



MONOGRAFIA

WYBRANE PROBLEMY KONSTRUOWANIA I BADAŃ MASZYN I MECHANIZMÓW

**Pod redakcją
Józefa Jonaka**

Lublin, 2009

Opiniodawcy:

PROF. DR HAB. INŻ. ANDRZEJ NIEWCZAS
DR HAB. INŻ. ANTONI ŚWIĆ, PROF.PL

Autorzy:

KONRAD PYLAK, KRYSTYNA SCHABOWSKA, JANUSZ KISIEL
(ROZDZIAŁ 1)
ANDRZEJ ZNISZCZYŃSKI (ROZDZIAŁ 2)
PAWEŁ DROŹDZIEL (ROZDZIAŁ 3)
LESZEK KRZYWONOS (ROZDZIAŁ 4)
ALEKSANDER NIEOCZYM (ROZDZIAŁ 5)
PRZEMYSŁAW FILIPEK (ROZDZIAŁ 6)

© Copyright by
Lubelskie Towarzystwo Naukowe
Lublin 2009

ISBN 978-83-87833-98-5

Druk: Wydawnictwo-Drukarnia Liber Duo s.c.
ul. Długa 5
20-346 Lublin
liberduo@o2.pl

WYDANIE PUBLIKACJI DOFINANSOWANE ZE ŚRODKÓW
MINISTRA NAUKI I SZKOLNICTWA WYŻSZEGO

SPIS TREŚCI

1. Problematyka TMM w działalności naukowo-dydaktycznej Katedry PKM PL.....	5
2. Nowe konstrukcje maszyn waporowych z czterema równoległymi współbieżnymi rotorami.....	23
3. „Widmo rozruchu” samochodowego silnika i jego zastosowanie.....	40
4. Rozruch silnika spalinowego jako złożony proces przejściowy.....	52
5. Parametry jakościowe pracy głowic wkręcających.....	66
6. Konstrukcja robota inspekcyjnego do kanałów wentylacyjnych na tle rozwiązań przemysłowych.....	80

WSTĘP

Grupa dyscyplin, wchodzących w skład szeroko rozumianej dziedziny podstaw konstrukcji maszyn, jest zróżnicowana i obejmuje szeroki zakres zagadnień, metod i obiektów badań. Monografia przedstawia aktualną problematykę badawczą z zakresu tradycyjnej tematyki podstaw konstrukcji, realizowaną w pracach Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn PL w ostatnich latach.

W rozdziale pierwszym dokonano przeglądu prac, których tematyka mieści się w ramach teorii maszyn i mechanizmów, omawiając je w obrębie poszczególnych działów tej dyscypliny. Zajęto się również aspektami dydaktycznymi i kadrowymi tej dziedziny działalności Katedry.

Drugi rozdział prezentuje dwa typy nowych rozwiązań maszyn wyporowych z czterema obracającymi się tłokami. Po omówieniu istoty ich konstrukcji zaprezentowano program i wyniki badań eksperymentalnych obu typów maszyn w wersji sprężarkowej. Sformułowano wnioski z badań i kierunki dalszych prac w tym obszarze.

Kolejne dwa rozdziały poświęcone zostały tematom związanym z badaniami procesu rozruchu spalinowych silników o zapłonie samoczynnym, a także analizą i zastosowaniem eksploatacyjnym wyników tych badań. Stwierdzono, że pewne parametry procesu rozruchu mogą być nośnikiem informacji diagnostycznej na temat warunków eksploatacji pojazdów w badanym systemie transportowym. i przedstawiono koncepcję systemu takiej oceny. Proces rozruchu potraktowano jako złożony proces przejściowy. Zbiory wyników badań z rzeczywistej eksploatacji poddano pełnej analizie statystycznej, wyróżniając istotne parametry procesu i poszukując ich korelacji w celu sformułowania hipotez badawczych.

Rozdział piąty poświęcono analizie teoretycznej i doświadczalnej parametrów jakościowych pracy głowic wkręcających łączniki śrubowe i wpływu różnych czynników procesu wkręcania na te parametry.

Monografię zamyka rozdział poświęcony koncepcji konstrukcyjnej robota inspekcyjnego do kanałów wentylacyjnych, przedstawionej w kontekście rozwiązań przemysłowych.

1. PROBLEMATYKA TEORII MASZYN I MECHANIZMÓW W DZIAŁALNOŚCI NAUKOWO-DYDAKTYCZNEJ KATEDRY PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN PL

1.1 Wprowadzenie

W roku 1989 na Wydziale Mechanicznym PL utworzono samodzielną jednostkę – najpierw zakład, a w dwa lata później katedrę – zajmującą się podstawami konstrukcji maszyn i dyscyplinami pokrewnymi, takimi jak komputerowe wspomaganie konstruowania, grafika inżynierska i teoria maszyn i mechanizmów. W 2009 roku mija 20 lat nieprzerwanego, w pełni samodzielnego funkcjonowania Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn na Wydziale Mechanicznym PL.

Jedną z dziedzin nauki i dydaktyki, wchodzących w zakres zainteresowań Katedry, jest teoria maszyn i mechanizmów (TMM), a w ramach tej jednostki działa grupa przedmiotowa TMM, przez kilka lat funkcjonująca jako zakład w jej strukturze. Katedra skupia ponadto pracowników prowadzących zajęcia z zakresu podstaw konstrukcji maszyn, komputerowego wspomagania prac inżynierskich i grafiki inżynierskiej.

Dwudziestolecie Katedry stanowi okazję do podsumowania historii i dorobku tej dyscypliny, do przedstawienia aktywności dydaktycznej pracowników, a także do opracowania bibliografii ich prac wraz z krótkim omówieniem. Podobnego podsumowania dorobku w zakresie TMM dokonano już sześć lat wcześniej, z okazji pięćdziesięciolecia Politechniki Lubelskiej oraz Wydziału Mechanicznego. Efekt tej pracy wraz z bibliografią i wzmiankami biograficznym został opublikowany w postaci artykułu przeglądowego [50]. Kolejne dwa artykuły [54], [55], omawiały dorobek pracowników zespołu TMM w dziedzinie optymalnego konstruowania mechanizmów dźwigniowych

płaskich i przestrzennych. Obecne opracowanie podsumowuje dorobek i stan teorii maszyn i mechanizmów z uwzględnieniem ostatniego dwudziestolecia – okresu istnienia Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn.

Należy tu wspomnieć, że historia nauczania i badań naukowych w zakresie TMM na Politechnice Lubelskiej jest dłuższa, a dyscypliny związane z konstruowaniem maszyn występują w dydaktyce i działalności naukowej od początku funkcjonowania uczelni, w różnych jednostkach organizacyjnych. Dzieje Politechniki Lubelskiej sięgają roku 1953, kiedy to została podjęta decyzja o organizacji w Lublinie wyższej uczelni technicznej. W roku tym rozpoczęła działalność Wieczorowa Szkoła Inżynierska z jednym wydziałem – mechanicznym, przekształcona w roku 1965 w Wyższą Szkołę Inżynierską, kształcąca jedynie inżynierów. Kolejne etapy rozwoju to wprowadzenie struktury instytutowej i rozpoczęcie kształcenia w systemie studiów magisterskich w r. 1973 oraz przekształcenie Uczelni w Politechnikę Lubelską w roku 1977. Wydział Mechaniczny był pierwszym wydziałem Uczelni, działającym do dziś; uzyskał prawa doktoryzowania w roku 1990, a prawa habilitowania w r. 2000.

Teoria maszyn i mechanizmów jest tradycyjnie związana z zespołem pracowników, zajmujących się podstawami konstrukcji maszyn, przy czym zespół ten przechodził złożone procesy przekształceń instytucjonalnych. Pierwszą jednostką, zajmującą się zagadnieniami konstrukcji maszyn był samodzielny Zespół Części Maszyn, kierowany przez rektora WSInż., doc. Stanisława Podkowę. Po jego śmierci w 1973 r., w związku z reorganizacją Wydziału, powstał Zakład Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, włączony następnie do Zakładu Maszyn Górniczych. W r. 1982 powstał samodzielny Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn, a jego kierownikiem został dr Wacław Milanowski. Po trzech latach Zakład został włączony do Katedry Podstaw Mechaniki i Konstrukcji Maszyn, a następnie w latach 1987-89 grupa podstaw konstrukcji maszyn wchodziła w skład Katedry Silników i Podstaw Konstrukcji Maszyn.

W roku 1989 powstał Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn, przekształcony w r. 1991 w Katedrę Podstaw Konstrukcji Maszyn. Jednostką od samego początku w r. 1989 kierował prof. Krzysztof P. Wituszyński – absolwent Wydziału SiMR Politechniki Warszawskiej, gdzie też uzyskał doktorat w r. 1972 i habilitację w r. 1988. Ponadto przez kilka lat pracował w przemyśle (FSO) i w administracji

centralnej. W Politechnice Lubelskiej był zatrudniony od roku 1975, m.in. jako docent kontraktowy, docent i prof. nadzwyczajny. W r. 2002 uzyskał tytuł profesora. W r. 2003 przeniósł się do Politechniki Białostockiej.

W październiku 2003 kierownikiem Katedry został prof. Józef Jonak. Studia odbył na Wydziale Maszyn Górniczych i Hutniczych AGH, ukończył je w r. 1981. Pracował przez cztery lata w przemyśle (LFMR). W 1985 roku rozpoczął pracę w PL, początkowo jako pracownik inżyniersko-techniczny, a po doktoracie, uzyskanym w 1991 r. w Politechnice Śląskiej, jako adiunkt w Katedrze Maszyn Górniczych. Następnie przeszedł do Katedry Podstaw Inżynierii Produkcji i po habilitacji – w r. 1998 na AGH – uzyskał stanowisko profesora nadzwyczajnego. W roku 2004 otrzymał tytuł naukowy profesora. Jest autorem i współautorem ponad stu publikacji naukowych, kierował pięcioma projektami badawczymi i celowymi KBN. Był promotorem czterech prac doktorskich.

W posumowaniu można stwierdzić, że jednostki odpowiadające merytorycznie dzisiejszej Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn istniały już wcześniej, choć na ogół nie były samodzielne; nie miały też kierownika, który byłby samodzielnym pracownikiem naukowym. Wyjątkiem jest okres do 1973 roku, kiedy jednostką kierował drugi z kolei rektor uczelni i jej zasłużony organizator, doc. Stanisław Podkowa. Trzeba też odnotować status samodzielnej jednostki w latach 1982-85, choć jej faktyczna pozycja była wtedy względnie słaba. Istotną cechą przedstawionych wyżej skrótowo przekształceń organizacyjnych była ciągłość personalna zespołu, zajmującego się dyscyplinami konstrukcyjnymi, ciągłość realizacji procesu dydaktycznego w ramach przedmiotów przyporządkowanych tradycyjnie zespołowi oraz ciągłość badań i prac naukowych. Dlatego w roku 1989 możliwe było utworzenie Katedry PKM i podjęcie przez nią od razu zadań naukowych, dydaktycznych i organizacyjnych w pełnym wymiarze.

1.2 Kadra naukowa i dydaktyczna

Od chwili wprowadzenia Teorii Maszyn i Mechanizmów jako oddzielnego przedmiotu w r. 1970, programy przedmiotu opracował i wszystkie zajęcia (wykłady i ćwiczenia) z tego zakresu prowadził do roku 1981 Ryszard Bartnik. Studia ukończył w r. 1961 w Politechnice Krakowskiej. Po kilkuletniej pracy w

przemysle podjął pracę na uczelni w r. 1967. Pracował do 2002 r. jako starszy wykładowca, prowadząc zajęcia z PKM i TMM. Przez pierwsze lata przedmiot występował samodzielnie na studiach wieczorowych, zaś na dziennych – jako wyodrębniona część podstaw konstrukcji. W roku 1975 została ustalona pozycja TMM w wymiarze 30 godz. wykładów, 15 godz. ćwiczeń i egzamin.

W roku 1981 dołączył do zespołu Konrad Pylak, absolwent i stażysta uczelni, po dziewięcioletniej pracy w przemyśle i wkrótce po uzyskaniu doktoratu z metodologii optymalnego konstruowania dźwigniowych mechanizmów przestrzennych na Politechnice Wrocławskiej. Prowadził zajęcia dydaktyczne z TMM, grafiki inżynierskiej i PKM. W latach 1991-95 oraz od r. 2002 członek Polskiego Komitetu TMM. Do roku 1985 zajęcia z TMM prowadzili wymienieni dwaj pracownicy, dzieląc między siebie wykłady i ćwiczenia. Opracowali również i wydali w roku 1986 zbiór zadań z TMM [1].

W roku 1985 dołączył do grupy przedmiotowej TMM Janusz Kisiel, absolwent uczelni z r. 1980, zatrudniony po kilkuletnim stażu przemysłowym, prowadzący początkowo ćwiczenia i laboratorium z TMM. Uzyskał on kilka lat później (1990) doktorat na Politechnice Krakowskiej z zakresu kinematyki przestrzennych mechanizmów manipulatorów. Stopniowo J. Kisiel jako adiunkt przejął również część wykładów od starszych kolegów, prowadząc prócz tego zajęcia z PKM i grafiki inżynierskiej.

W czasie powstania Katedry wymienieni trzej pracownicy stanowili trzon grupy przedmiotowej TMM, zajmując się głównie tą tematyką w dydaktyce, a także w działalności naukowej, co zostało uwidocznione w załączonej bibliografii. Ponadto, tak jak inni pracownicy Katedry, prowadzili zajęcia z zakresu PKM i grafiki inżynierskiej. W latach 1984÷87 wspomagała zespół Krystyna Schabowska, absolwentka Wydziału Mechaniki Precyzyjnej Politechniki Warszawskiej, pracująca wcześniej w Akademii Rolniczej, a w PL jako adiunkt od roku 1982. Prócz tego prowadziła głównie zajęcia z maszynoznawstwa i grafiki inżynierskiej; była autorką m.in. zbioru zadań z maszynoznawstwa oraz kilku publikacji z zakresu dydaktyki przedmiotów technicznych. Ostatnie lata przyniosły szereg prac jej autorstwa z zakresu grafiki i historii nauk technicznych, także TMM.

W latach 1992-2001, wraz ze wzrostem liczby studentów, grup dydaktycznych i zajęć, angażowani byli również inni pracownicy spośród grupy asystentów Katedry do prowadzenia ćwiczeń rachunkowych i laboratoryjnych.

Należy tu wymienić ówczesnych asystentów: Pawła Drożdźdźla, który prowadził zajęcia w latach 1993-2001, Leszka Krzywonosy, który zajmował się dydaktyką w latach 1992-99, Jarosława Latałskiego, prowadzącego zajęcia w latach 1994-99 i Jacka Czarnigowskiego, zaangażowanego w dydaktykę TMM w latach 1998-2001.

Istotny wkład do naukowego dorobku zespołu wniósł również prof. Jan Buczek, który pracował w Politechnice Lubelskiej od roku 1989 aż do śmierci w 1996, najpierw jako adiunkt, a od r.1993 jako profesor nadzwyczajny. Studia ukończył na Wydziale Mechaniczno-Technologicznym Politechniki Warszawskiej w r. 1961. Doktorat uzyskał w Instytucie Obróbki Skrawaniem w Krakowie w r. 1978, a stopień doktora habilitowanego – na Politechnice Warszawskiej w 1993 r. W sumie przepracował 28 lat w przemyśle. W latach 1980-89 pracował w Politechnice Rzeszowskiej jako adiunkt. Był twórcą oryginalnego profilu zazębienia o podwyższonej nośności.

W ostatnich latach w pracach naukowych w obszarze TMM bierze aktywny udział Andrzej Zniszczyński, twórca oryginalnych rozwiązań komór roboczych maszyn wyporowych. Jest absolwentem uczelni z roku 1978, natomiast doktorat uzyskał w r. 1987 na Politechnice Śląskiej.

W działalność naukową i organizacyjną, związaną z dyscypliną TMM, angażowali się również kierownicy Katedry. Kierownik Katedry do roku 2003, prof. Krzysztof Wituszyński, zajmował się m.in. optymalizacją konstrukcji krzywkowych mechanizmów rozrządu silnika i uczestniczył w pracach Polskiego Komitetu TMM. Aktualny kierownik, prof. Józef Jonak, zajmuje się głównie metodami sztucznej inteligencji w mechatronice i diagnostyce maszyn, jest współautorem kilku artykułów z dziedziny TMM, jest członkiem Polskiego Komitetu TMM, aktywnym uczestnikiem prac Komitetu i konferencji naukowych TMM.

1.3 Nauczanie TMM w PL

Jak podano w artykule [50], nauczanie TMM jako oddzielnego przedmiotu na Wydziale Mechanicznym PL rozpoczęło się w roku 1970. Większość uczelni technicznych wprowadziła TMM do programów wcześniej. Do roku 2001 w PL był to przedmiot obowiązkowy dla wszystkich studentów dziennych studiów magisterskich. Równocześnie program studiów zaocznych inżynierskich nie

zawierał TMM, a funkcjonujące od kilku lat dzienne studia inżynierskie przewidują jedynie odpowiedni przedmiot obieralny.

Na przestrzeni blisko czterdziestoletniego okresu nauczania dyscypliny następowały zmiany jeśli chodzi o wymiar, formę zajęć i ich miejsce w czasie studiów. Był to przedmiot trwający 1 semestr, początkowo obejmujący 30 godzin wykładów i 15 ćwiczeń, kończący się egzaminem. Następnie zniesiono egzamin i kolejno ograniczono wykłady do 15 godzin, chociaż z drugiej strony wcześniej wprowadzono 15 godzin laboratorium. Temu ograniczaniu wymagań i liczby godzin towarzyszyła tendencja do przesuwania przedmiotu na coraz wcześniejszy okres studiów, bez zachowywania koniecznych sekwencji dydaktyczno-programowych. O ile początkowo teoria mechanizmów następowała po mechanice i równolegle do ostatnich zajęć z podstaw konstrukcji, to w pewnym okresie była usytuowana na roku drugim, równolegle z mechaniką i początkami PKM.

Od roku 1999 wprowadzano sukcesywnie studia dzienne w systemie elastycznym; w ich programie TMM była przedmiotem obieralnym w semestrze siódmym o wymiarze 15 godzin wykładów i 15 ćwiczeń. Ponieważ TMM konkuruje z przedmiotami obieralnymi o charakterze ogólnym, nie związanymi z mechaniką, jest wybierany przez znikomą część studentów i praktycznie zanika. W postaci symbolicznej występował jeszcze jako przedmiot obowiązkowy na zaocznych uzupełniających studiach magisterskich.

Od roku 2007 wprowadzane są sukcesywnie nowe programy studiów dwustopniowych. W tych programach Teoria maszyn i mechanizmów została definitywnie usunięta z programu studiów I stopnia (inżynierskich), natomiast została przywrócona jako przedmiot obowiązkowy na studiach II stopnia (magisterskich). Przedmiot nosi nazwę „Modelowanie wspomagające projektowanie maszyn (TMM)”, występuje na drugim semestrze, a jego wymiar to 15 godzin wykładów i 30 ćwiczeń; kończy się także egzaminem. Analogiczne zmiany wprowadzono na studiach zaocznych, z tym że odpowiednie liczby godzin to 18 wykładów i 18 ćwiczeń, jest też egzamin. Program zaocznych studiów II stopnia obowiązuje już w obecnym roku akademickim

Tabela. 1. Wymiar i formy przedmiotu TMM w poszczególnych okresach działalności na studiach dziennych PL.

Okres Forma zajęć	1970 ÷1974	1975 ÷1984	1985 ÷1989	1990 ÷2001	2001 ÷2008	od 2009
Wykłady	45 ¹⁾	30	30	15	15 ²⁾	15 ³⁾
Ćwiczenia	–	15	15	15	15 ²⁾	30 ³⁾
Laboratorium	–	–	15	15	–	–
Egzamin	–	E	E	–	–	E

¹⁾ Wyłącznie na studiach wieczorowych;

²⁾ Przedmiot obieralny;

³⁾ Przedmiot obowiązkowy na studiach II stopnia – „Modelowanie wspomagające projektowanie maszyn (TMM)”.

Program wykładów obejmuje tradycyjnie tematykę uznawaną za kanon przedmiotu przez autorów najpopularniejszych podręczników. Zachowano podział na trzy zasadnicze działy: strukturę, kinematykę i dynamikę, a w ich ramach wyróżniono zagadnienia analizy i syntezy. Omawia się głównie metody, mające największe walory dydaktyczne, a także metody o charakterze komputerowym, wykorzystywane w tworzeniu oprogramowania do analizy i syntezy mechanizmów.

W ramach działu struktura omawia się klasyfikację członów, par i łańcuchów, zapis struktur, modelowanie, ruchliwość układów, grupy strukturalne, analizę i syntezę struktur oraz wpływ doboru struktury na własności kinematyczne i dynamiczne mechanizmu. W kinematyce omawia się analizę czworoboku przegubowego, metody analityczne i graficzne analizy położeń, prędkości i przyspieszeń mechanizmów dźwigniowych płaskich oraz analizę kinematyczną przekładni zębatach. Analiza dynamiczna obejmuje zagadnienia obciążeń i kinetostatyki oddziaływań w węzłach łańcucha, a także

modele dynamiczne mechanizmów o jednym stopniu swobody, formułowanie równań ruchu maszyn, rozwiązywanie i interpretację równań ruchu, fazy i nierównomierność ruchu.

W różnych okresach, w miarę możliwości i potrzeb, rozszerzano lub zawężano podany wyżej zarys programu. Do dodatkowych zagadnień, włączanych do wykładu, należą m.in.: analiza dokładności układów mechanicznych, metody analizy i syntezy przestrzennych mechanizmów dźwigniowych, zagadnienia analizy i syntezy mechanizmów krzywkowych, synteza optymalna kinematyki mechanizmów dźwigniowych, dynamika mechanizmów o dwóch stopniach swobody.

Ćwiczenia mają charakter rachunkowy i obejmują rozwiązywanie przykładowych zadań spośród zagadnień poruszanych w ramach wykładów. Prócz tego zwykle obowiązywała jedna praca kontrolna z zakresu graficznych metod kinematyki.

Program laboratorium jako przedmiotu przechodził pewną ewolucję. Początkowo były to zajęcia typowo projektowe, niebawem wprowadzono niektóre ćwiczenia z likwidowanego właśnie laboratorium PKM. Około roku 1985 rozpoczęto wprowadzanie do laboratorium symulacji komputerowej i wspomagania komputerowego obliczeń, początkowo z wykorzystaniem mikrokomputera Spectrum. Po trzech latach rozpoczęto eksploatację komputerów PC XT i AT. Program ćwiczeń komputerowych opierał się na niektórych rezultatach prac własnych. Autorami użytkowanych programów byli zarówno autorzy publikacji, jak i pozostali członkowie zespołu dydaktycznego. Był to również okres, w którym jako ilustrację wykładów i ćwiczeń przez kilka lat wykorzystywano filmy dydaktyczne, zrealizowane w Zakładzie TMM Politechniki Wrocławskiej. Laboratorium TMM odbywało się po raz ostatni w r. 2001.

1.4 Problematyka prac naukowych. Publikacje

W spisie literatury umieszczono w układzie chronologicznym wykaz ważniejszych publikacji pracowników zespołu z zakresu szeroko rozumianej teorii maszyn. Dokumentują one prace, prowadzone przez nich w okresie objętym tym podsumowaniem. Szczególną pozycję zajmują opracowania retrospekcyjne, podsumowujące działalność naukową i dydaktyczną w

dziedzinie teorii maszyn i mechanizmów w okresie pięćdziesięciolecia Politechniki Lubelskiej, wspomniane już powyżej. Jest to artykuł [50], prezentujący wszystkie aspekty aktywności w tej dziedzinie, a także referaty [53] i [54], omawiające dorobek środowiska w zakresie metodologii optymalnego projektowania odpowiednio: płaskich i przestrzennych mechanizmów dźwigniowych. W wykazie umieszczono również kilka publikacji powstałych wcześniej, ponieważ niektóre prace tu omawiane stanowią ich kontynuację. Tematykę prowadzonych prac można umownie podzielić na następujące działy:

- 1) Analiza strukturalna, kinematyczna i kinetostatyczna oraz optymalne konstruowanie płaskich mechanizmów dźwigniowych.
- 2) Metodyka analizy dźwigniowych mechanizmów przestrzennych, w szczególności manipulatorów, oraz projektowania ich schematów dla przyjętych kryteriów.
- 3) Zagadnienia mechatroniki.
- 4) Konstruowanie i badania geometrii, kinematyki i dynamiki współpracy elementów maszyn o złożonych profilach przestrzennych.
- 5) Biomechanika ze szczególnym uwzględnieniem monitorowania i pomiarów wielkości mechanicznych istotnych dla metod terapeutycznych ortopedii.
- 6) Historia dyscyplin związanych z konstrukcją maszyn i mechanizmów.

Analiza i synteza strukturalna była przedmiotem trzech opracowań. Analiza struktury złożonego urządzenia technologicznego jako mechanizmu dźwigniowego jest tematem artykułu [52]. Natomiast zagadnienia metodyki syntezy struktur i kryteriów weryfikacji otrzymanych rozwiązań poruszają referaty [58] i [62].

Problematyka analizy kinematycznej i kinetostatycznej płaskich mechanizmów dźwigniowych jest obecna w pracach zespołu przez cały omawiany okres, przy czym prace, poświęcone wyłącznie tej tematyce, publikowane były w okresie poprzedzającym omawiane dwudziestolecie. Do tego cyklu nawiązuje referat [5], w którym zajęto się analizą sprzęgła równoległowodowego. Można tu wspomnieć również artykuł [72] o niektórych aspektach analizy dynamiki pojazdu i silnika samochodowego.

Tematyka optymalizacji i syntezy optymalnej w konstruowaniu obecna jest w badaniach w ciągu całego okresu działalności zespołu. Jako podsumowanie wcześniejszych opracowań w tej dziedzinie podano cytowane już referaty [53] i

[54]. W szczególności do wcześniejszych prac na temat konstrukcji mechanizmów wykonawczych maszyn roboczych nawiązuje artykuł [3], zawierający przegląd aktualnej wówczas literatury oraz artykuł [6] omawiający modele optymalizacyjne i kryteria konstruowania. Zajmowano się również optymalnym konstruowaniem mechanizmów w zastosowaniu do układów roboczych maszyn rolniczych. Zagadnienie syntezy kinematyki płaskiego układu dźwigniowego sprowadzono do syntezy przede wszystkim ze względu na kształt i położenie całej krzywej łącznikowej. Wyniki opublikowano w pracach [39], [47] i kolejnych: [48] i [49]. W późniejszych opracowaniach [59], [61] zajmowano się syntezą podobnych mechanizmów ze względu na minimalizację udaru.

W tej dziedzinie badań warto wyróżnić nurt prac nad metodologią konstruowania, polegający na wieloaspektowym podejściu do budowy złożonego modelu matematycznego i optymalizacyjnego układu mechanicznego, na badaniach i przekształceniach dekompozycyjnych tego modelu, a także na badaniach modeli wielokryterialnych. Zarys całego programu badawczego zawiera artykuł [10], studia nad jednym z zastosowań referowane są w pracach [11], [15], [16], a pewne uogólnienia w komunikatach [22] i [25].

Znaczącym działem w dorobku zespołu jest obszar badawczy metod analizy i syntezy przestrzennych mechanizmów dźwigniowych. Wcześniej zajmowano się m.in. metodyką analizy i syntezy dźwigniowych mechanizmów zwrotniczych. W omawianym okresie powstał cykl prac poświęcony kinematyce przestrzennych mechanizmów manipulatorów. Opierając się na wcześniejszych pracach, przedstawiających podstawowy aparat analityczny, włączano do rozważań zagadnienia syntezy dla zadanej trajektorii i publikowano rezultaty w referatach [2], [4], [7]. Kolejne artykuły [17], [18], [19] oraz [20] i [27] stanowiły kontynuację tematu i istotne rozwinięcie metodyki w kierunku syntezy manipulatorów. Do tej tematyki nawiązuje późniejszy referat [76].

Mechatronika jest nową dziedziną teorii maszyn. Jej istotą jest wysoki stopień integracji rozwiązań tradycyjnie wykorzystywanych w napędach i sterowaniu, a więc układów mechanicznych, hydraulicznych i pneumatycznych, ze sterowaniem mikroprocesorowym, elektronicznym systemem pomiarowym i oprogramowaniem informatycznym. Mieszczą się w jej zakresie wcześniejsze prace członków zespołu na temat komputerowego wspomagania badań i pomiarów układów mechanicznych [36] oraz [42] i [43]. W ostatnich latach

opublikowano kilka referatów i artykułów, poświęconych jednemu z działów mechatroniki – pneumatronice, której istotą jest wykorzystanie głównie elementów i układów pneumatycznych w urządzeniach i systemach mechatronicznych. Wyniki prac nad zastosowaniem rozwiązań pneumatycznych przede wszystkim w urządzeniach i stanowiskach badawczo-pomiarowych zespołów maszynowych przedstawiono w referatach [64] i [66] oraz w artykułach [68] i [70].

W dziale tematycznym poświęconym konstruowaniu oraz badaniom współpracy elementów maszyn o złożonych profilach przestrzennych można wyróżnić dwa główne nurty. Jednym z nich są prace teoretyczno-konstrukcyjne a następnie – badawcze nad komorami maszyn wyporowych o zmiennej objętości, utworzonymi przez zespół czterech obracających się, owalnych lub śrubowych tłoków. Pierwszą prezentację komory o zmiennej objętości zawierał referat [29], a artykuł [40] ukazywał jej specyfikę na tle innych, znanych z literatury, niekonwencjonalnych rozwiązań. W artykule [41] pokazano zastosowanie komory z owalnymi rotorami w sprężarce, a w artykule [57] dokonano przeglądu rozwiązań sprężarek z obracającymi się tłokami. Natomiast monografia [77] zawiera podsumowanie prac teoretycznych i doświadczalnych dotyczących maszyn wyporowych z czterema równoległymi współbieżnymi rotorami.

Drugi nurt w tym dziale tematycznym tworzą badania teoretyczne i doświadczalne nad niekonwencjonalnym, wklęsło-wypukłym zazębieniem o podwyższonej nośności, zwanym zazębieniem BBW. Jego twórcą był prof. Jan Buczek, zmarły w 1996 roku. Wykaz literatury zawiera przykładowe publikacje poświęcone tej tematyce.

Podstawy kształtowania zazębienia oraz związki z konstrukcją narzędzi i technologią omawiają artykuły [8] i [21] oraz monografia [9]. Geometrię i pomiarami kół walcowych o zębach prostych zajęto się w artykule [13]. Podobne zagadnienia dla kół o zębach śrubowych omawiane są w [12] i [24], a dla przekładni ślimakowej w [14]. Prace nad zazębieniem BBW po śmierci prof. J. Buczka praktycznie nie były kontynuowane.

W tym samym dziale tematycznym można umieścić artykuły [26] i [34], poświęcone wizualizacji komputerowej zagadnień przenikania geometrycznych obiektów przestrzennych.

W roku 1993 powstała w Katedrze pierwsza praca z biomechaniki [23],

poświęcona zjawisku smarowania w stawie biodrowym. Od roku 1996 dziedzina ta stała się istotnym obszarem badań. W szczególności rozwijane były metody wspomaganych komputerowo badań, pomiarów i monitorowania wielkości mechanicznych, stanowiących istotne sygnały dla terapii urazów i wad kości i stawów kończyn. Dla przykładu, kolejne etapy prac nad metodami rejestracji sił i odkształceń pojawiających się w elementach aparatu Ilizarowa podczas procesu wydłużania kości prezentują prace [30], [31], [35], [44], a analogiczne rezultaty dla metody wydłużania aparatem Orthofix przedstawiają publikacje [37], [38], [45] i [46]. Następnie opublikowano artykuł [53] i referat [56], w których zajęto się samymi układami pomiarowymi dla wcześniej opracowanych metod.

Tematyka historyczna obecna jest w publikacjach pracowników Katedry od 1995 roku. Wówczas ukazał się pierwszy z cyklu artykułów, omawiających historię nauczania dyscyplin konstrukcyjnych w Polsce – [28]; kolejne ukazały się później i były poświęcone kształceniu inżynierów mechaników w ogóle [65] i [71], a także nauczaniu graficznego zapisu konstrukcji [73] i [75].

W bibliografii umieszczono również prace, poświęcone wybitnym przedstawicielom teorii maszyn i mechanizmów oraz ich osiągnięciom. Należy tu wymienić przede wszystkim artykuł o wkładzie prof. W. Moszyńskiego w rozwój polskiej szkoły TMM [63] oraz referat na temat pierwszego podręcznika TMM jego autorstwa [60], jak również komunikat biograficzny [69]. Ponadto w tym nurcie mieści się artykuł [67] o początkach nauczania TMM w Polsce i roli prof. W. Aulicha jako pierwszego wykładowcy.

Praktyką siedemnastowiecznych metod obliczeń kół zębatych zajęto się w artykułach [51] oraz [74]. Oddzielne miejsce zajęły opracowania twórczości historyka techniki F. Kucharzewskiego. Omawiając w artykule [33] jego prace o wielkich twórcach techniki, przedstawiono osiągnięcia niektórych konstruktorów maszyn, a pisząc o dziele „Czasopiśmiennictwo”, scharakteryzowano także polską literaturę techniczną z zakresu konstrukcji maszyn do wieku XX [32].

Różnorodność tematyki wyróżnionych 6 działów działalności naukowej Katedry, jak również zróżnicowanie tematów prac w ramach poszczególnych działów świadczy o bardzo szerokim spektrum zainteresowań pracowników zajmujących się teorią mechanizmów i dyscyplin związanych. Aktualny stan prac w Katedrze i pojawiające się publikacje świadczą o tym, że w najbliższym okresie cała dyscyplina będzie rozwijana, i że aktualny będzie w dalszym ciągu

przyjęty podział tematyczny. Można jednakże przewidywać, że wyróżniony wyżej dział mechatroniki będzie rozwijany intensywniej od innych ze względu na rozpoczęcie w ostatnim okresie poważnych prac teoretycznych i stosowanych w obszarze diagnostyki maszyn.

BIBLIOGRAFIA

1. Pylak K., Bartnik R.: *Zbiór zadań z teorii mechanizmów i maszyn*. Lublin: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, 1986.
2. Knapczyk J., Kisiel J.: Analiza wpływu parametrów schematu kinematycznego manipulatora na jego możliwości realizacji zadanego ruchu śrubowego chwytaka. *Prace II Krajowej Konferencji Robotyki*, 1988, Wrocław. Prace Naukowe Instytutu Cybernetyki Technicznej Politechniki Wrocławskiej, Nr 35, 1988: 79 - 86.
3. Kardasz R., Pylak K.: Przegląd literatury na temat optymalnego projektowania układów roboczych maszyn do robót ziemnych i dźwigowych. *Prace II Konferencji Naukowo-Technicznej "Problemy rozwoju maszyn roboczych"*, 1988, Stalowa Wola. OBR Maszyn Ziemnych i Transportowych, 1988: 11-19.
4. Knapczyk J., Kisiel J.: Metoda doboru i obliczania parametrów orientacji chwytaka manipulatora. *Prace XII Ogólnopolskiej Konferencji TMM*, 1989, Bielsko-Biała. 1989: 348-357.
5. Pylak K., Kisiel J.: Kinematyka i kinetostatyka mechanizmu sprzęgła równoległowodowego podwójnego. *Prace XII Ogólnopolskiej Konferencji TMM*, 1989, Bielsko-Biała. 1989: 348-357.
6. Kardasz R., Pylak K.: O kryteriach konstruowania mechanizmów osprzętów maszyn roboczych. *Biuletyn Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, Mat.-Fiz.-Chem.* 1992, **31**(1-2): 3-8.
7. Knapczyk J., Kisiel J.: Programowanie ruchów członów manipulatorów dla trajektorii z punktem pośrednim. *Prace III Krajowej Konferencji Robotyki*, 1990, Wrocław. Prace Naukowe Instytutu Cybernetyki Technicznej Politechniki Wrocławskiej, Nr.37: 69 - 76.
8. Buczek J.: Kształtowanie bocznych zarysów zębów o podwyższonej nośności zazębienia. *Mechanik* 1990, nr 3: 81-84.
9. Buczek J.: *Konstrukcyjne i technologiczne podstawy projektowania przekładni zębatych o zazębieniu wklęsło-wypukłym*. Rozprawa habilitacyjna. Lublin: Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, 1990.
10. Kowalski J., Pylak K.: Estudios del diseño óptimo en la construcción de máquinas, en la UAZ, México. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería* 1991. **7**(4): 395-415.
11. Kowalski J., Pylak K.: Modelowanie w optymalnym konstruowaniu pompy nurnikowej. *Prace XV Sympozjonu PKM*, 1991, Rzeszów. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej Nr

- 79, *Mechanika* z. 27, cz.II – Komunikaty: 153-154.
12. Buczek J., Molenda E.: *Walcowe przekładnie zębate o zębach śrubowych – zazębienie wklęsło-wypukłe typu BBW. Cz. I – Geometria*. Lublin: Wydawnictwa Uczelniane PL, Prace Naukowe PL 225, *Mechanika* 54, 1991.
 13. Buczek J.: Zewnętrzne walcowe przekładnie o zazębieniu wklęsło-wypukłym typu BBW. Modyfikacja linii zęba na przykładzie kół zębatych o zębach prostych. *Mechanik* 1991, nr 2: 57-59.
 14. Buczek J., Kielbiński J.: *Walcowe przekładnie ślimakowe o zazębieniu wklęsło-wypukłym typu BBW*. Lublin: Wydawnictwa Uczelniane PL, Prace Naukowe PL 224, *Mechanika* 53, 1991.
 15. Kowalski J., Pylak K.: Minimum mass design of a three-throw plunger pump. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 1992. **49**(1): 35-59.
 16. Kowalski J., Pylak K.: Metoda dekompozycji w konstruowaniu pompy. *Biuletyn Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, Technika* 1992. **1**(1-2): 33-41.
 17. Kisiel J.: Metoda doboru i obliczania wartości współrzędnych trzech ortogonalnych wersorów orientacji. Część I: Uogólniony matematyczny model zadania. *Biuletyn Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, Technika* 1992. **1**(1-2): 3-7.
 18. Kisiel J.: Metoda doboru i obliczania wartości współrzędnych trzech ortogonalnych wersorów orientacji. Część II: Obliczanie wartości współrzędnych. *Biuletyn Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, Technika* 1992. **1**(1-2): 9-14.
 19. Kisiel J.: Metoda doboru i obliczania wartości współrzędnych trzech ortogonalnych wersorów orientacji Część III: Dobór wartości dla niezbędnej liczby parametrów. *Biuletyn Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, Technika* 1992. **1**(1-2): 15-20.
 20. Knapczyk J., Kisiel J.: The 6R manipulator's trajectory planning for the given end-effector path. *Archiwum Budowy maszyn* 1992. **XXXIX**(1-2): 91-101.
 21. Buczek J., Buczek W.: Walcowe przekładnie zębate o zazębieniu wklęsło-wypukłym typu BBW. Konstrukcja zarysu zęba na przykładzie zęba zębniaka. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika* 1992. **1**(1-2): 12-18.
 22. Pylak K., Krzywonos L.: Variable and criterion spaces in the optimum design methodology. Materiały konf. *I International Seminar and Workshop: Methodological Foundations of Computer-Aided and Computer-Automated Design*, 1993, Wrocław.
 23. Buczek J.: Mechanizm smarowania na podstawie stawu biodrowego. Materiały *I Konferencji – Mechanika w medycynie*, 1993, Rzeszów. Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej, 1993: 51-55.
 24. Buczek J., Molenda E.: Walcowe przekładnie zębate o zębach śrubowych. Zazębienie wklęsło-wypukłe typu BBW. Cz.I – Sumaryczny wskaźnik przyporu – geometria zębów i zazębienia. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika* 1993. **2**(1-2): 3-13.
 25. Pylak K., Krzywonos L.: Design optimization model in the variable and criterion spaces. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika* 1993. **2**(1-2): 34.
 26. Zniszczyński A.: Wizualizacja komputerowa zagadnień przenikania przy pomocy programu GW-demo. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika* vol. 3, nr 2, 1994.
 27. Kisiel J.: Poszukiwanie współrzędnych miejsca posadowienia robota przemysłowego. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika* 1995. **4**(2): 5-10.

28. Schabowska K., Pylak K.: Nauczanie przedmiotów konstrukcyjnych w pierwszej polskiej politechnice. *XVII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Referaty naukowe*. Lublin – Nałęczów 1995, s. 832-837.
29. Zniszczyński A.: Komora robocza o cyklicznie zmiennej objętości. *XVII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Referaty naukowe*. Lublin – Nałęczów 1995, s. 1037-1044.
30. Snela S., Kisiel J. i in.: Monitorowanie oporów występujących podczas wydłużania kończyn aparatem Ilizarowa. *Chir. Narz. Ruchu Ortop. Pol.* 1996. **LXI**(3a): 309-316.
31. Kisiel J. i in.: Pomiar i komputerowa rejestracja sił w prowadnicach aparatu Ilizarowa. *Materiały Naukowe IX Konferencji nt. metody Ilizarowa*, 1996.
32. Schabowska K., Pylak K.: Z dziejów polskiej myśli technicznej "Czasopiśmiennictwo" Feliksa Kucharzewskiego. *Kwartalnik Historii Nauki i Techniki*, 1996, R.41, nr 2, 69-87.
33. Schabowska K., Pylak K.: Wielcy twórcy techniki i ich wpływ na rozwój techniki i nauk technicznych w pracach Feliksa Kucharzewskiego. *Kwartalnik Historii Nauki i Techniki*, 1996, R.41, nr 3-4, 131-155.
34. Drożdżel P., Krzywonos L., Kudasiewicz Z., Zniszczyński A.: Wykorzystanie obrotu i animacji obrazu do wizualizacji wybranych zagadnień geometrii wykreślnej. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Geometria i grafika inżynierska*, z. 1, Gliwice 1996.
35. Snela S., Kisiel J. i in.: An Analysis of Strains Occuring in Ilizarov Apparatus During Lengthening of The Lower Extremities. *Proc. 16th Meeting of The European Paediatric Orthopedic Society*, 1997, Heidelberg/ Mannheim.
36. Nieoczym A., Kisiel J.: Stanowisko do badania przebiegu sił i momentów w procesie łączenia elementów gwintowych. *Kwartalnik Naukowo-Techniczny „Technologia i Automatyizacja Montażu”* 1997, nr 2.
37. Snela S., Kisiel J. i in.: Monitoring the Forces in the Ilizarow and Orthofix Apparatus During Limb Lengthening by Way of Distractive Osteogenesis. *Proc. First A.S.A.M.I. International Meeting*, 1998, New Orleans, Louisiana (USA).
38. Snela S., Kisiel J. i in.: Monitoring the Distractive-Compressive Forces in the Orthofix Apparatus During Femur Lengthening by Way of Distractive Osteogenesis. *Proc. 17th Meeting of the European Paediatric Orthopedic Society*, 1998, Madrid (Spain): 163.
39. Kisiel J., Pylak K.: Zagadnienia optymalizacji w konstrukcji wybranych mechanizmów maszyn rolniczych. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika* 1998. 7: 66-75.
40. Zniszczyński A.: Komory robocze maszyn wporowych. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika*, vol. 7, 1998.
41. Zniszczyński A.: Sprężarka z komorą o tłokach owalnych. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika*, vol. 8, 1999.
42. Kisiel J., Wituszyński K.: Komputerowe tory pomiarowe w badaniach systemów mechanicznych. *Mat. konf. III Szkoła komputerowego wspomagania projektowania, wytwarzania i eksploatacji*, 1999, Szczyrk. Warszawa: Wojskowa Akademia Techniczna, 1999: 613-621.
43. Wituszyński K., Kisiel J.: Przykłady torów pomiarowych współpracujących z komputerami w badaniach i dydaktyce. *Mat. konf. III Szkoła komputerowego wspomagania projektowania, wytwarzania i eksploatacji*, 1999, Szczyrk. Warszawa: Wojskowa Akademia Techniczna, 1999: 607-612.

44. Kisiel J., Pylak K., Snela S.: Metoda pomiaru sił wydłużania kończyn aparatem Ilizarowa. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika* 2000. **9**: 38-45.
45. Snela S., Kisiel J. i in.: Badania sił występujących w układzie aparat Ilizarowa – kończyna i aparat Orthofix – kończyna podczas wydłużania kości metodą osteogenezy dystrykcyjnej. *Chirurgia Narządów Ruchu i Ortopedia Polska* 2000. **65**(2): 155-166.
46. Kisiel J., Pylak K., Snela S.: Metoda pomiaru siły działającej na wszczepy podczas wydłużania kończyn aparatem orthofix. Mat. konf. *Mechanika w Medycynie* 5, 2000, Rzeszów: 129-134.
47. Kisiel J., Pylak K.: Synteza optymalna w niektórych zastosowaniach mechanizmów dźwigniowych. W: A. Świć (ed.): *Technologiczne systemy informacyjne w inżynierii produkcji i kształceniu technicznym*. Lublin: Lubelskie Towarzystwo Naukowe, 2001: 303-312.
48. Kisiel J., Pylak K.: Konstruowanie optymalne mechanizmu czworoboku przegubowego. Cz. I – Sformułowanie zagadnienia. *Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej* Nr 85, Seria: Konferencje Nr 25. Wrocław 2002: 225-230.
49. Kisiel J., Pylak K.: Konstruowanie optymalne mechanizmu czworoboku przegubowego. Cz. II – Synteza i zastosowania. *Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej* Nr 85, Seria: Konferencje Nr 25. Wrocław 2002: 231-238.
50. Pylak K., Kisiel J., Schabowska K.: Teoria maszyn i mechanizmów w pięćdziesięcioleciu Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej. *Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika*. LTN. Vol.11, Lublin 2002, s. 135-148.
51. Schabowska K., Pylak K.: Przyczynek do metodyki obliczania kół zębatach w polskim piśmiennictwie technicznym XVII wieku. W: A.Świć (red.): *Zagadnienia dydaktyczne w środowisku systemów technologicznych*. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2003, s. 55-61.
52. Kisiel J., Pylak K.: O strukturze układów mechanicznych zapewniających pozycjonowanie przesuwanych elementów urządzeń technologicznych. W: A. Świć (red.): *Systemy informacyjne i informatyczne w inżynierii produkcji*. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2003, s. 80-86.
53. Kisiel J., Pylak K.: Projektowanie systemów pomiarowych dla wybranych badań biomechanicznych. W: A.Świć (red.): *Projektowanie procesów i systemów technologicznych*. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2003, s. 68-75.
54. Kisiel J., Pylak K., Świć A.: Optymalna synteza wymiarowa płaskich mechanizmów dźwigniowych – przegląd prac prowadzonych w Politechnice Lubelskiej. W: *Sbornik трудов X международной научно-технической конференции „Maszynostrojenije i technosfera XXI wieku”*, tom 4. DonNTU, Donetsk 2003, s. 109-113.
55. Kisiel J., Pylak K., Świć A.: Przegląd prac środowiska lubelskiego w dziedzinie optymalnego projektowania mechanizmów przestrzennych. W: *Sbornik трудов X международной научно-технической конференции „Maszynostrojenije i technosfera XXI wieku”*, tom 4. DonNTU, Donetsk 2003, s. 113-117.
56. Kisiel J., Pylak K., Świć A.: Wybrane układy pomiarowe stosowane w badaniach ortopedycznych. W: *Sbornik трудов X международной научно-технической конференции „Maszynostrojenije i technosfera XXI wieku”*, tom 4. DonNTU, Donetsk 2003, s. 117-122.

57. Zniszczyński A.: Sprężarki wyporowe z wirującymi tłokami. *Teka Komisji Budowy i Eksploatacji Maszyn, Elektrotechniki, Budownictwa PAN*. Tom 1. Lublin 2003, s. 49-53.
58. Jonak J., Kisiel J., Pylak K., Świć A.: Kryteria poprawności schematów mechanizmów w syntezie strukturalnej. W: *Sbornik trudow XI mieždunarodnoj nauczno-techničeskoj konferenciji „Maszynostrojenije i technosfera XXI wieka”*, tom 4. DonNTU, Donetsk 2004, s. 109-113.
59. Jonak J., Kisiel J., Pylak K., Świć A.: Kryterium minimalizacji udaru w optymalnym projektowaniu mechanizmów nagarniaczy. W: *Sbornik trudow XI mieždunarodnoj nauczno-techničeskoj konferenciji „Maszynostrojenije i technosfera XXI wieka”*, tom 4. DonNTU, Donetsk 2004, s. 113-117.
60. Kisiel J., Pylak K., Schabowska K.: Pierwszy polski podręcznik teorii maszyn i mechanizmów. W: J.Wojnarowski, T.Uhl (red.): *Teoria Maszyn i Mechanizmów, Tom I*, AGH Kraków 2004, s. 29-40.
61. Jonak J., Kisiel J., Pylak K.: Synteza mechanizmu nagarniacza z aktywną eliminacją udaru. W: J.Wojnarowski, T.Uhl (red.): *Teoria Maszyn i Mechanizmów, Tom I*, AGH Kraków 2004, s. 211-216.
62. Jonak J., Kisiel J., Pylak K.: Uwagi o weryfikacji wyników syntezy struktur układów mechanicznych. W: J.Wojnarowski, T.Uhl (red.): *Teoria Maszyn i Mechanizmów, Tom I*, AGH Kraków 2004, s. 217-222.
63. Kisiel J., Pylak K., Schabowska K.: Rola Wacława Moszyńskiego w rozwoju polskiej szkoły teorii maszyn i mechanizmów. *Kwartalnik Historii Nauki i Techniki* R. 50:2005, nr 1, s.117-137.
64. Jonak J., Kisiel J., Pylak K.: Rozwój zastosowań pneumatroniki. W: *Sbornik trudow XII mieždunarodnoj nauczno-techničeskoj konferenciji „Maszynostrojenije i technosfera XXI wieka”*, tom 5. DonNTU, Donetsk 2005, s. 101-105.
65. Pylak K.: Tradycje dyskusji o kształceniu inżynierów mechaników w Polsce. *XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, tom 1*, s. 205-216. Gdynia – Jurata 2005.
66. Jonak J., Kisiel J., Pylak K.: Wykorzystanie rozwiązań pneumatronicznych w projektowaniu stanowisk do badań charakterystyk sprzęgieł i wałów. *XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, tom 3*, s. 121-128. Gdynia – Jurata 2005.
67. Pylak K.: Lwowskie początki teorii mechanizmów w Polsce – Witold Aulich. W: J.Wojnarowski, M.Galicki (red.): *Teoria Maszyn i Mechanizmów, Tom I*, UZ Zielona Góra 2006, s. 27-36.
68. Jonak J., Kisiel J., Pylak K.: Pneumatroniczne stanowisko badawcze do pomiarów wielkości mechanicznych. W: J.Wojnarowski, M.Galicki (red.): *Teoria Maszyn i Mechanizmów, Tom II*, UZ Zielona Góra 2006, s. 59-64.
69. Pylak K.: Wacław Moszyński – autor pierwszego podręcznika teorii maszyn i mechanizmów. W: J. Wojnarowski (red.): *Pędziesięciolecie Polskiego Komitetu Teorii Maszyn i Mechanizmów 1956-2006*. PKTMM przy KBM PAN, Warszawa – Gliwice 2006, s. 182-184.
70. Jonak J., Kisiel J., Pylak K.: Pneumatronika w projektowaniu urządzeń do badań i kontroli zespołów maszynowych. *Przegląd Mechaniczny*, R. LXV, zeszyt 12S/2006, s.79-82.
71. Pylak K.: Współczesne odniesienia i aktualność przedwojennego modelu kształcenia inżynierów. *Przegląd Mechaniczny*, R. LXV, zeszyt 12S/2006, s.127-130.

72. Drożdż P., Pylak K.: The canonical analysis of the chosen work parameters of the vehicle and its engine. *Horizonty Dopravy*, Žilina, R. XIV, nr 5/2006, s. 7-8.
73. Pylak K., Schabowska K.: Nauczanie grafiki inżynierskiej w politechnikach Polski międzywojennej. *Przegląd Mechaniczny*, R. LXVI, Nr 5S/2007, s. 135-138.
74. Schabowska K., Kisiel J., Pylak K.: O możliwości doboru kół zębatych w przekładniach według siedemnastowiecznych tabel. *XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn*, Rzeszów – Przemysł 2007, Tom II, s. 389-396.
75. Pylak K., Schabowska K.: Koncepcja nauczania zapisu konstrukcji w Politechnice Lwowskiej w okresie międzywojennym. *XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn*, Rzeszów – Przemysł 2007, Tom III, s. 316-325.
76. Nieoczym A.: Determining the movement trajectory of the industrial robot arm. *TRANSCOM 2007, 7th European Conference of Young Research and Scientific Workers*. University of Žilina, Žilina 2007, 197-204.
77. Zniszczyński A.: Studium teoretyczno – doświadczalne maszyn waporowych z zespołem czterech równoległych współbieżnych rotorów. *Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Lubelskiej*, Lublin 2007.

2. NOWE KONSTRUKCJE MASZYN WYPOROWYCH Z CZTEREMA RÓWNOLEGLYMI WSPÓLBIEŻNYMI ROTORAMI

2.1 Wprowadzenie

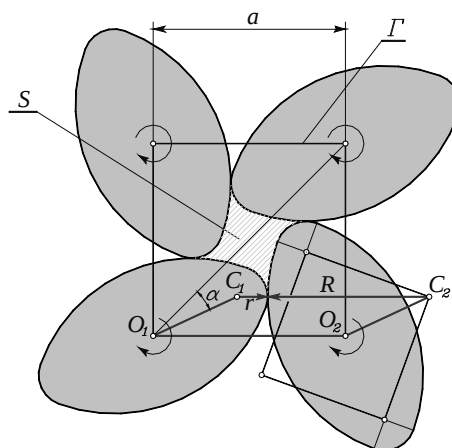
Analiza znanych i stosowanych w przemyśle licznych, różnorodnych rozwiązań konstrukcyjnych maszyn wyporowych [1], wykazała brak rozwiązań w których komora robocza maszyny tworzona byłaby między obracającymi się elementami wyporowymi. Prace koncepcyjne nad takimi rozwiązaniami, doprowadziły autora do odkrycia pewnych zależności geometrycznych w zespołach figur owalnych [2]. Na podstawie tych spostrzeżeń autor opracował oryginalne koncepcje dwóch nowych maszyn wyporowych ze współbieżnymi rotorami, przeznaczonych do zastosowania w budowie sprężarek, pomp i silników [3-9]. Ponieważ wstępna analiza nowych rozwiązań konstrukcyjnych rokowała szereg ich zalet, takich jak: duża wydajność, prosty napęd, beztarciowa praca elementów wyporowych, łatwość wyważenia, z tego też powodu stały się one obiektem dalszych dociekań i badań autora. Ich efektem było skonstruowanie i przebadanie laboratoryjne prototypów obu maszyn w wersji sprężarkowej.

2.2 Istota konstrukcji maszyn z czterema równoległymi współbieżnymi rotorami

W maszynach z czterema równoległymi współbieżnymi rotorami, obracające się w tym samym kierunku, z taką samą prędkością kątową rotory, powodują zmiany objętości przestrzeni zamykanej między nimi. Istota konstrukcji maszyn tego typu uwidacznia się w ich przekroju poprzecznym prostopadłym do osi rotorów. W przekroju takim, zarysy teoretyczne bocznych

powierzchni rotorów stanowią zespół czterech parami stycznych owali, tworzących pomiędzy sobą zamknięte pole S (rys. 1). Owale te składają się z czterech łuków kołowych o dwóch różnych promieniach: dużym R i małym r . Łuki mają jednakowe kąty środkowe równe 90° i połączone są ze sobą stycznie i naprzemiennie. Środki owali wyznaczają wierzchołki kwadratu Γ o boku a .

Podczas pracy maszyny owale obracają się dookoła swoich środków w tym samym kierunku z tą samą prędkością kątową stykając się wzajemnie na przemian łukami dużymi i małymi. Utrzymanie styczności pomiędzy sąsiednimi owalami wymaga, aby suma promieni stykających się łuków była równa odległości środków owali: $r + R = a$. W ten sposób punkty stanowiące środki stykających się łuków C_1 , C_2 i środki ich obrotu O_1 , O_2 tworzą czworobok przegubowy równoległoboczny, pozwalający zachować styczność łuków w trakcie obrotu owali.



Rys.1. Schemat istoty konstrukcji maszyny z czterema współbieżnymi rotorami

Obroty owali powodują cykliczne zmiany pola powierzchni S zamkniętego między nimi. Na jeden pełny obrót owali przypadają dwa cykle takich zmian.

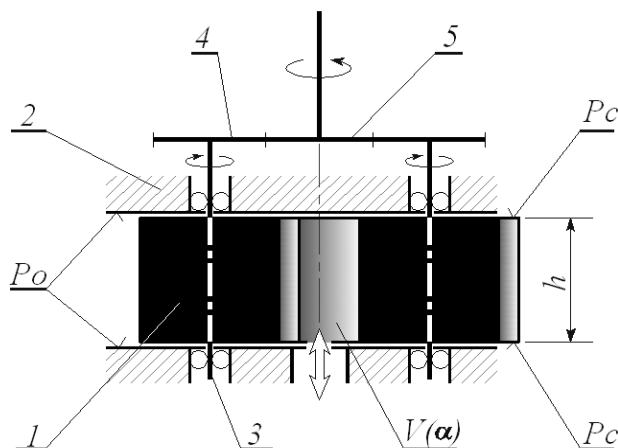
Rzeczywisty kształt zarysu rotorów w przekroju poprzecznym, nieco odbiega od zarysu teoretycznego, uwzględnia on bowiem podcięcia powierzchni bocznej rotora tworzące luz konstrukcyjny.

2.3 Dwa typy maszyn wyporowych oparte na zespole czterech stycznych owali

Na bazie zespołu czterech stycznych owali opracowano dwie odmienne konstrukcje maszyn wyporowych: maszynę z rotorami walcowymi oraz maszynę z rotorami śrubowymi. W obu rozwiązaniach, w każdym przekroju poprzecznym przechodzącym przez rotory tych maszyn uzyskuje się zespół czterech figur owalnych.

2.3.1 Maszyna z rotorami walcowymi

W maszynie z rotorami walcowymi (rys. 2), elementy wyporowe 1(rotory) mają kształt walców owalnych prostych, o jednakowych wysokościach h . Umieszczone są one pomiędzy dwiema równoległymi płaskimi powierzchniami P_o obudowy 2 tak, że przylegają do nich swoimi powierzchniami czołowymi P_c . Wałki rotorów 3 wyprowadzone są na zewnątrz obudowy 2 gdzie na ich czopach osadzone są jednakowe koła zębate 4, współpracujące z jednym zbiorczym, centralnym kołem zębatym 5. Dzięki takiemu sprzężeniu wszystkie rotory obracają się z taką samą prędkością kątową w tę samą stronę.



Rys. 2. Schemat maszyny z rotorami walcowymi w przekroju osiowym:
1 – rotor owalny walcowy, 2 – płyta obudowy, 3 – wałek rotora,
4 – koło zębate na wałku rotora, 5 – centralne koło zębate

Powiązanie kinematyczne rotorów poprzez przekładnię zewnętrzną przy jednoczesnym łożyskowaniu ich wałków w ściankach obudowy i przy zapewnieniu odpowiednich luzów konstrukcyjnych, umożliwia bezstykowe

przemieszczanie względne powierzchni obracających się rotorów, a więc i ich beztarciovą współpracę.

Centralnie pomiędzy obracającymi się rotorami tworzona jest zamknięta przestrzeń, stanowiąca komorę roboczą maszyny. Komorę tą zamykają powierzchnie boczne rotorów 1 i przylegające do tych rotorów płaskie powierzchnie Po obudowy 2.

Minimalna objętość przestrzeni zamykanej przez rotory opisana jest wzorem

$$V_0 = (4 - \pi) \cdot r^2 \cdot h, \quad (1)$$

gdzie: h – wysokość rotora.

Pojemność skokową maszyny (objętość jednego cyklu) określa zależność

$$V_t = (4 - \pi) \cdot (R^2 - r^2) \cdot h = (4 - \pi) \cdot a \cdot (a - 2r) \cdot h. \quad (2)$$

Zmiany objętości przestrzeni zamykanej przez rotory, w jednym takcie pracy maszyny, w funkcji kąta obrotu rotora opisuje wzór,

$$V(\alpha) = \frac{2}{(4 - \pi)} \cdot (\sin \alpha - \cos \alpha - \alpha + 1) \cdot V_t + V_0, \quad (3)$$

gdzie $\alpha \in (0; \frac{\pi}{2})$.

Wzór ten można aproksymować zależnością

$$V(\alpha) = 0,5 \cdot (1 - \cos 2\alpha) \cdot V_t + V_0, \quad (4)$$

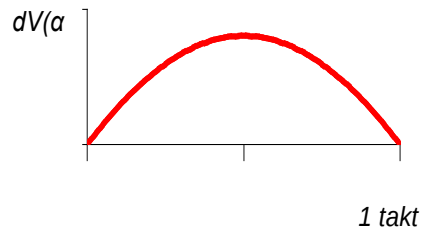
przy czym błąd bezwzględny tej aproksymacji nie przekracza $0,003 \cdot V_t$.

Istotny dla maszyn waporowych charakter zmian przyrostu objętości w funkcji kąta obrotu (zmian wydatku objętościowego) opisuje zależność

$$\frac{dV(\alpha)}{d\alpha} = \frac{2}{(4 - \pi)} \cdot (\sqrt{2} \sin(\alpha + \frac{\pi}{4}) - 1) \cdot V_t, \quad (5)$$

gdzie $\alpha \in (0; \frac{\pi}{2})$.

Charakter zmian przyrostu objętości komory przedstawia rys.3.



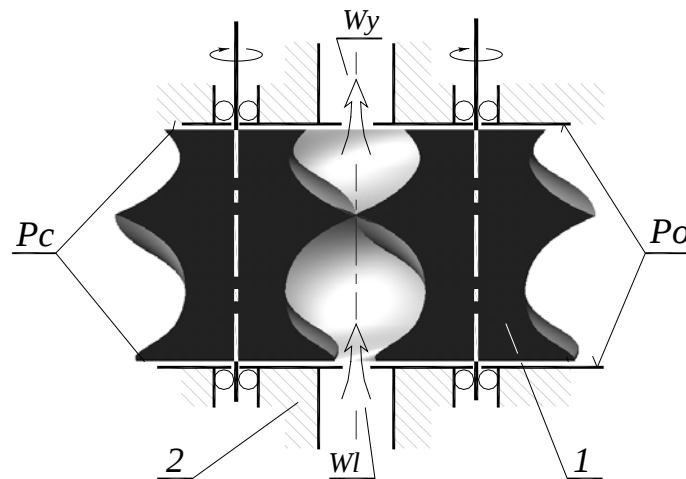
Rys. 3. Zmiany przyrostu objętości komory (wydatku objętościowego) w maszynie z rotorami walcowymi

Na jeden obrót rotora wypadają dwa pełne cykle pracy maszyny.

Rozrząd w maszynie z rotorami walcowymi można realizować poprzez kanały, których ujścia umieszczone są w środku płaskich powierzchni płyt obudowy i zakończone zaworami lub poprzez kanały odpowiednio uformowane w bryłach rotorów. Sposób rozwiązania rozrządu pokazano na przykładzie sprężarki (rys.8).

2.3.2 Maszyna z rotorami śrubowymi

W maszynie z rotorami śrubowymi cztery jednakowe równoległe współbieżne rotory 1(rys.4) mają kształt śrub zakończonych z jednej lub obu stron płaskimi powierzchniami czołowymi P_c .

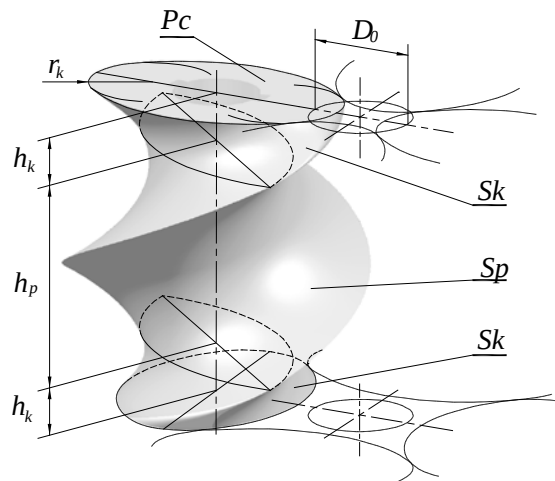


Rys. 4. Schemat maszyny z rotorami śrubowymi w przekroju osiowym 1- rotor, 2- obudowa, P_c - powierzchnie czołowe rotora, P_o - płaskie powierzchnie obudowy

Powierzchniami tymi rotory przylegają (z zachowaniem luzu konstruk-

cyjnego) do jednej lub dwu płaskich powierzchni Po obudowy 2 z centralnie wykonanymi otworami Wl , Wy , stanowiącymi kanały przepływowe (wlotowy i wylotowy) dla czynnika roboczego.

W bryle każdego rotora można wyróżnić segment wporowy Sp i jeden lub dwa segmenty domykające Sk z płaskimi powierzchniami czołowymi Pc (rys.5). Wszystkie segmenty połączone są ze sobą współosiowo, a ich śrubowe powierzchnie boczne w płaszczyznach łączenia segmentów są styczne. W segmencie wporowym Sp przekrój poprzeczny powierzchni bocznej rotora nie zmienia się wzdłuż jego osi, a promienie małych łuków w owalu takiego przekroju są bardzo małe, zbliżone do zera. Wysokość tego segmentu h_p mierzona wzdłuż jego osi jest nieco większa od połowy skoku linii śrubowej H jego powierzchni bocznej ($h_p > H/2$). Do segmentu wporowego rotora, od tej strony którą to rotor przylega do płaskiej powierzchni obudowy, dołączany jest segment domykający Sk zakończony płaską owalną powierzchnią czołową Pc . W segmencie domykającym promienie małych łuków owalnego poprzecznego przekroju rotora zmieniają się wzdłuż jego osi i rosną w miarę zbliżania się do powierzchni czołowej rotora Pc . Na powierzchni tej osiągają wartość r_k większą od promienia otworu przepływowego (Wl , Wy) wykonanego w przylegającej powierzchni obudowy.



Rys. 5. Rotor śrubowy: Sp – segment wporowy o wysokości h_p , Sk – segment domykający o wysokości h_k , Pc – płaska owalna powierzchnia czołowa rotora z promieniem małego łuku równym r_k , D_0 – średnica otworu w płaskiej powierzchni obudowy

Rolą segmentów domykających jest utrzymanie stałego rozdzielania przestrzeni roboczej od przestrzeni zewnętrznej otaczającej zespół rotorów. Natomiast główne zadanie, jakim jest wypieranie czynnika roboczego, realizowane jest przez segmenty wyporowe rotorów. Zamykają one przestrzeń między sobą, a jednocześnie dzielą ją poprzecznymi przegrodami, tworzonymi przez zbiegające się w osi maszyny zwoje ich płatów. Wraz z obrotami rotorów przegrody te przemieszczają się wzdłuż osi maszyny, przepychając przed sobą czynnik roboczy w kierunku otworu wylotowego.

Podobnie jak w maszynie z rotorami owalnymi wałki czterech rotorów śrubowych łożyskowane są w obudowie i spięte zewnętrzną przekładnią. Rozwiązanie takie przy odpowiednich luzach konstrukcyjnych zapewnia beztarciową współpracę rotorów.

Maszyna z rotorami śrubowymi realizuje dwa cykle pracy na jeden obrót rotora. Objętość teoretyczna jednostkowa (jednego cyklu) opisana jest wzorem

$$V_t = a^2 \cdot H \cdot \frac{(4 - \pi)}{4}. \quad (6)$$

Zmiany wydatku objętościowego maszyny w funkcji kąta obrotu rotorów wynikają ze zmian objętości tej części przestrzeni roboczej zawartej pomiędzy rotorami, która otwarta jest w stronę kanału wylotowego. Objętość tej przestrzeni składa się z objętości przestrzeni zawartej pomiędzy segmentami wyporowymi rotorów V_p i objętości przestrzeni zawartej pomiędzy segmentami domykającymi V_k ,

$$V(\alpha) = V_p(\alpha) + V_k(\alpha). \quad (7)$$

Zmiany objętości przestrzeni zawartej pomiędzy segmentami wyporowymi rotorów, opisuje zależność

$$V_p(\alpha) = A \cdot (\sin 2\alpha + 2\pi - 2\alpha), \quad (8)$$

$$\text{gdzie } A = \frac{4 - \pi}{8 \cdot \pi} \cdot a^2 \cdot H.$$

Zmiany objętości przestrzeni zawartej pomiędzy segmentami domykającymi rotorów wyraża wzór

$$V_k(\alpha) = B \cdot \sin(2\alpha + C) + D, \quad (9)$$

gdzie B, C, D – współczynniki zależne od: a, H, h_k, r_k .

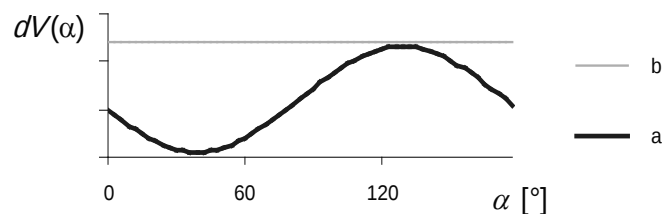
Wychodząc z zależności (7), (8) i (9) można wykazać, że w rozpatrywanym

przypadku przyrost objętości przestrzeni wyporowej, w funkcji kąta obrotu rotorów, ma charakter funkcji sinusoidalnej o okresie π (rys.6),

$$\frac{dV(\alpha)}{d\alpha} = E \cdot \sin(2\alpha + F) - 2 \cdot A, \quad (10)$$

gdzie A, E, F – współczynniki zależne od: a, H, h_k, r_k .

Ponieważ zmiany przyrostu objętości przestrzeni wyporowej odpowiadają zmianom wydatku objętościowego, połączenie równoległe dwóch zespołów rotorów śrubowych pracujących z przesunięciem w fazie o 90° w jednej maszynie, daje stały wydatek objętościowy tej maszyny (rys. 6).



Rys 6. Zmiany wydatku objętościowego maszyny: a) z jednym zespołem rotorów, b) z dwoma zespołami pracującymi z przesunięciem w fazie o 90°

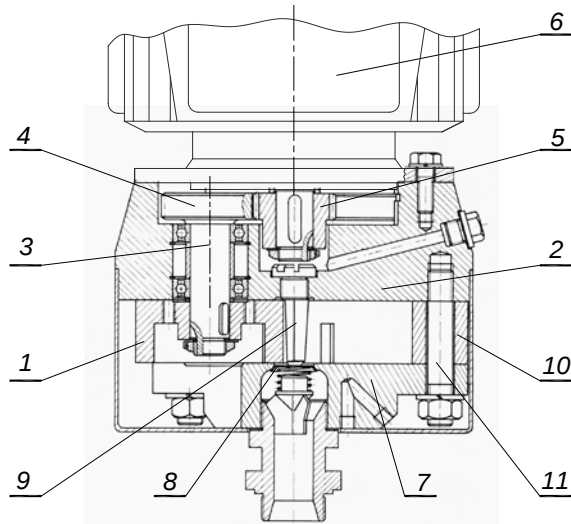
W maszynie pracującej przy stałym ciśnieniu, moment obrotowy na wale ma ten sam charakter zmian co przyrost objętości. Można więc wnioskować, że w maszynie z dwoma zespołami rotorów, pracujących z przesunięciem w fazie o 90° , uzyska się stały moment obrotowy. Powyższe cechy nabierają szczególnego znaczenia w zastosowaniu maszyn z zespołami rotorów śrubowych w budowie pomp czy też silników hydraulicznych.

2.4 Badania eksperymentalne prototypów nowych maszyn w wersji sprężarkowej

W celu weryfikacji poprawności konstrukcji nowych maszyn i jej optymalizacji oraz sprawdzenia możliwości technologicznych wykonywania elementów tych maszyn, postanowiono zrealizować prototypy nowych maszyn w wersji sprężarkowej i poddać je badaniom doświadczalnym. We własnym zakresie opracowano dokumentację techniczną, a następnie w oparciu o nią wykonano prototypy dwóch sprężarek.

2.4.1 Sprężarka z rotorami walcowymi

Korpus 2 (rys. 7) prototypowej sprężarki z rotorami walcowymi zaprojektowano w postaci monolitycznej bryły wycinanej z walca metalu.

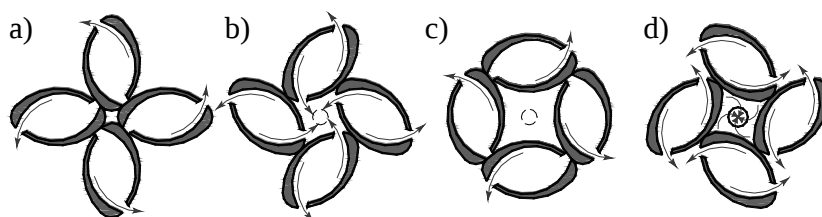


Rys. 7. Sprężarka z walcowymi rotorami owalnymi w przekroju: 1 – rotor, 2 – korpus sprężarki, 3 – wałek rotora, 4 – koło zębate na wałku rotora, 5 – centralne koło zębate, 6 – silnik elektryczny, 7 – krzyżak, 8 – płytka zaworu, 9 – wkładka, 10 – tuleja dystansowa, 11 – śruba skręcająca

Rozwiązanie takie wprawdzie znacznie zwiększyło ciężar sprężarki, ale też ułatwiło jej wykonanie i montaż, a ponadto poprzez zastosowanie łożyskowania wałków 3 po jednej stronie rotorów 1, umożliwiło łatwy dostęp do rotorów i komory sprężania (w badaniach miało to dość istotne znaczenie).

W czterech równoległych otworach korpusu 2 osadzono wałki 3 rotorów, łożyskując je w łożyskach kulkowych zwykłych. Wałki z jednej strony zakończono kołami zębatymi 4 o uzębieniu prostym, z drugiej na ich czopach końcowych osadzono owalne walcowe rotory 1. Powierzchnie boczne rotorów wykonano w ten sposób, aby luz pomiędzy rotorami przyjął wartości z przedziału $0,04 \div 0,06$ mm. Rotory swoimi powierzchniami czołowymi przylegały do płaskich powierzchni korpusu 2 i krzyżaka 7. Odległość płaskiej powierzchni krzyżaka od płaskiej powierzchni korpusu ustalono przy pomocy czterech tulei dystansowych 10 o szerokości nieco większej od szerokości rotorów (o $0,02 \div 0,05$ mm – tworząc w ten sposób luz pomiędzy rotorami a obudową). Krzyżak przykręcono do korpusu za pomocą czterech śrub 11.

Rozrząd w prototypowej sprężarce rozwiązano w ten sposób, że kanały dolotowe służące do napełniania przestrzeni roboczej wykonano w rotorach. Ich ujęcia, w postaci prostokątnych otworów w walcowej powierzchni bocznej rotorów, usytuowano w okolicach zmiany promienia krzywizny tej powierzchni (przejścia promienia małego r w promień duży R). W odpowiednim momencie łączą one przestrzeń roboczą sprężarki z przestrzenią zewnętrzną, umożliwiając zasysanie powietrza (rys. 8).



Rys. 8. Schemat realizacji rozrządu w sprężarce: a), c) – stany przejściowe, b) – napełnianie, d) – wypieranie

Opróżnianie komory sprężania zaplanowano poprzez zawór zwrotny płytkowy 8 (rys. 7), umieszczony centralnie w krzyżaku 7. Zaletą takiego rozwiązania jest utworzenie dużego łącznego przekroju kanałów dolotowych, ale także wspomaganie napełniania komory sprężarki poprzez działanie sił odśrodkowych w wirujących rotorach, poprawiające stopień jej napełnienia.

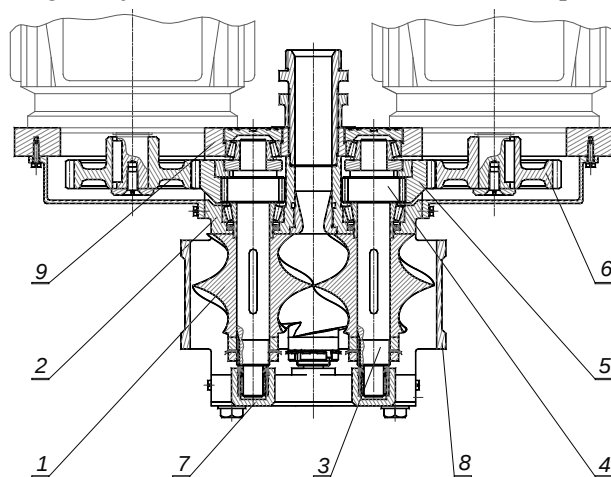
W celu zmniejszenia przestrzeni szkodliwej na środku płaskiej powierzchni korpusu 2, zainstalowano element wypełniający 9 w kształcie ostrosłupa ściętego.



Rys. 9. Sprężarka z rotorami walcowymi podczas montażu (bez krzyżaka z blokiem zaworowym) – widoczne rotory z kanałami rozrządu

2.4.2 Sprężarka z rotorami śrubowymi

W przypadku sprężarki z rotorami śrubowymi (rys.10) jej konstrukcję również zaprojektowano w ten sposób, aby umożliwiała łatwy dostęp do rotorów bez konieczności ingerencji w ustawienia wałków i demontażu przekładni.



Rys. 10. Sprężarka z rotorami śrubowymi w przekroju: 1 – rotor, 2 – korpus przekładni, 3 – wałek rotora, 4 – koło zębate na wałku rotora, 5 – pierścień zębaty, 6 – koło zębate na wale silnika, 7 – płyta przednia, 8 – osłona rotorów, 9 – płyta tylnia

W tym celu podstawowe łożyskowanie wałków wykonano na łożyskach osadzonych w gniazdach wytoczonych w korpusie 2 i płycie 9, elementach tworzących ścianki przekładni głównej. Rotory śrubowe 1 mocowano na czopach wałków 3 wyprowadzonych na zewnątrz korpusu.. Dla lepszego zrównoważenia sił działających na rotory, powodujących powstanie momentu gnącego w wałkach, ich czopy końcowe dodatkowo podparto, łożyskując je w płycie przedniej 7. Sprężarkę wyposażono w cztery rotory śrubowe 1 z jednostronnym segmentem domykającym. Powierzchnię boczną rotorów wykonano tak, aby luz pomiędzy rotorami przyjmował wartości z przedziału $0,04 \div 0,07$ mm. Rotory osadzono na wałkach zachowując odległość $0,02 \div 0,05$ mm od zewnętrznej płaskiej powierzchni korpusu 2 przekładni. W powierzchni tej centralnie wykonano kanał wylotowy.

W prototypowej sprężarce przestrzeń zewnętrzną otaczającą rotory pozostawiono otwartą. Rotory osłaniała jedynie walcowa osłona 8. Ukierunkowywała ona przepływ powietrza chłodzącego rotory i korpus przekładni oraz przytrzymywała płytę przednią 7. W korpusie przekładni,

osłonie i płycie przedniej wykonano system kanalików olejowych. Olej przepływający tymi kanalikami równomiernie rozprowadzał ciepło, smarował łożyska i koła zębate. Do wymuszenia przepływu oleju zastosowano zewnętrzny zasilacz hydrauliczny.



Rys. 11. Sprężarka z rotorami śrubowymi w trakcie montażu (odjęta płyta przednia i osłona boczna)

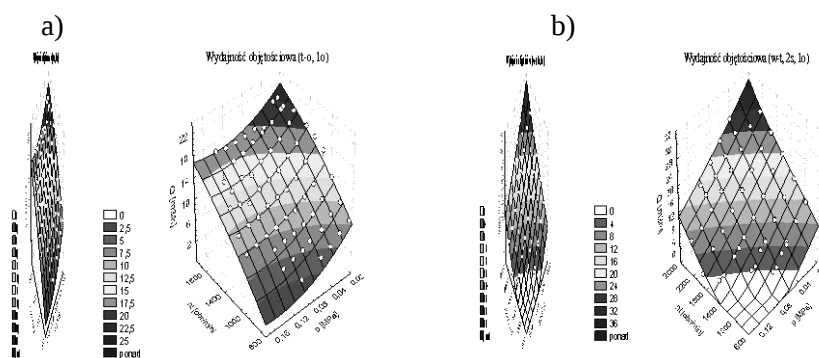
2.4.3 Pomiary i rejestracja wyników

Badania obu prototypowych sprężarek przeprowadzono w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej. W badaniach założono wyznaczenie charakterystyk sprężarek i ocenę poprawności ich konstrukcji. Sprężarki zamocowano na wspólnym stanowisku badawczym wyposażonym w tory pomiarowe: ciśnienia p , wydajności objętościowej Q , mocy czynnej P , obrotu rotorów nt i pomiaru temperatur t .

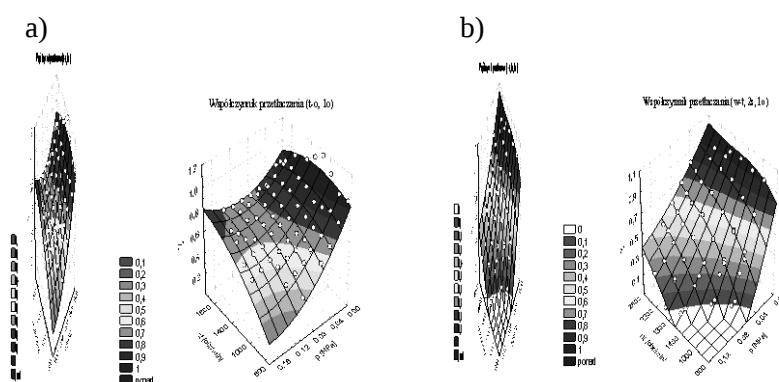
Pomiary przeprowadzono przy ustalonych parametrach pracy sprężarek, dla wybranych wartości ciśnień sprężania i prędkości obrotowych rotorów. Zakresy pomiarowe tych wielkości ustalono na podstawie wstępnie przeprowadzonych badań rozpoznawczych. Górną granicę prędkości obrotowej rotorów w przypadku sprężarki z rotorami owalnymi ustalono na około 1300 [obr/min] i wynikała ona z zaobserwowania osiągnięcia przez tą sprężarkę maksimum wydajności objętościowej. Po przekroczeniu tej prędkości wydajność objętościowa sprężarki malała. W przypadku sprężarki z rotorami śrubowymi górną granicę ustalono na około 2550 obr/min, a wynikała ona z przekroczenia zakresu pomiarowego rotametu, który zastosowano w stanowisku badawczym.

Górną granicę ciśnień stosowanych w badaniach sprężarek ustalono na 0,12 MPa, w obawie przed przegrzaniem i zniszczeniem prototypów. Dalsze zwiększanie ciśnienia było możliwe, ale wymagało powolnych zmian parametrów pracy sprężarek, tak aby następowało równomierne ich nagrzewanie. Największe ciśnienia jakie stosowano dla sprężarki z rotorami walcowymi to 0,16 MPa. W przypadku sprężarki z rotorami śrubowymi w krótko trwałych pomiarach osiągnięto ciśnienie sprężania $p = 0,195$ MPa.

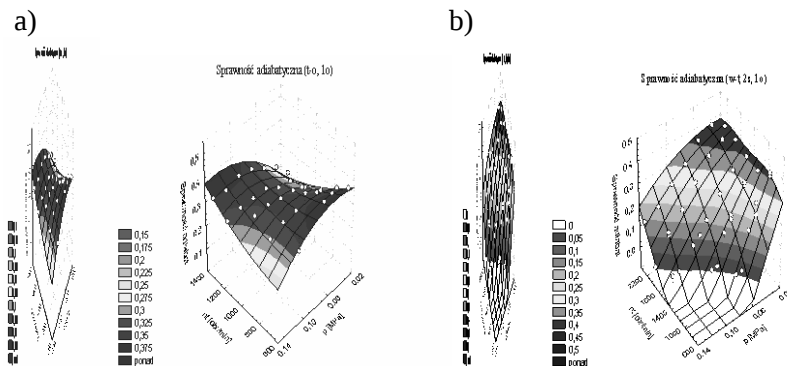
Przykłady charakterystyk otrzymanych na podstawie przeprowadzonych badań przedstawiają rysunki 12 - 15.



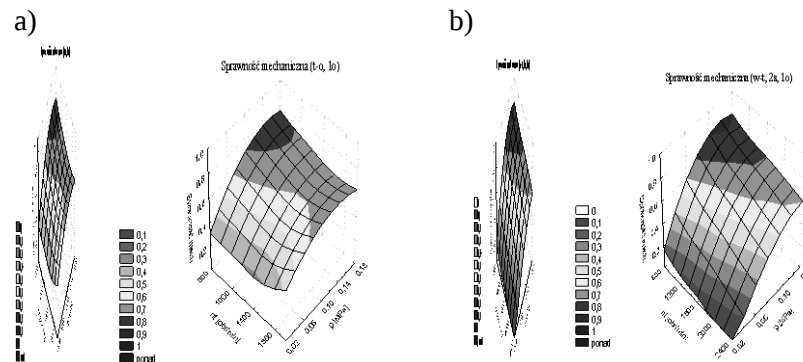
Rys. 12. Wydajność objętościowa w funkcji prędkości obrotowej rotora i ciśnienia sprężania – $Q(nt,p)$: a) sprężarka z rotorami owalnymi, b) sprężarka z rotorami śrubowymi



Rys. 13. Współczynnik przetłaczania w funkcji prędkości obrotowej rotora i ciśnienia sprężania – $\lambda(nt,p)$: a) sprężarka z rotorami owalnymi, b) sprężarka z rotorami śrubowymi



Rys. 14. Sprawność adiabatyczna w funkcji prędkości obrotowej rotora i ciśnienia sprężania – $\eta_{ca}(nt,p)$: a) sprężarka z rotorami owalnymi, b) sprężarka z rotorami śrubowymi



Rys. 15. Sprawność mechaniczna w funkcji prędkości obrotowej rotora i ciśnienia sprężania – $\eta_m(nt,p)$: a) sprężarka z rotorami owalnymi, b) sprężarka z rotorami śrubowymi

2.4.4 Analiza wyników badań eksperymentalnych

Badania prototypu sprężarki z rotorami walcowymi wykazały dosyć stromą charakterystykę $p(Q)$ – ciśnienia sprężania w funkcji wydajności. Maksymalne wartości sprawności adiabatycznej tej sprężarki zbliżały się do 40%, a sprawności mechanicznej dochodziły do 80%.

Badania wydajności objętościowej $Q(nf)$ w funkcji prędkości obrotowej pozwoliły na zaobserwowanie spodziewanego korzystnego efektu doładowania, powodowanego działaniem sił odśrodkowych w kanałach dolotowych tłoków. Przy przetłaczaniu bez sprężania efekt ten zaznaczał się po przekroczeniu

prędkości obrotowej rotorów $nt \sim 820$ obr/min i ulegał wygaszeniu przy prędkości około 1600 obr/min. W tym zakresie napełnienie komory było większe od wyliczanego teoretycznie, osiągając maksimum w okolicy $nt \sim 1300$ obr/min. Badania wskazały na słaby punkt tej sprężarki jakim okazał się zawór wylotowy. Tłumił on przepływ powietrza, a jego bezwładność nie pozwalała na zwiększenie prędkości obrotowej. Zbyt słaby okazał się również system schładzania rotorów powietrzem przepływającym przez wydrążone w nich kanały. Stwarzało to zagrożenie zatarcia sprężarki przy szybkim wzroście ciśnienia sprężania i ograniczeniu przepływu powietrza przez sprężarkę. Pewien wpływ na pogorszenie wyników pomiarów tej sprężarki miał z pewnością fakt, że badania prowadzono dla szerokiego zakresu ciśnień sprężania, a przecież położenie kanałów dolotowych w bryłach rotorów wyznacza się dla określonej wartości tego ciśnienia. Sprężarki tego typu powinno się więc eksploatować w wąskim zakresie ciśnień.

W przeprowadzonych badaniach prototypu sprężarki z rotorami śrubowymi osiągnięto maksymalną sprawność adiabaticzną na poziomie około 40%. Sprawność mechaniczna dochodziła do 90%, a współczynnik przetłaczania dla niskich ciśnień przekroczył 90%. Wydajność objętościowa dla 2550 obr/min osiągnęła zakres pomiarowy rotametu, w który wyposażone było stanowisko badawcze ($26 \text{ m}^3/\text{h}$). Przy czym wszystkie powyższe osiągi wskazywały na dużą zależność od prędkości obrotowej i ciśnienia sprężania, szybko pogarszając się wraz ze zwiększaniem ciśnienia i zmniejszaniem prędkości obrotowej. Uzyskane na obecnym etapie badań wyniki nie są więc jeszcze rozstrzygające. Wskazują, że nie osiągnięto dotąd optymalnej prędkości obrotowej. Zarówno sprawność adiabaticzna jak i mechaniczna, zachowują tendencję wzrostową przy wzroście prędkości obrotowej rotorów.

Zauważona podczas badań głośna praca sprężarki z rotorami śrubowymi powodowana była otwarciem zewnętrznej przestrzeni otaczającej rotory, a także zewnętrznym charakterem sprężania zachodzącym w tej sprężarce. Poszukiwanie sposobu wyciszenia tej sprężarki doprowadziło do opracowania koncepcji rotorów wielosegmentowych o zmiennym skoku linii śrubowej zapewniających sprężanie wewnętrzne. Przypuszcza się, że zastosowanie takich rotorów plus zamknięcie zewnętrznej przestrzeni otaczającej rotory przyczyni się do ustabilizowania i wyciszenia pracy sprężarki.

Analizując poprawność konstrukcji tej sprężarki i możliwości

technologiczne jej realizacji, szczególną uwagę zwrócono na zachowanie założonych tolerancji wymiarowych rotorów przy zastosowaniu metody warstwowego kształtowania ich powierzchni (metodę tą, polegającą na obróbce powierzchni rotora w kolejnych płaszczyznach poprzecznych do jego osi tego, wybrano mając na względzie wykonywanie w przyszłości rotorów o zmiennym skoku linii śrubowej - wielosegmentowych). W rezultacie prowadzonych prac opracowano program komputerowy sterujący obrabiarką numeryczną i realizujący tę metodę obróbki rotora.

Przeprowadzone badania potwierdziły poprawność koncepcji rozwiązań konstrukcyjnych obu sprężarek. Ich konstrukcje są prawidłowe i realizują swoje zadania. Wprawdzie uzyskane wyniki nie są na razie konkurencyjne w stosunku do parametrów sprężarek stosowanych w przemyśle, ale trudno wymagać, aby prototypy osiągały parametry rozwiązań dojrzałych, o zoptymalizowanych konstrukcjach, przystosowanych do określonych warunków pracy. Uzyskane wyniki uzasadniają potrzebę kontynuacji badań, wskazują kierunki dalszych działań prowadzących do optymalizacji konstrukcji obu sprężarek.

2.5. Podsumowanie

Przedstawione w pracy dwie nowe maszyny wyporowe wymagają dalszych badań i prac nad optymalizacją ich konstrukcji, ale rezultaty dotychczasowych badań i analiz wskazują już dzisiaj na pewne niewątpliwe ich zalety:

- brak tarcia pomiędzy elementami wyporowymi, a innymi częściami maszyn sprzyja dużej żywotności tych maszyn i umożliwia stosowanie w ich konstrukcji różnych materiałów,
- prosty ruch obrotowy elementów wyporowych ułatwia ich wyważenie i nie następuje problemów z siłami masowymi,
- duża prędkość obrotowa rotorów i dwa cykle pracy przypadające na obrót rotora pozwalają uzyskiwać dużą wydajność tych maszyn,
- skierowanie każdego fragmentu powierzchni bocznej rotora w stronę przestrzeni roboczej tylko w trakcie $\frac{1}{4}$ jego obrotu, a przez $\frac{3}{4}$ obrotu w stronę przestrzeni zewnętrznej, stwarza możliwości dobrego schładzania rotorów (istotne w maszynach cieplnych).

W maszynie z tłokami owalnymi:

- napełnianie przestrzeni roboczej przez kanały w rotorach z wykorzystaniem siły odśrodkowej pozwala na uzyskanie dobrego stopnia napełnienia (efekt doładowania).

W maszynie z rotorami śrubowymi:

- prostoliniowy przepływ czynnika roboczego skutkuje małymi oporami przepływu,
- w przypadku zastosowania dwóch zespołów rotorów śrubowych, pracujących z przesunięciem w fazie o 90° , można uzyskać stały chwilowy wydatek objętościowy i stały moment obrotowy na wale maszyny (istotne w zastosowaniach hydraulicznych).

Dostrzeżone zalety nowych maszyn jak i przedstawione wyniki badań ich prototypów w wersjach sprężarkowych, a także wnioski z nich płynące, uzasadniają celowość kontynuacji badań nad optymalizacją konstrukcji obu maszyn oraz stanowią podstawę do dalszych prac w kierunku wykorzystania tych maszyn w budowie zarówno sprężarek, jak również pomp i silników.

LITERATURA

- [1] Zniszczyński A.: *Komory robocze maszyn waporowych*. Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika vol. 7, 1998,
- [2] Zniszczyński A.: *Studium teoretyczno – doświadczalne maszyn waporowych z zespołem czterech równoległych współbieżnych rotorów*. Politechnika Lubelska, Wydawnictwo Uczelniane. Lublin 2007.
- [3] Zniszczyński A.: Displacement machines with four parallel synchronous rotors. Mech. Mach. Theory, Elsevier (2009) doi:10.1016/j.mechmachtheory.2009.02.002.
- [4] Zniszczyński A., Krzywonos L., Gardyński L; *Prototype of positive-displacement compressor with oval pistons*. KONES 2001 27th International Scientific Conference on Combustion Engines - Conference Proceedings s.128-135.
- [5] Zniszczyński A.: *Maszyna waporowa z czterema rotorami śrubowymi*. XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn Referaty sesyjne i plakatowe Tom4, Gdynia-Jurata 2005, s 439-446.
- [6] Zniszczyński A.: *Sprężarki waporowe z wirującymi tłokami*. PAN, Teka Komisji Budowy i Eksploatacji Maszyn, Elektrotechniki, Budownictwa. Tom 1. Lublin 2003, s. 49-53.
- [7] Zniszczyński A.: *Maszyna wirnikowo-waporowa*
Patent Nr 341545 z dnia 2000-07-19. Urząd Patentowy R.P.
- [8] Zniszczyński A.: *Maszyna wirnikowo-waporowa*
Patent Nr 194584 z dnia 2000-04-11. Urząd Patentowy R.P.
- [9] Zniszczyński A.: *Maszyna waporowa z komorą roboczą o cyklicznie zmiennej objętości*. Patent Nr 180998 z dnia 1995-04-06. Urząd Patentowy R.P.

3. „WIDMO ROZRUCHU” SAMOCHODOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO I JEGO ZASTOSOWANIE

3.1. Wprowadzenie

Rozruch silnika o zapłonie samoczynnym jest to proces, w którym poprzez dostarczenie energii z zewnątrz i wymuszenie realizacji procesów roboczych następuje doprowadzenie silnika ze stanu spoczynku do stanu samodzielnego działania [7,8,15,20]. Jest on także jednym z najważniejszych stanów funkcjonowania silnika spalinowego. W trakcie rozruchu można zaobserwować wiele różnorodnych negatywnych zjawisk i procesów oddziałujących na silnik i na jego otoczenie. I tak podczas rozruchu silnika spalinowego z powodu niedostatecznego smarowania, będącego wynikiem bezwładności układu olejenia, dużej lepkości oleju smarującego oraz niedostatecznej prędkości względnej przemieszczających się elementów, występuje wzrost intensywności zużywania się jego par tribologicznych [3,11,16,19]. Obserwowane także zbyt słabe rozpylenie i odparowanie pierwszych dawek paliwa podczas rozruchu silnika wywołuje wypadanie samozapłonów oraz niecałkowite i niezupełne spalanie bogatej w paliwo mieszanki palnej w cylindrach. Przyczynia się to do zwiększonej emisji składników toksycznych w spalinach [1,2,14,20]. Występujące w trakcie rozruchu silnika spalinowego opory ruchu pociągają za sobą nagłe przeciążenia (chwilowy wzrost wartości natężeń prądu pobieranego przez rozrusznik) w układzie elektrycznym pojazdu. Odpowiadające im spadki napięcia na zaciskach akumulatora mogą być przyczyną nieprawidłowości w działaniu innych elektrycznych układów pojazdu [7,13,15,20].

Dlatego też rozruch silnika spalinowego niezmiennie stanowi przedmiot dociekań naukowych. Należy stwierdzić, że badania rozruchów silników spalinowych w przeważającej mierze wykonywane są w warunkach doświadczeń na stanowiskach [3,10,15,20].

Wynika to przede wszystkim z możliwości skutecznego zainstalowania w silniku wielu różnych czujników i urządzeń pomiarowych oraz sterowania wieloma parametrami jego rozruchu. Oprócz badań stanowiskowych prowadzi się także badania eksploatacyjne poświęcone rozruchom samochodowych silników spalinowych. W badaniach tych wykorzystuje się specjalne zbudowane elektroniczne urządzenia rejestrujące. Wyniki uzyskane w trakcie tych badań służą do oceny emisji składników toksycznych spalin emitowanych przez silniki podczas rozruchów oraz natężenia ruchu samochodów w różnych warunkach drogowych [12,14,18,23].

Szczegółowa analiza, uzyskanych podczas badań eksploatacyjnych, parametrów działania i rozruchu silnika spalinowego oraz pracy pojazdu może być także pomocna przy dokonywaniu wielu różnorodnych ocen i porównań [4,9,21,22]. Niniejsze opracowanie prezentuje wykorzystanie kompleksowego modelu opisu warunków rzeczywistego użytkowania pojazdu (nazywanego „widmem rozruchu” silnika spalinowego) do oceny sposobu organizacji przewozów w systemie transportu samochodowego. Opracowanie to powstało w wyniku długoletnich badań literaturowych oraz doświadczalnych autora [5,6,7]. Przeprowadzone prace badawcze obejmowały próby na stanowisku badawczym Katedry Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Lubelskiej oraz pomiary prowadzone w warunkach przejazdów wybranych pojazdów transportowych podczas ich użytkowania przez Poczta Polską w Lublinie realizowane w ramach kilkunastu grantów badawczych [7,10,17].

3.2. „Widmo rozruchu” samochodowego silnika spalinowego

Przez „widmo rozruchu” samochodowego silnika spalinowego rozumie się wielowymiarowy wektor losowy X , którego składowe charakteryzują rozproszenie wartości parametrów rozruchu oraz wskaźniki działania silnika i pojazdu [6]:

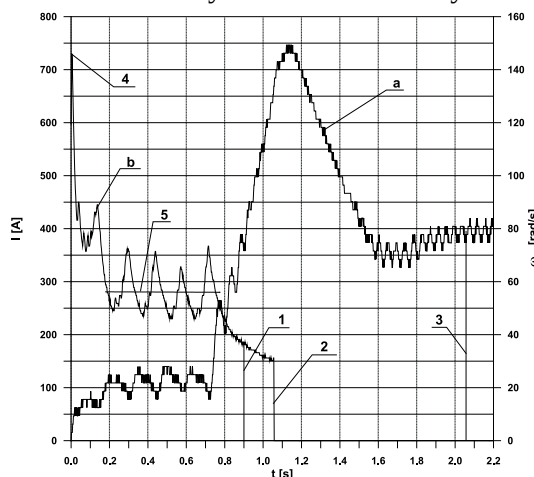
$$X = (X_1, X_2, \dots, X_m),$$

gdzie: m jest liczbą wyróżnionych parametrów rozruchu oraz wskaźników działania silnika i pojazdu.

Przykładowymi wskaźnikami działania silnika i pojazdu są: czas działania silnika spalinowego (w minutach) liczony od momentu rozpoczęcia rozruchu do chwili zatrzymania się wału korbowego, czas postoju samochodu z wyłączonym

silnikiem (w minutach) oznaczający czas od chwili zatrzymania się wału korbowego do momentu rozpoczęcia się kolejnego rozruchu silnika spalinowego, drogą pojazdu przebyta pomiędzy dwoma rozruchami silnika spalinowego, którą wyrażamy w kilometrach, tak jak drogę tłoka definiowaną jako odległość wykonaną przez pojedynczy tłok pomiędzy kolejnymi rozruchami silnika.

Parametrem „widma rozruchu”, związanym bezpośrednio z samym rozruchem, jest czas trwania pracy rozrusznika pod obciążeniem. Określa się go od chwili włączenia rozrusznika do chwili, gdy jego parametry elektryczne (napięcie i natężenie prądu) osiągną wartości odpowiadające działaniu bez obciążenia. Kolejnym parametrem jest czas przyłożenia napięcia na zaciskach rozrusznika. Jest to czas, w jakim operator pojazdu zwiera jego obwód elektryczny. Następnym parametrem „widma rozruchu” jest czas rozruchu, który określa się od chwili ruszenia wału korbowego do chwili osiągnięcia przez niego ustabilizowanej prędkości kątowej podczas samodzielnego działania silnika. Wyróżnia się także maksymalne natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik na samym początku rozruchu. Parametr ten charakteryzuje opory pochodzące od sił tarcia spoczynkowego. Występuje także średnie natężenie prądu podczas uruchamiania silnika, które określa się w trakcie napędzania wału korbowego silnika samym tylko rozrusznikiem. Parametry te zilustrowano na rysunku 1.

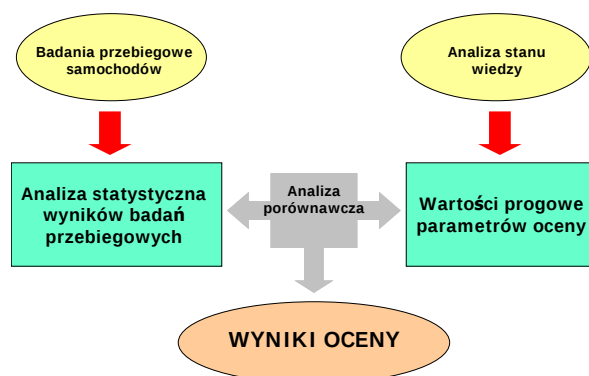


Rys. 1. Przebieg natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik oraz prędkości kątowej wału korbowego podczas rozruchu silnika 4CT90; a – prędkość kątowa wału korbowego, b – natężenie prądu, 1 – czas pracy rozrusznika pod obciążeniem, 2 – czas przyłożenia napięcia na zaciski rozrusznika 3 – czas rozruchu; 4 – maksymalne natężenie prądu pobranego przez rozrusznik na początku rozruchu, 5 – średnie natężenie prądu podczas uruchamiania silnika

Kolejnymi parametrami „widma rozruchu” są temperatura silnika i oleju smarującego w chwili rozruchu. W trakcie funkcjonowania samochodowego silnika z chłodzeniem pośrednim jako temperaturę silnika przyjmuje się umownie wartość temperatury cieczy chłodzącej na wyjściu z bloku. Temperaturę oleju smarującego określa się na podstawie pomiaru jej wartości w misce olejowej silnika spalinowego. Więcej informacji na temat wymienionych parametrów „widma rozruchu” można znaleźć w innych publikacji autora [5,6,7].

3.3. Zastosowanie „widma rozruchu” samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym

„Widmo rozruchu” samochodowego silnika spalinowego można wykorzystać jako ekspercką charakterystykę oceny systemu transportowego. Przy czym podczas dokonywania oceny należy po pierwsze dokonać wyboru wielkości najlepiej opisujących badany system (wielkości charakterystycznych) z grupy parametrów „widma rozruchu”. Po drugie należy zdefiniować wartości „progowe” dla wybranych wielkości. W dalszej kolejności powinno się przeprowadzić badania przebiegowe samochodów lub pojedynczego pojazdu reprezentujących badany system w celu rejestracji parametrów „widma rozruchu”. Następnie należy dokonać analizy statystycznej uzyskanych rezultatów badań eksploatacyjnych, a na podstawie uzyskanych wyników obliczeń wykonać analizę porównawczą. W trakcie tej analizy porównawczej konfrontuje się wartości parametrów „widma rozruchu” silnika spalinowego z założonymi a priori wartościami „progowymi”. Schemat takiego sposobu oceny systemu transportu samochodowego zaprezentowano na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat oceny systemu transportu samochodowego

Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury zagadnienia oraz wyników wieloletnich badań własnych autora zaproponowano, aby przy ocenie porównawczej wykorzystywać tylko pięć charakterystycznych parametrów „widma rozruchu” [6]:

- czas postoju pojazdu z wyłączonym silnikiem przed rozruchem w czasie dnia pracy,
- czas nieprzerwanego działania silnika spalinowego,
- długość trasy przebytej przez samochód pomiędzy kolejnymi rozruchami silnika,
- temperaturę silnika spalinowego w chwili rozruchu,
- czas trwania rozruchu silnika spalinowego.

Przyjmując poszczególne wartości „progowe” dla wyróżnionych parametrów „widma rozruchu” oraz definiując słowne odpowiedniki zakresów tych wartości (tabela 1) otrzymuje się narzędzie pozwalające na formułowanie końcowych konkluzji na temat warunków użytkowania pojazdów w analizowanym systemie transportowym.

Tabela 1. Wartości „progowe” wielkości charakterystycznych oraz ich określenia słowne [6]

Wyróżniony parametr	Wartość „progowa” i określenie słowne			
Czas działania silnika	Poniżej 10 min	10 min – 20 min	Powyżej 20 min	
	Krótki	Średni	Długi	
Czas postoju pojazdu z wyłączonym silnika	Do 10 min	10 min – 20 min	Powyżej 20 min	
	Krótki	Przecięty	Długi	
Długość trasy przejazdu pojazdu	Poniżej 10 km	10 km – 30 km	Powyżej 30 km	
	Krótkie trasy	Średnie trasy	Długie trasy	
Temperatura silnika w chwili rozruchu	Poniżej 0 °C	0 °C – 20 °C	20 °C – 60 °C	Powyżej 60°C
	Rozruchy w niskich temperaturach	Chłodne rozruchy	Ciepłe rozruchy	Gorące rozruchy
Czas trwania rozruchu	Poniżej 3 sek.	Powyżej 3 sek.		
	Natychmiastowy	Długotrwały		

Opracowano także program komputerowy, który dokonuje automatycznego porównania wartości średnich wybranych parametrów „widma rozruchu” z założonymi wartościami „progowymi” (tabela 1) przyjętych wielkości charakterystycznych i generuje opisową ocenę słowną analizowanego systemu transportu samochodowego.

3.4. Przykładowa ocena systemu transportu

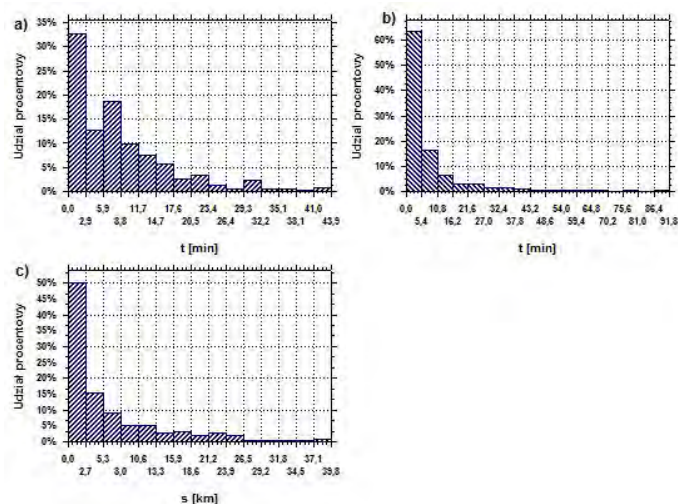
W celu praktycznego zastosowania „widma rozruchu” silnika spalinowego poddano analizie wyniki badań eksploatacyjnych pojazdów użytkowanych przez Poczta Polską w Lublinie. Były to samochód ciężarowy STAR 1142 oraz pojazd dostawczy LUBLIN III.

Samochód dostawczy LUBLIN o ładowności 1,1 tony był wyposażony w 4-cylindrowy silnik 4CT90 o zapłonie samoczynnym. Silnik ten, o wtrysku pośrednim, posiada objętość skokową $2,417 \text{ dm}^3$, skok tłoka wynosi 95 mm, zaś średnica cylindra – 90 mm. Maksymalna moc wynosi 63,5 kW przy 4100 obr/min, moment maksymalny – 195 Nm przy 2500 obr/min.

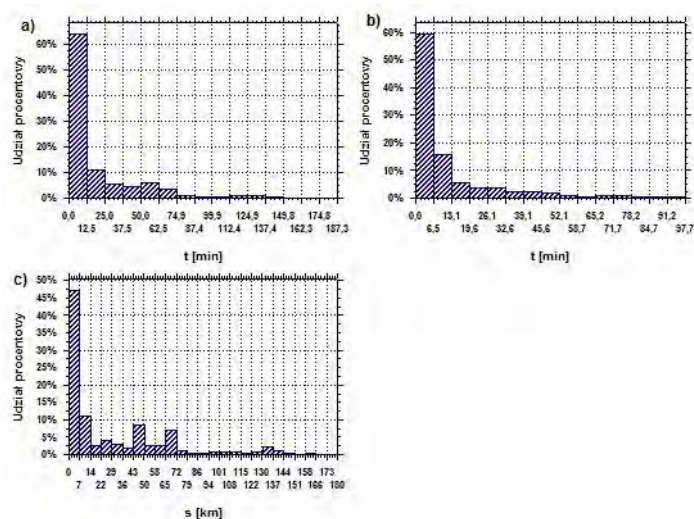
Ładowność samochodu STAR 1142 wynosi 6,3 tony. Posiada on 6-cylindrowy silnik 359M o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim. Silnik ten charakteryzuje: objętość skokowa $6,842 \text{ dm}^3$, skok tłoka – 120 mm, zaś średnica cylindra – 110 mm. Maksymalna moc wynosi 110 kW przy 2800 obr/min, moment maksymalny – 440 Nm przy 2000 obr/min.

Samochód LUBLIN III każdego dnia roboczego obsługiwał poszczególne lokalne punkty pocztowe i dostarczał przesyłki do rejonowego centrum dystrybucji. Samochód STAR 1142 przewoził zaś przesyłki pocztowe pomiędzy rejonowymi centrami dystrybucji. Dla badanych pojazdów mierzono w ciągu dnia użytkowania wymienione wcześniej wielkości. W tym celu opracowano i zbudowano specjalistyczne urządzenie badawcze, które pozwalało na monitorowanie oraz rejestrację wybranych parametrów pracy pojazdów i działania ich silników. Rejestrowano między innymi wartości: temperaturę płynu chłodzącego silnika, temperaturę w misce olejowej i ciśnienia w głównej magistrali olejowej silnika dla oleju silnikowego, czas przyłożenia i napięcia na zaciskach rozrusznika, natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik, a także zmiany położenia organu sterującego zasilaniem pomp wtryskowych, wału korbowego silników i wału napędowego pojazdów [7].

Na rysunku 3 przedstawiono rozkłady statystyczne charakterystycznych parametrów „widma rozruchu” uwarunkowanych pracą samochodu LUBLIN III, zaś na rysunku 4 pojazdu STAR 1142.



Rys. 3. Histogramy parametrów „widma rozruchu” samochodu LUBLIN; a – czas pracy pojazdu, b – czas postoju samochodu z wyłączonym silnikiem, c – długość trasy przejazdu samochodu pomiędzy kolejnymi rozruchami silnika 4CT90



Rys. 4. Histogramy parametrów „widma rozruchu” samochodu STAR 1142; a – czas pracy pojazdu, b – czas postoju samochodu z wyłączonym silnikiem, c – długość trasy przejazdu samochodu pomiędzy kolejnymi rozruchami silnika 359M

Analizując rozkłady statystyczne przedstawione na rysunkach 3 i 4 należy stwierdzić, że histogramy długości drogi przejazdów między dwoma rozruchami silników 4CT90 i 359M odzwierciedlają odległość pomiędzy poszczególnymi punktami załadunkowo-wyładunkowych znajdującymi się na założonych trasach przejazdów badanych samochodów. Oczywiście jest także, że odległości pomiędzy tymi punktami wpływają na czasy nieprzerwanego działania silników. Przy czym obserwuje się, że czasy do 7 minut stanowią około 50% wszystkich zarejestrowanych przypadków.

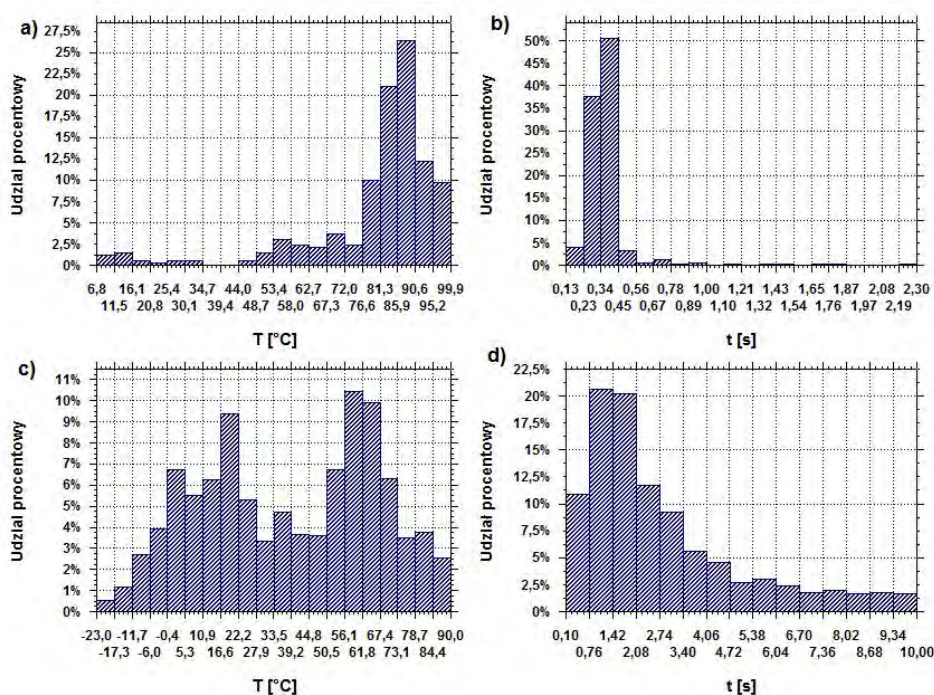
Taki udział procentowy czasów nieprzerwanego działania silników wynika z występowania dodatkowych (nie ujętych w harmonogramie) krótkich przejazdów samochodów LUBLIN III i STAR 1142 związanych z występującymi pracami manewrowymi i czynnościami wykonywanymi przez kierowców na terenie lokalnych oddziałów pocztowych, regionalnych centrów logistycznych oraz bazy transportowej (np.: dojazd po rampę załadowniczą i do warsztatu mechanicznego, tankowanie i mycie pojazdu itp.). Przyczynia się to także do zwiększenia liczby dziennych rozruchów badanych silników względem liczby wynikającej z harmonogramu pojedynczego dnia pracy samochodów.

Omawiając rysunki 4 i 5 należy zwrócić uwagę, że prawie 80% udziału czasów postojów pojazdów LUBLIN III i STAR 1142 z wyłączonymi silnikami podczas pojedynczego dnia ich pracy stanowią czasy nieprzekraczające 16 minut. Wynika to przede wszystkim z organizacji prac załadunkowo-wyładunkowych, podczas której dąży się do minimalizowania przerw w działaniu silnika w poszczególnych punktach przewozu przesyłek pocztowych. Dłuższe wartości czasów postoju samochodów z wyłączonym silnikiem wynikają z przepisów regulujących dzienny czas pracy kierowcy oraz z opisanych już wcześniej czynności pomocniczych wykonywanych na terenie bazy transportowej.

Należy w tym miejscu stwierdzić, że organizacja tras przejazdów badanych samochodów w systemie transportu Poczty Polskiej zakłada występowanie, na początku każdego dnia ich użytkowania, odcinka drogi wynoszącego około 6 km. W trakcie jego pokonywania czas nieprzerwanej pracy silników spalinowych przekracza 8 minut. Umożliwia to uzyskanie przez płyn chłodzący i olej silnikowy znacznych wartości temperatur.

W połączeniu z krótkimi postojami pojazdów z wyłączonymi silnikami

powoduje to występowanie dużej liczby (ponad 81%) tzw. „gorących” rozruchów, w których temperatura badanych silników 4CT90 i 359M przekracza 60°C. Przyczynia się to do faktu, że obserwowane czasy ich rozruchów są stosunkowo krótkie. Ilustrują to histogramy z rysunku 5.



Rys. 5. Rozkłady statystyczne parametrów „widma rozruchu” silnika 4CT90 oraz 359M; a – temperatura rozruchu silnika 4CT90, b – czas rozruchu silnika 4CT90, c – temperatura rozruchu silnika 359M, b – czas rozruchu silnika 359M

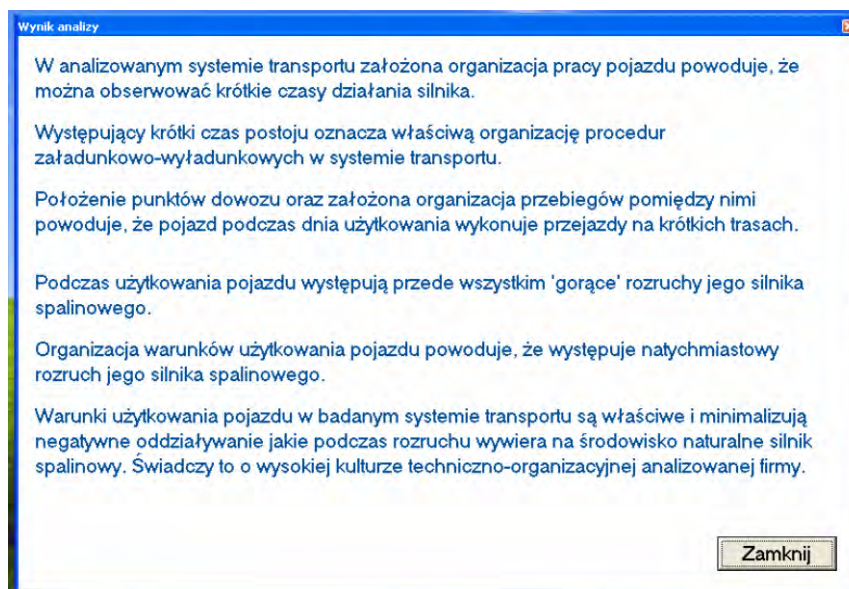
Analizując histogramy z rysunku 5 należy stwierdzić, że różnice pomiędzy temperaturami rozruchów badanych silników wynikają z dwóch powodów. Po pierwsze pojazd LUBLIN III, w przeciwieństwie do samochodu STAR 1142, w okresie jesienno-zimowym był garażowany w ogrzewanym pomieszczeniu. Po drugie w trakcie prowadzenia badań przebiegowych pojazdu LUBLIN III zaobserwowano w tym okresie mniejsze spadki temperatur otoczenia.

Na podstawie przeprowadzonej analizy statystycznej uzyskanych wyników badań eksploatacyjnych obydwu samochodów opracowano podstawowe wskaźniki statystyczne wybranych wielkości charakteryzujące pracę pojazdów oraz rozruchy ich silników, co przedstawiono w tabeli 2.

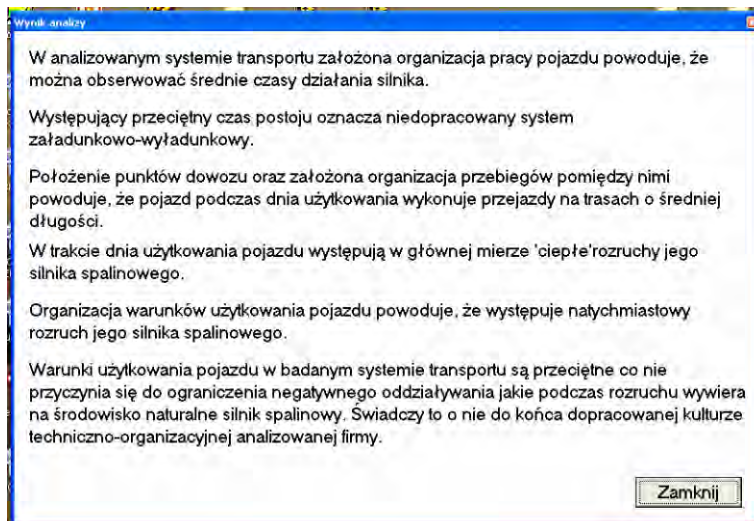
Tabela 2. Wskaźniki statystyczne badanych parametrów „widma rozruchu”

Wyróżniony parametr	Samochód			
	LUBLIN		STAR	
	średnia	odchylenie standardowe	średnia	odchylenie standardowe
Czas działania silnika [min]	8,6	8,6	19,1	29,2
Czas postoju pojazdu z wyłączonym silnika [min]	10,8	25,2	13,6	25,7
Długość trasy przejazdu pojazdu [km]	7,1	9,6	28,6	37,2
Temperatura silnika w chwili rozruchu [°C]	81,9	17,8	38,5	27,8
Czas trwania rozruchu [s]	0,39	0,35	2,81	2,26

Dane zaprezentowane w tabeli wprowadzono do opracowanego programu. Wynik analizy dla samochodu LUBLIN na rysunku 6. Rysunek 7 prezentuje wyniki analizy dla samochodu STAR 1142.



Rys. 6. Okno z wynikami oceny systemu transportu Poczty Polskiej dla warunków użytkowania pojazdu LUBLIN III



Rys. 7. Okno z wynikami oceny systemu transportu Poczty Polskiej dla warunków użytkowania pojazdu STAR

Wyniki oceny systemu transportu Poczty Polskiej pozwalają stwierdzić, że warunki użytkowania pojazdu LUBLIN III są właściwe i minimalizują negatywne oddziaływania, jakie wywiera podczas rozruchu na środowisko naturalne jego silnik spalinowy. Dla pojazdu STAR 1142 należy powiedzieć, że warunki użytkowania są przeciętne, co w małym stopniu przyczynia się do ograniczenia negatywnych skutków rozruchu jego silnika. Stwierdzono także występowanie niedopracowanego (w świetle przyjętych wartości „progowych” czasu postoju) systemu załadunkowo-wyładunkowego Poczty Polskiej. Pomimo tego można powiedzieć, że system transportu analizowanej firmy przewozowej charakteryzuje się dobrą organizacją pracy.

3.5. Wnioski

Przedstawione w pracy pojęcie „widmo rozruchu” samochodowego silnika spalinowego zostało opracowane na podstawie wieloletnich badań autora. Uwzględnia ono najważniejsze parametry pracy pojazdu oraz działania i rozruchu jego silnika spalinowego. „Widmo rozruchu” silnika spalinowego może być wykorzystane jako ekspercka charakterystyka oceny systemu transportowego.

LITERATURA

1. Bielaczyc P., Merksiz J., Pielecha J.: *Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 2001.
2. Chłopek Z.: *Ochrona środowiska naturalnego*. WKiŁ. Warszawa 2002.
3. Cypko E., Drożdź P., Ignaciuk P., Krzywonos L.: *Wpływ temperatury rozruchu na zużycie gładzi tulei cylindrowych silników spalinowych*. Biuletyn WAT. Vol. LV, nr 3(643), 2006, str. 113-125.
4. Čorejová T., Štofková J.: *Modelling of influence of economy structure on demand for postal and telecommunication services in region of Horné Považie and Kysuce*. Studies of Faculty of Operation and Economics of Transport and Communications of University of Transport and Communications in Žilina, vol. 5, 1996, str. 17-21.
5. Drożdź P., Liščák Š.: *The chosen problems of commercial truck maintenance*. EDIS- Žilina University publisher. Žilina, Slovak Republic, 2005.
6. Drożdź P.: *Wybrane parametry pracy i rozruchu silnika spalinowego jako elementy kryterium oceny systemu transportu samochodowego*. Eksploatacja i Niezawodność. Nr 4(32), 2006, str. 6-10.
7. Drożdź P. i inni: *Wybrane zagadnienia samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym*. PNTTE, 2007.
8. Hlavná V., Kukuča P., Isteník R., Labuda R., Liščák Š.: *Dopravný prostriedok jeho motor*. EDIS- Žilina University publisher. Žilina, Slovak Republic, 2000.
9. Kalašová A., Gurinová J.: *Systems identification vehicle location as the important component of intelligent transportation systems*. Studies of Faculty of Operation and Economics of Transport and Communications of University of Transport and Communications in Žilina, vol. 19, 2003, str. 67-72.
10. Kordos P.: *Stanowiskowa metoda badań niezawodności samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym*. Rozprawa doktorska. Politechnika Lubelska, Lublin 2005.
11. Krzywonos L.: *The estimation method of the wear measurement uncertainty of the motor-car engine elements wear intensity*. Horizonty Dopravy. Nr 5/2008, str. 3-4.
12. Nikoniuk J., Krzywonos L., Pieczywek P.: *The connections between the vehicle operation conditions and the IC engine start-up parameters*. Eksploatacja i Niezawodność. Maintenance and Reliability. Nr 4(32)/2006, str. 27-31.
13. Liščák Š.: *Spoločnosť v prevádzke cestných vozidiel*. EDIS- Žilina University publisher. Žilina, Slovak Republic, 2002.
14. Mathis U., Mohr M., Forss A. M.: *Comprehensive particle characterization of modern gasoline and diesel passenger cars at low ambient temperatures*. Atmospheric Environment. No. 39 (2005), str. 107-117.
15. Mysłowski J.: *Rozruch silników samochodowych z zapłonem samoczynnym*. WNT. Warszawa 1996.
16. Naylor M., Kadali P., Wang J.: *Diesel engine tribology*. Automotive Tribology. Modern Tribology Handbook. Chapter 33. Vol. I & II. CRC Press LLC. 2001.
17. Niewczas A., Koszałka G.: *Niezawodność silników spalinowych – wybrane zagadnienia*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej. Lublin 2003. ISBN 83-89246-31-7.
18. Olejnik K.: *Standaryzacja badań pojazdów samochodowych w procesie homologacji*. Rozdział w monografii „Wybrane zagadnienia transportu samochodowego”. PNTTE. Warszawa 2005. ISBN 83-911726-1-9.
19. Priest M., Taylor C. M.: *Automobile engine tribology - approaching the surface*. WEAR. No. 241, 2000, str. 193-203.
20. Pszczółkowski J.: *Charakterystyki rozruchowe silników o zapłonie samoczynnym*. Wydawnictwo SEPP „Cogito”. Zbąszynek 2004.
21. Surovec P.: *Tools for developing passenger transport*. Studies of Faculty of Operation and Economics of Transport and Communications of University of Transport and Communications in Žilina, vol. 15, 2001, str. 133-136.
22. Šulgan M.: *Trip generation and attraction in the transport planning process*. Studies of Faculty of Operation and Economics of Transport and Communications of University of Transport and Communications in Žilina, vol. 19, 2003, str. 173-176.
23. Uzdowski M., Abramek K. F., Garczyński K.: *Eksploatacja techniczna i naprawa*. WKiŁ. Warszawa 2003.

4. ROZRUCH SILNIKA SPALINOWEGO JAKO ZŁOŻONY PROCES PRZEJŚCIOWY

4.1. Wstęp

Rozruch samochodowego silnika spalinowego jest procesem przejściowym bezpośrednio poprzedzającym początek samodzielnego stabilnego działania silnika na biegu jałowym. Samodzielne działanie występuje wówczas, gdy wał korbowy silnika obraca się jedynie kosztem energii mechanicznej uzyskanej w trakcie procesu spalania poprzez uwolnienie energii chemicznej zawartej w paliwie [5, 7, 15] i nie musi być dostarczana żadna dodatkowa energia wspomagająca.

Doprowadzenie samochodowego silnika spalinowego do samodzielnego działania na biegu jałowym wymaga dostarczenia do układu określonej ilości energii pochodzącej z zewnątrz. Praktycznie realizuje się to poprzez napędzanie wału korbowego przy pomocy rozrusznika elektrycznego zasilanego z akumulatora [11, 13]. Energia dostarczona z zewnątrz umożliwia wytrącenie ze stanu spoczynku ruchomych elementów silnika spalinowego, wymuszenie ich ruchu, co pozwala na przejście obiektu do stanu prawidłowego funkcjonowania. Zewnętrzne siły napędowe pokonują występujące podczas każdego rozruchu silnika siły tarcia statycznego, zmienny w czasie rozruchowy moment oporowy wynikający ze sprężania płynów roboczych, siły tarcia kinematycznego, siły bezwładności oraz umożliwiają uzyskanie w czasie rozruchu niezbędnej wymaganej prędkości kątowej przez wał korbowy. Rozruchowy moment oporowy silnika posiada znacznie mniejszą wartość niż moment oporu sił tarcia statycznego [3, 10, 14]. Dodatkowo w miarę wzrostu prędkości kątowej wału korbowego silnika obserwuje się systematyczne zmniejszenie się jego wartości. Podczas „ustabilizowanej” fazy uruchamiania, występującej przy stałej średniej prędkości kątowej wału korbowego silnika, wartość rozruchowego momentu

oporowego jest mniejsza o około $2\div 2,5$ razy w stosunku do wartości maksymalnej występującej na samym początku ruchu [8, 12, 16].

Dodatkowo podczas procesu rozruchu silnika spalinowego dochodzi do zapoczątkowania tworzenia paliwowo-powietrznej mieszaniny palnej oraz zainicjowania jej spalania w poszczególnych cylindrach silnika. Warunkiem koniecznym poprawnego rozruchu silnika jest, aby prędkość kątowna jego wału korbowego uzyskała odpowiednią wartość, zależną od jego stanu cieplnego. Warunkiem wystarczającym rozruchu jest spowodowanie zapłonu mieszaniny palnej. Silniki o zapłonie samoczynnym wymagają zaistnienia w komorze spalania takich warunków cieplnych, w których temperatura sprężanego powietrza jest wyższa od efektywnej temperatury samozapłonu wtryskiwanego paliwa [15].

W trakcie rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym występuje inny przebieg procesu spalania mieszanki niż podczas jego samodzielnego działania. Podczas rozruchu silnika do komory spalania dostaje się więcej paliwa ze względu na długi okres opóźnienia samozapłonu i znaczną dawkę rozruchową. Powoduje to znaczący przyrost ciśnienia w cylindrze w wybuchowym (kinetycznym) okresie spalania ładunku. Wartość maksymalna ciśnienia przekracza wtedy wartości maksymalne panujące podczas normalnego działania silnika. W tej fazie spalania, w warstwie płomienia ubogiego w paliwo obserwuje się powstawanie węglowodorów, a w strefie popłomiennej — tlenków azotu. W wyniku gwałtownego i relatywnie długiego przebiegu okresu spalania kinetycznego kolejne fazy spalania (spalanie dyfuzyjne i dopalanie) są bardzo krótkie. Skrócony czas ostatniej fazy spalania powoduje słabe dopalanie się węglowodorów, tlenku węgla oraz sadzy powstałej w fazie spalania dyfuzyjnego w strefach bogatych w paliwo. Ponadto niska temperatura powierzchni ścianek komory spalania i zwiększone luzy termiczne w złożeniu tłok-pierścienie-cylinder (TPC) sprzyjają intensywnemu oddawaniu ciepła przez mieszankę palną i lokalnym wygaszeniom płomienia. W efekcie w czasie rozruchu występuje niezupełne i niecałkowite spalanie paliwa, charakterystyczne dla silników o zapłonie samoczynnym [1, 2, 6, 17, 18].

Oprócz tego podczas rozruchu silników o zapłonie samoczynnym, szczególnie w ujemnych temperaturach, obserwuje się cykliczne wypadanie zapłonów w cylindrze (cylindrach). Brak zapłonu powoduje osiadanie paliwa na ściankach komory spalania, co powoduje jednak dodatkowe jej uszczelnienie i wzrost stopnia sprężania podczas rozruchu. Są to warunki ułatwiające

zaistnienie samozapłonu mieszanki palnej w cylindrze. W wyniku zaistniałego spalania następuje wypalenie osadzonego na ściankach komory paliwa, co ponownie zmniejsza jej uszczelnienie. Dodatkowo pozostające w znacznej ilości w cylindrze spaliny (słabe przepłukanie z powodu małej prędkości kątowej wału korbowego) ograniczają współczynnik jego napełnienia świeżym ładunkiem powietrza. Powoduje to brak samozapłonu paliwa w kolejnym cyklu pracy [5, 15].

Opisane procesy i zjawiska związane z kinematycznymi oraz fizyko-chemicznymi aspektami rozruchu silnika spalinowego świadczą, że rozruch silnika spalinowego jest procesem bardzo złożonym, niezwykle trudnym do opisu ilościowego. Studia literaturowe pokazują, że zagadnienie to nadal jest przedmiotem prowadzonych badań naukowych. Niniejsze opracowanie zawiera próbę scharakteryzowania procesu rozruchu silnika samochodowego o zapłonie samoczynnym, metodą analiz statystycznych wybranych parametrów jego rozruchu.

4.2. Badania eksploatacyjne

Analizy metodami statystycznymi można przeprowadzać jedynie na zestawach informacji zebranych w warunkach rzeczywistej eksploatacji. W celu zgromadzenia materiału badawczego na temat procesu rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym, przeprowadzono badania eksploatacyjne samochodu marki LUBLIN. Jednostką napędową w badanym pojeździe był wysokoprężny silnik 4CT90 o wtrysku pośrednim, produkowany przez Wytwórní Silníků Wysokoprężných „Andoria” w Andrychowie. Silnik ten charakteryzuje się pojemnością skokową $2,417 \text{ dm}^3$, posiada moc 63,5 kW przy 4100 obr/min i rozwija moment maksymalny 195 Nm przy 2500 obr/min. W układzie zasilania stosowana jest rzędową pompę wtryskową produkcji czeskiej firmy MOTORPAL Jihlava typ PP4M7P1g 3176. Układ rozruchowy silnika 4CT90 składa się ze włącznika rozrusznika (stacyjka), akumulatora rozruchowego o pojemności maksymalnej 150Ah (w 20 °C), przewodów wysokoprądowych oraz rozrusznika. Rozrusznik 443 115 142 723 produkcji czeskiej firmy MAGNETON jest szeregowym silnikiem elektrycznym przeznaczonym do krótkotrwałej pracy. Zębnik wprawiający w ruch koło zamachowe tego silnika wysuwany jest elektromagnetycznie. Wyłącznik elektromagnetyczny wysuwający zębnik posiada dwa uzwojenia: wciągające i podtrzymujące. Nieprzerwana praca rozrusznika nie może trwać dłużej niż 5 sekund.

Badany pojazd miał nadwozie typu furgon z kabiną oddzieloną od części ładunkowej. Był użytkowany w przedsiębiorstwie Poczta Polska w Lublinie i służył do przewozu przesyłek pocztowych. Do celów badawczych w samochodzie zamontowano urządzenie umożliwiające pomiar i rejestrację następujących parametrów rozruchu silnika: chwili włączenia świateł żarowych, wartości temperatury oleju smarującego, temperatury cieczy chłodzącej silnik, położenie wału korbowego silnika, wartości natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik oraz napięcia na jego zaciskach. Pozwoliło to na zdefiniowanie zestawu parametrów rozruchu silnika 4CT90, w skład którego wchodziły:

1. $X_{T_{ol}}$ – zmienna losowa opisująca wartość temperatury oleju silnikowego w chwili rozruchu [$^{\circ}\text{C}$],
2. $X_{T_{pl}}$ – zmienna losowa reprezentująca wartość temperatury silnika (płynu chłodzącego) w chwili rozruchu [$^{\circ}\text{C}$],
3. $X_{t_{grz}}$ – zmienna losowa opisująca czas włączenia świateł żarowych silnika [s],
4. $X_{I_{max}}$ – zmienna losowa reprezentująca maksymalną wartość prądu pobieranego przez rozrusznik zarejestrowana na początku rozruchu silnika [A],
5. $X_{U_{max}}$ – zmienna losowa opisująca wartość napięcia na zaciskach rozrusznika w chwili wystąpienia maksymalnego natężenia prądu [V],
6. $X_{P_{max}}$ – zmienna losowa opisująca wartość mocy elektrycznej rozwijanej przez rozrusznik w chwili maksymalnego natężenia prądu [W],
7. $X_{t_{prac}}$ – zmienna losowa opisująca czas pracy rozrusznika pod obciążeniem [s],
8. $X_{t_{przył}}$ – zmienna losowa opisująca czas przyłożenia napięcia na zaciski rozrusznika [s],
9. $X_{\omega_{sr}}$ – zmienna losowa określająca wartość średnią prędkości kątowej wału korbowego silnika podczas jego napędzania [rad/s],
10. $X_{I_{sr}}$ – zmienna losowa określająca wartość średnią prądu pobieranego przez rozrusznik podczas napędzania wału korbowego silnika [A],
11. $X_{U_{sr}}$ – zmienna losowa określająca wartość napięcia na zaciskach rozrusznika podczas napędzania wału korbowego silnika [V],
12. $X_{P_{sr}}$ – zmienna losowa opisująca wartość mocy elektrycznej rozwijanej przez rozrusznik podczas napędzania wału korbowego silnika [W],
13. X_{t_1} – zmienna losowa określająca czas trwania etapu nr 1 podczas rozruchu silnika spalinowego [s],
14. X_{t_2} – zmienna losowa określająca czas trwania etapu nr 2 podczas

- rozruchu silnika spalinowego [s],
15. X_{t3} – zmienna losowa określająca czas trwania etapu nr 3 podczas rozruchu silnika spalinowego [s],
 16. X_{t4} – zmienna losowa określająca czas trwania etapu nr 4 podczas rozruchu silnika spalinowego [s],
 17. X_{troz} – zmienna losowa określająca czas rozruchu silnika [s],
 18. X_{tstart} – zmienna losowa opisująca czas startu silnika spalinowego [s],
 19. X_{kqt1} – zmienna losowa określająca drogę kątową wykonaną przez wał korbowy podczas trwania etapu nr 1 rozruchu silnika [s],
 20. X_{kqt2} – zmienna losowa opisująca drogę kątową wykonaną przez wał korbowy podczas trwania etapu nr 2 rozruchu silnika [s],
 21. X_{kqt3} – zmienna losowa określająca drogę kątową wykonaną przez wał korbowy podczas trwania etapu nr 3 rozruchu silnika [s],
 22. X_{kqt4} – zmienna losowa opisująca drogę kątową wykonaną przez wał korbowy podczas trwania etapu nr 3 rozruchu silnika [s],
 23. X_{kqt} – zmienna losowa określająca drogę kątową wykonaną przez wał korbowy podczas całego rozruchu silnika spalinowego [s],

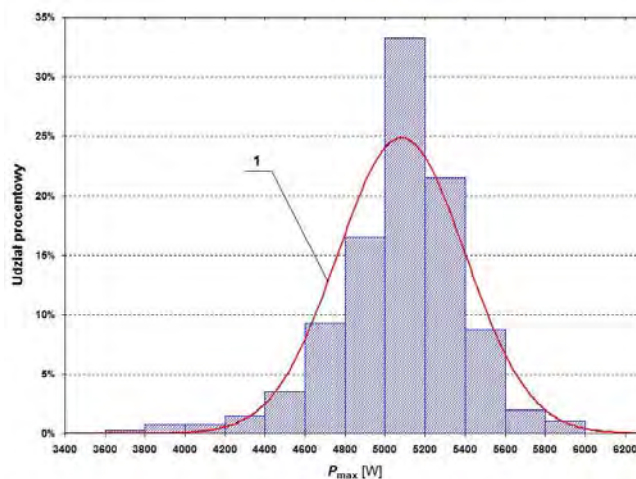
Etap nr 1 rozruchu ma początek w chwili sprzęgnięcia się zębniaka rozrusznika elektrycznego z kołem zamachowym wału korbowego silnika spalinowego, po czym mechanizmy silnika zostają wprowadzone w ruch. Etap nr 2 obejmuje obracanie się wału korbowego silnika za pomocą rozrusznika z niemal stałą prędkością kątową. Etap nr 3 to okres występowania nieregularnego spalania mieszanki w cylindrach silnika wraz z przerywaną pracą rozrusznika. Etap nr 4 to regularne zapłony mieszanki i czas stabilizowania się prędkości kątowej wału korbowego po początkowym szybkim wzroście i osiągnięciu maksimum lokalnego [4, 5]. Czas rozruchu silnika spalinowego jest sumą czasów trwania wyróżnionych etapów.

4.3. Wyniki badań

Zabrane informacje poddano analizom statystycznym. Tablica 1 zawiera zestawienie wartości współczynników korelacji liniowej dla wyróżnionych parametrów rozruchu. W dalszej części opracowania są omówione wybrane parametry rozruchu oraz współczynniki korelacji liniowej. Analizowane są współczynniki korelacji liniowej wykazujące poziom istotności $p < 0,05$.

Tablica 1. Współczynniki korelacji liniowej wyróżnionych parametrów rozruchu silnika 4CT90

	T_{ol}	T_{pl}	t_{grz}	I_{max}	U_{max}	P_{max}	t_{prac}	$t_{przył}$	ω_{sr}	I_{sr}	U_{sr}	P_{sr}	t_1	t_2	t_3	t_4	t_{roz}	t_{start}	kał_1	kał_2	kał_3	kał_4	kał
T_{ol}	1,00	0,86	-0,52	0,27	0,65	0,65	-0,73	-0,84	-0,01	0,24	0,7	0,54	-0,22	-0,69	-0,32	-0,34	-0,57	-0,55	-0,14	-0,66	-0,33	-0,47	-0,52
T_{pl}	0,86	1,00	-0,69	0,22	0,56	0,55	-0,69	-0,78	0,03	0,06	0,62	0,37	-0,16	-0,62	-0,51	-0,41	-0,63	-0,72	-0,07	-0,57	-0,51	-0,54	-0,59
t_{grz}	-0,52	-0,69	1,00	-0,06	-0,36	-0,31	0,34	0,47	-0,16	0,23	-0,39	-0,04	0,06	0,23	0,65	0,46	0,55	1,00	-0,03	0,17	0,65	0,57	0,59
I_{max}	0,27	0,22	-0,06	1,00	0,09	0,63	-0,15	-0,22	-0,08	0,31	0,53	0,50	-0,10	-0,17	0,03	-0,07	-0,12	-0,07	-0,05	-0,14	0,04	-0,11	-0,11
U_{max}	0,65	0,56	-0,36	0,09	1,00	0,83	-0,49	-0,62	-0,07	0,29	0,83	0,64	-0,11	-0,46	-0,23	-0,35	-0,48	-0,39	-0,08	-0,43	-0,23	-0,41	-0,44
P_{max}	0,65	0,55	-0,31	0,63	0,83	1,00	-0,46	-0,60	-0,11	0,40	0,94	0,78	-0,14	-0,45	-0,16	-0,31	-0,44	-0,34	-0,10	-0,41	-0,15	-0,38	-0,40
t_{prac}	-0,73	-0,69	0,34	-0,15	-0,49	-0,46	1,00	0,82	0,15	-0,29	-0,48	-0,46	0,21	0,96	0,16	0,19	0,51	0,37	0,13	0,94	0,16	0,32	0,39
$t_{przył}$	-0,84	-0,78	0,47	-0,22	-0,62	-0,60	0,82	1,00	0,11	-0,27	-0,63	-0,52	0,21	0,82	0,30	0,34	0,61	0,51	0,11	0,80	0,29	0,47	0,53
ω_{sr}	-0,01	0,03	-0,16	-0,08	-0,07	-0,11	0,15	0,11	1,00	-0,50	-0,03	-0,39	-0,09	0,20	-0,16	-0,08	-0,02	-0,15	0,31	0,25	-0,16	-0,16	-0,14
I_{sr}	0,24	0,06	0,23	0,31	0,29	0,40	-0,29	-0,27	-0,50	1,00	0,23	0,86	-0,11	-0,39	0,28	0,10	-0,02	0,21	-0,24	-0,45	0,27	0,11	0,08
U_{sr}	0,70	0,62	-0,39	0,53	0,83	0,94	-0,48	-0,63	-0,03	0,23	1,00	0,69	-0,14	-0,46	-0,23	-0,33	-0,47	-0,41	-0,07	-0,41	-0,23	-0,40	-0,43
P_{sr}	0,54	0,37	-0,04	0,50	0,64	0,78	-0,46	-0,52	-0,39	0,86	0,69	1,00	-0,16	-0,52	0,08	-0,10	-0,26	-0,06	-0,22	-0,54	0,08	-0,13	-0,16
t_1	-0,22	-0,16	0,06	-0,10	-0,11	-0,14	0,21	0,21	-0,09	-0,11	-0,14	-0,16	1,00	0,14	-0,03	0,03	0,10	0,07	0,79	0,14	-0,02	0,12	0,13
t_2	-0,69	-0,62	0,23	-0,17	-0,46	-0,45	0,96	0,82	0,20	-0,39	-0,46	-0,52	0,14	1,00	0,04	0,12	0,45	0,26	0,06	0,99	0,05	0,23	0,31
t_3	-0,32	-0,51	0,65	0,03	-0,23	-0,16	0,16	0,30	-0,16	0,28	-0,23	0,08	-0,03	0,04	1,00	0,40	0,47	0,66	-0,09	0,00	0,98	0,46	0,48
t_4	-0,34	-0,41	0,46	-0,07	-0,35	-0,31	0,19	0,34	-0,08	0,10	-0,33	-0,10	0,03	0,12	0,40	1,00	0,93	0,54	-0,02	0,08	0,43	0,94	0,93
t_{roz}	-0,57	-0,63	0,55	-0,12	-0,48	-0,44	0,51	0,61	-0,02	-0,02	-0,47	-0,26	0,10	0,45	0,47	0,93	1,00	0,63	0,02	0,41	0,49	0,93	0,95
t_{start}	-0,55	-0,72	1,00	-0,07	-0,39	-0,34	0,37	0,51	-0,15	0,21	-0,41	-0,06	0,07	0,26	0,66	0,54	0,63	1,00	-0,03	0,21	0,66	0,64	0,66
kał_1	-0,14	-0,07	-0,03	-0,05	-0,08	-0,10	0,13	0,11	0,31	-0,24	-0,07	-0,22	0,79	0,06	-0,09	-0,02	0,02	-0,03	1,00	0,09	-0,08	0,00	0,01
kał_2	-0,66	-0,57	0,17	-0,14	-0,43	-0,41	0,94	0,80	0,25	-0,45	-0,41	-0,54	0,14	0,99	0,00	0,08	0,41	0,21	0,09	1,00	0,01	0,18	0,26
kał_3	-0,33	-0,51	0,65	0,04	-0,23	-0,15	0,16	0,29	-0,16	0,27	-0,23	0,08	-0,02	0,05	0,98	0,43	0,49	0,66	-0,08	0,01	1,00	0,47	0,50
kał_4	-0,47	-0,54	0,57	-0,11	-0,41	-0,38	0,32	0,47	-0,16	0,11	-0,40	-0,13	0,12	0,23	0,46	0,94	0,93	0,64	0,00	0,18	0,47	1,00	1,00
kał	-0,52	-0,59	0,59	-0,11	-0,44	-0,40	0,39	0,53	-0,14	0,08	-0,43	-0,16	0,13	0,31	0,48	0,93	0,95	0,66	0,01	0,26	0,50	1,00	1,00



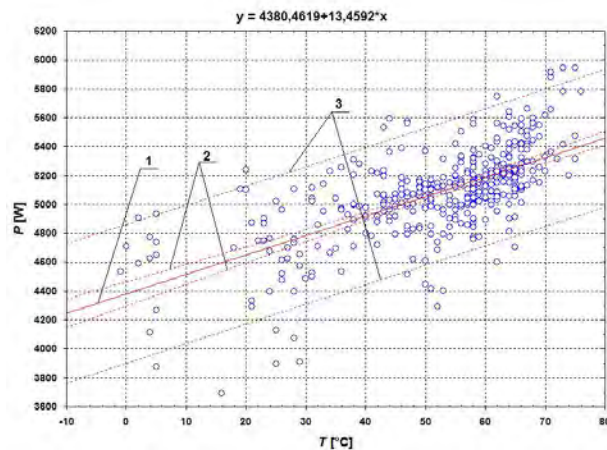
Rys.1. Histogram maksymalnej mocy pobieranej przez rozrusznik na początku rozruchu silnika 4CT90; 1 – funkcja gęstości rozkładu normalnego dopasowana do danych empirycznych

Na rysunku 1 widoczny jest histogram mocy maksymalnej P_{max} pobieranej przez rozrusznik w chwili pojawienia się maksymalnego natężenia prądu występującego w momencie ruszania z miejsca zespołów silnika spalinowego (jest to początek rozruchu). Wartość średnia moc P_{max} wynosi 5073,76 W, odchylenie standardowe równa się 317,60 W.

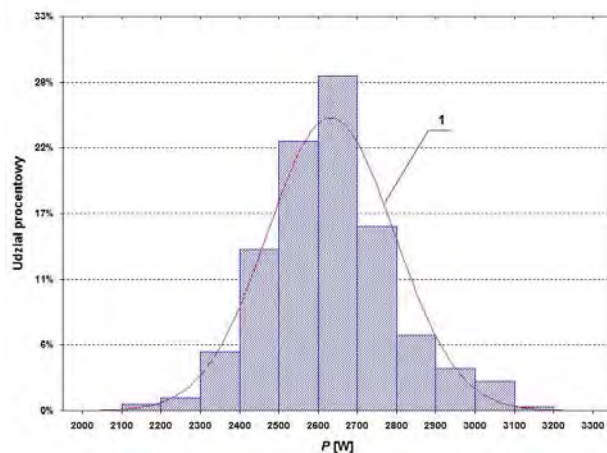
Wartość mocy maksymalnej P_{max} pobieranej przez rozrusznik, będącej „odzwierciedleniem” momentu oporu sił tarcia statycznego, zależy od stanu cieplnego silnika opisanego przez temperaturę silnika i temperaturę oleju silnikowego. W miarę wzrostu wartości tych temperatur wzrasta wartość mocy maksymalnej P_{max} . Potwierdzają to wartości współczynników korelacji liniowej w tablicy 1 (odpowiednio $r = 0,55$ lub $r = 0,65$). W przeciwieństwie do tego wartości maksymalnego natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik na początku rozruchu, nie zależą od temperatury silnika oraz temperatury oleju smarującego. Wskazują na to wartości współczynników korelacji liniowej (por. tablica 1, odpowiednio $r = 0,22$ i $r = 0,27$). Wyniki te są zgodne z przytaczanymi w publikacjach [5] oraz [16].

Na rysunku 2 został przedstawiony wykres rozrzutu wartości maksymalnej mocy pobieranej przez rozrusznik oraz temperatury oleju silnikowego na początku rozruchu badanego silnika. Zaznaczone przedziały ufności dla

prognozowanej średniej obserwacji i predykcji są obliczone przy założeniu zgodności z rozkładem normalnym na poziomie ufności 95%.



Rys.2. Wykres rozrzutu i prosta regresji dla wartości mocy maksymalnej prądu pobieranego przez rozrusznik na początku rozruchu oraz temperatury oleju w chwili rozruchu silnika 4CT90; 1 – prosta regresji, 2 – przebieg ufności dla prognozowanej średniej obserwacji, 3 – przedział ufności dla prognozowanej obserwacji (przedział predykcji)



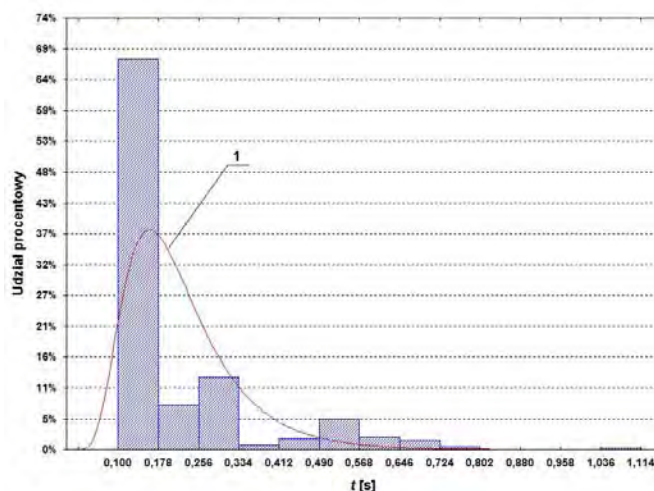
Rys.3. Histogram mocy średniej pobieranej przez rozrusznik podczas napędzania wału korbowego w trakcie rozruchu silnika 4CT90; 1 – funkcja gęstości rozkładu normalnego dopasowana do danych empirycznych

Średni błąd losowy estymowanego wyrazu wolnego prostej regresji 1 wynosi 9,4181, wartość statystyki t -Studenta: $t = -11,4999$. Błąd współczynnika kierunkowego jest równy 0,0018 ($t = 17,0114$). Poziom istotności dla obydwu analizowanych współczynników wynosi $\alpha < 0,001$, jednakże wartość

współczynnika determinacji r^2 równa się 0,4241 świadczy o słabym dopasowaniu się prostej regresji do danych.

Rysunek 3 przedstawia histogram mocy średniej P_{sr} rozwijanej przez rozrusznik podczas napędzania wału korbowego silnika. Wartość oczekiwana mocy średniej P_{sr} wynosi 2629,26 W i jest niemal dwukrotnie mniejsza niż wartość średnia P_{max} pobieranej przez rozrusznik w chwili wprawienia w ruch zespołów silnika spalinowego. Wynik ten jest zgodny z rezultatami badań opisanych w [8] i [16]. Wartość współczynnika korelacji liniowej mocy średniej P_{sr} oraz temperatury oleju silnikowego w chwili rozruchu silnika wynosi tylko $r = 0,54$, co świadczy o słabej zależności pomiędzy tymi parametrami.

Na rysunku 4 widoczny jest histogram rozkładu czasu trwania etapu nr 2 rozruchu (czasu obracania wału korbowego silnika za pomocą rozrusznika z niemal stałą prędkością kątową). Przeważają krótkie czasy trwania etapu nr 2. Czasy nie dłuższe niż 0,178 s zarejestrowano aż w 68% przypadkach. Wartość średnia czasu trwania etapu nr 2 wynosi 0,225 s, zaś odchylenie standardowe — 0,144 s.

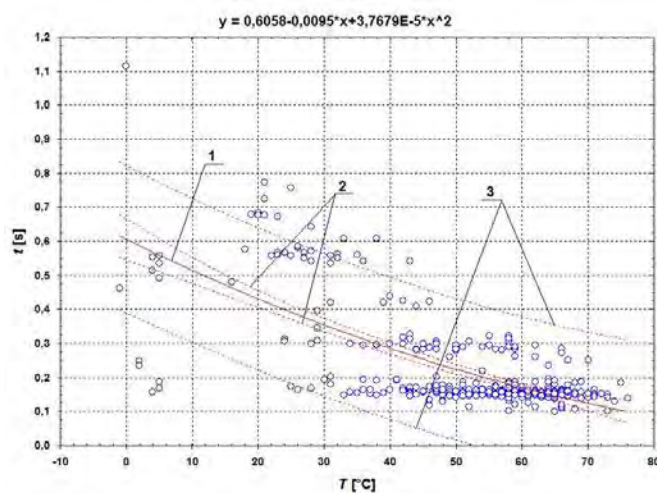


Rys.4. Histogram czasu trwania etapu nr rozruchu silnika 4CT90; 1 – funkcja gęstości rozkładu log-normalnego dopasowana (poziom istotności $p < 0,01$) do danych empirycznych o parametrach skali: -1,6180 i kształtu:0,4601

Należy podkreślić, że długość czasu trwania etapu nr 2 rozruchu w sposób istotny zależy od stanu cieplnego badanego silnika 4CT90, co pokazują wartości współczynników korelacji liniowej z tablicy 1. Dla temperatury oleju

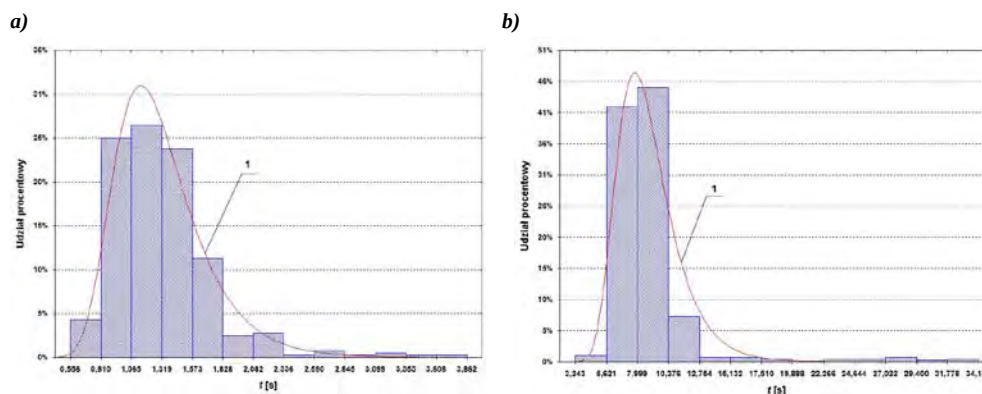
silnikowego współczynnik ten wynosi $r = -0,69$, zaś dla temperatury silnika w chwili rozruchu $r = -0,62$.

Sygnalizuje to, że wraz ze spadkiem temperatury rozruchu silnika 4CT90 pogarszają się warunki do zaistnienia pierwszych samozapłonów mieszanki paliwowo-powietrznej w jego cylindrach. Efekt ten potwierdza wykres rozrzutu oraz zależność funkcyjna pomiędzy czasem trwania etapu nr 2 i temperaturą oleju smarującego w czasie rozruchu (por. rys. 5). Krzywa regresji opisująca analizowaną zależność jest wielomianem 2-stopnia. Wartość średniego losowego błędu szacowanego wyrazu wolnego wynosi 0,0308 przy czym wartość statystyki t -Studenta jest równa $t = 19,6570$. Błąd estymowania współczynnika przy pierwszej potęgze wynosi 0,0014 ($t = -6,4136$). Dla współczynnika przy drugiej potęgze średni błąd losowy wynosi 0,00001, zaś wartość statystyki t -Studenta: $t = 2,1792$. Poziom istotności dla analizowanych współczynników wynosi $\alpha < 0,05$. Jednak wartość współczynnika determinacji r^2 wynosi 0,4716, co świadczy o słabym dopasowaniu się krzywej regresji do uzyskanych danych empirycznych. Zaznaczone na rysunku 5 przedziały ufności, dla prognozowanej średniej obserwacji i predykcji, są obliczone przy założeniu zgodności z rozkładem normalnym na poziomie ufności 95%.



Rys.5. Wykres rozrzutu i krzywa regresji dla wartości czasu trwania etapu nr 2 oraz temperatury oleju w chwili rozruchu silnika 4CT90; 1 – krzywa regresji, 2 – przebieg ufności dla prognozowanej średniej obserwacji, 3 – przedział ufności dla prognozowanej obserwacji (przedział predykcji)

Czasy rozruchu oraz startu silnika 4CT90 również istotnie zależą od jego stanu cieplnego w chwili rozruchu. Czas startu silnika jest sumą czasu włączenia świec żarowych przed rozruchem oraz czasu trwania samego rozruchu. Na rysunku 6 przedstawiono rozkłady statystyczne czasu rozruchu oraz czasu startu silnika 4CT90.



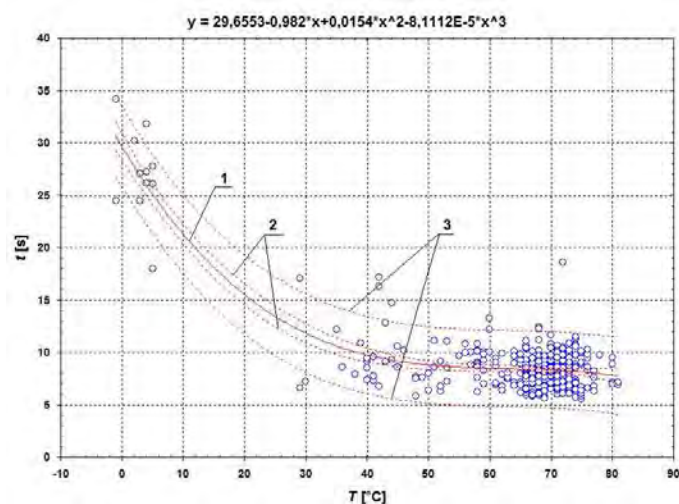
Rys.6. Histogramy: a) czasu rozruchu silnika 4CT90, b) czasu startu silnika 4CT90; 1 – funkcja gęstości rozkładu wartości ekstremalnych dopasowana (poziom istotności $p < 0,01$) do danych empirycznych o parametrach dla rozkładu czasu rozruchu położenie: 1,1391 i skala: 0,2971 oraz dla rozkładu czasu startu położenie: 7,7701 i skala: 1,844

Wartość średnia czasu trwania rozruchu silnika 4CT90 wynosi 1,315 s, zaś odchylenie standardowe — 0,420 s. Ponad 50% zarejestrowanych czasów rozruchu silnika nie przekracza 1,319 s. Dla czasu startu silnika 4CT90 wartość oczekiwana jest równa 8,943 s, a odchylenie standardowe wynosi 3,630 s. Największe wartości analizowanych czasów występują oczywiście podczas rozruchów w obniżonych temperaturach (por. rysunek 7).

Wartości współczynników korelacji liniowej pomiędzy czasem rozruchu a temperaturą silnika oraz temperaturą oleju silnikowego wynoszą odpowiednio $r = -0,63$ i $r = -0,57$. Wartość współczynników korelacji liniowej pomiędzy czasem startu silnika 4CT90 a temperaturą silnika i temperaturą oleju silnikowego są równe $r = -0,72$ oraz $r = -0,55$. Wartości wyróżnionych współczynników korelacji liniowej potwierdzają opisany już wcześniej fakt, że w miarę spadku temperatury rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym następuje pogorszenie warunków do powstania pierwszych samozapłonów mieszanki palnej.

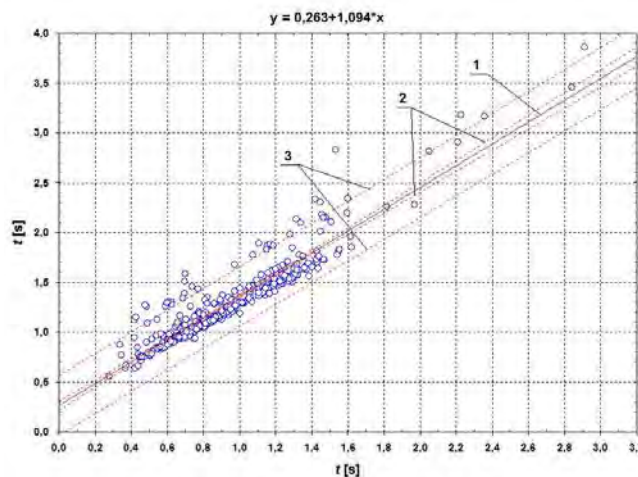
Rysunek 7 przedstawia wykres rozrzutu oraz zależność funkcyjną pomiędzy czasem startu silnika 4CT90 a temperaturą w chwili początku startu. Krzywa regresji opisująca tę zależność jest wielomianem 3-stopnia. Wartość średniego losowego błędu szacowanego wyrazu wolnego wynosi 0,6685, przy czym wartość statystyki t -Studenta jest równa $t = 44,3553$. Błąd estymacji współczynnika przy pierwszej potęgze wynosi 0,0756 ($t = -12,9882$). Dla współczynnika znajdującego się przy drugiej potęgze średni błąd losowy wynosi 0,0021 ($t = 7,1897$), zaś dla współczynnika przy trzeciej potęgze: 0,00001 ($t = -4,9102$). Poziom istotności α analizowanych współczynników jest mniejszy niż 0,05.

Wartość współczynnika determinacji wynosi 0,7482 świadczy o właściwym dopasowaniu krzywej regresji 3-stopnia z rysunku 7 do uzyskanych danych empirycznych. Przedziały ufności dla prognozowanej średniej obserwacji i predykcji, zostały obliczone przy założeniu zgodności z rozkładem normalnym na poziomie ufności 95%.



Rys.7. Wykres rozrzutu i krzywa regresji dla wartości czasu startu silnika 4CT90 oraz temperatury w chwili jego rozpoczęcia; 1 – krzywa regresji, 2 – przebieg ufności dla prognozowanej średniej obserwacji, 3 – przedział ufności dla prognozowanej obserwacji (przedział predykcji)

Na rysunku 8 przedstawiono wykres rozrzutu oraz zależność czasu rozruchu silnika 4CT90 od czasu trwania jego etapu nr 4. Czas trwania rozruchu badanego silnika 4CT90 istotnie zależy od czasu trwania etapu nr 4 ($r = 0,93$). Przedziały ufności pokazane na rysunku zostały obliczone przy założeniu zgodności z rozkładem normalnym na poziomie ufności 95%.



Rys.8. Wykres rozrzutu i prosta regresji dla wartości mocy maksymalnej prądu pobieranego przez rozrusznik na początku rozruchu oraz temperatury oleju w chwili rozruchu silnika 4CT90; 1 – prosta regresji, 2 – przebieg ufności dla prognozowanej średniej obserwacji, 3 – przedział ufności dla prognozowanej obserwacji (przedział predykcji)

Średni błąd losowy dla estymowanego wyrazu wolnego prostej regresji z rysunku 8 wynosi 0,0216 (wartość statystyki t -Studenta równa $t = -3,7592$). Błąd losowy dla współczynnika kierunkowego prostej regresji równa się 0,0157 ($t = 50,4785$). Poziom istotności α dla obydwu analizowanych współczynników jest mniejszy niż 0,001. Wartość współczynnika determinacji r^2 jest równa 0,8672 i świadczy o bardzo dobrym dopasowaniu prostej regresji do danych empirycznych.

4.4. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza wyników badań doświadczalnych uzyskanych w trakcie rzeczywistej eksploatacji pojazdu LUBLIN z silnikiem 4CT90 potwierdza złożoność procesu rozruchu samochodowego silnika spalinowego. Pokazuje również, że metodami czysto statystycznymi nie można sformułować ogólnych zależności ujmujących w sposób ilościowy badane zjawiska. Przy formułowaniu hipotez badawczych należy w miarę możliwości uwzględniać te relacje pomiędzy rozważanymi wielkościami, które wynikają z ogólnych praw fizyki.

LITERATURA

1. Bielaczyc P., Merksiz J., Pielecha J.: *Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 2001.
2. Chłopek Z.: *Ochrona środowiska naturalnego*. WKiŁ. Warszawa 2002.
3. Cypko E., Drożdziel P., Ignaciuk P., Krzywonos L.: *Wpływ temperatury rozruchu na zużywanie gładzi tulei cylindrowych silników spalinowych*. Biuletyn WAT. Vol. LV, nr 3(643), 2006, str. 113-125. ISSN 0366-4988.
4. Drożdziel P.: *O rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym*. Eksploatacja i Niezawodność. Nr 2(34), 2007, str. 51-59.
5. Drożdziel P. i inni: *Wybrane zagadnienia samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym*. PNTTE, 2007.
6. Ericsson E.: *Independent driving pattern factors and they influence on fuel-use and exhaust emission factors*. Transportation Research. Part D. Transport and Environment. No. 6(2001), str. 325-345.
7. Hlavná V., Kukuča P., Isteník R., Labuda R., Liščák Š.: *Dopravný prostriedok jeho motor*. EDIS-Žilina University publisher. Žilina, Slovak Republic, 2000.
8. Iskra A.: *Opory tarcia tłok-cylinder w temperaturze rozruchu silnika*. Materiały Sympozjum – „Rozruch silników spalinowych”. Szczecin 2000, str. 47-53.
9. Koliński K., Pszczółkowski J.: *Zużycie cylindrów silnika AD4.236 w warunkach rozruchu*. Eksploatacja silników spalinowych. Z. 6, Problemy rozruchu silników spalinowych. 2002, str. 81-86. ISSN 1509-9237.
10. Kordos P.: *Stanowiskowa metoda badań niezawodności samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym*. Rozprawa doktorska. Politechnika Lubelska, Lublin 2005.
11. Liščák Š.: *Spôľahlivost' v prevádzke cestných vozidiel*. EDIS- Žilina University publisher. Žilina, Slovak Republic, 2002.
12. Mathis U. Mohr M., Forss A. M.: *Comprehensive particle characterization of modern gasoline and diesel passenger cars at low ambient temperatures*. Atmospheric Environment. No. 39 (2005), str. 107-117.
13. Mysłowski J.: *Rozruch silników samochodowych z zapłonem samoczynnym*. WNT. Warszawa 1996.
14. Niewczas A.: *Trwałość zespołu tłok-pierścienie tłokowe-cylinder silnika spalinowego*. WNT. Warszawa 1998.
15. Pszczółkowski J.: *Charakterystyki rozruchowe silników o zapłonie samoczynnym*. Wydawnictwo SEPP „Cogito”. Zbąszynek 2004.
16. Serdecki W.: *Badanie współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 2002.
17. Urs M. Mohr M., Forss A. M.: *Comprehensive particle characterization of modern gasoline and diesel passenger cars at low ambient temperature*. Atmospheric Environment. No. 39 (2005), str. 107-117.
18. Wajand J. A., Wajand J. T.: *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*. WNT. Warszawa 1997.

5. PARAMETRY JAKOŚCIOWE PRACY GŁOWIC WKRĘCAJĄCYCH

5.1 Energetyczne aspekty pracy głowicy wkręcającej

Urządzenia przeznaczone do mechanizacji (automatyzacji) procesu wkręcania łączników gwintowych umożliwiają otrzymanie określonego – w granicach tolerancji – momentu dokręcającego. Wartość tego momentu zależy od własności mechanicznych łącznika gwintowego a w szczególności od wartości kąta dokręcenia φ_d i sztywności kątowej K . Moment dokręcający uzależniony jest także od wartości momentu oporowego powstającego w układzie napędowym i roboczym głowicy wkręcającej. W [1,2] przeprowadzono bilans momentów działających w czasie każdej fazy pracy głowicy. Umożliwiło to dokładne określenie wartości momentu użytecznego zamienianego na pracę dokręcania i wartości momentu oporowego. W rezultacie tych działań stworzono model matematyczny pracy głowicy wkręcającej, a sformułowane algorytmy syntezy konstrukcyjnej pozwoliły na skonstruowanie urządzenia realizującego proces dokręcania w zależności od wymagań stawianych temu procesowi oraz urządzeniu (czas wkręcania, koszt głowicy) [2].

Analiza procesu łączenia elementów gwintowych wykazała, że zapotrzebowanie na energię kinetyczną zamienianą na pracę dokręcania jest krótkotrwałe a maksimum energii kinetycznej koniecznej do połączenia występuje tylko w fazie dokręcania (utrwalania połączenia gwintowego). Automatyczna realizacja cykli połączenia gwintowego wymaga aby prędkość kątowa żadnego z ogniw układu roboczego i napędowego w końcu fazy dokręcania nie zmniejszyła się do wartości równej zero. Układy te mogą przekazać jedynie ograniczoną porcję energii kinetycznej koniecznej do utrwalenia połączenia gwintowego. W celu zachowania ciągłości pracy głowicy,

po wykonaniu pracy zewnętrznej, cały układ powinien zakumulować energię i osiągnąć prędkość kątową równą prędkości przed następnym cyklem połączenia. Spełnienie tych założeń wymaga kompleksowej analizy zależności funkcjonalnych układu napędowego i roboczego, co w rezultacie pozwala na właściwy dobór silnika napędowego, przekładni zębatej oraz wirujących mas układu roboczego.

Równanie ogólne bilansu momentów przyjmuje postać:

$$M_{op} + M_{opw} + I\varepsilon = M_{el} \quad (1)$$

gdzie:

M_{op} – suma momentów oporowych w układzie napędowym i roboczym,

M_{opw} – moment oporów wkręcania łącznika gwintowego,

I – masowy moment bezwładności elementów układu roboczego i napędowego; w fazach: wstępnego wkręcania i swobodnego wkręcania oraz dokręcania moment ten jest przenoszony na końcówkę wkręcającą i przybiera wartość I_z ; w fazie akumulacji energii ulega redukcji na oś silnika napędowego i otrzymuje wartość I_{SR} ,

M_{el} – moment elektryczny silnika napędowego,

ε - przyspieszenie kątowe końcówki wkręcającej.

W zależności od fazy pracy urządzenia, moment M_{opw} przyjmuje wartości :

- Faza swobodnego wkręcania $M_{opw} = M_{sw}$:

Moment M_{sw} ma wartość stałą [3] określoną za pomocą wzoru:

$$M_{sw} = 0,005M_d$$

- W fazie dokręcania przyjmuje postać $M_{opw} = M_d$:

$$M_d = M_{sw} + \alpha\varphi$$

$$\alpha = \arctg \frac{M_d - M_{sw}}{\varphi_d - \varphi_{sw}} \quad (2)$$

gdzie:

M_d - moment dokręcający,

M_{sw} – moment swobodnego wkręcania,

φ_{sw} – kąt obrotu końcówki wkręcającej w końcu fazy swobodnego wkręcania,

φ_d – kąt obrotu końcówki wkręcającej w końcu fazy dokręcania,

α - kąt pochylenia charakterystyki elektrycznego silnika napędowego opisany we współrzędnych $M=f(\varphi)$.

Wkręcanie może odbywać się dwiema metodami:

1-Podczas jednego impulsu dokręcany jest z żadaną wartością momentu łącznik gwintowy o średnicy gwintu MA mniejszej od średnicy maksymalnej MY z szeregu łączników przeznaczonych do wkręcania daną głowicą. Łączniki gwintowe o rozmiarze gwintu większym od MA są wkręcane z zadaną wartością momentu podczas n impulsów wkręcających.

2-Podczas jednego impulsu dokręcany jest łącznik gwintowy o średnicy maksymalnej gwintu MY .

Model matematyczny procesu wkręcania łączników gwintowych tworzą równania, z których należy obliczyć:

- prędkość końcową procesu dokręcania ω_k ,
- moment wkręcania M ,
- kąt dokręcania φ ,
- liczbę impulsów wkręcających p , z których $n \in \{1, 2, 3, \dots, p-1\}$ nazwiemy impulsami wkręcającymi, p -ty zaś impulsem dokręcającym.

Impulsy wkręcające powodują wkręcanie łącznika gwintowego z momentami M_n o rosnących wartościach, lecz mniejszych od żadanego momentu dokręcającego M_d ($M_n < M_d$). Rozwinięcie pełnego momentu dokręcającego M_d otrzymujemy podczas impulsu dokręcającego.

5.2. Wpływ czynników technologicznych

Podczas montażu połączeń gwintowych należy zapewnić określoną szczelność styków łączonych elementów, która jest funkcją osiowej siły zacisku. Brak przemysłowych metod bezpośredniej kontroli tej siły powoduje, że bardzo często jej wartość mierzona jest pośrednio poprzez pomiar wielkości momentu obrotowego przykładanego do łącznika gwintowego podczas dokręcania. Modelowanie pracy urządzenia roboczego powoduje dodatkowo konieczność wyboru optymalnej prędkości dokręcania zapewniającej maksymalną wydajność montażu przy zadanej dokładności wartości momentu dokręcającego M_d .

5.2.1. Wpływ sztywności kątowej

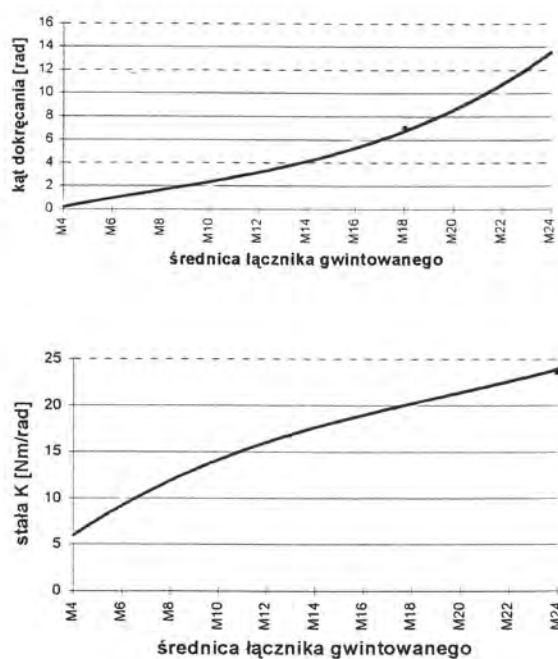
Moment dokręcający można zapisać jako funkcję kąta dokręcenia łącznika gwintowego φ_d i jego sztywności kątowej K :

$$M_d = K\varphi_d \quad (3)$$

gdzie:

φ_d – kąt dokręcenia łącznika gwintowego,

K – sztywność kątowa; stała wyznaczona dla konkretnego łącznika gwintowego.



Rys. 1. Zależność wartości kąta dokręcenia φ_d i stałej K od średnicy łącznika gwintowego

Podstawową przyczyną niedokładności i niestabilności momentu obrotowego podczas dokręcania są wahania sztywności kątowej łącznika gwintowego wynikające ze zmiany współczynnika tarcia na gwincie i powierzchni oporowej śruby oraz niedokładnością wykonania części

przeznaczonych do montażu. Powoduje to, że dokładność utrzymania zadanej siły Q przy kontroli pośredniej momentu M_d wynosi $\pm 20\%$. Sztywność kątowa jest więc składową podatności łącznika gwintowego i współczynnika tarcia na linii śrubowej i pod łbem śruby.

W łącznikach gwintowych określonego typu, posiadających jednakowe rozmiary geometryczne, sumaryczna podatność zmienia się nieznacznie. Zmiany te wynikają z różnych wartości współczynnika tarcia na gwincie i powierzchni oporowej. Wychodząc z zależności pomiędzy momentem dokręcającym i kątem dokręcania można zapisać:

$$Q = \frac{K \sum_{i=1}^n \varphi_i}{\pi d_s} \quad (4)$$

gdzie:

φ_i – kąt obrotu śruby podczas i – tego cyklu dokręcania ,

d_s – średnia średnica współpracy powierzchni gwintowych.

Przy czym sztywność kątowa zawiera się w przedziale:

$$K_{\min} \leq K \leq K_{\max} \quad (5)$$

Rozrzut siły zakręcania określany jest wzorem:

$$\Delta Q = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i}{\pi d_s} \frac{K_{\max} - K_{\min}}{K_{\max} K_{\min}} \quad (6)$$

5.2.2. Wpływ wartości kąta dokręcania oraz prędkości dokręcania

Problem zwiększenia wydajności procesów montażowych rozwiązywany jest poprzez skrócenie czasu operacji montażowych. W przypadku procesu wkręcania łączników gwintowych ulega skróceniu czas t_{sw} swobodnego wkręcania oraz t_d dokręcania. Zmiany te powodują jednoczesne zwiększenie prędkości kątowej urządzenia roboczego. Analizując fazę dokręcania należy zwrócić uwagę nie tylko na zjawiska zachodzące w łączniku gwintowym i jego otoczeniu ale także na proces hamowania elementów wykonawczych urządzenia wkręcającego. W warunkach rzeczywistych proces hamowania zachodzi w czasie określonym przez masowy moment bezwładności I_z elementów urządzenia [2]:

$$I_z = f(\omega_k) = \left[\frac{K(\varphi_d + \gamma)}{(\omega_1 - \frac{0.005 M_d \omega_{zs}}{M_{zs} i_p^2})^2 - \omega_k^2} \right] \quad (7)$$

gdzie:

ω_k – prędkość końcowa procesu wkręcania ,

I_z – masowy moment bezwładności elementów układu napędowego i roboczego zredukowany na końcówkę wkręcającą,

γ - kąt wysprzęglenia sprzęgła przeciążeniowego urządzenia wkręcającego,

ω_1 – prędkość biegu luzem silnika napędowego,

ω_{zs} – prędkość znamionowa silnika napędowego,

M_{zs} – moment znamionowy silnika napędowego,

I_p – przełożenie przekładni zębatej w urządzeniu wkręcającym,

M_d – moment dokręcający.

Wpływ masowego momentu bezwładności elementów układu napędowego i roboczego zredukowany na końcówkę wkręcającą urządzenia powoduje zakłócenie kąta dokręcania proporcjonalne do kąta hamowania α_T . W większości przypadków właściwości dynamiczne systemów napędowych urządzeń wkręcających można opisać wyrażeniem [2, 3]:

$$\alpha_T = \int_0^{\infty} \omega_{sw} e^{\frac{-t}{\tau}} dt = \omega_{sw} \tau \quad (8)$$

gdzie:

τ - stała czasowa napędowego silnika elektrycznego

ω_{sw} – prędkość kątowa swobodnego wkręcania.

Zwiększenie dokładności dokręcania można uzyskać przyjmując nowy kąt dokręcania φ_d' równy:

$$\varphi_d' = \varphi_d + \alpha_T \quad (9)$$

Przyjmując kąt dokręcania φ_d' uzyskuje się zmianę kąta hamowania $\Delta\alpha_T$ proporcjonalną do wartości $\delta(t)$ błędu stabilizacji prędkości ω_{sw} elementów wykonawczych:

$$\Delta\alpha_T = \delta \omega_{sw} \tau M \quad (10)$$

gdzie: M – krotność stałej czasowej τ .

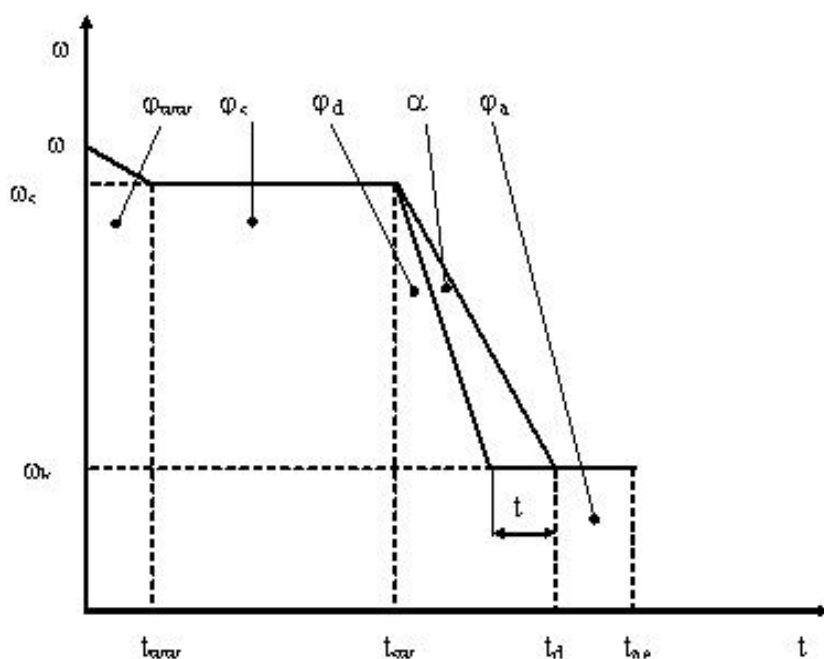
Z wyrażenia (8) wynika, że dopuszczalna prędkość urządzenia $\omega_{sw \max}$ przy której osiąga się niezbędną dokładność dokręcania może być wyrażony wzorem:

$$\omega_{sw \max} = \frac{\Delta \alpha_{T \max}}{\delta \tau M} \quad (11)$$

gdzie: $\Delta \alpha_{T \max}$ – maksymalny dopuszczalny błąd kąta hamowania.

Jeżeli przyjąć jednostopniowy cykl pracy (rys. 2), wówczas czas swobodnego wkręcania i dokręcania określamy:

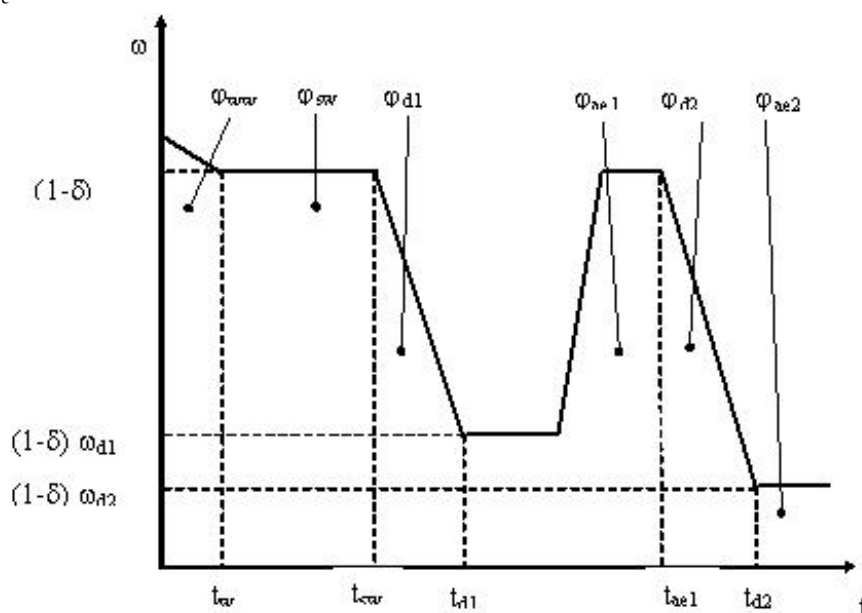
$$t = \frac{\varphi_{sw}}{\omega_{sw \max} (1 + \delta)} + \frac{\varphi_d + \omega_{sw \max} \tau (1 + \delta)}{\omega_{sw \max} (1 + \delta)} + \tau M \quad (12)$$



Rys. 2. Jednostopniowy przebieg cyklu procesu wkręcania

ω – prędkość kątowa procesu wkręcania łącznika gwintowego, φ – kąt obrotu łącznika gwintowego, t – czas procesu wkręcania, t_{ww} – czas wstępnego wkręcania, t_{sw} – czas swobodnego wkręcania, t_d – czas dokręcania, t_m – czas hamowania, t_{ae} – czas akumulacji energii, ω_l – prędkość kątowa biegu luzem, ω_{sw} – prędkość kątowa początku procesu wkręcania, ω_k – prędkość kątowa końca procesu wkręcania, φ_{ww} – kąt obrotu łącznika gwintowego w końcu fazy wstępnego wkręcania, φ_{sw} – kąt obrotu łącznika gwintowego w końcu fazy swobodnego wkręcania, φ_d – kąt obrotu łącznika gwintowego w końcu fazy dokręcania, φ_{ae} – kąt obrotu łącznika gwintowego w końcu fazy akumulacji energii, α_T – kąt hamowania.

Czas fazy wstępnego wkręcania za względu na bardzo małą wartość w porównaniu z czasem trwania kolejnych faz pracy urządzenia może być pominięty. W przypadku kiedy powstają wysokie wymagania dokładności dokręcania oraz w celu rozszerzenia zakresu stosowalności urządzenia wkręcającego, należy zastosować kilkustopniowy cykl wkręcania – rys. 3. Ponieważ prędkość elementów wykonawczych stabilizuje się z pewnym błędem δ kąty obrotu łącznika gwintowego w końcu fazy dokręcania φ_d i akumulacji energii φ_{ae} obliczmy z równania stabilizacji prędkości [3] w pierwszym cyklu dokręcania.



Rys. 3. Dwustopniowy przebieg procesu dokręcania
1, 2 – numer kolejnych cykli dokręcających, pozostałe opisy jak w rys. 2.

Przy takim założeniu przyjmujemy, że przy prędkości dokręcania ω_{sw} kąt $\varphi_{d2}=0$, wtedy:

$$\varphi_{d1}(\delta) = \varphi_d - \varphi_{ae1}(\delta) - \varphi_{ae2} \quad (13)$$

$$\varphi_{ae2} = \omega_{sw} \tau M \quad (14)$$

$$\varphi_{ae1}(\delta) = (1 + \delta)[(\omega_{sw} - \omega_{k1})\tau + \tau \omega_{sw} M] \quad (15)$$

Przyjmując niekorzystny przypadek, kiedy stabilizacja prędkości kątowej zachodzi w ostatnim cyklu dokręcania, możemy zapisać wyrażenie dla określenia przyrostu kąta akumulacji energii $\Delta\varphi_{ae}$:

$$\Delta\varphi_{ae1} = 2\delta[(\omega_{sw} - \omega_{k1})\tau + \omega_{sw}\tau\mathcal{M}] \quad (16)$$

Wtedy czas zakręcania i dokręcania zapisujemy:

$$t = \frac{\varphi_{sw} + \varphi_d}{\omega_{sw}(1-\delta)} - \frac{1+\delta}{1-\delta}\tau + \frac{\tau\omega_k[(1+\delta)(\mathcal{M}-1) - \mathcal{M}]}{\omega_{sw}(1-\delta)} + \quad (17)$$

$$+ \frac{2\delta\tau\omega_{sw}}{\omega_1(1-\delta)} + \frac{2\delta\tau(\mathcal{M}-1)}{1-\delta} + 2\tau\mathcal{M}$$

Wyrażenie (17) dla określonego rodzaju łączników gwintowych i typu silnika elektrycznego jest funkcją dwóch zmiennych: ω_{sw} i ω_k . W celu określenia punktu możliwego ekstremum należy wybrać z technologicznych ograniczeń maksymalną prędkość ω_{k1} wyłączenia elementu wykonawczego. Wtedy optymalna prędkość zakręcania:

$$\omega_{swopt} = \sqrt{\frac{(\varphi_{sw} + \varphi_{d1} + \varphi_{d2} + \varphi_{ae1})\omega_{k1} + [(1+\delta)(\mathcal{M}-1) - \mathcal{M}]\tau\omega_{k1}^2}{2\delta\tau}} \quad (18)$$

Otrzymane wartości optymalnej prędkości początku procesu wkręcania (18) oraz maksymalna prędkość wyłączenia ω_{k1} , mogą w dalszej kolejności służyć do obliczenia wydajności urządzenia wkręcającego przy zachowaniu warunków niezbędnej dokładności dokręcania.

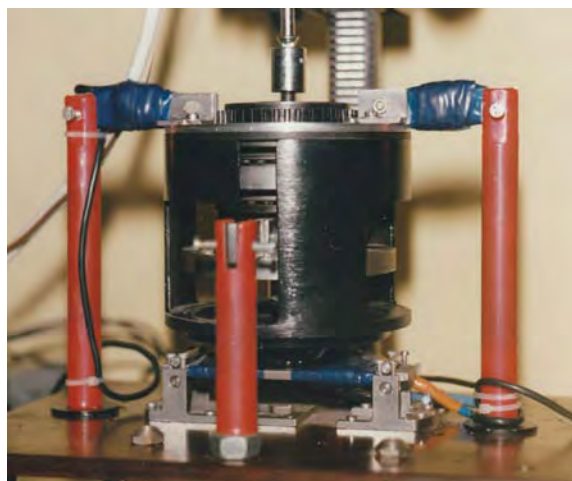
5.3. Badania stanowiskowe

Identyfikację parametrów i zmiennych modelu matematycznego procesu wkręcania umożliwiła określenie wartości charakterystycznych poszczególnych elementów głowicy w zależności od średnicy wkręcanych łączników gwintowych i liczby impulsów roboczych. Przeprowadzono proces syntezy konstrukcyjnej zmierzający do zbudowania głowicy wkręcającej śruby o średnicach M6 – M12 klasy 6.8, średniodokładnych B. Na podstawie obliczeń przyjęto:

- moment znamionowy silnika $M_{zs} = 0,1 \text{ Nm}$ (silnik PIVT-6-25/3A),
- stała silnika napędowego $\alpha = \tan 35^\circ = 0,7$,

- masowy moment bezwładności $I_z=0,0076 \text{ kgm}^2$,
- przełożenie przekładni zębatej $i_p=4,5$.

Model procesu wkręcania łączników gwintowych za pomocą impulsowej głowicy wkręcającej zweryfikowano na oryginalnym stanowisku badawczym- rys. 4 [4,5].



Rys. 4. Głowica wkręcająca zamontowana na stanowisku badawczym

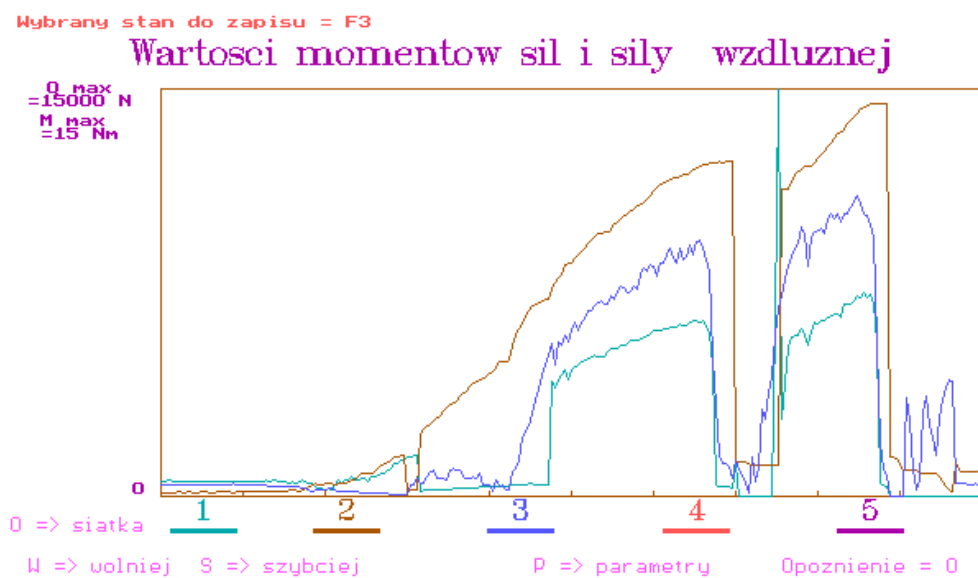
Czynności na stanowisku badawczym podczas wkręcania łącznika gwintowego M6 metoda pojedynczego impulsu wkręcającego obejmowały:

- 1- Nastawienie momentu na sprzęgle przeciążeniowym głowicy wartości 9Nm,
- 2- Wprowadzenie śruby do wnętrza głowicy wkręcającej,
- 3- Włączenie silnika napędowego, wkręcanie następuje do chwili rozłączenia łańcucha kinematycznego głowicy przez sprzęgło przeciążeniowe.

Czynności na stanowisku badawczym podczas wkręcania łącznika gwintowego M8 metodą kolejnych impulsów wkręcających:

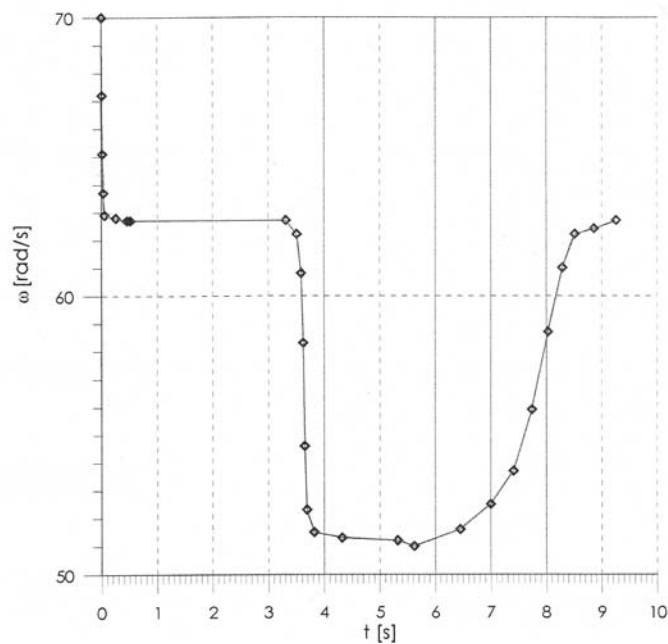
- 1- Nastawienie momentu na sprzęgle przeciążeniowym głowicy wartości 14 Nm,
- 2- Wprowadzenie śruby do wnętrza głowicy wkręcającej,
- 3- Włączenie silnika napędowego i praca do momentu rozłączenia łańcucha kinematycznego głowicy przez sprzęgło przeciążeniowe.
- 4- Wyłączenie silnika
- 5- Nastawienie momentu na sprzęgle przeciążeniowym głowicy wartości 18 Nm,
- 6- Ponowne włączenie silnika napędowego. Proces wkręcania zachodzi do aż do wyłączenia się sprzęgła.

Przykładowa zbiorcza charakterystyka procesu wkręcania śruby M8 przedstawiona została na rys.5.

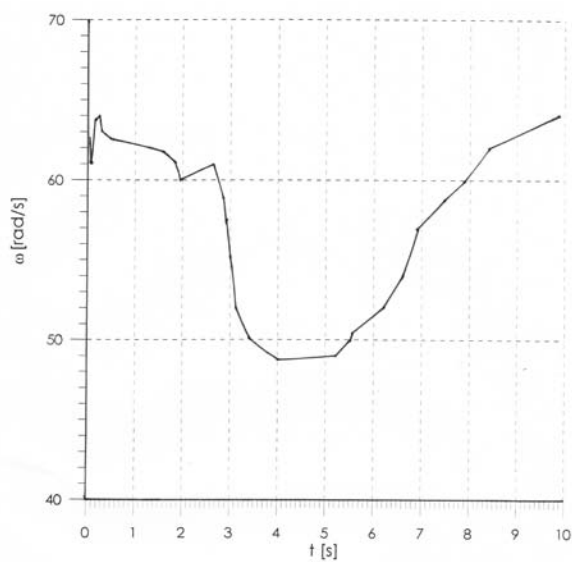


Rys.5. Charakterystyka procesu wkręcania śruby M8 (wkręcanie dwustopniowe głowicą impulsową). Oś pozioma – kąt obrotu śruby.

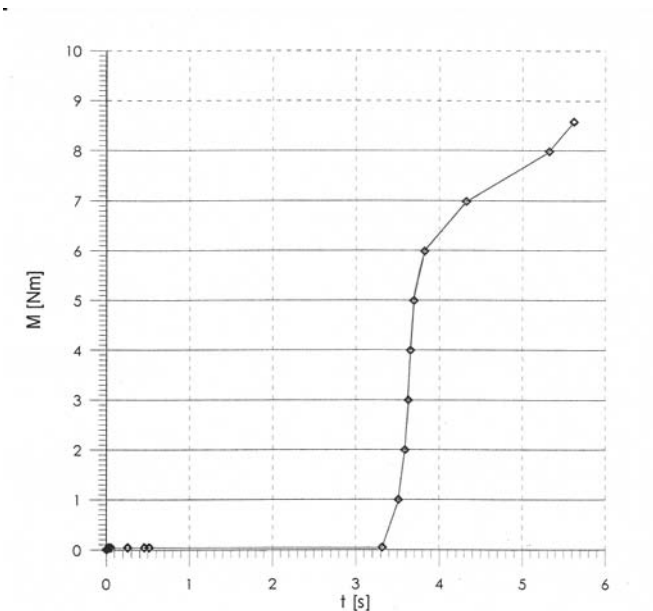
1 – moment tarcia pod łbem śruby, 2- moment na gwincie, 3 – siła osiowa w śrubie.



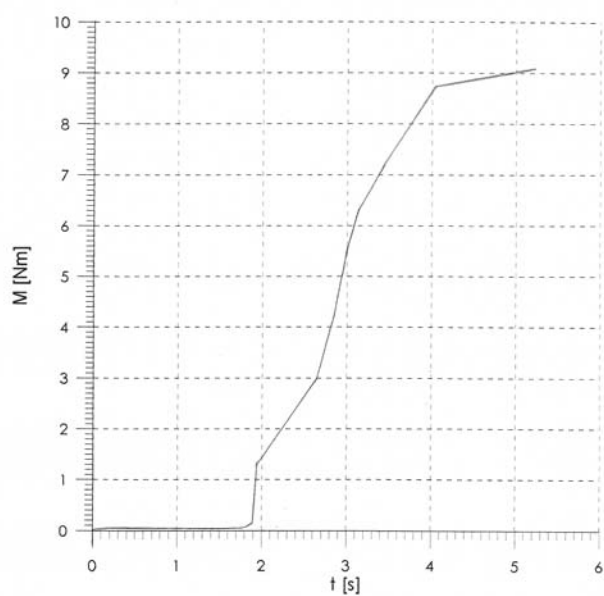
Rys.6. Zależność prędkości kątowej układu roboczego $\dot{\omega}$ od czasu t procesu wkręcania (łącznik M6, dane z modelu matematycznego)



Rys. 7. Zależność prędkości kątowej układu roboczego $\dot{\omega}$ od czasu t procesu wkręcania (łącznik M6, dane z modelu matematycznego)



Rys.8. Zależność momentu wkręcającego M od czasu t procesu wkręcania (łącznie M6, dane z modelu matematycznego)



Rys. 9. Zależność momentu wkręcającego M od czasu t procesu wkręcania (łącznie M6, dane z badań)

Na rysunkach 6 – 9 zostały przedstawione przebiegi $\alpha=f(t)$ i $M=f(t)$ otrzymane w wyniku modelowania matematycznego i z danych uzyskanych z badań eksperymentalnych.

Przedstawione badania doświadczalne wykazały dobrą zgodność uzyskanych parametrów wkręcania z założeniami teoretycznymi. Otrzymano wyniki pomiarów o rozrzucie nie przekraczającym 7% w porównaniu z wynikami obliczeń z wykorzystaniem modeli matematycznych opracowanych przez autora. Ponadto wyniki badań eksperymentalnych charakteryzują się wysoką powtarzalnością (rozrzut do 6%) i są zbieżne z publikowanymi w literaturze. Potwierdzają one dobrą klasę urządzenia pomiarowego.

LITERATURA

- 1.Nieoczym A. – Modelowanie procesu wkręcania łączników gwintowych – Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, vol 20, nr 2, 2000, s. 121-131.
- 2.Nieoczym A. , Wybrane zagadnienia wytrzymałościowe połączeń gwintowych. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2003, ISBN 83-87833-43-6. Monografia
- 3.Nieoczym A., Gajewski J. :*Wlianie technologicznych faktorow na tocznost' siły zażima w rieżbowych sojedinenijach* *Mieždunarodnyj Sbornik Naucznych Trudow „Progriessiwnyje Tiechnologii i Sistemy Maszynostrojenija*, vol. 27, Doniec, Ukraina, 2004
- 4.Nieoczym A., Kisiel J. - „ Stanowisko do pomiaru momentu dokręcającego i siły osiowej”. Wzór użytkowy W 105608.
- 5.Nieoczym A., K. Wituszyński – „Impulsowa głowica wkręcająca”. Patent nr 329139.

6. KONSTRUKCJA ROBOTA INSPEKCYJNEGO DO KANAŁÓW WENTYLACYJNYCH NA TLE ROZWIĄZAŃ PRZEMYSŁOWYCH

6.1. Wstęp

Sprawną wentylacja pomieszczeń pełni niezwykle ważną rolę w zapewnieniu dobrego samopoczucia i zdrowia. Jej brak może być przyczyną groźnych zatruc (np. tlenkiem węgla, okresowego bólu głowy, uczucia duszności, braku koncentracji itp.).

Zapewnienie dobrej wentylacji związane jest z drożnymi i czystymi kanałami wentylacyjnymi dostarczającymi świeże powietrze do pomieszczeń użytkowych. W trosce o dobrą wentylację należy okresowo sprawdzać stan kanałów wentylacyjnych poprzez wgląd do ich wnętrza i ewentualne czyszczenie.

Obecnie czynności te wykonywane są najczęściej ręcznie a niejednokrotnie tam, gdzie nie zmieści się człowiek – czyszczenie odbywa się bez kontroli końcowych efektów. Rozwiązaniem tego problemu jest stosowanie zdalnie sterowanych lub bezprzewodowych robotów inspekcyjno-czyszczących. Niestety, są to przeważnie konstrukcje zagraniczne, których koszt znacznie przewyższa możliwości finansowe małych firm pracujących w tej branży.

W Studenckim Kole Naukowym Zastosowań Mechatroniki „Elmech” w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej podjęto próbę realizacji mobilnego robota inspekcyjno-czyszczącego „Inspektor 1”.

Aby zapewnić sprawne działanie robota w usuwaniu zanieczyszczeń z kanałów wentylacyjnych, niezbędnym stało się wyposażenie go, w ruchome ramię, z trzema wymiennymi końcówkami funkcyjnymi. Ramię to, wykonując szereg funkcji (chwytająca, podpierająca, nabierająca, czyszcząca) charakteryzuje się możliwością ruchu w sześciu kierunkach (lewo-prawo, góra-dół, wsuw-wysuw). Ruch ten odbywa się za pomocą trzech mikrosilników

elektrycznych. Wymienne końcówki ramienia: szczypce z regulowanym rozwarciem, szufelka z funkcją unoszenia oraz obrotowe szczotki czyszczące (do kanałów o przekroju kołowym i prostokątnym), pracują zamiennie.

Do konstrukcji ramienia wykorzystano dostępne profile aluminiowe łączone za pomocą śrub, nitów i specjalnego kleju. Użyto kilka przekładni ślimakowych napędzanych mikrosilnikami elektrycznymi, których ruch ograniczono przez zastosowanie wyłączników krańcowych.

Projekt i konstrukcja ramienia oraz wymiennych końcówek stanowią oryginalne, autorskie rozwiązanie.

6.2. Zanieczyszczenia kanałów wentylacyjnych

Stopień zabrudzenia w systemach doprowadzających powietrze zależy od jakości filtrów i ich nieuchronnego zanieczyszczania. Wszystkie nowo zainstalowane przewody nie są pozbawione zanieczyszczeń. Powstają one już podczas instalacji (pył, kurz, gruz). Lokacja budynku, jak i jego urządzeń ma również bezpośredni wpływ na jakość dostarczanego powietrza. Każde otoczenie będzie wytwarzało swoje własne rodzaje zanieczyszczeń począwszy od spalania, włączając cząstki odpadków chemicznych, a kończąc na alergenach i wysokiej wilgotności. W budynkach, w których zastosowane jest powietrze obiegowe wystąpi większa różnorodność zanieczyszczeń, włączając naturalne dla tego typu otoczenia płatki skóry, włókienka materiałów tekstylnych, skrawki papieru i polutanty (odpadki zawierające szkodliwe substancje i powodujące zanieczyszczenie środowiska).

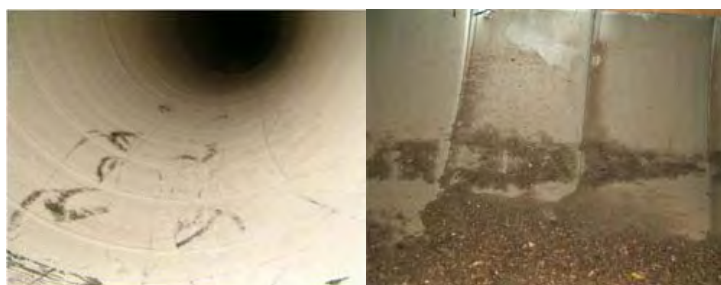
System wentylacyjny może również wytwarzać swoje własne zanieczyszczenia. Są to między innymi rdza, korozja, materiały izolacyjne w połączeniu z mikroorganizmami powstającymi u źródeł wilgotności.

Recyrkulacyjne systemy wentylacyjne nie są zwykle filtrowane. Dlatego też, pył, włókna i inne zanieczyszczenia zbierane z całego budynku ciągle się kumulują. Do zanieczyszczeń należy zaliczyć również elementy i śmiecie ograniczające, bądź blokujące przestrzeń kanałów: gruz, woreczki foliowe, odpady papierowe, gałązki, ogryzki itp.

Niewątpliwie czyszczeniu powinny podlegać wszystkie instalacje. Szczególną uwagę należy zwrócić na budynki, w których przebywają osoby, ze względu na swój wiek lub stan zdrowotny, najbardziej podatne na

zachorowania (np. budynki służby zdrowia, szkoły, przedszkola, żłobki, domy opieki) oraz budynki użyteczności publicznej, do których codziennie przychodzi wielu ludzi o różnej podatności na zachorowania (np. banki, hotele, restauracje, szkoły, uczelnie).

Stan zanieczyszczenia kanałów jest różny i zależy od wielu czynników, między innymi od lokalizacji budynku, systemu wentylacji, prawidłowej eksploatacji, konserwacji itp. (fot. 1.).



Fot. 1. Kurz osiadły na ściankach kanału i zanieczyszczenia w postaci ziarnistej [2]

6.3. Zastosowania robotów do czyszczenia kanałów wentylacyjnych

Obecnie, większość prac czyszczących wykonywanych jest ręcznie. Pojawiają się jednak nowe rozwiązania tego problemu w postaci (wciąż drogich) robotów inspekcyjnych i czyszczących.

Firma KOMFORT oferuje usługi inspekcji oraz czyszczenia systemów wentylacyjnych [2]. Jako jedyna firma w Polsce posiada profesjonalne urządzenia duńskiej firmy TRIVENTEK które są nowoczesnymi urządzeniami do czyszczenia oraz inspekcji kanałów wentylacyjnych (fot. 2 i 3).

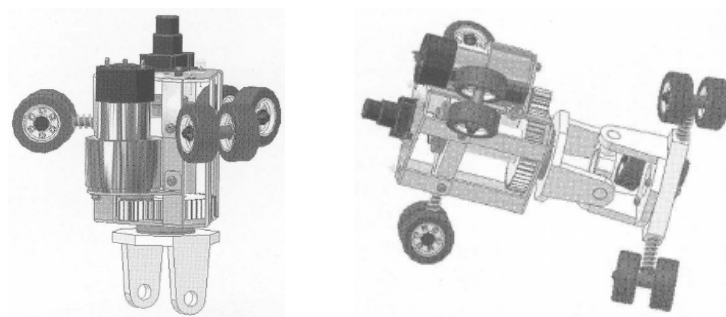


Fot. 2. Zestaw inspekcyjny i robot inspekcyjny [2]



Fot. 3. Robot czyszczący oraz robot TDB ze sprężarką [2]

Na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Rzeszowskiej opracowano model robota inspekcyjnego do przewodów rurowych [3].



Rys. 1. Stator z oprzyrządowaniem i model konstrukcyjny robota [3]

Jest to lekka, prototypowa konstrukcja, pozwalająca na monitorowanie i analizę stanu technicznego wewnętrznych części rurociągów o średnicy od 140 do 155 mm. Część mobilną robota stanowi zespół dwóch modułów kołowych połączonych przegubem Cardana, którego zastosowanie umożliwia pokonywanie krzywizn w rurociągach.

6.4. Konstrukcje manipulatorów i chwytaków w robotach przemysłowych

Robotyka przemysłowa jest dziedziną robotyki zajmującą się zastosowaniem robotów i manipulatorów przemysłowych, w celu robotyzacji procesów produkcyjnych (m.in. spawanie, malowanie, paletyzacja, montaż, prasowanie, przenoszenie, inspekcja produktów, testowanie produktów itp.).

Manipulacyjny robot przemysłowy jest programowaną, automatycznie sterowaną, wielozadaniową maszyną manipulacyjną o wielu stopniach swobody, posiadającą własności manipulacyjne lub lokomocyjne, stacjonarne lub mobilne, dla różnych zastosowań przemysłowych. Na fot. 4. pokazano cztery manipulatory przemysłowe różnych producentów.



Fot. 4. Manipulatory przemysłowe: Fanuc LR Mate200ic, KUKA, Motoman DIA-10, ABB [4]

W skład schematu funkcjonalnego robota wchodzi:

- *podstawa*: płyta lub inna konstrukcja (nieruchoma), która jest pierwszym członem,
- *korpus*: obudowa elementów zespołów ruchów ramienia,
- *ramię dolne i górne*,
- *przegub* (kiść, nadgarstek): część układu ruchu między elementem roboczym a ramieniem, która orientuje element roboczy,
- *element roboczy*: np. chwytak lub wkręt itp.,
- *sterowanie*,
- *napędy*.

6.4.1. Zastosowanie robotów przemysłowych - paletyzatory

Firma WIKPOL od 2007 roku projektuje i produkuje specjalistyczne głowice manipulacyjne przeznaczone do robotów przemysłowych [5].

Gotowe i sprawdzone opakowania podlegają najczęściej procesom pakowania zbiorczego (paletyzacji). Roboty paletyzujące są wyposażone w specjalistyczne indywidualnie projektowane i wykonywane chwytaki (głowice robocze). Chwytak robota paletyzującego jest urządzeniem wielofunkcyjnym.

Jego podstawową funkcją jest pobieranie i układanie opakowań w określonym miejscu na palecie. Dzięki połączeniu różnych technologii w zakresie elektroniki, pneumatyki, i optoelektroniki, chwytak może spełniać kilka zadań jednocześnie, m.in. samodzielnie pobierać puste palety, oddzielać poszczególne warstwy opakowań przekładkami, odrzucać nieprawidłowe opakowania i wykonywać inne czynności.



Fot. 5. Robot paletyzujący Fanuc Robotics typu M-410iB z chwytakiem do paletyzacji worków oraz robot Fanuc Robotics wykorzystywany do paletyzacji butelek [5]

6.4.2. Zastosowanie robotów przemysłowych - natryskowe

Firma Roboty Przemysłowe Krzysztof Sulikowski z Krakowa oferuje zrobotyzowane stanowiska przy wykorzystaniu nowych i używanych robotów Fanuc Robotics i Kawasaki do natrysku farb proszkowych (fot. 6.).



Fot. 6. Roboty do natrysku farb proszkowych [6]

Malowane elementy zostają podwieszone a następnie podawane są do komory natryskowej, w której poprzez specjalny otwór następuje natrysk farby. Drobinę farby przyciągane są elektrostatycznie do powierzchni malowanych elementów.

6.4.3. Zastosowanie robotów przemysłowych - spawalnicze

Zrobotyzowane stanowiska spawalnicze (fot. 7) były jednymi z pierwszych zastosowań robotów w przemyśle.



Fot. 7. Stanowisko do spawania stali nierdzewnej i aluminium [6]

6.4.4. Zastosowanie robotów przemysłowych – transport międzyoperacyjny

Transport międzyoperacyjny (fot. 8.) jest najczęstszym problemem optymalizacji pracy całego zakładu. Odpowiednie ustawienie maszyn i robotów może spowodować, że jedynymi wąskimi gardłami, będzie przywóz prefabrykatów i wywóz wyrobów z zakładu. Praktycznie od załadunku wyrobu na pierwszą maszynę, do paletyzacji robotem na paletę ustawioną na owijarce, jedynymi osobami zatrudnionymi na liniach, są operatorzy maszyn i kierowcy wózków widłowych.



Fot. 8. Stanowisko do transportu międzyoperacyjnego [6]

6.5. Możliwości wprowadzenia innowacji i udoskonaleń

Konstrukcja projektowanego, mobilnego robota inspekcyjnego „Inspektor 1” zawiera szereg elementów funkcyjnych które jako całość tworzą ciekawe i praktyczne rozwiązanie, wprowadzające kilka innowacji i udoskonaleń zarówno w konstrukcji mechanicznej, oprzyrządowaniu elektronicznym jak i w sterowaniu programowym (tab. 1.).

Tabela 1. Funkcje poszczególnych elementów robota

Lp	Element robota	Wykonywana funkcja	Innowacja
1	Gumowe koła z napędem	Jazda z małym kątem skrętu	-
2	Pozycjoner kamery wraz z podstawą obrotową	Funkcja rozglądania się, możliwość obserwacji na przód i tył robota	Mechaniczna
3	Wspomagające, wysuwane koło pionowe	Wspomaganie jazdy – zmniejszanie poślizgu kół (w kanałach o przekroju kołowym możliwość jazdy w pionie)	Mechaniczna
4	Ramię z wymiennymi końcówkami: szufelka, chwytak lub czyszczące szczotki obrotowe	Usuwanie większych śmieci (worki, gałązki, piach gruz), oczyszczanie ścianek kanału z kurzu	Mechaniczna
5	Kamera bezprzewodowa	Obserwacja stanu zanieczyszczeń w kanale	-

6	Mikrofon	rejestracja dźwięków (np. szum ciekącej wody lub syk ulatniającego się gazu)	Elektroniczna
7	Reflektor LED	Oświetlenie normalne	-
8	Halogen	Doświetlenie silnym światłem	Elektroniczna
9	Radiomodem	Komunikacja i sterowanie bezprzewodowe	Elektroniczna
10	Buzzer	Dźwiękowa sygnalizacja pozycji i alarmy	Elektroniczna
11	Czujnik gazów	Sygnalizacja obecności gazów w kanale wentylacyjnym	Elektroniczna
12	Czujnik przepływu powietrza	Określenie siły ciągu w kanale	Elektroniczna
13	Czujnik kierunku powietrza	Określenie kierunku ciągu	Elektroniczna
14	Czujnik nacisku	Określenie siły docisku pionowego koła wspomagającego	Elektroniczna
15	Ultradźwiękowy czujnik odległości	Pomiar długości kanału wentylacyjnego	Elektroniczna
16	Czujnik temperatury i wilgotności	Określenie temperatury i wilgotności panujących w kanale	Elektroniczna
17	Programowalny 32 bitowy procesor AT91SAM7S256	„Silna” jednostka sterująca	Elektroniczna
18	Akumulator 12V/ 5Ah	Podstawowe źródło zasilania robota	-
19	Rejestrator obrotów kół napędowych	Zapamiętanie drogi – powrót do początku trasy (lub do wznowienia transmisji) po jej zaniku	Elektroniczna Programowa
20	Panel operatora	Panel sterujący robotem	-

6.6. Projekt robota „Inspektor 1”

Robot mobilny „Inspektor 1” jest konstrukcją złożoną. Występują w nim zarówno elementy mechaniczne, jak i elektroniczne oraz informatyczne.

Układ jezdny bazuje na postawie czterokołowej gdzie dwa silniki napędowe służą do zmiany kierunków ruchu i napędu w obie strony. Robot jest zasilany z ogniwa akumulatorowego 12V/5Ah.

Całością zarządza 32 bitowy mikrokontroler rodziny AT91SAM7S firmy Atmel. Mikroprocesor znajduje się w wymiennym module, stąd łatwo jest przeprogramować robota. Możliwość ta stwarza warunki do wykorzystania urządzenia w procesie dydaktycznym.

Robot wyposażony w kolorową kamerę przekazuje obraz bezprzewodowo. W ten sam sposób realizowane jest sterowanie urządzeniem. Operator ma do dyspozycji zamontowane z przodu ruchome ramię z wymiennymi końcówkami: szufelką, chwytakiem bądź obrotowymi szczotkami. Robot wyposażony jest w źródło światła LED i halogen doświetlający, wspomagające koło pionowe, ułatwiające jazdę robota w kanałach o przekroju kołowym oraz szereg czujników kontrolujących pracę robota i warunki panujące w kanale..

Rola „Inspektora 1” nie ogranicza się tylko do biernej obserwacji kanałów wentylacyjnych. Za pomocą chwytaka można usuwać z kanału większe przeszkody i śmieci (min. woreczki foliowe, gałązki, ogryzki itp.), szufelka może nabierać materiały sypkie (piasek, ziemia) a szczotki czyszczące skutecznie usuną drobniejsze zanieczyszczenia (np. osadzony kurz).

Rejestrator obrotów kół, wyznaczając przejechaną drogę, umożliwia maszynie

(po zaniku transmisji) samodzielny powrót do pozycji początkowej bądź wjazd w zasięg transmisji radiowej.

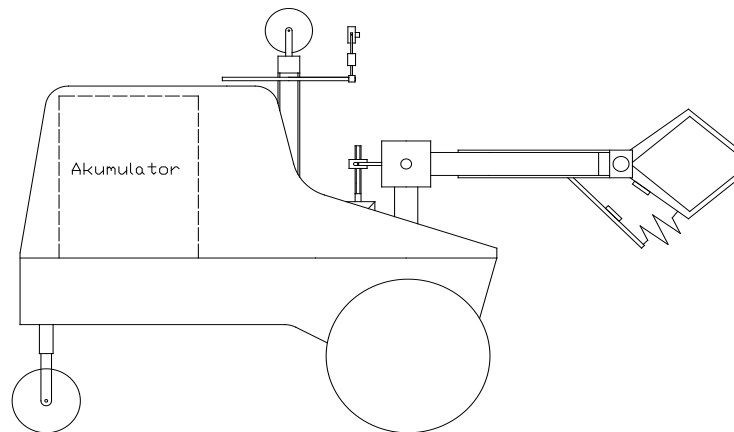
Robot wzbogacony o różne czujniki (min. przepływu i kierunku powietrza, gazu, wilgotności i temperatury) może dokładnie zdiagnozować kanał pod kątem sprawności oraz obecności gazu lub ognia. Te „umiejętności” poszerzają jego zastosowanie np. w ratownictwie czy straży pożarnej (penetracja trudno dostępnych miejsc, lokalizacja pożaru lub gazu, dostarczanie środków pomocy osobom uwięzionym pod gruzami itd.).

W celu uzyskania wytrzymałej konstrukcji o możliwie małym ciężarze, większość z jej komponentów składowych wykonana jest z aluminium. We wszystkich miejscach konstrukcji związanych z ruchem obrotowym stosowane są łożyska toczne lub przeguby.

Obudowa wykonana z cienkiej ocynkowanej blachy w miarę możliwości zostanie ściśle dopasowana do poszczególnych komponentów robota, zabezpieczając go przed szkodliwym działaniem zanieczyszczeń.

6.6.1. Szkic zewnętrzny

Szkic zewnętrzny robota zestawiono z podstawowych modułów mechanicznych (rys. 2.):



Rys. 2. Szkic wyglądu zewnętrznego robota

- czterokołowego podwozia z napędem,
- wspomagającego pionowego koła dociskowego,
- bezprzewodowej kamery wraz z pozycjonerem,
- ramienia robota.

Uwzględniono również gabaryty akumulatora [1]

Szacowana masa robota obejmuje konstrukcję mechaniczną (podwozie, ramię, wspomagające koło pionowe, pozycjoner kamery) oraz podzespoły elektroniczne (akumulator, silniki, kamerę, czujniki, oświetlenie, płytkę elektroniczną z procesorem). Szacowana masa nie powinna przekroczyć 5 kg. Robot o zbyt małej masie miałby problem z czyszczeniem powierzchni ścianek

kanału wentylacyjnego. Dodatkowo powierzchnia robota działa jak żagiel w strumieniu przepływającego powietrza.

Szacunkowy czas pracy przy maksymalnym obciążeniu akumulatora rzędu 2,5 A/h to ok. 2 godziny.

6.6.2. Podwozie

Robot będzie się poruszał po wąskich kanałach o przekroju prostokątnym lub kołowym, z załomami o kątach 90° . Jego podwozie cechuje się zwartą budową i jest dość zwrotne (zakręt o 360° robot wykonuje prawie w miejscu). Podwozie wykonane jest z blachy stalowej wzmocnionej konstrukcją z aluminiowych kątowników.

Układ jezdny bazuje na dwóch kołach zaopatrzonych w gumowe opony, które zwiększają ich przyczepność do podłoża, dwa tylne koła zapewniają konstrukcji stabilność i dużą zwrotność. Mogą się swobodnie obracać w dwóch płaszczyznach (jak kółko od fotela czy wózka). Dzięki temu podczas skrętu robota, zminimalizowane jest zużycie kół.

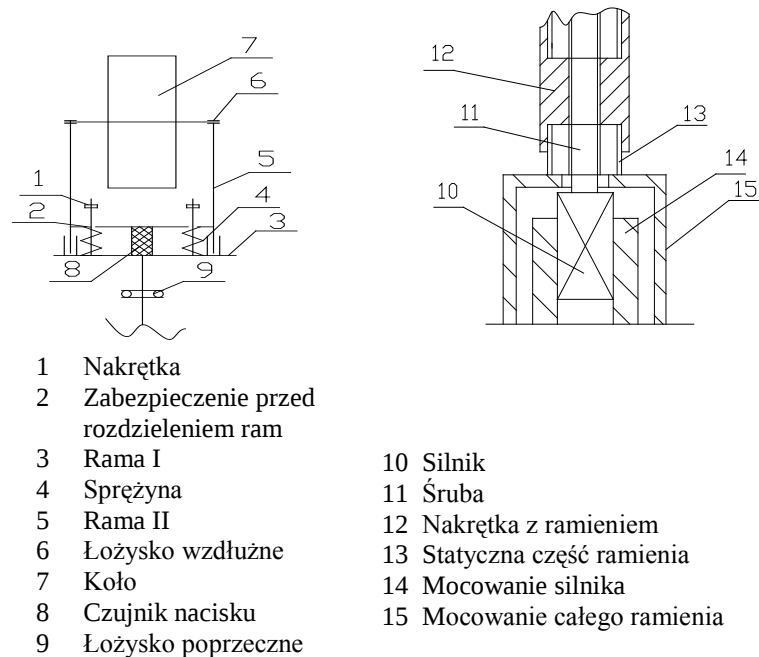
Koła napędowe nie mają możliwości obrotu w osi pionowej. Skręt odbywa się poprzez zmianę prędkości obrotowej na jednym z kół lub na obu – w przeciwnych kierunkach. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu dwóch silników z przekładniami RH158-12-200 firmy Micromotors, napędzających koła w niezależny sposób.

6.6.3. Wspomagające pionowe koło dociskowe i pozycjoner kamery

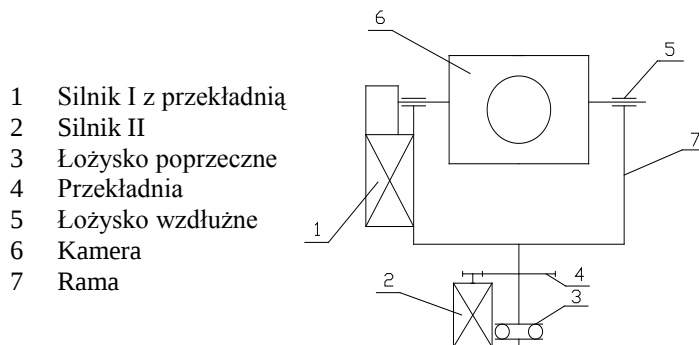
Wspomagające pionowe koło dociskowe (rys. 3.) jest innowacją wprowadzoną do konstrukcji robota „Inspektor 1” w celu zwiększenia docisku kół do podłoża. Zapewni to zmniejszenie się poślizgu kół oraz możliwość jazdy pod większym nachyleniem lub w kanele pionowym. Siła docisku koła pionowego do górnej ścianki kanału wentylacyjnego jest regulowana za pomocą umieszczonego w konstrukcji czujnika nacisku. Silnik z przekładnią ślimakową podniesie kolumnę koła pionowego tak, aby uzyskać określoną, zadaną siłę nacisku koła na ściankę górną kanału.

Do konstrukcji pionowej kolumny wspomagającego koła dociskowego na obrotowej podstawie przytwierdzona jest bezprzewodowa kolorowa kamera (rys. 4). Podczas obrotu podstawy kamera będzie się przekręcać o 360° dookoła

osi. Rozwiązanie to zabezpieczy przed sytuacją w której koło wspomagające mogłoby przesłaniać obraz widziany z kamery.



Rys. 3. Wspomagające pionowe koło dociskowe. Zamiast sprężyny (4) można zastosować dwa odpychające się magnesy neodymowe [1]

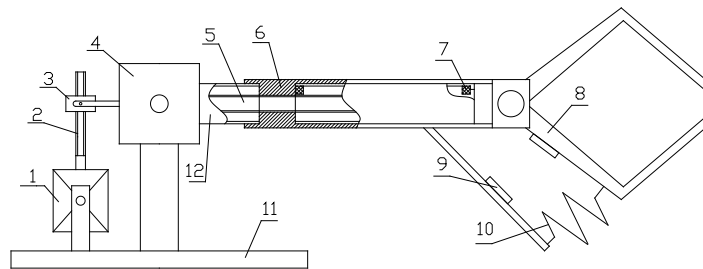


Rys. 4. Kamera robota wraz z pozycjonerem [1]

Silnik z przekładnią (1) został przytwierdzony do ramy (7) w sposób stały. Umożliwia on ruch kamerą (6) w górę i w dół. Kamera przytwierdzona jest do ramy za pomocą łożysk wzdłużnych (5). Silnik (2) umieszczony jest nieruchomo przy podstawie. Gdy napędza przekładnię (4), następuje obrócenie całej ramy

(7) w prawą lub lewą stronę o wyznaczony przez sterującego kąt. Łożysko (3) pozwala na obrócenie ramy o 360 stopni. Większość elementów wykonana jest z aluminium.

6.6.4. Ramię robota



7 Silnik	1 Wyłącznik krańcowy
8 Śruba I	2 Szczypce
9 Nakrętka	3 Elektromagnes
10 Korpus	4 Sprężyna
11 Śruba II	5 Podstawa z kołem zębatym
12 Nakrętka z ramieniem wysuwającym	6 Część statyczna ramienia

Rys. 5. Budowa ramienia robota z założonym chwytakiem [1]

Zadania które ma realizować ramię robota „Inspektor 1” to:

- chwytanie różnych elementów,
- nabieranie materiałów sypkich,
- czyszczenie powierzchni,
- podpieranie awaryjne.

Ruchy ramienia odbywają się w trzech osiach:

- pionowej (obrót),
- poziomej (unoszenie),
- wzdłużnej (wysuw).

Na rysunku 5 przedstawiono konstrukcję ramienia mogącego poruszać się w trzech osiach wraz z zamocowanym chwytakiem.

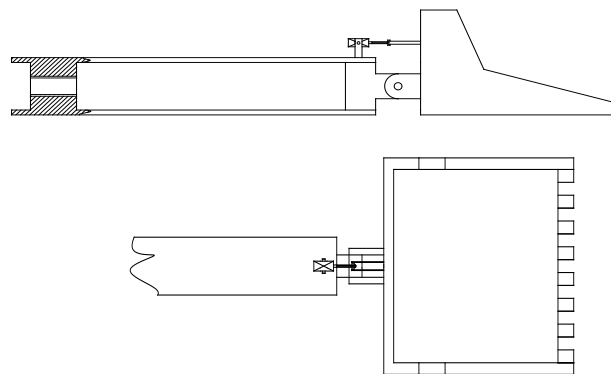
Silnik (1) umieszczony jest pomiędzy dwoma mocowaniami przytwierdzonymi na stałe. Silnik z mocowaniami połączony jest za pomocą dwóch przegubów. Przeguby umożliwiają ruch silnika w górę i w dół w momencie obrotu śruby (2) i ruchu nakrętki (3) po powierzchni śruby. Przeguby pozwalają na efektywniejszą pracę silnika i maksymalny kąt

wychylenia całego ramienia w płaszczyźnie pionowej. Silnik wykonuje ruchy zgodne (powodujące uniesienie tylnej części korpusu) oraz przeciwne (obniżenie tylnej części korpusu). Śruba (2) posiada odpowiednią długość i przekrój. Przytwierdzona jest w dolnej części do osi silnika w sposób umożliwiający jej ruch kołowy, a w części górnej przechodzi przez środek nakrętki (nr 3), która przytwierdzona jest za pomocą przegubów do ramienia robota.

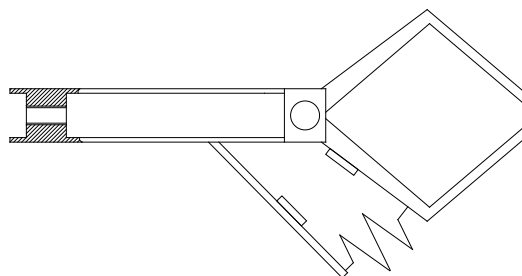
Korpus (4) umocowany jest do ramienia za pomocą przegubów, co daje możliwość manipulacji chwytakiem w płaszczyźnie pionowej. Wewnątrz korpusu znajduje się silnik, który działa na podobnej zasadzie jak wcześniej opisany. Silnik ten obraca śrubę, która powoduje ruch nakrętki wraz z wysuwaniem ramieniem (6). W ten sposób realizuje się wydłużenie ramienia razem z umieszczonymi na końcu szczypcami (8). Wyłączniki krańcowe (7) zapobiegają przekroczeniu dopuszczalnych długości wysuwu ramienia, powodując odcięcie zasilania silnika po osiągnięciu minimalnego lub maksymalnego wysuwu ramienia. Całość ramienia umieszczona jest na podstawie obrotowej (11), która pozwala obracać całością w prawą i lewą stronę za pomocą silnika z przekładnią ślimakową.

Ramię robota jest wyposażone w cztery zamienne końcówki (rys. 6-8): chwytak ze szczypcami, łyżkę nabierającą, dwie szczotki poprzeczne (czyszczenie kanałów o przekroju prostokątnym lub kwadratowym) oraz szczotka o osi podłużnej (czyszczenie kanałów o przekroju kołowym). Dzięki wymiennym końcówkom robot może szybko przeistoczyć się z inspektora w maszynę czyszczącą.

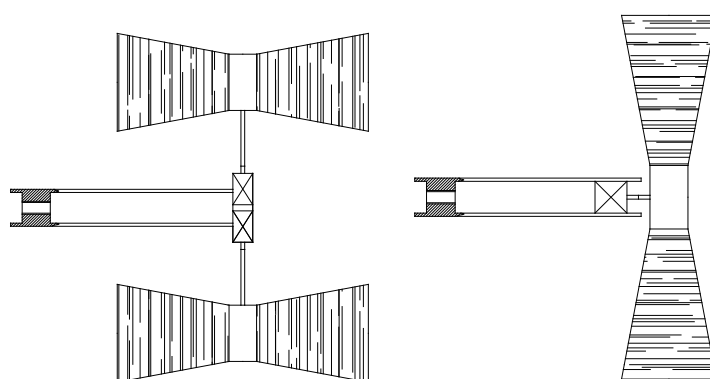
Typy końcówek:



Rys. 6. Łyżka nabierająca w dwóch rzutach [1]

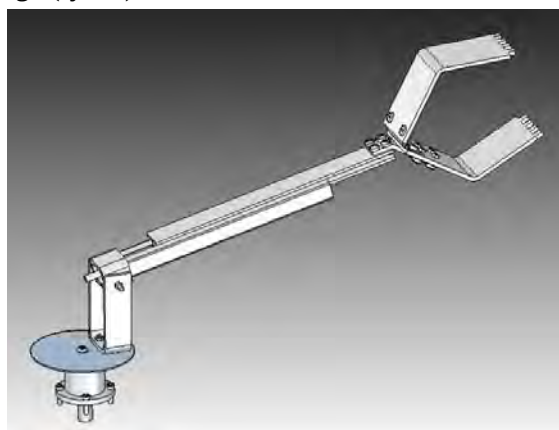


Rys. 7. Chwytnak ze szczypcami [1]



Rys. 8. Dwie szczotki poprzeczne (oś obrotu w poprzek kierunku jazdy) i szczotka podłużna (oś obrotu wzdłuż kierunku jazdy) [1]

Podczas konstrukcji mechanicznej ramienia robota zaistniała konieczność zamodelowania go w postaci 3D. Wykorzystano do tego celu wersję akademicką programu Solid Edge (rys. 9).



Rys. 9. Widok ramienia robota z założonym chwytnikiem (bez silników elektrycznych)

Rzeczywistą konstrukcję ramienia robota wykonano w ramach prac Naukowego Koła Zastosowań Mechatroniki “ELMECH” (fot. 9).



Fot. 9. Widok ramienia z chwytakiem i platformą z silnikami robota „Inspektor 1”

6.7. Uwagi i wnioski końcowe

Opisany projekt robota „Inspektor 1” jest urządzeniem mogącym konkurować z rozwiązaniami przemysłowymi tego typu. Zastosowanie w nim kilku czujników środowiskowych i innowacji sprawia, że w pewnych dziedzinach pracy przewyższa on funkcjonalnością roboty przemysłowe.

Projektowany model robota inspekcyjno – czyszczącego można wykorzystać po pewnych przeróbkach do pełnienia innych funkcji np. jako robot ratowniczy. W przypadku zawalenia budynku (lub w kopalni) z powodu małych gabarytów będzie mógł dotrzeć do osób poszkodowanych, zawieźć drobny ładunek (woda, środki opatrunkowe, żywność), ocenić stan poszkodowanego a nawet służyć do dwustronnej komunikacji.

Może on również pracować wszędzie tam, gdzie warunki środowiskowe nie pozwalają na pracę człowieka (wąskie przesmyki, duże zapylenie, skażenie, niebezpieczeństwo zawalenia, wybuchu lub zagrożenie śmiercią).

Opisany model robota może służyć jako narzędzie dydaktyczne. Dzięki wymiennemu modułowi procesora, można implementować mu różne oprogramowanie wykorzystując np. pracę chwytaka bądź możliwości jezdne robota.

Spory zasięg ramienia (górze-dół, lewo-prawo, wsuw-wysuw) umożliwia głęboką penetrację kanału i dokładne jego czyszczenie.

Zastosowanie w konstrukcji profili aluminiowych zapewniło uzyskanie wymaganej sztywności ramienia przy małej jego masie.

Wymienne końcówki ramienia świadczą o jego uniwersalności w spełnianiu wielu różnych funkcji podczas pracy robota w kanałach wentylacyjnych.

Opisana konstrukcja ramienia robota „Inspektor 1” jest konstrukcją prototypową. W trakcie rzeczywistej pracy mogą nastąpić jego dalsze modyfikacje i usprawnienia.

6.8. Źródła danych

1. Filipek P., Elmech: Prezentacja projektu konkursowego Inspektor 1, Lublin 2008 (materiał niepublikowany).
2. Oferta firmy KOMFORT: <http://www.komfort.com.pl/czyszczenie-wentylacji.html>
3. Giergiel J., Kurc K. „Robot inspekcyjny do przewodów rurowych”, PAK 11/2004 str. 38-40.
4. Materiały ze strony Wortalu Robotyki: <http://www.asimo.pl>
5. Materiały firmy Wikpol: <http://www.wikpol.com.pl>
6. Materiały firmy Roboty Przemysłowe Krzysztof Sulikowski: <http://www.robtyprzemyslowe.eu>