYJNE TOWARZYSTWO

„ELEKTRYCZNOŚĆ"

wyrabia

w Zakładach swoich w Ząbkowicach:

chlorek wapna, sodę kaustyczną, ług sodowy, natrium hydricum depuratum (wodan sodu), karbid

oraz

węgle do lamp łukowych.

ODDZIAŁ HANDLOWY

w Warszawie, Królewska № 27

Telef. Nr. 145 ✠ Adres telegraficzny „Dynamo".

POWSZECHNE TOWARZYSTWO

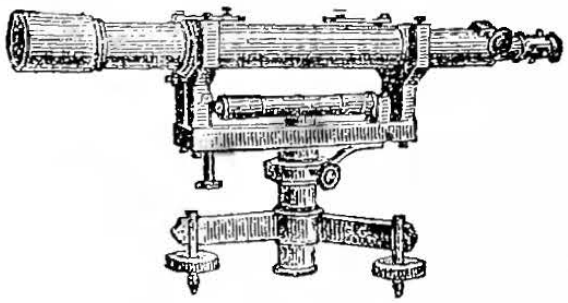
ELEKTRYCZNE

WARSZAWA

Marszałkowska 130 * Telefonu 3129

Oddziały: **Petersburg, Moskwa, Kijów, Charków, Sosnowice**

urządza instalacye oświetlenia elektrycznego fabryk, domów, sklepów, mieszkań i t. d. oraz przyłączenia do stacyi centralnej miejskiej. Przenoszenie siły. Tramwaje elektryczne. Centralne stacye miejskie.



Specyalna Fabryka

INSTRUMENTÓW

Matematycznych, Geodezyjnych, Górniczych i Rysunkowych

G. GERLACHA

W WARSZAWIE

MAGAZYN, Warszawa, Czysta 4. ✻ FILJA W PETERSBURGU, Karawanna 11.

CENNIKI BEZPŁATNIE.

GŁÓWNE REPREZENTACYE

Amerykańskich maszyn do pisania z widocznem podczas pisania pismem:

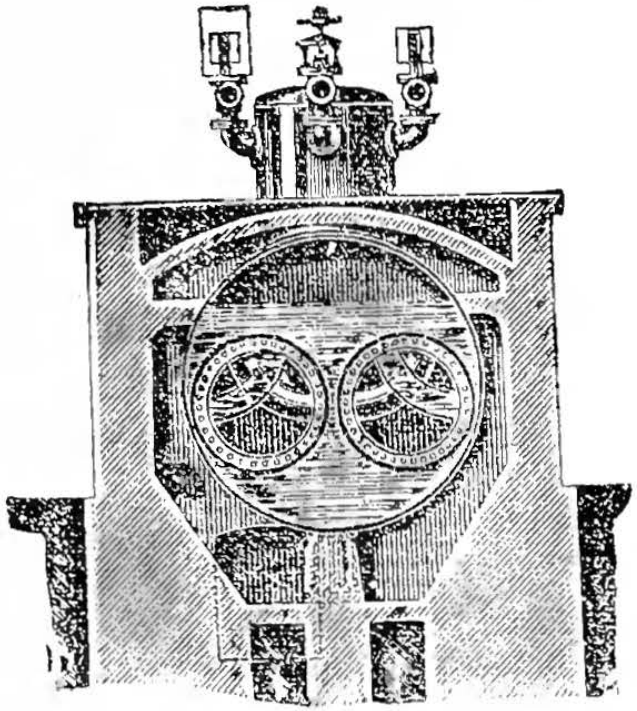
UNDERWOOD i HAMMOND.

Cenniki i opisy bezpłatnie.

NA WYSTAWIE W ST. LOUIS 1904 R. OTRZYMAŁY:

maszyna **Underwood** jedyny **„Grand Prix“**,

maszyna **Hammond** pierwszy **Złoty medal.**



Grand-Prix na wystawie Wszechświatowej 1900 r. w Paryżu.

Towarzystwo Akcyjne

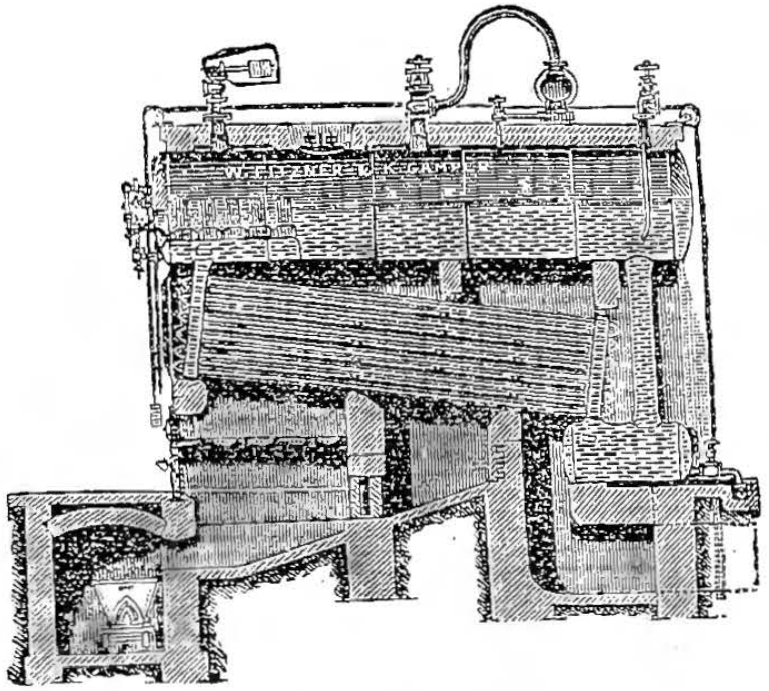
ZAKŁADÓW KOTLARSKICH I MECHANICZNYCH

„W. Fitzner i K. Gamper"

FABRYKA KOTŁÓW,
Konstrukcye Żelazne,
Warsztaty Mechaniczne i Tłocznia Hydrauliczna

w **Sosnowcu**,
gub. Piotrkowska, st. dr. ż. Warsz.-Wied.

Odlewnia Żelaza i Warsztaty Mechaniczne
w **Dąbrowie Górniczej**, gub. Piotrkowska, st. dr. żel. Warsz.-Wied.



Kotły parowe własnych i wszelkich innych systemów: płomiennorurowe (Cornwall, Lancashire), wodnorurowe, cylindryczne, buljerowe, stojące, lokomobilowe, parowozowe, parostatkowe, rurkowe, syst. Fairbirna, Tischbeina, Meunier'a i wszelkie inne. Kotły parowe i wodne do ogrzewania.

Przegrzewacze pary, zagrzewacze wody, **przyrządy do oczyszczania wody**, pompy i przyrządy zasilające; emulsory pary, przewody rurowe do wody, pary i gazów na wszelkie ciśnienia. Zbiorniki do wody, spirytusu, nafty i t. p. Kominy żelazne.

Wyroby tłoczone hydraulicznie: dna kotłowe, włazy, części wagonowe, ramy parowozowe, materyał artyleryjski i t. p.

Konstrukcye żelazne w najobszerniejszym zakresie: mosty, dachy, budynki żelazne, wieże, dźwigary, słupy, budowle z blachy falistej.

Windy i żórawie, poruszane ręcznie, lub elektrycznie, podnośniki, przesuwalnie, tarcze obrotowe.

Zupełne urządzenia **cukrowni, aparaty syst. Witkowicza**, aparaty i maszyny do przemysłu chemicznego, całkowita budowa zakładów hutniczych i górniczych.

Kolejki mechaniczne napowietrzne i podziemne, poruszane zapomocą lin, lub łańcuchów. **Wagoniki i wózki** żelazne.

Roboty spawalne i kotlarskie w najobszerniejszym zakresie. Rury płomienne gładkie i falowane. Rurki Gallowaya i Gampera. Rury świdrowe. Pływaki morskie. Kotły do topienia śniegu, cynku, ołowiu i t. p.

Odlewy żelazne. Transmisye. **Kokile i walce.** Ruszty. **Koła zamachowe do maszyn.**

WŁASNE BIURA TECHNICZNE:

w **Warszawie** — Aleja Jerozolimska 25; w **Łodzi** — ulica Ewangielicka 5; w **Kijowie** — Kreszczatik, d. Warchałowskiego; w **Rydze** — ul. Mikołajewska 9; w **Petersburgu** — Wielka Morska 26; w **Moskwie** — Miasnickija Worota, d. Kabanowa; w **Odesie** — Kazarmiennyj piereułok 7; w **Charkowie** — Sumska 15; w **Ekaterynosławiu** — Prospekt, d. Iliewa; w **Tyflisie** — Sołołaki, róg Sergiejewskiej, d. Mirzojewa; w **Ekaterynburgu** — Wozniesienski pr. 34.

Adres telegraficzny: FITZGAM.

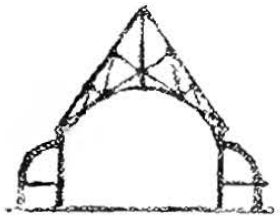
TOWARZYSTWO AKCYJNE

FABRYKI WYROBÓW ŻELAZNYCH

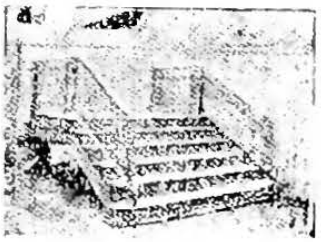
WŁ. GOSTYŃSKI i S^ka

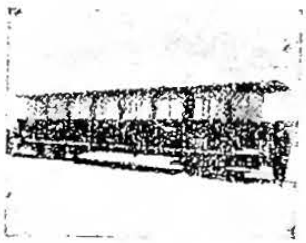
W WARSZAWIE.

SPECYALNE ODDZIAŁY FABRYKI:



KONSTRUKCYE ŻELAZNE: Wiązania dachowe, Wieże kościelne, Pawilony żelazne oszklone, Schody, Okna żelazne, Balustrady, Ogrodzenia, Bramy, Altany i t. p.





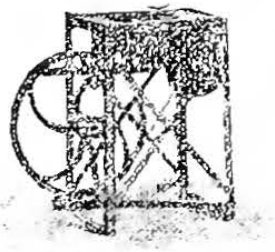
WAGONY: Tramwaje elektryczne i konne, Wagony towarowe dla kolei podjazdowych, Wagoniki wywrotowe, oraz wagoniki wszelkich innych typów.





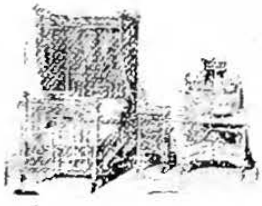
DŹWIGNICE: Wielokrążki, Dźwigniki, (lewary), Dźwigarki (windy), Żórawie, Dźwigi towarowe i kuchenne.



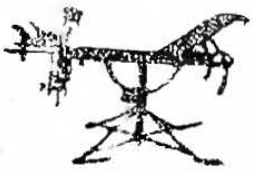


KUŹNIE POLOWE: Kuźnie przenośne wszelkich typów z nawietrznikami lub z miechami. Dysze kowalskie.





MEBLE ŻELAZNE: Łóżka angielskie i wiedeńskie, Łóżka szpitalne, Materace patentowane z drutu stalowego, Stoły operacyjne, Umywalnie, Lodownie.



HUTA BANKOWA

FABRYKA ŻELAZA I STALI

w Dąbrowie Górniczej.

Najlepsza, najtańsza

imitacya skóry

w wielkim

wyborze

kolorów

i nowych

deseni.

„DERMATOID"

Materyał

zupełnie

niewrażliwy

na wodę.

Oczyszcza się łatwo

zapomocą mycia

poleca

TOW. AKC.

ZAKŁ. PRZEM.

L. GROHMANA

W ŁODZI.

Piękny, trwały,

praktyczny

i

najtańszy

materyał

na oprawy

książek.

„LIBROID"

Materyał

zupełnie

niewrażliwy

na wodę.

Oczyszcza się łatwo

zapomocą mycia

poleca

TOW. AKC.

ZAKŁ. PRZEM.

L. GROHMANA

W ŁODZI.

Francusko-Ruskie Towarzystwo Górnicze

HUTA CYNKOWA

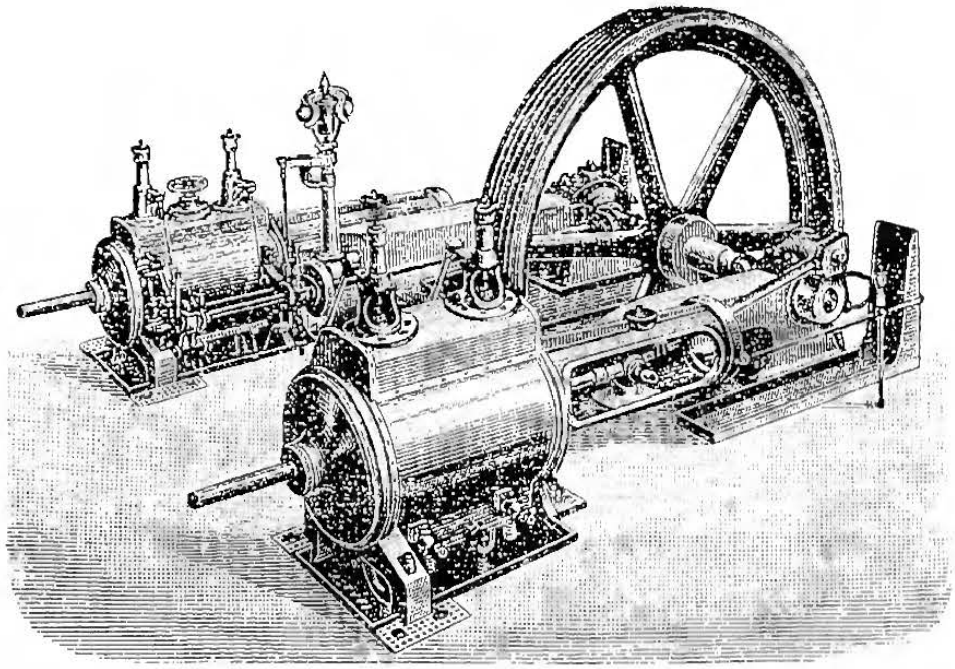
pod Będzinem

p. Dąbrowa.

KRAMATORSKIE

TOWARZ. METALURGICZNE

gub. Chark., Kursko-Chark.-Sewast. dr. żel.



FABRYKA MASZYN I ODLEWNIA:

Maszyny parowe wszelkich rozmiarów i systemów najnowszej konstrukcyi do 3000 k. p. ❋ **Maszyny kopalniane** ❋ **Maszyny pomocnicze** cięższej konstrukcyi ❋ **Maszyny hydrauliczne** ❋ **Pompy wszelkich typów** ❋ **Żórawie, Krany i Windy** wszelkich typów i wymiarów ❋ **Wały, Walce, Kokile i Odlewy** do 75000 *kg* (4500 pud.) sztuka i inne przedmioty w tym zakresie.

ZAKŁADY METALURGICZNE I WIELKIE PIECE:

Surowiec hematitowy № 0, 1 i 2 oraz biały ❋ **Surowiec odlewniczy** № 0, 1 i 2 ❋ **Surowiec szkocki** № 1 i 2, z nadzwyczaj małemi zawartościami siarki i fosforu ❋ **Specyalny surowiec do walców** ❋ **Surowiec zwierciadłowy** ❋ **Surowiec besemerowski** ubogi w siarkę i fosfor ❋ **Surowiec martenowski** doskonale oczyszczony, oraz inne gatunki surowca podług specyalnie wskazanych analiz

PRZEDSTAWICIELSTWO W WARSZAWIE: Jerozolimska 25.

Adres telegraficzny: **Dom**

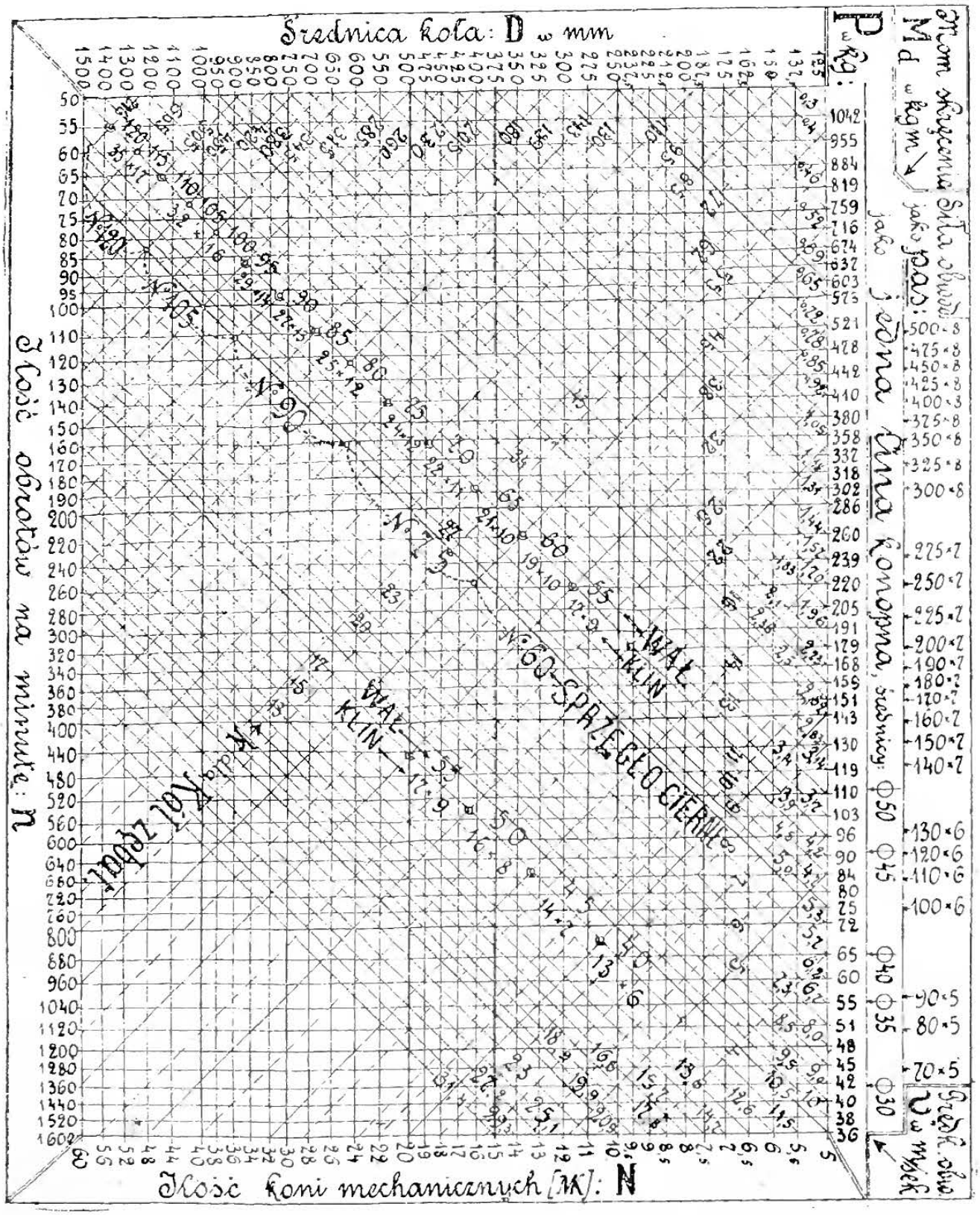
Fabryka Transmisyi (Pędni)

J. JOHN w Łodzi.

BIURO WARSZAWSKIE, MARSZAŁKOWSKA 148, TELEFON 1224.

WYKRES DO OBLICZANIA CZĘŚCI NAPĘDOWYCH,

(por. „Przegląd Techniczny“ r. 1903, str. 230).

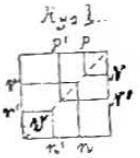


Fabryka Pędni J. JOHN, w Łodzi.

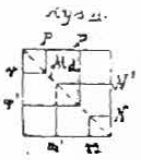
Wykres do obliczania części napędowych,

rozwiązuje równanie: $Pr = M_d = 71620 \frac{N}{n} = 75 \frac{Nr}{v}$ (p. str. 209, 461, 474, 488, 494).

Powstał on z nałożenia na siebie: wykresu zależności r, n i v (p. tab. str. 151), dającego też zależność wzajemną P, N i v (Rys. I), oraz wykresu dla N, n i M_d (p. tab. str. 210) przedstawiającego też zależność P, r i M_d (Rys. II).—Z wykresu głównego, w myśl. Rys. I,



z wiadomych:	r, n	r, v	n, v	P, N	N, v	P, v
odnajdujemy:	v	n	r	v	P	N



Natomiast, w myśl Rys. II, możemy

z wiadomych:	r, P	r, M_d	P, M_d	N, n	N, M_d	n, M_d
odnaleźć:	M_d	P	r	M_d	n	N

Jeżeli zaś wiadome są tylko r i N, lub n i P, lub M_d i v — o należy wybrać dowolnie jedną z pozostałych czterech niewiadomych.

t Wykres podaje:

1) zamiast promienia r koła, **średnicę koła** $D = 2r$ w *mm*,
2) oprócz M_d, przynależne mu **grubości wałków** w *mm* (p. str. 495, wzór $d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$)
   „ „ wymiary **klinów**, odpowiednich dla tych wałków,
   „ „ numery **sprzęgieł ciernych** (frykcyjnych) systemu Johna,
3) oprócz v, spółczynnik k dla **kół zębatych** ($P = b \cdot \frac{t}{2} \cdot k$; dla b i t w *cm*),
4) oprócz P, wymiary **pasów skórzanych** (dla $c = 12{,}5$; p. str. 474),
   „ „ średnice **lin konopnych** (dla wartości $P = 4{,}5\ d^2$; p. str. 488).

PRZYKŁAD. Dane $N = 50$ *MK* i $n = 200$.—W myśl Rys. II znajduję $M = 180$, a więc wał (jedynie na skręcenie) $d = 85$.— Do napędu wystarczą wszelakie koła, mające $Pr = 180$, a więc np.: a) *koło pasowe* $D = 1000$ z pasem 360×8; b) lub *pas* 275×7 ($P \cong 240$) na kole $D = 1500$; c) *koło linowe* $D = 2000$ ($= 2 \times 1000$) na siłę $P = \frac{1}{2} \cdot 360 = 180$, t. j. z 2 linami 45 *mm*, lub z 3 linami 40 *mm*; d) *koło zębate żeliwne* $D = 750$ na siłę $P = 478$, miałoby $v = 8{,}0$. a więc $k = 22$.—Ztąd, dla $b = 2{,}5\ t$, będzie $t \geqq 4{,}2\ cm = 14\ \pi$; *zęby drewniane* miałyby t o 20% większe t. j. $t = 16\ \pi$.

Do osadzenia wszystkich kół powyższych wystarczy *klin* 25×12; a do ich napędu *sprzęgło cierne* № 90.

WARSZAWSKIE BIURO TECHNICZNE

MATECKI & OBRĘBOWICZ

Warszawa, Sienna 39

(dom własny)

Firma istnieje od roku 1884.

Adres telegraficzny: WARSZAWA, WENTYLATOR.

Telefon № 192.

A. ODDZIAŁ INSTALACYJNY URZĄDZA:
Ogrzewanie centralne, przewietrzanie mieszkań i zakładów przemysłowych. — Dźwigi (windy) osobowe i towarowe. — Suszarnie. Wodociągi i kanalizacyę. — Pralnie mechaniczne, kuchnie parowe i t. p. urządzenia mechaniczne.

B. ODDZIAŁ FABRYKACYJNY WYRABIA:
Blachy wzorzysto dziurkowane. — Przewietrzniki (wentylatory) mechaniczne. — Dźwigi osobowe i towarowe. — Maszyny i przyrządy do pralni mechanicznych i kuchen parowych, jako to: maszyny pralniane, wirówki, płóczki, warniki, magle, kotły do gotowania i t. p. — Przedmioty do ogrzewań centralnych do przewietrzania.

W. KARPIŃSKI & W. LEPPERT.

FABRYKA w HELENÓWKU



FARBY
LAKIERY
POKOSTY

CENNIKI BEZPŁATNIE

WARSZAWA, Aleje Jerozolimskie 82.

HANKIEWICZ

Bracia Geisler

Warszawa, ul. Leszno № 114 ☆ Telefon № 198.

Odlewnia Żelaza i Fabryka Maszyn

Wszelkie odlewy żelazne.

Maszyny pomocnicze (Obrabiarki) do metali i drzewa (tokarki, heblarki, wiertarki, nożyce, tłocznie, młoty parowe, wentylatory, oraz różne specyalne).

Turbiny wodne. — **Walce szosowe** parowe i konne.

Tartaki. — **Transmisye.**

Różne maszyny dla odlewni, garbarni, młynów etc.

Zakłady istnieją od roku 1818.

AKCYJNE TOWARZYSTWO PRZEMYSŁOWE ZAKŁADÓW MECHANICZNYCH I PRZEMYSŁOWYCH

LILPOP, RAU i LOEWENSTEIN

W WARSZAWIE.

Kapitał zakładowy 2,000,000 rubli.

1. Maszyny parowe różnych syst. i wielkości.
2. Kotły parowe i inne wyroby kotlarskie.
3. Urządzenia kompletne zakładów przemysłowych.
4. Krajalnice syst. „Rassmusa".
5. Młynki syst. „Schmeja".
6. Akcesorja relsowe, zwrotnice, krzyżownice, tarcze obrotowe, sygnałowe, semafory i t. p.
7. Wagony towarowe, wagony specjalne do przewozu nafty, piwa i kwasów, kołosprzęgi, koła, osie, resory i t. p.
8. Wagony kolei konnych.
9. Mosty kolejowe i wiązania dachowe.
10. Kompletne wodociągi dla stacji dróg żelaznych i miast.
11. Powózki dla Intendentury i Artyleryi, lawety, pociski i t. p.
12. Rury wodociągowe stojąco lane od $1^{3}/_{16}''$ do 36″ wewnętrznej średnicy i od 2-ch do 4-ch metrów długości.
13. Śruby, mutry i nity.

Obstalunki przyjmują Zakłady **w Warszawie,** ulica **Smolna № 2A.**

REPREZENTANCI TOWARZYSTWA:

w Petersburgu: **Adolf Bielski,** ul. Nikołajewskaja № 40; w Moskwie: **Leon Gadomski,** Czystyje Prudy Łobkowskij per. m. № 3; w Kijowie: **Juljan Żyliński,** ul. Teatralnaja № 10/30.

Biuro Elektrotechniczne Inż. Marjan Lutosławski
Warszawa, Boduena 1

REPREZENTACYA FABRYKI

Silników ropianych „Diesel'a"

Tow. Akc. zjednoczonych: Fabryki Maszyn w Augsburgu i Tow. Budowy Maszyn w Norymberdze, Augsburg w Bawaryi.

I. **Silniki jednocylindrowe** (Stopień nierównomierności od $^1/_{30}$ do $^1/_{90}$):

Moc normalna w kon. mech. rzecz.		8	10	12	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	100	125
Ilość obrotów na minutę		270	255	250	235	215	205	195	190	180	170	165	160	160	160	155
Waga silnika bez opakowania	pud.	95	120	140	215	290	360	430	515	595	735	905	1075	1250	1555	1900
„ „ z opakowaniem	„	110	140	160	255	340	425	510	605	700	855	1060	1260	1430	1800	2200
Zwiększenie wagi dla oświetlenia elektrycznego	„	30	35	45	60	75	83	110	120	150	190	240	300	320	400	460
Wymiary silnika: długość	*cm*	200	220	240	260	280	300	320	330	340	330	360	370	380	390	400
szerokość	„	130	190	190	220	235	245	255	270	290	310	310	350	390	430	470
wysokość	„	188	193	200	220	245	260	270	290	310	330	350	370	390	420	450
Głębokość fundamentu	„	70	83	95	190	200	200	200	200	210	210	220	230	240	250	260
Zużycie ropy na koniogodz. rzecz. przy pełnem obciążeniu	*g*	235	230	220	215	210	205	200	195	195	195	190	185	185	185	185
„ „ „ „ „ „ połowie	„	285	280	270	260	255	250	240	240	235	235	230	225	225	225	225
Roczny koszt paliwa przy norm. obciążeniu (300 dni po 10 godz. przy cenie 50 kop. za pud ropy)	Rb.	175	215	250	300	390	475	550	630	720	880	1050	1190	1380	1700	2150

II. **Silniki dwucylindrowe** (st. nierówn. od $^1/_{70}$ do $^1/_{150}$) złożone z dwóch cylindrów powyższego typu ze wspólnym wałem korbowym i na wspólnej podstawie mają moc podwójną, tę samą ilość obrotów i zużycie paliwa, a długość nieco mniejszą od podwójnej w porównaniu z odpowiednim typem silników jednocylindrowych.

TOWARZYSTWO AKCYJNE

MIRKOWSKIEJ FABRYKI PAPIERU

ZARZĄD I SKŁADY GŁÓWNE: { Warszawa, ulica hr. Berga 5.
Petersburg — Gościnny Dwór Nr 16.

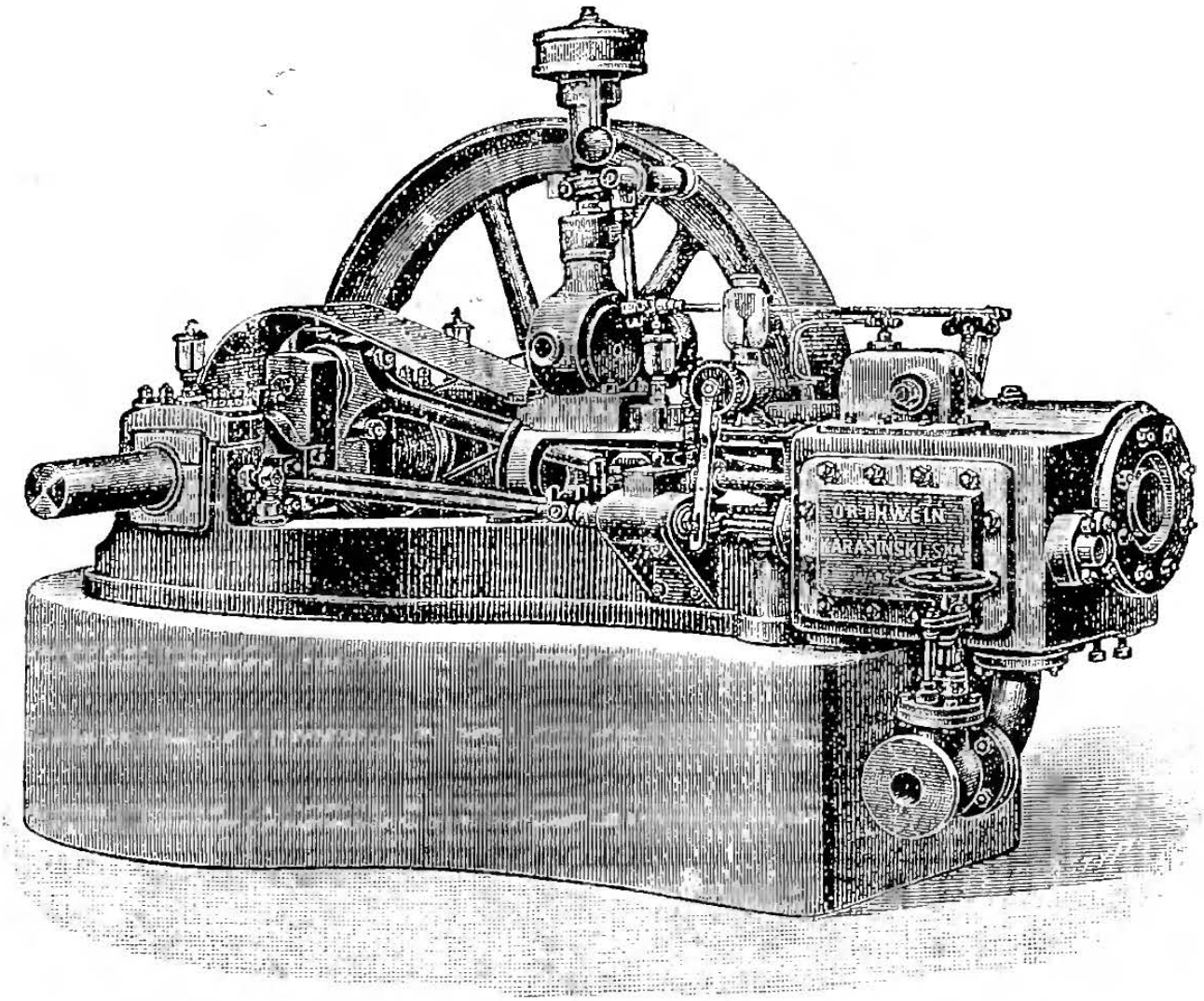
Fabryka w Jeziornie (gubernia i powiat warszawski).

PRZEDSTAWICIELE:

S. Schiff, Moskwa.
S. A. Joffe, Wilno.
Adolf Muszkat i Syn, Kijów.
L. Silberstein, Charków.
I. S. Panczenko, Rostów nad Don.
J. Aynhorn, Ekaterynosław.
J. Schreier, Odessa.
G. Mularski, Tyflis.
L. Paszkiewicz, Baku.
J. Dobrzyński, Łódź.

Bibułki papierosowe (od 10 gram. metr kwadratowy) w arkuszach i bobinach, **bibułki kopialne** w arkuszach i **rolkach** do nowych maszyn kopialnych, brystole białe i kolorowe, brystole fotograficzne, listowe angielskie, pergaminowe, z wodnymi znakami, tudzież listowe wszelkich gatunków, papiery czerpane na akcye, obligacye, dokumentowe, rejentowskie, aktowe, papiery książkowe, kancelaryjne wszelkich gatunków, drukowe, drukowe ilustracyjne, kopertowe białe i kolorowe, **rysunkowe** w arkuszach i rulonach **dla biur technicznych**, rysunkowe, czerpane **bibuły filtracyjne w arkuszach i krążkach**, papiery pergaminowe przezroczyste.

Próby i cenniki — na żądanie bezpłatnie, franko.



FABRYKA MASZYN PAROWYCH I ODLEWNIA

ORTHWEIN, KARASIŃSKI i S-ka

w Warszawie, ulica Złota Nr 68.

BIURO REPREZENTACYI W KIJOWIE,

Kreszczatik Nr 41.

Maszyny parowe wszelkich systemów.

Lokomobile przemysłowe.

Pompy do różnych cieczy i gazów.

Wirówki syst. Westona.

Wszelkie maszyny **dla cukrowni.**

Tartaki

o o o o o o o

Przegrzewacze systemu Pokrzywnickiego.

❀ ❀ ❀ ❀ ❀

BIURO PATENTOWE
KAZIMIERZ OSSOWSKI

PETERSBURG — Wozniesienskij prospekt N. 3.

BERLIN — Potsdamerstr. N. 3.

wyrabia **Patenty** na wynalazki, **ochronę** modeli,

rysunków i marek fabrycznych.

❀ ❀ ❀ Zakłady istnieją od roku 1797. ❀ ❀ ❀

TOWARZYSTWO AKCYJNE

Górnicze, Odlewów Żelaznych, Emaljowanych, Warsztatów Mechanicznych i Kopalń Węgla

„PORĘBA“

wyrabia:

1) Odlewy stalowe z konwertorów systemu Bessemera, wszelkiego rodzaju, jako to: kółka stalowe do wagoników, maźnice, bufory, krzyżownice, hamulce, prowadniki, korby, oraz wszelkie części maszyn;

2) Odlewy żelazne z pieców kopulowych: rury zlewowe, kanalizacyjne, wodociągowe oraz fasony do nich, rury flanszowe, żebrowe, wszelkie odlewy z modeli własnych i nadesłanych dla budownictwa, cegielni, cementowni, cukrowni, hut szklanych i żelaznych, dla maszyn i narzędzi rolniczych;

3) Odlewy emaljowane: naczynia kuchenne, garnki, rądle, tygle i t. d. z emalją wewnątrz i zewnątrz w różnych kolorach; przedmioty urządzeń sanitarnych, jako to: zlewy, umywalnie, klozety, pisoary, wanny i t. d.; naczynia do laboratorjów chemicznych ze specyalną emalią, odporną na działanie kwasów i alkalij;

4) Akcesorja dla kolejek polowych i dojazdowych jako to: wagoniki wywrotowe wszelkiego rodzaju, wagoniki do torfu, cegieł, węgla, rudy i t. d., zwrotnice, krzyżownice, tarcze obrotowe, oraz tory przenośne;

5) Transmisje wszelkich systemów podług najnowszych wymagań techniki i części ich: łożyska zwyczajne, Sellersa, samosmarowe, kozły, skrzynie murowe, sprzęgacze wszystkich systemów i frykcyjne, koła pasowe, linowe, zamachowe do 7,5 metra średnicy; maneże konne, młynki do farb i t. d.

Adres dla listów: **Towarzystwo Akcyjne Poręba przez Zawiercie st. d. ż. W.-W.**

„ „ depesz: **Zawiercie Borówka Porębie.**

TOWARZYSTWO AKCYJNE

„Przemysłu Metalurgicznego w Rossyi“

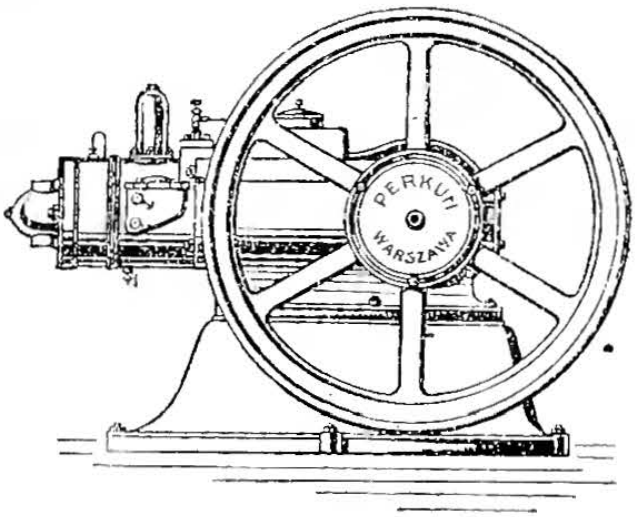
w Noworadomsku.

(Pfeiffer, Potworowski i Łubieński)

TOW. FABR. MOTORÓW

„PERKUN"

w Warszawie, Gęsia 81.



MOTORY DWUTAKTOWE

„PERKUN":

Stałe: od 1 do 60 k. m.
Lokomobile: 7 do 20 k. m.
Do płynnego paliwa: ropy naftowej, nafty, spirytusu i t. p.

Dzięki nowemu zastosowaniu pary wodnej, samowytwarzanej przez silnik i wprowadzonej do jego wnętrza razem z powietrzem i płynnem paliwem, osiągnięto nader oszczędne zużycie paliwa, smaru i wody, nadzwyczaj równy i cichy bieg.

Medal Złoty na Wystawie Hygienicznej w Warszawie w r. 1896.

RYCHŁOWSKI, WEHR i S^ka

INŻYNIEROWIE

BIURO HYDROTECHNICZNE

Warszawa, Krucza 24.

GŁĘBOKIE ŚWIDROWANIE ZIEMI

najnowszymi systemami.

SPECYALNOŚĆ:

STUDNIE ARTEZYJSKIE.

Firma egzystuje od 1894 r.

Wykonała 750 wierceń studzien artezyjskich i głębokich świdrowań ziemnych w Królestwie Polskiem i Cesarstwie, z pośród których najgłębszy otwór w Królestwie Polskiem i Cesarstwie w Aleksandrowie pogranicznym obecnie mający **3286 stóp = 1002 metrów.**

Medal Złoty i Dyplom Uznania na Wyst. Hygien.-Spożyw. w Łodzi w r. 1903.

ROHN, ZIELIŃSKI i S^ka

W WARSZAWIE

Jerozolimska 117 ❀ Telefon 588. ❀ Adres telegr.: „Rohnzieliński".

WŁASNE BIURA I SKŁADY:

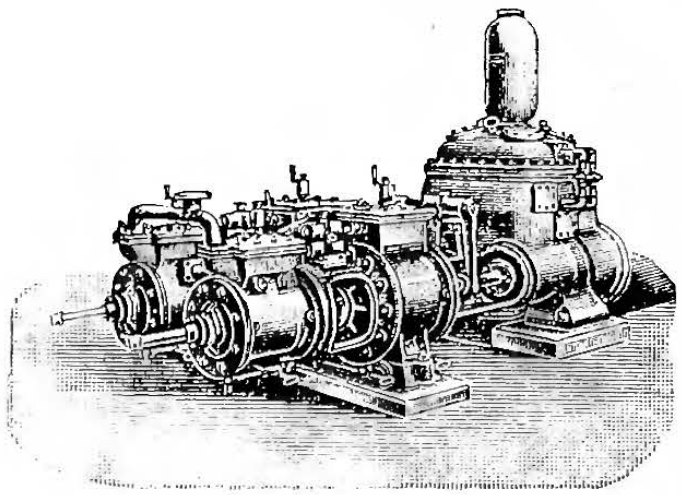
Moskwa, Miasnickaja d. Miszina | Adres telegr.:
Petersburg, Pantalejmonskaja 5 | **„Rohnzieliński".**
Kijów, Funduklejewska 50.—Adres telegr.: **„Rząśnicki".**

PRZEDSTAWICIELSTWA:

Charków, Sumskaja 45, inż N. I. Daszkiewicz.
Mikołajów, inż. S. P. Karoński.

SKŁADY: **Jekaterynosław, Rostów n/D., Baku, Niżnyj, Saratów, Perm.**

I. SPECYALNA FABRYKA POMP.



Specyalność: **POMPY PAROWE SYSTEMU WORTHINGTONA leżące i stojące, zwyczajne i Compound z kondensacyą** lub **bez niej**. Oprócz tego fabryka wyrabia pompy: **transmisyjne** i do **ruchu elektrycznego, rotacyjne** i **odśrodkowe nizkiego i wysokiego ciśnienia**, pompy **artezyjskie i wiszące** do **szybów kopalnianych**, wielkie pompy dla **wodociągów, cukrowni, kopalń** i t. d. według **specyalnych projektów**, pompy **okrętowe**, pompy do **pras hydraulicznych** i **akumulatory** do **urządzeń hydraulicznych.**

II. ODLEWNIA ŻELAZA.

Specyalność: **Odlewy ogrzewalne, maszynowo formowane: rury żebrowe, elementy** różnych typów, **radiatory, rury gwiazdowe, klapy wentylacyjne. Fasony do rur ciągnionych** i inne **akcesorya** do ogrzewań centralnych.

III. FABRYKA KONSTRUKCYI ŻELAZNYCH.

Specyalność: **Mosty, kesony, wiązania dachowe** i wszelkie **budowlane konstrukcye żelazne. Kotły** o nizkiem ciśnieniu do **ogrzewań centralnych.**

Dostawa natychmiastowa ze składów.

Specyalne cenniki, prospekty, oferty bezpłatne.

Towarzystwo Akcyjne

FABRYKI MACHIN I ODLEWÓW

K. Rudzki i S-ka

w Warszawie, ulica Fabryczna Nr. 3.

ODDZIAŁ W NOWO-MIŃSKU, st. dr. ż. Warsz.-Teresp.

WYKONYWA:

1) **w odlewni żelaza:** rury wodociągowe, zlewowe i kanalizacyjne od $1^{3}/_{16}$" do 36" średnicy, stojąco lane i wszelkie do nich fasony; wszelkie odlewy z modeli własnych lub nadesłanych; odlewy żelazne do potrzeb budownictwa domów: schody, balustrady, kolumny i t. p., pomniki i ogrodzenia grobowe;

2) **w odlewni stali:** wszelkie odlewy stalowe od $^{1}/_{2}$ do 5000 funtów, zastępujące w zupełności części dotychczas odkuwane, do fabryk budowy maszyn; drągi korbowe, korby, hamulce, prowadniki i t. p. **kółka stalowe do wagoników**, maźnice, bufory, kotły do glijowania, koła zębate, krzyżownice, **kowadła;**

3) **w warsztatach konstrukcyjnych:** mosty kolejowe, wiązania dachowe, tarcze obrotowe, zbiorniki itp.

4) **w warsztatach mechanicznych:** pompy parowe do wody; armaturę wodociągową; krany; szluzy; wentyle,

b) mechanizmy do podnoszenia ciężarów, windy różnych konstrukcyi i t. p.;

c) materyały dla dróg wązkotorowych, jako to: rozjazdy, zwrotnice, krzyżownice, wózki platformowe i pudłowe, wagoniki i t. p.

d) instalacye przeciwpożarowe przy pomocy automatycznych tryskaczy systemu Linsera.

RURY

Mosiężne i Miedziane

CIĄGNIONE BEZ SZWU

Towarzystwo Akcyjne Fabryk Metalowych

Norblin, Bcia Buch i T. Werner

Warszawa, Żelazna 51.

WYDZIAŁ KOTŁÓW i MOTORÓW

przy Stowarzyszeniu Techników w Warszawie

Włodzimierska 5.

Wydział udziela **porad** we wszelkich kwestyach dotyczących kotłów i motorów, podejmując się dokonywania **badań,** mających związek z racyonalnem urządzeniem i prowadzeniem kotłów i motorów, oraz **oceny** odnośnych projektów.

Wykonywa próby na odparowanie, analizy: wody, materyałów opałowych, zdejmuje wykresy (indykatorami) z maszyn parowych i t. p. ekspertyzy.

Przyjmuje **nadzór nad bezpieczeństwem kotłów parowych,** dokonywując rewizyi zewnętrznych i wewnętrznych kotłów przez inżynierów Wydziału.

Podejmuje się **stałej kontroli** nad obsługą kotłów i motorów, w celu wskazywania i przedsiębrania środków, jakie prowadzą do możliwego podniesienia pożytecznego skutku ich działalności. Wykonywa peryodyczne rewizye danych stacyi przez inżynierów Wydziału, dla przekonania się o ich prawidłowem i racyonalnem urządzeniu i działaniu.

1870 1882 1896



Towarzystwo Akcyjne

ZAKŁADÓW BAWEŁNIANYCH

Karola Scheiblera

W ŁODZI.

Zakłady Towarzystwa obejmują: 4 przędzalnie bawełny, 4 tkalnie wyrobów bawełnianych, bielnik, drukarnię barchanów, wykończalnię i wyrabiają:

przędzę wątkową od № 4 — 60,
„ półosnowną od № 6 — 80,
„ osnowną od № 6 — 80,
„ dwojoną (double) od № 6 — 80 w 2, 3, 4 nitki i więcej,

oraz tkaniny bawełniane w stanie surowym, bielonym, farbowanym i drukowanym, a mianowicie: perkal do druku, perkal bielony, kreton, krośniak (kreas), różne tkaniny podszewkowe, nankin, barchany proste, rypsowe i drukowane, kort bawełniany (drukowany), a także dymkę, pikę i różne tkaniny drobnowzorzyste.

SKŁADY GŁÓWNE:

w ŁODZI, ulica Piotrkowska № 11, dom własny.
w WARSZAWIE. ul. Trębacka № 4, dom własny.
w MOSKWIE, Warwarka dom Towarzystwa „Jakor".
w CHARKOWIE, ul. Uniwersytecka dom Paszczenkowa Triapkina.
w ROSTOWIE n/D, ul. Bolszaja Sadowaja dom B. Batyrowa.

w PETERSBURGU, ajent H. Wissendorf, wewnątrz Gościnnego Dworu № 103.

Tow. Akc.

ZAKŁADÓW ELEKTROTECHNICZNYCH

SIEMENS i HALSKE

Oddział Warszawski,— Foksal № 18, róg Nowego-Świata, telefonu № 2916.

Przedstawicielstwo Zakładów Siemens-Schuckert w Berlinie.

WYKONYWA INSTALACYE ELEKTRYCZNE I POŁĄCZENIA Z SIECIĄ MIEJSKĄ.

Posiada wielki skład wszelkich artykułów elektrotechnicznych.

Własne fabryki: Petersburg, Berlin, Charlottenburg, Wiedeń, Londyn

Elektryczne oświetlenie,
Elektryczna transmisya siły,
Elektryczne koleje,
Instalacye elektrochemiczne,
Instalacye elektromedyczne,
Instalacye telegraficzne i telefoniczne,
Elektryczna blokada i sygnalizacya na kolejach,
Centralizacya zwrotnic,
Sygnalizacya pożarowa,
Wodomiary i inżektory.

W ŁODZI: Reprezentanci na okrąg Łódzki PP. Hordliczka i Stamirowski.

W SOSNOWCU: Własne Biuro Techniczne.

TOWARZYSTWO AKCYJNE

Odlewni Żelaza, Kotlarni i Zakładów Mechanicznych

„SYRENA“

w Warszawie, Szosa Wolska 2—3.

WYKONYWA:

A) W oddziale odlewni żelaza:

Rury wodociągowe i kanalizacyjne stojąco lane, fasony, wszelkie odlewy z modeli własnych i nadsyłanych. Rury żebrowe do ogrzewań. Odlewy żelazne do potrzeb budownictwa domów i fabryk.

B) W oddziale Konstrukcyjno-Kotlarskim:

Budowę mostów, wiązań dachowych, tarcz obrotowych, kotłów parowych, zbiorników do gazu i t. p.

C) W oddziale mechanicznym:

Armatura wodociągowa, Krany, Szluzy, Wentyle, Krany pożarne, Wszelkie urządzenia do wodociągów, dróg żelaznych, domów i miast. Walcownie do walcowania miedzi. Turbiny. Kompletne instalacye, oraz oddzielne części transmisyi.

Kosztorysy na żądanie.

Adres telegraficzny: **„SYRENA WARSZAWA“.** **Telefony NN.: 1810 i 4610.**


St.-Petersburg
1861.


Moskwa
1865.


St.-Petersburg
1870.


Moskwa
1882.


Niżnij-Nowgorod
1897.

Złoty Medal na Wystawie 1889 roku w Paryżu.

Towarzystwo Papierni „Soczewka“

założonej w 1842 roku

wyrabia Papiery: **Listowe** wszelkie i specyalne do **Maszyn Pisarskich; Rysunkowe** do rysunków technicznych i ręcznych, w arkuszach i w rolach; **Rysunkowe** i **Kopertowe, podklejane** perkalem i gazą; **Welinowe, Kancelaryjne** i **Drukowe** przednie i średnie; **Rejestrowe** do ksiąg handlowych i wieczystych **(Hypoteczne); Bibuły** białe i kolorowe (Buvards); **Filtrowe** dla pracowni chemicznych; **Bibułkę wielokopiową; Okładkowe kolorowe** zwykłe i **ozdobne;** Papiery specyalne: **Wekslowy, Akcyjny, Dokumentowy;** Papiery ze **znakami wodnymi** wszelkiego rodzaju; **Brystole** białe, ivoire i kolorowe; Papiery **Litograficzne** i t. d.

SKŁAD GŁÓWNY:
w Warszawie: ul. Graniczna № 15.

SKŁADY:
w Kijowie: na Kreszczatiku;
w Odessie: ul. Preobrażeńska, d. Papudowej;
w Tomsku u P. I. Makuszyna;
w Władywostoku u pp. Kunst i Albers.

AGENTURY:
w Łodzi, Wilnie, St.-Petersburgu, Moskwie i Ekaterynosławiu.

Towarzystwo Akcyjne

SOSNOWICKICH FABRYK RUR I ŻELAZA

SOSNOWIEC.

TABELKA GWINTÓW NA RURACH GAZOWYCH

zaprojektowana przez rurkownię Huldszyńskiego w Sosnowcu i przyjęta w 1903 roku przez wszystkie rurkownie w Kr. Polskiem i w Rosyi.

Wymiar rury w calach ang. . .	1/8″	1/4″	3/8″	1/2″	5/8″	3/4″	7/8″	1″	1 1/8″	1 1/4″	1 1/2″	
Średnica gwintu w *mm* . . .	10	13 1/4	16,4	20,5	23	26,5	30	33	38	42	48	
Ilość skoków gwintu na cal ang.	28	19	19	14	14	14	14	11	11	11	11	
Długość gwintu w *mm* około .	10	10	13	16	19	19	21	22	23	24	26	
Wymiar rury w calach ang. . .	1 3/4″	2″	2 1/4″	2 1/2″	2 3/4″	3″	3 1/4″	3 1/2″	4″	5″	6″	8″
Średnica gwintu w *mm*	51,5	59	70	76	82 1/2	89	95	101 1/2	114	139 3/4	168	219
Ilość skoków gwintu na cal ang.	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11
Długość gwintu w *mm* około .	30	30	35	40	42	45	52	52	55	65	65	70

Jako podstawa dla wszystkich wymiarów został pzyjęty gwint ostry z kątem nachylenia = 60°.

Towarzystwo Akcyjne
SOSNOWICKICH FABRYK RUR I ŻELAZA
Sosnowiec, gub. Piotrkowska.

Rury żelazne (kute): do gazu i wody, do nafty, do ogrzewania parowego, rury systemu Perkinsa, parowozowe, rury systemu Fielda, rury wiertnicze i studzienne, patentowane rury żelazne z naszwejsowywanymi pierścieniami i kryzami luźnemi na przewody parowe, powietrzne i wodne. Wszelkie łączniki do rur, krzyżki, trójniki, kolanka etc.

RURY ŻELAZNE (KUTE) DO GAZU I WODY.

Średnica mianowana cal. ang. .	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4
Średnica zewnętrzna w *mm* . .	13 1/4	16 1/2	20 1/2	26 1/2	33	42	48	51 1/2
Średnica wewnętrzna w *mm* około	9 1/4	12	15 1/2	21	26 1/2	35	41	44 1/2
Waga m. b. w *kg* około. . . .	0,56	0,79	1,1	1,6	2,4	3,4	3,8	4,2
Średnica mianowana cal. ang. .	2	2 1/4	2 1/2	3	4	5	6	8
Średnica zewnętrzna w *mm* . .	59 1/2	70	76 1/4	89	114 1/2	140	168 1/2	219
Średnica wewnętrzna w *mm* około	52	62 1/2	68 1/2	81	105 1/2	131	159	206
Waga m. b. w *kg* około. . . .	5,1	6,1	6,7	8,4	12,3	15,0	19,2	34,1

Uwaga. Każda rura posiada na jednym końcu gwint, na drugim gwint i kielich (mufę). Za miarę przy rurach gazowych służy średnica wewnętrzna; **średnica wewnętrzna** nie odpowiada jednak zawsze rzeczywistym wymiarom, jest zwykle większa, średnica zaś zewnętrzna jest zawsze stała, a to ze względu na stałe normy dla gwintów; gdy więc potrzebny jest ten sam wymiar rury do wyższego ciśnienia o większej grubości ścianek, wtedy zmniejsza się średnica wewnętrzna, a średnica zewnętrzna pozostaje bez zmiany.

A. Rosset

INŻYNIER

BIURO TECHNICZNE

WARSZAWA

Włodzimierska № 8.

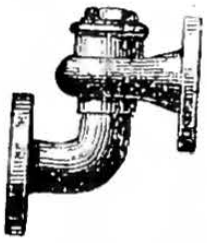
FABRYKA ARMATUR I ODLEWÓW

NAGRODZONA SREBRNYMI I ZŁOTYMI MEDALAMI

T. GWIŹDZIŃSKI i S-ka

Warszawa, Koszykowa Nr. 27. Telefon Nr. 457.

Egzystuje od 1879 r.



Poleca znane ze swej dobroci wyroby:

Krany, Wentyle, Świstawki, Oliwiarki, Wodowskazy, Sokowskazy, Spirytusowskazy, Pływaki, Łączniki, Wyloty, Hydranty, etc.



Cenniki franco i gratis.

Znane jako najlepsze **WAGI** do wszelkich celów poleca

Istniejąca od 1856 roku

SPECYALNA FABRYKA WAG

„JULJUSZ SPERLING“

(Właściciel Tadeusz Rychter)

Warszawa, Leszno 90 * Telefon 1891.

WŁODARKIEWICZ I SIEKLUCKI

WARSZTATY MECHANICZNE
I BIURO TECHNICZNE.

Warszawa. Skrzynka pocztowa 304 | Telefon 466
Włodzimierska 16. | Adres telegraficzny: Warszawa, Ewis.

Zakres działalności firmy.

DZIAŁ I

Warsztatów Mechanicznych:

Roboty maszynowe precyzyjne, roboty ślusarskie, roboty kowalskie, roboty kotlarskie żelazne, roboty konstrukcyi żelaznych.

Specyalność: **wszelkie podnośniki (elewatory), windy, przenośniki (transportery), ślimacznice (szneki) rynny, rury Kreiss'a.**

DZIAŁ II

Cukrownictwo.

Budowa całkowitych cukrowni, remont pojedynczych stacyi; specyalności:

Instalacya wirowni, wirówki: Westona angielskie, ulepszonej konstrukcyi, transmisyjne lub turbinowe wodne.
Rozdzielacze ulepszonej konstrukcyi z ruchem planetarnym, z zasuwami, angielskiej konstrukcyi.
Instalacya mięszadeł do roboty bez produktów
Piece wapienne najnowszej konstrukcyi z paleniskami gazowemi.
Piece kamienne t. z. belgijskie szachtowe.
Siarkownie podług ulepszonego systemu.
Instalacya kostkowni i suszarni.
Saturacya ulepszonago systemu.
Cedzidła Proksza. Urządzenia do zmiany pracy ręcznej na mechaniczną.

DZIAŁ III.

Zastosowanie kwasu węglowego.
Maszyny do fabrykacyi wód gazowych.
Filtry do wody. Kompletne urządzenia restauracyjne i bufetowe.
Urządzenie fabryk dla wyrobu lodu sztucznego i kwasu węglowego.
Maszyny do wyrobu lodu sztucznego. Urządzenia chłodni sztucznyh.

DZIAŁ IV.

Motory naftowe i gazowe. Konstrukcye żelazne. Maszyny do eksploatacyi i wyrobu torfu.

DZIAŁ V.

Wszelkich potrzeb i artykułów technicznych.

DZIAŁ VI.

Biuro wyrabiania patentów na wynalazki, marki fabryczne i modele we wszystkich krajach. Spożytkowanie wynalazków.

DZIAŁ VII.

Wszelkich maszyn dla fabryk: tabacznych, machorkowych, cygar i gilz.

Całkowita instalacya, lub poszczególnych urządzeń wspomnianych fabryk. Maszyny wynalazku J. Wojciechowskiego. 1) Maszyna do wyrobu gotowych papierosów wydajności 100,000 sztuk w 10 godzin. 2) Maszyna do roztrząsania tytoni wydajności 60 pudów w 10 godzin. 3) Maszyna do pakowania papierosów. 4) Maszyna do banderolowania wydajności 30,000 paczek w 10 godzin.

Warszawskie laboratoryum mechaniczne miejskie

(istnieje od r. 1894)

Warszawa, ul. Dobra № 42.

1. Próby jakości materyałów budowlanych, jako to: kamieni, cegieł, metali i drzewa; próby wytrzymałości łańcuchów (do 2 cali przekroju ogniwa lin (konopnych i drucianych do 40 *mm* średnicy) części konstrukcyjnych, łączników wagonowych, haków, połączeń nitowych; wypróbowanie kolumn na ściskanie, belek na gięcie, szyn dla kolei szeroko i wąskotorowych, stopni kamiennych i betonowych (ze zdjęciem nakresów), próby na ściskanie, próby na rozerwanie, przy wielkości przekroju okazów do 30 cm^2.
2. Próby jakości materyałów budowlanych wiążących: cementu portlandzkiego i żuzlowego oraz wapna.
3. Próby jakości smarów: określenie smarowności ze zdjęciem nakresów.

Laboratoryum rozporządza najdokładniejszymi przyrządami wypróbowanej dobroci przy wykonywaniu wszelkich prób, a w miarę potrzeby co rok uzupełnia zbiór przyrządów przez nowe zakupy.

Koszta prób obliczają się podług taksy, zatwierdzonej przez Ministeryum Spraw wewnętrznych (d. 8 listopada 1897 r. № 10301).

ADRES: **Warszawa, Laboratoryum Mechaniczne Miejskie, ul. Dobra N. 42.**

Fabryka Maszyn, Odlewnia i Kotlarnia

Józef Troetzer

dawniej ADOLF TROETZER

Fabryka w Pruszkowie St. D. Ż. W.-W.

Zarząd w Warszawie, ulica Chłodna № 29.

Wykonywa:

Pompy dla: wodociągów, kopalni, stacyi kolejowych, gorzelni, szybów naftowych, pras hydraulicznych, zasilania kotłów i t. p.

Pompy dla fabryk: cukru, papieru, porcelany, chemicznych, cegły i t. p.

Pompy dla studzien artezyjskich i kopanych.

Sikawki pożarne dla miast, fabryk, osad, stacyi kolejowych, wsi, majątków ziemskich i t. p.

Narzędzia ogniowe wszelkie jak: hydrofory, beczki, wozy rekwizytowe, omnibusy, kaski, topory, drabiny, bosaki i t. p.

Całkowite urządzenia straży ogniowych.

Aparaty assenizacyjne pneumatyczne, składające się z pomp powietrznych i beczek hermetycznych żelaznych z kompletną armaturą.

Transmisye Sellersa na samosmarach i zwyczajne.

Aparaty specyalne dla wodociągów i różnych fabryk przetworowych, a także płuczki, błotniarki, mieszadła i t. p. dla fabryk cukru.

Kotlarskie wyroby jak: zbiorniki, cysterny, kotły do grzania wody, beczki do spirytu, nafty, wody i t. p.

Odlewy żelazne i metalowe z własnych i nadesłanych modelów.

Cenniki, specyalne oferty, projekty na żądanie.

Adres telegraficzny: „Troetzer-Warszawa".

Telefonów №№: Zarządu 7.56 ❀ Odlewni 47.56 ❀ Fabryki 50.03.

Fabryka egzystuje od 1842 roku odznaczona 38 wyższemi nagrodami na wystawach: w Londynie, Wiedniu, Paryżu, Berlinie, Filadelfii, Petersburgu, Moskwie, Warszawie, Niżnim-Nowogrodzie, Antwerpii, Królewcu, Krakowie, Lwowie i t. p.