

Jan Banaszek

Józef Jonak

Podstawy konstrukcji maszyn

Wprowadzenie do projektowania
przekładni ślimakowych



Politechnika Lubelska
Lublin 2011

Opiniodawcy:

dr hab. inż. Stanisław Krawiec, prof. Politechniki Wrocławskiej

dr hab. inż. Andrzej Zniszczyński, prof. Politechniki Lubelskiej

Autorzy dziękują Panom: Pawłowi Wymulskiemu oraz Michałowi Wojciechowskiemu za udostępnienie opracowanego rysunku przekładni ślimakowej, który został zamieszczony na okładce.

Rysunek powstał w oparciu o model komputerowy 3D przekładni, wykonany podczas zajęć projektowych z przedmiotu „Napędy mechaniczne”, prowadzonych przez dr inż. Leszka Kuśmierza.

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2011

ISBN: 978-83-62596-59-1

Wydawca: Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin

Realizacja: Biblioteka Politechniki Lubelskiej

Ośrodek ds. Wydawnictw i Biblioteki Cyfrowej

ul. Nadbystrzycka 36A, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59, email: wydawca@pollub.pl

www.biblioteka.pollub.pl

Druk: ESUS Agencja Reklamowo-Wydawnicza Tomasz Przybylak

www.esus.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Nakład: 100 egz.

Spis treści:

Wstęp	4
Oznaczenia	5
PRZEKŁADNIE ŚLIMAKOWE WALCOWE	7
1. Materiały na elementy zazębienia	7
2. Siły w zazębieniu	8
3. Obliczanie przekładni ślimakowych	10
3.1. Obliczenia na zmęczenie powierzchniowe	10
3.2. Obliczanie na zginanie zębów koła ślimakowego.....	13
3.3. Obliczanie na rozgrzewanie przekładni	13
4. Przykłady obliczeń	15
5. Tabele i wykresy	52
6. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych przekładni ślimakowych	57
7. Literatura	64

Wstęp

Przekładnie ślimakowe stanowią ważny zespół układu napędowego maszyn roboczych. Są więc tematem zajęć projektowych z przedmiotu Podstawy Konstrukcji Maszyn dla Studentów Wydziałów szeroko rozumianego kierunku Budowa Maszyn.

Brak Polskiej Normy, dotyczącej obliczeń wytrzymałości i trwałości przekładni ślimakowych, powiązanej z międzynarodową Normą ISO powoduje, że w literaturze podawane są różne metody ich obliczeń projektowych. Począwszy od zależności wynikających z warunku cieplnego po metody oparte na wzorach empirycznych. Przyjmując, że Polska Norma dotycząca tego tematu będzie kompatybilna z Normą ISO, oraz mając na uwadze przygotowanie materiałów do zajęć projektowych dla Studentów, podjęto niniejsze opracowanie. Materiał zawarty w nim jest kontynuacją wcześniejszego opracowania pt. „PKM – wprowadzenie do projektowania przekładni zębatych i doboru sprzęgieł mechanicznych”, które w zakresie przekładni zębatych oparto na obowiązujących Normach PN – ISO. Korzystając z zależności do obliczeń projektowych kół zębatych, wykonano ich transformację do obliczania parametrów zazębienia przekładni ślimakowych.

Całość opracowania zawiera aplikacje otrzymanych wzorów. Zamieszczono przykłady obliczeń projektowych pozostałych elementów przekładni, przytoczono główne zależności Normy ISO dotyczącej obliczeń przekładni ślimakowej. Przeprowadzono obliczenia porównawcze zazębienia i innych wielkości przekładni ślimakowej wg zależności wynikających z Norm PN – ISO (dotyczących przekładni zębatych) oraz Normy ISO – 14521 – nośność przekładni ślimakowych. Podano przykłady rozwiązań konstrukcyjnych przekładni ślimakowych oraz zamieszczono tabele i wykresy wielkości niezbędnych do prowadzenia obliczeń projektowych przekładni ślimakowych.

Autorzy

Lublin, listopad 2011r.

Oznaczenia

- A – powierzchnia obudowy przekładni odprowadzająca ciepło
- a, a_w – odległość osi podstawowa, rzeczywista
- b – szerokość uzębionej części wieńca koła ślimakowego
- b_c – całkowita szerokość wieńca koła ślimakowego
- C, C_0 – nośność dynamiczna łożyska tocznego, nośność statyczna
- c – luz wierzchołkowy
- d – średnica podziałowa
- d_a, d_f – średnica koła wierzchołków, koła stóp
- d_{e2} – średnica naroży koła ślimakowego
- e – parametr łożyska tocznego
- F_n – siła normalna międzyzębna
- F, F_a, F_r – składowe siły F_n –obwodowa, osiowa (wzdłużna), promieniowa
- F_Z – równoważne obciążenie dynamiczne łożyska tocznego
- h_a, h_f – wysokość głowy zęba, stopy zęba
- K_F, K_H – współczynniki warunków pracy przekładni
- K_β – współczynnik nierównomierności rozkładu obciążenia wzdłuż linii zęba
- K_V – współczynnik nadwyżek dynamicznych
- l_s – długość ślimaka
- M_g, M_s – moment zginający, skręcający (obrotowy)
- m_n, m_t, m_x – moduł normalny, czołowy, osiowy
- n – prędkość obrotowa
- P, P_t – moc, moc tarcia
- p_n, p_t, p_x – podziałka normalna, czołowa, osiowa
- Q, Q' – ciepło wytworzone przez przekładnię, ciepło odprowadzone do otoczenia
- q – obciążenie jednostki długości linii styku zazębienia
- R – reakcja podpory
- r_w – promień zaokrąglenia koła ślimakowego
- u – przełożenie geometryczne ($u = z_2/z_1$)
- v, v_s – prędkość obwodowa, prędkość poślizgu
- X – współczynnik obciążenia promieniowego łożyska
- x – współczynnik przesunięcia zarysu zęba koła ślimakowego
- Y, Y_F – współczynnik obciążenia wzdłużnego łożyska, współczynnik kształtu zęba ślimaczniczy

Y_β, Y_ε – współczynnik pochylenia linii zęba, współczynnik stopnia pokrycia
 Z_E, Z_H, Z_ε – współczynnik sprężystości, współczynnik kształtu powierzchni styku, współczynnik stopnia pokrycia
 z_1, z_2 – liczba zwojów ślimaka, liczba zębów ślimacznicy
 z_g, z_v – graniczna liczba zębów ślimacznicy, zastępcza liczba zębów
 $\alpha_n, \alpha_t, \alpha_x$ – kąt przyporu w przekroju normalnym, czołowym, osiowym
 γ – kąt wzniosu linii zwoju ślimaka
 ε_α – czołowy wskaźnik przyporu
 η, η_p – sprawność zazębienia, sprawność przekładni
 η_{NT} – współczynnik przeciętnego wykorzystania przekładni
 μ, μ' – współczynnik tarcia, pozorny współczynnik tarcia
 ϑ – półkąt opasania ślimaka przez wieniec ślimacznicy
 ζ' – współczynnik skrócenia linii styku
 ρ, ρ' – kąt tarcia, pozorny kąt tarcia
 σ_{HP}, σ_{FP} – naprężenia dopuszczalne stykowe, naprężenia dopuszczalne na zginanie
 ω – prędkość kątowa.

PRZEKŁADNIE ŚLIMAKOWE WALCOWE

Przekładnie ślimakowe ze względu na większą powierzchnię styku zębów ślimaka i koła ślimakowego (co pozwala na obniżenie nacisku międzyzębnego) mogą przenosić znaczne moce. Powierzchnia styku współpracujących zębów w przekładni globoidalnej, dokładnie wykonanej, jest większa jak w przekładni ślimakowej walcowej. Jednak ze względu na trudności technologiczne i dużą wrażliwość na dokładność wykonania przekładni globoidalnej, większe zastosowanie w budowie maszyn znalazły przekładnie ślimakowe, w których zwoje ślimaka nacięte są na powierzchni walcowej – przekładnie ślimakowe walcowe.

Duże prędkości poślizgu występujące w zazębieniu i niekorzystny kierunek tych prędkości, w stosunku do linii styku zębów, wywołują zwiększone zużycie i zatarcie zębów. Należy zatem dążyć, by współczynnik tarcia między współpracującymi zębami był możliwie mały. Uzyskuje się to między innymi przez ujemne przesunięcie zarysu uzębienia koła ślimakowego, wpływające na poprawę współpracy zębów. Temu celowi służy również odpowiedni dobór materiału na ślimak i koło ślimakowe. W przypadku twardych materiałów wieńca koła ślimakowego, następuje bruzdowanie zębów ślimacznicą na powierzchniach roboczych, przez materiał przeniesiony na zwoje ślimaka, co prowadzi do ich szybkiego zatarcia. Przy miękkim materiale wieńca koła ślimakowego, objawem zatarcia jest przenoszenie materiału (np. brązu) na zwoje ślimaka. W tym przypadku nie następuje zmniejszenie trwałości przekładni ślimakowej.

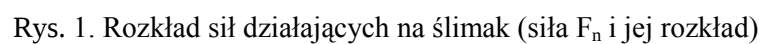
1. Materiały na elementy zazębienia

Materiały użyte na współpracującą parę zębatą w przekładni ślimakowej powinny odznaczać się właściwościami przeciwciernymi, odpornością na ścieranie oraz zmniejszoną skłonnością do zatarcia.

Ślimaki przekładni wykonuje się w zasadzie ze stali węglowych obrabianych cieplnie lub stopowych, stosowanych na koła zębate innych przekładni. Najczęściej stosowane są te gatunki stali, które po obróbce cieplnej lub cieplno – chemicznej odznaczają się dużą odpornością na ścieranie i dużą wytrzymałością rdzenia na skręcanie i zginanie. Największą nośność wykazują ślimaki, których zwoje poddawane są obróbce cieplno – chemicznej do dużych twardości a następnie szlifowane i polerowane. Najlepsze właściwości wykazują wieńce kół ślimakowych wykonane z brązów cynowych. Są to jednak materiały drogie, dlatego ich stosowanie ogranicza się do przekładni pracujących z dużymi prędkościami poślizgu (v_s do 25 m/s). Do współpracy z utwardzonymi ślimakami przy prędkościach poślizgu $v_s \leq 10$ m/s wieńce kół ślimakowych

Żeliwo szare lub modyfikowane może być stosowane przy $v_s \leq 2\text{m/s}$. Przybliżone wartości naprężeń dopuszczalnych dla wybranych materiałów na koła ślimakowe podano w tab. 7.

Rozpatrując przekładnię o osiach prostopadłych i kącie wzniosu zwoju ślimaka γ , wzajemne oddziaływanie ślimaka i koła ślimakowego wyznaczamy z warunku równowagi sił działających na ślimak. Siły wzajemnego oddziaływania ślimaka i koła ślimakowego przedstawiono na rys. 1.



Ślimak, jako element czynny, napędza ślimacznice (jak to ma najczęściej miejsce), pokonuje siłę F_2 na jej obwodzie. Oddziaływanie ślimacznicy na ślimak przejawia się w postaci siły F_n normalnej do zarysu zęba. Siła ta ma składowe F_r i F_s . W wyniku istnienia poślizgu między zębami pary współpracującej, w kierunku linii zwoju, wystąpi siła tarcia $F_t = \mu F_n$. Siły F_t i F_s leżą w płaszczyźnie równoległej do osi ślimaka i koła ślimakowego oraz stycznej do ich okręgów podziałowych. Ich wypadkowa F' ma składowe F_1 oraz F_{a1} .

Znajomość obciążenia ślimaka momentem skręcającym M_{s1} pozwala na wyznaczanie siły obwodowej F_1 działającej na okręgu podziałowym, równej sile osiowej ślimacznicy

$$F_1 = \frac{2M_{s1}}{d_1} = F_{a2} \quad (1)$$

Z rys. 1. wynika, że siła obwodowa na kole ślimakowym równa jest

$$F_2 = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} \quad (2)$$

gdzie pozorny kąt tarcia ρ' wyraża się wzorem

$$\operatorname{tg} \rho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} \quad (3)$$

Siła wzdłużna na ślimaku równa jest sile obwodowej na ślimacznicy

$$F_{a1} = F_2 = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} \quad (4)$$

Siła promieniowa

$$F_r = F_s \operatorname{tg} \alpha_n \quad (5)$$

gdzie siła $F_s = F' \cos \rho' = F_1 \cos \rho' / \sin(\gamma + \rho') = F_1 / (\sin \gamma + \mu' \cos \gamma)$

czyli

$$F_r = \frac{F_1 \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \mu' \cos \gamma} \quad (5a)$$

Siłą normalną do powierzchni zęba

$$F_n = \frac{F_r}{\sin \alpha_n} \quad (6)$$

Posiłkując się równaniem (5a) otrzymujemy

$$F_n = \frac{F_1}{\cos \alpha_n \sin \gamma + \mu \cos \gamma} \quad (6a)$$

Wyznaczona wzorem (5a) siła promieniowa nie ulega zmianie na kole ślimakowym $F_{r2} = F_{r1}$. Powyższe wzory dotyczą przypadku, kiedy elementem napędzającym jest ślimak. Jeżeli elementem czynnym przekładni jest ślimacznica, siły wzajemnego oddziaływania ślimaka

i koła ślimakowego można wyznaczyć postępując analogicznie. Wówczas zależność między siłą osiową a obwodową ma postać

$$F_{a1} = F_2 = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')} \quad (7)$$

Sprawność zazębienia określa wzór

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (8)$$

Współczynnik tarcia w zazębieniu zależy nie tylko od rodzaju materiałów i stanu roboczych powierzchni zębów, lecz również od prędkości poślizgu v_s

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma} \quad (9)$$

Wraz ze wzrostem tej prędkości współczynnik tarcia maleje – polepszają się warunki tarcia hydrodynamicznego (wykres, rys. 9.).

3. Obliczanie przekładni ślimakowych

Jak stwierdzono wcześniej, zatarcie zębów jest podstawowym, najbardziej niebezpiecznym rodzajem zużycia przekładni ślimakowej. Poprawienie warunków współpracy zębów w celu zmniejszenia prawdopodobieństwa wystąpienia zatarcia, nie eliminuje jednak zużycia ściernego, którego intensywność w dużym stopniu zależy od nacisku powierzchniowego (naprężeń stykowych) w zazębieniu. Tak więc pierwszoplanowym obliczeniem wytrzymałościowym przekładni ślimakowej jest obliczenie zmęczeniowe na naciski powierzchniowe (pitting). Obliczenia zmęczeniowe na zginanie zębów w podstawie prowadzi się wyłącznie dla koła ślimakowego i mają one charakter obliczeń sprawdzających.

Mniejsza, w porównaniu z przekładniami zębatymi o osiach równoległych, sprawność przekładni ślimakowej, powoduje przetwarzanie traconej energii mechanicznej w ciepło, co wywołuje silne nagrzewanie się przekładni. Dlatego zagadnienie rozgrzewania przekładni wymaga odrębnych obliczeń.

3.1. Obliczenia na zmęczenie powierzchniowe

Naprężenia stykowe oblicza się, korzystając z zależności na naprężenia Hertza, stosowanej w przekładniach zębatych (dla dwóch różnych materiałów – E_1, ν_1 i E_2, ν_2)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{l} \frac{1}{\rho_z} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{q}{\rho_z} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (10)$$

Wyrażając jednostkowe obciążenie q (N/m) – podobnie jak w przekładniach walcowych o zębach śrubowych, jako

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{F_2}{l_\Sigma \cos \alpha_x \cos \gamma} \quad (11)$$

Ponadto określając całkowitą długość linii styku l_Σ wzorem

$$l_\Sigma = \frac{\pi d_1}{\cos \gamma} \frac{2\vartheta}{360^0} \varepsilon_\alpha \zeta' \quad (12)$$

i uwzględniając, że $F_2 = 2M_{s2}/d_2$, otrzymujemy wyrażenie na obciążenie przypadające na jednostkę długości linii styku zazębienia, w postaci

$$q = \frac{2M_{s2}}{d_1 d_2 \pi \varepsilon_\alpha \zeta' \cos \alpha_x} \frac{360^0}{2\vartheta} \quad (11a)$$

gdzie:

M_{s2} – moment skręcający na kole ślimakowym,

$d_1 = \frac{z_1 m_x}{\operatorname{tg} \gamma}$ – średnica podziałowa ślimaka,

$d_2 = z_2 m_x$ – średnica podziałowa koła ślimakowego,

$\varepsilon_\alpha = (1,8 \div 2,2)$ – czołowy wskaźnik zazębienia (liczba przyporu),

$\zeta' \approx 0,75$ – współczynnik uwzględniający skrócenie linii styku w stosunku do łuku opasania ślimaka,

α_x – osiowy kąt zarysu – przyporu $\left(\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} \right)$,

$2\vartheta = (60^0 \div 90^0)$ – kąt opasania ślimaka $\left(\cos \vartheta = \frac{d_1 + x m_x}{d_{a1}} \right)$,

$\frac{1}{\rho_z} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha_x}$ – zastępcza krzywizna zazębienia (po uwzględnieniu $\rho_1 = \infty$).

W zależności (11a) moduł m_x wyrażamy ze wzoru na rzeczywistą odległość osi przekładni

$a_w = a + x m_x = m_x \left[\frac{z_1}{2} (u + \operatorname{ctg} \gamma) + x \right]$, jako

$$m_x = \frac{2a_w}{z_1 (u + \operatorname{ctg} \gamma)} \quad (13)$$

gdzie przełożenie $u = \frac{z_2}{z_1}$. Ponadto M_{s2} podajemy w funkcji momentu obciążającego ślimak,

czyli $M_{s2} = M_{s1} \cdot u \cdot \eta_p$.

Po wykonaniu powyższego, upraszczając i grupując odpowiednie wyrazy, uzyskujemy wyrażenie, w którym daje się wyodrębnić człony – współczynniki.

Przypisując jednemu z nich (dla wielkości $\varepsilon_\alpha = 1,8$ oraz $\zeta' = 0,75$) wartość stałą, oraz uwzględniając przez współczynnik K_H , rzeczywiste obciążenie przekładni wynikające z warunków eksploatacji, wyrażenie na naprężenia stykowe można przedstawić w postaci

$$\sigma_H = 10,75 Z_E Z_H \sqrt{\left(\frac{u + \operatorname{ctg} \gamma}{a_w}\right)^3 \frac{M_{s1} \eta_p}{u} K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (14)$$

gdzie:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} - \text{współczynnik sprężystości (obliczany lub dobierany z tabeli,}$$

dla brązu lanego $Z_E = 155 \sqrt{N/mm^2}$),

$$Z_H = \sqrt{\frac{360^\circ \sin 2\gamma}{2\vartheta \sin 2\alpha_x}} - \text{współczynnik zależny od kształtu powierzchni zęba, jego}$$

wartość w obliczeniach wstępnych można przyjmować dla

$\alpha_n = 20^\circ$ i $\gamma = 20^\circ$ odpowiednio: $(2\vartheta = 70^\circ, Z_H = 2,2)$,

$(2\vartheta = 75^\circ, Z_H = 2,14)$, $(2\vartheta = 85^\circ, Z_H = 2,0)$.

Współczynnik K_H uwzględnia wpływ obciążenia dynamicznego K_V oraz nierównomierności obciążeń wzdłuż linii zęba K_β , $K_H = K_V \cdot K_\beta$. Przy prędkościach poślizgu $v_s < 3 \text{ m/s}$ współczynnik $K_V \approx 1$. Współczynnik K_H można przyjmować $K_H = 1,1 \div 1,4$, jeśli spełnione są warunki dokładności wykonania podane w tabeli nr 4 oraz sztywności ślimaka – tab. 5. Większe wartości podanego zakresu dotyczą przekładni szybkobieżnych o zmiennym obciążeniu.

Z warunku wytrzymałości na naprężenia stykowe (14), można określić wstępnie, rzeczywistą odległość osi a_w , projektowanej przekładni

$$a_w \geq 4,9 (u + \operatorname{ctg} \gamma) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{s1} \eta_p}{u \sigma_{HP}^2} Z_E^2 Z_H^2 K_H} \quad (15)$$

Wartość naprężeń dopuszczalnych σ_{HP} podano w tabeli 7. We wzorach (14) i (15) moment skręcający M_{s1} wyrażony jest w Nm, σ_{HP} w MPa, a_w w mm.

3.2. Obliczanie na zginanie zębów koła ślimakowego

Zmienny kształt przekroju zęba utrudnia dokładne obliczenia stanu naprężeń u podstawy zęba. Dla celów praktycznych stosuje się jedynie uproszczone obliczenia sprawdzające. Uproszczenie polega na rozpatrywaniu uzębienia koła ślimakowego, jako koła walcowego z zębami śrubowymi i wprowadzeniu do wzorów obliczeniowych odpowiednich uzupełnień uwzględniających specyfikę uzębienia koła ślimakowego. Ze względu na kształt zęba, jego wytrzymałość na zginanie jest około 40% większa od wytrzymałości zęba w kole walcowym o zębach śrubowych. Wynika to z łukowego kształtu zęba, oraz jego grubości (z wyjątkiem przekroju średniego). Powyższą różnicę uwzględnia współczynnik kształtu zęba Y_F podany w tab.6, który zależy od zastępczej liczby zębów z_{v2}

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} \quad (16)$$

Warunek wytrzymałości na zginanie zębów ślimaczniczy przybiera postać

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_2 K_F}{b m_n} \leq \sigma_{FP} \quad (17)$$

Współczynnik określający wskaźnik zazębienia oblicza się ze wzoru

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \zeta'} \quad (18)$$

(dla $\varepsilon_\alpha = 1,8$ oraz $\zeta' = 0,75$, otrzymamy $Y_\varepsilon \approx 0,74$)

Współczynnik kąta pochylenia linii zębów Y_β obliczamy jak dla kół walcowych

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{120} \quad (19)$$

Współczynnik K_F uwzględnia wzrost obciążenia, wywołany błędami wykonania i montażu. Przyjmuje się podobnie jak w obliczeniach na naprężenia stykowe

$$K_F = K_H \quad (20)$$

Naprężenia dopuszczalne σ_{FP} podaje tab. 7.

3.3. Obliczanie na rozgrzewanie przekładni

Ten rodzaj obliczania przekładni ślimakowej podyktowany jest znacznymi stratami energetycznymi podczas jej pracy. Obliczanie przeprowadzamy uwzględniając obok sprawności zazębienia η , sprawność łożyskowania ślimaka η_1 i koła ślimakowego η_2 . Sprawność całkowita przekładni η_p wynosi

$$\eta_p = \eta \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (21)$$

Przy doprowadzonej do przekładni mocy P_1 kW, moc na wyjściu z przekładni wynosi

$$P_2 = P_1 \cdot \eta \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \text{ kW} \quad (22)$$

gdzie

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$$

Sprawność łożyskowania w łożyskach tocznych przyjmuje się $\eta_1 = \eta_2 \approx 0,99$, dla łożysk ślizgowych $\eta_1 = \eta_2 \approx 0,97$.

Moc tracona w przekładni – moc tarcia P_t , wynosi

$$P_t = P_1(1 - \eta_p) \text{ kW} \quad (23)$$

Moc ta zamienia się w ciepło. Jego ilość wytworzoną w ciągu godziny obliczamy ze wzoru

$$Q = 3600 P_t \eta_{NT} \text{ kJ/h} \quad (24)$$

Współczynnik przeciętnego wykorzystania przekładni η_{NT} przyjmuje się:

$\eta_{NT} = 1$ – przy nieprzerwanej pracy przekładni pod niezmiennym obciążeniem,

$\eta_{NT} < 1$ – przy występujących przestojach w pracy przekładni oraz obciążeniu mniejszym od nominalnego

$$\eta_{NT} = \eta_N \cdot \eta_T \quad (25)$$

gdzie:

η_N – stopień obciążenia,

η_T – stopień wykorzystania czasu pracy przekładni.

Wytworzone ciepło powinno być odprowadzone do otoczenia przez obudowę przekładni.

Ciepło odprowadzone Q' można obliczyć ze wzoru

$$Q' = 15A(T - T_0)^{1/3} \text{ kJ/h} \quad (26)$$

gdzie:

A – łączna (z uwzględnieniem uźebrowania) powierzchnia obudowy przekładni w m^2 ,

T – temperatura ścian powierzchni chłodzącej ($T \leq 353 \text{ K}$),

T_0 – temperatura otoczenia w K.

Z wzorów (24) i (26) można obliczyć wymaganą powierzchnię obudowy, lub przy danej wartości A sprawdzić, czy temperatura obudowy przekładni nie osiąga zbyt dużej wartości. Spotykane w literaturze różnice wartości temperatur ($T - T_0$) wynoszą do 55 K, przy czym temperatura obudowy powinna spełniać warunek $T \leq 353 \text{ K}$ (80° C). Jeśli nie jest spełniony

warunek ($Q' < Q$), należy zastosować wymuszone, olejowe lub wodne, chłodzenie przekładni (p.6.).

4. Przykłady obliczeń

4.1. Obliczyć wymiary zazębienia przekładni ślimakowej walcowej o przełożeniu $u = 12,5$ napędzanej silnikiem o mocy $P = 7$ kW i prędkości obrotowej $n_1 = 1470$ obr/min. Przekładnia pracuje w ruchu ciągłym pod pełnym obciążeniem.

Przyjmujemy materiał: ślimak – stal C45 (45) – przewidując hartowanie a następnie szlifowanie powierzchni bocznych zwojów. Na wieniec ślimacznicy – brąz B10 (odlew odśrodkowy). Wartości naprężeń dopuszczalnych wynoszą $\sigma_{HP} = 210$ MPa, $\sigma_{FP} = 70$ MPa – tab. 7. Z tab. 1. dobieramy liczbę zwojów ślimaka $z_1 = 3$. Liczba zębów koła ślimakowego wynosi $z_2 = z_1 \cdot u = 3 \cdot 12,5 = 37,5$. Przyjmujemy $z_2 = 38$ – nie występuje podzielność liczby zębów ślimacznicy przez liczbę zębów ślimaka. Rzeczywiste przełożenie przekładni wynosi $u = z_2/z_1 = 38/3 = 12,67$. Błąd przełożenia $\Delta u = 1,36\% < 5\%$. Wstępnie zakładamy kąt wzniosu linii zwojów ślimaka $\gamma = 20^\circ$, oraz przyjmujemy kąt przyporu $\alpha_n = 20^\circ$. W celu poprawienia współpracy zazębienia stosujemy ujemne przesunięcie zarysu zęba (w kole ślimakowym) $x = -0,3$.

Obliczenia wstępne

Odległość osi przekładni

$$a_w = 4,9 (u + \operatorname{ctg} \gamma) \sqrt[3]{\frac{M_{s1} \eta_p}{u \sigma_{HP}^2} \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot K_H}$$

Wyznaczamy brakujące wielkości

– moment skręcający na ślimaku $M_{s1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30P_1}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 7 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1470} = 45,47$ Nm

– zakładamy sprawności przekładni – łożyska toczne $\eta_p = 0,9$

– obliczamy wstępnie kąt przyporu w przekroju osiowym $\operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 20^\circ$
 $\operatorname{tg} \alpha_x = 0,3873$; $\alpha_x = 21^\circ 10' 22''$

– przyjmujemy kąt opasania ślimaka $2\vartheta = 75^\circ$ i obliczamy współczynnik

$$Z_H = \sqrt{\frac{360}{2\vartheta} \frac{\sin 2\gamma}{\sin 2\alpha_x}} = \sqrt{\frac{360}{70} \frac{\sin 40^\circ}{\sin 42^\circ 20' 44''}} = 2,2$$

– przyjmujemy współczynnik sprężystości (brąz lany) $Z_E = 155 \sqrt{N/mm^2}$ (tab. 8.)

– współczynnik rzeczywistych warunków pracy przekładni $K_H = 1,3$ (przyjęto)

$$a_w = 4,9 (12,67 + \operatorname{ctg} 20^\circ) \sqrt[3]{\frac{45,47 \cdot 0,9}{12,67 \cdot 210^2} \cdot 155^2 \cdot 2,2^2 \cdot 1,3} = 168,4 \text{ mm}$$

W celu zwiększenia powierzchni obudowy przekładni (lepsze odprowadzenie ciepła) przyjmujemy znormalizowaną, (drugiej kolejności) odległość osi $a_w = 180 \text{ mm}$.

Obliczamy moduł osiowy ze wzoru na rzeczywistą odległość osi (z uwzględnieniem przesunięcia zarysu zęba)

$$a_w = a + x \cdot m_x = m_x \left[\frac{z_1}{2} (u + \operatorname{ctg} \gamma) + x \right]$$

$$m_x = \frac{2a_w}{z_1(u + \operatorname{ctg} \gamma) + x} = \frac{2 \cdot 180}{3(12,67 + \operatorname{ctg} 20^\circ) - 0,3} = 7,83 \text{ mm}$$

Przyjmujemy znormalizowaną wartość modułu osiowego $m_x = 8 \text{ mm}$.

Dla przyjętych wielkości modułu m_x i odległości osi a_w obliczamy kąt wzniosu linii zwoju ślimaka.

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{2}{z_1} \left(\frac{a_w}{m_x} - x \right) - u = \frac{2}{3} \left(\frac{180}{8} + 0,3 \right) - 12,67 = 2,53$$

$$\gamma = 21,5667^\circ = 21^\circ 34'$$

– kąt przyporu w przekroju osiowym

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 21^\circ 34'} = 0,39139$$

$$\alpha_x = 21,373^\circ = 21^\circ 22' 26''$$

– moduł w przekroju normalnym

$$m_n = m_x \cos \gamma = 8 \cos 21^\circ 34' = 7,44 \text{ mm}$$

Wymiary ślimaka i koła ślimakowego

– średnica podziałowa

$$d_1 = \frac{m_x z_1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{8 \cdot 3}{\operatorname{tg} 21^\circ 34'} = 60,72 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_x z_2 = 8 \cdot 38 = 304 \text{ mm}$$

– wysokość głów i stóp zębów ($\gamma > 15^\circ$)

$$h_{a1} = m_n = 7,44 \text{ mm}$$

$$h_{f1} = 1,2 m_n = 1,2 \cdot 7,44 = 8,93 \text{ mm}$$

$$h_{a2} = m_n (1 + x) = 7,44 (1 - 0,3) = 5,21 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = m_n(1,2 - x) = 7,44(1,2 + 0,3) = 11,16 \text{ mm}$$

– średnice wierzchołków i stóp zębów

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 60,72 + 2 \cdot 7,44 = 75,60 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 304 + 2 \cdot 5,21 = 314,42 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 60,72 - 2 \cdot 8,93 = 42,86 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 304 - 2 \cdot 11,16 = 281,68 \text{ mm}$$

– długość ślimaka

$$l_s = 2(1 + \sqrt{z_2})m_x = 2(1 + \sqrt{38}) \cdot 8 = 114,63 \text{ mm}$$

Przyjmujemy $l_s = 115 \text{ mm}$

– graniczna liczba zębów ślimacznicy

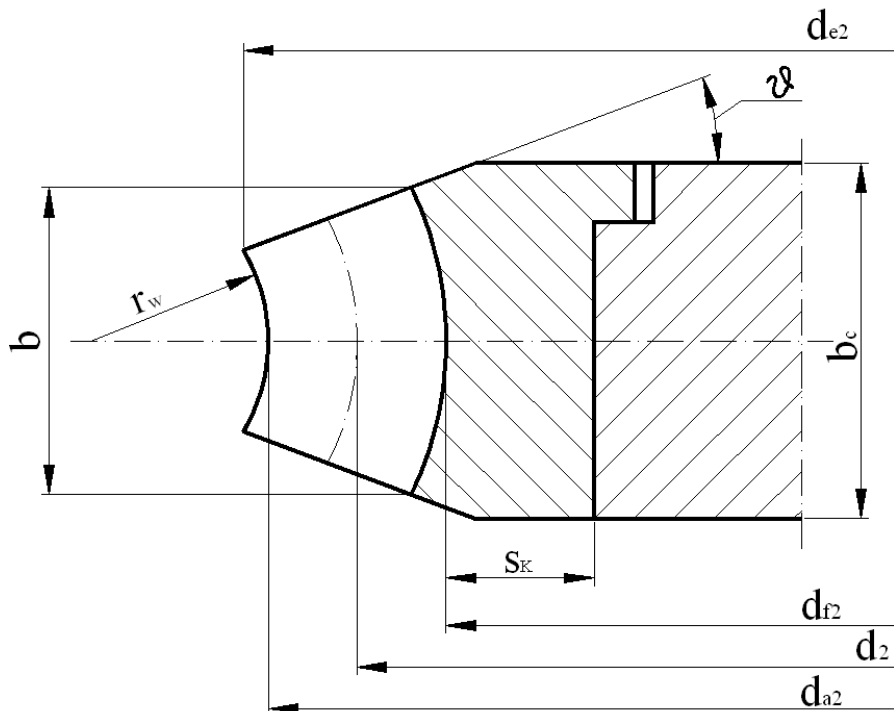
$$z_{g2} = \frac{2(h_{a2}/m_x)}{\sin^2 \alpha_x} = \frac{2(5,12/8)}{\sin^2 21^\circ 22' 26''} = 9,8$$

$z_2 = 38 > z_{g2} = 9,8$ – nie jest wymagane przesunięcie zarysu ze względu na podcięcie stopy zęba,

– półką opasania ślimaka wieńcem ślimacznicy

$$\cos \vartheta = \frac{d_1 + 2 \cdot x \cdot m_x}{d_{a1}} = \frac{60,72 - 2 \cdot 0,3 \cdot 8}{75,6} = 0,73968$$

$$\vartheta = 42,29^\circ = 42^\circ 17', \text{ kąt opasania ślimaka } 2\vartheta = 84^\circ 34'$$



Rys. 2. Podstawowe wymiary koła ślimakowego

– szerokość uzębionej części wieńca ślimacznicy

$$b = \sqrt{d_{a1}^2 - (d_1 + 2xm_x)^2} = \sqrt{75,6^2 - (60,72 - 2 \cdot 0,3 \cdot 8)^2} = 50,87 \text{ mm}$$

– całkowita szerokość wieńca

$$b_c = b + m_x = 50,87 + 8 = 58,87 \text{ mm}$$

przyjmujemy $b_c = 59 \text{ mm}$

– średnica naroży ($2\vartheta = 84^\circ 34' < 90^\circ$)

$$d_{e2} = 2 \left[a_w - \left(\frac{d_1}{2} - h_{a2} \right) \cos \vartheta \right] = 2 \left[180 - \left(\frac{60,72}{2} - 5,21 \right) \cos 42^\circ 17' \right] = 322,79 \text{ mm}$$

– promień zaokrąglenia koła ślimakowego ($c = 0,2m_n$)

$$r_w = 0,5d_{f1} + c = 0,5 \cdot 42,86 + 0,2 \cdot 7,44 = 22,9 \text{ mm}$$

Sprawność zazębienia przekładni

– prędkość obwodowa

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 60,72 \cdot 1470}{60 \cdot 1000} = 4,67 \text{ m/s}$$

– prędkość poślizgu

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{4,67}{\cos 21^\circ 34'} = 5,02 \text{ m/s}$$

Współczynnik tarcia (wykr. rys.9.), powierzchnie boczne zębów hartowane i szlifowane (krzywa 2), $v_s = 5,02 \text{ m/s}$ – $\mu = 0,022$

– pozorny kąt tarcia

$$\operatorname{tg} \rho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} = \frac{0,022}{\cos 20^\circ} = 0,0237$$

$$\rho' = 1,359^\circ = 1^\circ 21' 33''$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 21^\circ 34'}{\operatorname{tg}(21^\circ 34' + 1^\circ 21' 33'')} = 0,934$$

Sily w zazębieniu (z uwzględnieniem rzeczywistych warunków pracy przekładni – K_H)

Siła obwodowa ślimaka równa sile osiowej ślimacznicy ($F_1 = -F_{a2}$)

$$F_1 = \frac{2M_{s1} \cdot K_H}{d_1} = \frac{2 \cdot 30 \cdot P_1 \cdot 1,3}{\pi n_1 d_1} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 7 \cdot 10^6 \cdot 1,3}{\pi \cdot 1470 \cdot 60,72} = 1947 \text{ N}$$

Siła promieniowa ślimaka i ślimacznicy ($F_{r1} = -F_{r2}$)

$$F_{r1,2} = \frac{F_1 \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \mu' \cos \gamma} = \frac{1947 \operatorname{tg} 20^\circ}{\sin 21^\circ 34' + 0,0237 \cdot \cos 21^\circ 34'} = 1819 \text{ N}$$

Siła osiowa ślimaka równa sile obwodowej ślimacznicy ($F_{a1} = -F_2$)

$$F_{a1} = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{1947}{\operatorname{tg}(21^\circ 34' + 1^\circ 21' 33'')} = 4604 \text{ N}$$

Siła normalna do powierzchni zęba

$$F_n = \frac{F_1}{\cos \alpha_n \sin \gamma + \mu \cos \gamma} = \frac{1947}{\cos 20^\circ \sin 21^\circ 34' + 0,022 \cdot \cos 21^\circ 34'} = 5322 \text{ N}$$

Siła obwodowa (F), promieniowa (F_r) i osiowa (F_a) obciążają wał ślimaka i koła ślimakowego oraz ich podpory – łożyska. Działają one w dwóch płaszczyznach prostopadłych względem siebie. W płaszczyznach X-Y i Y-Z przechodzących przez osie wałów działają siły F_r i F_a , wywołując zginanie wału i jego ściskanie lub rozciąganie. Siły obwodowe F działają w płaszczyźnie Z-X prostopadłej do płaszczyzn X-Y i Y-Z i powodują jego skręcanie i zginanie (rys. 3.).

Sprawdzenie warunków wytrzymałości zębów koła ślimakowego

Naprężenia stykowe

– przekładnia spełnia zalecenia odnośnie dokładności wykonania (tab. 4.) i sztywności ślimaka ($c = 3/\operatorname{tg} 21^\circ 34' \approx 8,0$) tab. 5, przyjęto współczynnik $K_H = 1,3$.

$$\text{– współczynnik } Z_H = \sqrt{\frac{360}{2,9} \frac{\sin 2\gamma}{\sin 2\alpha_x}} = \sqrt{\frac{360}{84,56} \frac{\sin 42^\circ 8'}{\sin 42^\circ 44' 52''}} = 2,05$$

$$\text{– współczynnik sprężystości dla brązu lanego } Z_E = 155 \sqrt{N/mm^2}$$

– całkowita sprawność przekładni (łożyska toczne)

$$\eta_p = \eta \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,934 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,915$$

Wartość naprężeń stykowych

$$\sigma_H = 10,75 \cdot Z_E \cdot Z_H \sqrt{\left(\frac{u + \operatorname{ctg} \gamma}{a_w}\right)^3 \frac{M_{s1} \eta_p}{u} K_H}$$

$$\sigma_H = 10,75 \cdot 155 \cdot 2,05 \sqrt{\left(\frac{12,67 + \operatorname{ctg} 21^\circ 34'}{180}\right)^3 \frac{45,47 \cdot 0,915}{12,67} \cdot 1,3} = 173,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 173,2 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 210 \text{ MPa}$$

Warunek wytrzymałości naprężeń stykowych jest spełniony.

Napężenia zginające

– zastępcza liczba zębów

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{38}{\cos^3 21^\circ 34'} = 47,2$$

– współczynnik kształtu $Y_F = 1,462$ (tab.6.)

– współczynnik wskaźnika zazębienia $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \zeta_1'} = \frac{1}{1,8 \cdot 0,75} = 0,74$

– współczynnik kąta nachylenia zęba $Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{120} = 1 - \frac{21,5667}{120} = 0,82$

– współczynnik $K_F = K_H = 1,3$

Wartość naprężeń zginających

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_2 K_F}{b m_n} = 1,462 \cdot 0,74 \cdot 0,82 \frac{4920 \cdot 1,3}{50,78 \cdot 7,44} = 16,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 16,9 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 70 \text{ MPa}$$

Warunek zginania zębów jest spełniony.

Obliczenia przekładni na rozgrzanie

W tym przypadku (brak wymiarów obudowy przekładni) obliczenia sprowadzają się do wyznaczenia wymaganej powierzchni $A \text{ m}^2$ obudowy, która ma odprowadzić do otoczenia ciepło wytworzone podczas pracy przekładni.

Moc tracona w przekładni (moc tarcia)

$$P_t = P(1 - \eta_p) = 7(1 - 0,915) = 0,595 \text{ kW}$$

Jak podano w temacie zadania, przekładnia pracuje w ruchu ciągłym przy pełnym obciążeniu.

Wobec tego współczynnik przeciętnego wykorzystania przekładni $\eta_{NT} = 1$.

Ilość ciepła wytworzonego w przekładni w ciągu godziny wynosi

$$Q = 3600 \cdot P_t \cdot \eta_{NT} = 3600 \cdot 0,595 \cdot 1 = 21442 \text{ kJ/h}$$

Taką ilość ciepła należy odprowadzić, przez powierzchnię A obudowy, do otoczenia czyli

$$Q' = 15A(T - T_o)^{1,3} = 21442 \text{ kJ/h}$$

Przyjmując zalecaną różnicę temperatur ścianek korpusu i otoczenia $T - T_o = 55 \text{ K}$, wyznaczmy wymaganą powierzchnię chłodzącą obudowy przekładni

$$A \geq \frac{Q'}{15(T - T_o)^{1,3}} = \frac{2142}{15 \cdot 55^{1,3}} = 0,78 \text{ m}^2$$

Powierzchnie chłodząca obudowy przekładni powinna wynosić $A_{\min} = 0,78 \text{ m}^2$.

4.2. Zaprojektować przekładnię ślimakową walcową ze ślimakiem górnym o przełożeniu $u = 16$, napędzaną silnikiem elektrycznym o mocy $P = 3,5$ kW i prędkości obrotowej $n_1 = 1470$ obr/min. Przekładnia pracować będzie pod obciążeniem prawie równomiernym wynoszącym około 80% obciążenia znamionowego. Przewidziana jest do pracy przez dwie zmiany (16 godz. w ciągu doby). Sprawność przekładni nie mniejsza jak 90%.

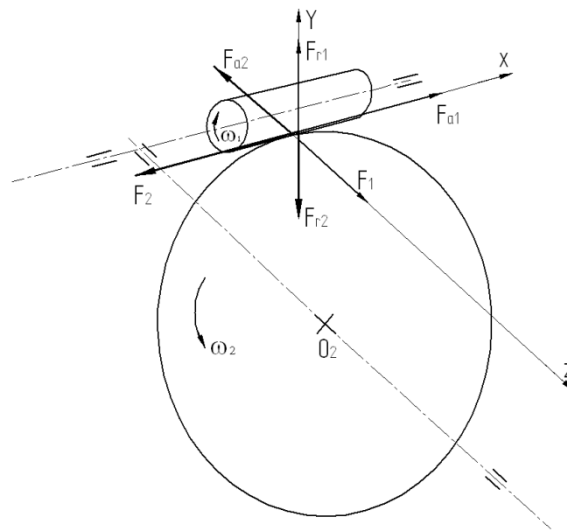
Dane	Szkice i obliczenia	Wyniki
	Założenia: Materiał ślimaka – stal 41Cr4 (40H) ulepszana cieplnie. Wieniec ślimacznicy – brąz B101 odlewany w kokili (formie metalowej). Wartości naprężeń dopuszczalnych wynoszą $\sigma_{HP} = 190$ MPa, $\sigma_{FP} = 70$ MPa (tab. 7.). Liczba zwojów ślimaka $z_1 = 3$ (tab.1.). Liczba zębów koła ślimakowego $z_2 = z_1 \cdot u = 3 \cdot 16 = 48$. W celu uniknięcia podzielności liczby zębów ślimacznicy przez liczbę zębów ślimaka, przyjęto $z_2 = 47$. Rzeczywiste przełożenie przekładni $u = z_1/z_2 = 15,66$. Błąd przełożenia $\Delta u = 2,1\% < 5\%$. Kąt wzniosu linii zębów ślimaka $\alpha = 25^\circ$, kąt przyporu $\alpha_n = 20^\circ$. Obliczenia wstępne Odległość osi przekładni $a_w \geq 4,9 (u + \operatorname{ctg} \gamma) \sqrt[3]{\frac{M_{s1} \eta_p}{u \sigma_{HP}^2} \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot K_H}$ Wielkości brakujące – moment skręcający na ślimaku $M_{s1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30 P_1}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 3,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1470} = 22,74 \text{ Nm}$ – kąt przyporu w przekroju osiowym $\operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 25^\circ$ $\operatorname{tg} \alpha_x = 0,40159$; $\alpha_x = 21,8802^\circ = 21^\circ 52' 48''$ – kąt opasania ślimaka $2\vartheta = 75^\circ$ (przyjęto) – współczynnik $Z_H = \sqrt{\frac{360}{2\vartheta} \frac{\sin 2\gamma}{\sin 2\alpha_x}} = \sqrt{\frac{360}{75} \frac{\sin(2 \cdot 25^\circ)}{\sin(2 \cdot 21^\circ 52' 48'')}} = 2,3$	$z_1=3$ $z_2=47$ $u=15,66$ $\alpha_n=20^\circ$

– współczynnik sprężystości $Z_E = 155 \sqrt{N/mm^2}$ (tab. 8.)	
– współczynnik warunków pracy $K_H = 1,2$ (przyjęto)	
$a_w = 4,9 \cdot (12,67 + \operatorname{ctg} 25^\circ) \sqrt[3]{\frac{22,74 \cdot 0,9}{15,66 \cdot 190^2} \cdot 155^2 \cdot 2,3^2 \cdot 1,2} = 154,2 \text{ mm}$	$a_w=160$ mm
Przyjęto znormalizowaną odległość osi $a_w = 160 \text{ mm}$	
– moduł osiowy obliczamy ze wzoru na rzeczywistą odległość osi ($a_w = a + x \cdot m_x$)	
$m_x = \frac{2a_w}{z_1(u + \operatorname{ctg} \gamma) + x} = \frac{2 \cdot 160}{3 \cdot (15,66 + \operatorname{ctg} 25^\circ)} = 5,99 \text{ mm}$	
Przyjęto znormalizowaną (drugiej kolejności) wartość modułu osiowego $m_x = 6 \text{ mm}$.	$m_x=6 \text{ mm}$
Dla przyjętych wartości odległości osi $a_w = 160 \text{ mm}$ i modułu $m_x = 6 \text{ mm}$, obliczono	
– podziałkę osiową $p_x = \pi \cdot m_x = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ mm}$	$p_x=18,85$ mm
– kąt wzniosu zwoju ślimaka	
$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{2}{z_1} \left(\frac{a_w}{m_x} - x \right) - u = \frac{2 \cdot 160}{3 \cdot 6} - 15,66 = 2,11778$	
$\gamma = 25,276^\circ = 25^\circ 16' 35''$	$\gamma=25,276^\circ$
– kąt przyporu w przekroju osiowym	
$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 25,276^\circ} = 0,4025055$	
$\alpha_x = 21,925^\circ = 21^\circ 55' 30''$	$\alpha_x=$ $=21,925^\circ$
– moduł w przekroju normalnym	
$m_n = m_x \cdot \cos \gamma = 6 \cdot \cos 21,925^\circ = 5,56 \text{ mm}$	$m_n=5,56$ mm
Wymiary ślimaka i koła ślimakowego	
– średnice podziałowe	
$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{3 \cdot 6}{\operatorname{tg} 25^\circ 276'} = 38 \text{ mm}$	$d_1=38 \text{ mm}$
$d_2 = z_2 \cdot m_x = 47 \cdot 6 = 282 \text{ mm}$	$d_2=282 \text{ mm}$
– wysokość głów i stóp zębów ($\gamma > 15^\circ$)	$h_{a1}=h_{a2}=$ $=5,56 \text{ mm}$
$h_{a1} = h_{a2} = m_n = 5,56 \text{ mm}$	

$h_{f1} = h_{f2} = 1,2m_n = 1,2 \cdot 5,56 = 6,7 \text{ mm}$	$h_{f1}=h_{f2}=$ $=6,7 \text{ mm}$
– średnice wierzchołków i stóp zębów	
$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 38 + 2 \cdot 5,56 = 49,12 \text{ mm}$	$d_{a1}=49,12$ mm
$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 282 + 2 \cdot 5,56 = 293,12 \text{ mm}$	$d_{a2}=293,12$ mm
$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 38 - 2 \cdot 6,7 = 24,6 \text{ mm}$	$d_{f1}=24,6$ mm
$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 282 - 2 \cdot 6,7 = 268,6 \text{ mm}$	$d_{f2}=268,6$ mm
– długość ślimaka	
$l_s = 2m_x(1 + \sqrt{z_2}) = 2 \cdot 6(1 + \sqrt{47}) = 94,3 \text{ mm}$, przyjęto $l_s = 95 \text{ mm}$	$l_s=95 \text{ mm}$
– graniczna liczba zębów koła ślimakowego	
$z_{g2} = \frac{2(h_{a2} / m_x)}{\sin^2 \alpha_x} = \frac{2(5,56 / 6)}{\sin^2 21,925^\circ} = 13,29$	$z_{g2}=13,29$
$z_2 = 47 > z_{g2} = 13,29$ – nie jest wymagane przesunięcie zarysu ze względu na podcięcie stopy zęba.	
– półkąat opasania ślimaka wieńcem ślimacznicy (rys. 2.)	
$\cos \vartheta = \frac{d_1 + 2 \cdot x \cdot m_x}{d_{a1}} = \frac{38}{49,12} = 0,77361$	
$\vartheta = 39,32^\circ = 39^\circ 19'$, kąat opasania ślimaka $2\vartheta = 78^\circ 38'$	$2\vartheta =$ $= 78^\circ 38'$
– szerokość uzębionej części wieńca koła ślimakowego	
$b = \sqrt{d_{a1}^2 - (d_1 + 2xm_x)^2} = \sqrt{49,12^2 - 38^2} = 31,12 \text{ mm}$	$b=31,12$ mm
– całkowita szerokość wieńca	
$b_c = b + m_x = 31,12 + 6 = 37,12 \text{ mm}$, przyjęto $b_c=38 \text{ mm}$	$b_c=38 \text{ mm}$
– średnica naroży	
$d_{e2} = 2[a_w - (0,5d_1 - h_{a2})\cos \vartheta] = 2[160 - (0,5 \cdot 38 - 5,56)\cos 39,32^\circ]$ $d_{e2} = 299,2 \text{ mm}$	$d_{e2}=299,2$ mm
– promień zaokrąglenia koła ślimakowego ($c = 0,2 m_n$)	
$r_w = 0,5d_{f1} + c = 0,5 \cdot 24,6 + 0,2 \cdot 5,56 = 13,4 \text{ mm}$	$r_w=13,4$ mm
Sprawność zazębienia i przekładni	
– prędkość obwodowa	
$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 38 \cdot 1470}{60 \cdot 1000} = 2,92 \text{ m/s}$	$v_1 = 2,92$ m/s

$\eta_1 = \eta_2 = 0,99$	– prędkość poślizgu $v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{2,92}{\cos 25,276^\circ} = 3,23 \text{ m/s}$ – współczynnik tarcia (wykres, rys. 9.), – ślimak hartowany, powierzchnie boczne zębów szlifowane (krzywa 2), $v_s = 3,23 \text{ m/s}$, $\mu = 0,024$ – pozorny kąt tarcia $\operatorname{tg} \rho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} = \frac{0,024}{\cos 20^\circ} = 0,0255$ $\rho' = 1,463^\circ = 1^\circ 27' 47''$ – sprawność zazębienia $\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 25,276^\circ}{\operatorname{tg}(25,276^\circ + 1,463^\circ)} = 0,937$ – sprawność przekładni (łożyska toczne) $\eta_p = \eta \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,937 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,918 = 91,8\%$ Siły w zazębieniu – siła obwodowa ślimaka równa sile osiowej ślimacznicy ($F_1 = -F_{a2}$) $F_1 = \frac{2M_{s1} \cdot K_H}{d_1} = \frac{2 \cdot 30 P_1 K_H}{\pi \cdot n_1 \cdot d_1} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 3,5 \cdot 10^6 \cdot 1,2}{\pi \cdot 1470 \cdot 38} = 1436 \text{ N}$ – siła promieniowa ślimaka i ślimacznicy ($F_{r1} = -F_{r2}$) $F_{r1,2} = \frac{F_1 \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \mu' \cos \gamma} = \frac{1436 \operatorname{tg} 20^\circ}{\sin 25,276^\circ + 0,0255 \cdot \cos 25,276^\circ} = 1161 \text{ N}$ – siła osiowa ślimaka równa sile obwodowej ślimacznicy ($F_{a1} = -F_2$) $F_{a1} = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{1436}{\operatorname{tg}(25,276^\circ + 1,463^\circ)} = 2850 \text{ N}$ – siła normalna do współpracujących powierzchni zębów (o składowych F, F_a, F_r) $F_n = \frac{F_1}{\cos \alpha_n \sin \gamma + \mu \cos \gamma} = \frac{1436}{\cos 20^\circ \sin 25,276^\circ + 0,024 \cdot \cos 25,276^\circ}$ $F_n = 3395 \text{ N}$ Siły F, F_a i F_r obciążają wały, na których znajdują się elementy zazębiające, za ich pośrednictwem obciążenie przenosi się na łożyska. Siły obciążające wały działają w dwóch płaszczyznach wzajemnie	$v_s = 3,23 \text{ m/s}$ $\mu = 0,024$ $\mu' = 0,0255$ $\rho' = 1,463^\circ$ $\eta_p = 91,8\%$ $F_1 = F_{a2} = 1436 \text{ N}$ $F_{r1,2} = 1161 \text{ N}$ $F_{a1} = F_2 = 2850 \text{ N}$ $F_n = 3395 \text{ N}$
--------------------------	--	---

prostopadłych. Siły F_r i F_a działają w jednej płaszczyźnie powodując zginanie wałka oraz jego rozciąganie lub ściskanie. Siła obwodowa F działa w drugiej płaszczyźnie i wywołuje skręcanie i zginanie wału. Kierunek i płaszczyzny działania sił na ślimaku i kole ślimakowym pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Kierunki sił składowych siły F_n w odniesieniu do ślimaka (prawozwojnego) – 1 i koła ślimakowego – 2

Sprawdzenie warunków wytrzymałości zębów koła ślimakowego

Naprężenia stykowe

– współczynnik $Z_H = \sqrt{\frac{360}{29} \frac{\sin 2\gamma}{\sin 2\alpha_x}} = \sqrt{\frac{360}{78,64} \frac{\sin(2 \cdot 25,276^\circ)}{\sin(2 \cdot 21,925^\circ)}} = 2,26$

– współczynnik sprężystości (brąz lany), $Z_E = 155 \sqrt{N/mm^2}$

– współczynnik $K_H = 1,2$ (przyjęto)

Wartość naprężeń stykowych

$$\sigma_H = 10,75 \cdot Z_E \cdot Z_H \sqrt{\left(\frac{u + \operatorname{ctg} \gamma}{a_w} \right)^3 \frac{M_{s1} \eta_p}{u} K_H} =$$

$$= 10,75 \cdot 155 \cdot 2,26 \sqrt{\left(\frac{15,66 + \operatorname{ctg} 25,276^\circ}{160} \right)^3 \cdot \frac{22,74 \cdot 0,918}{15,66} \cdot 1,2} = 176,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 176,4 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 190 \text{ MPa}$$

Warunek wytrzymałości naprężeń stykowych jest spełniony.

$$\sigma_H = 176,4 \text{ MPa}$$

Napężenia zginające

– zastępcza liczba zębów

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{47}{\cos^3 25,276^\circ} = 63,6$$

$$z_{v2} = 63,6$$

– współczynnik kształtu $Y_F = 1,462$ (tab. 6.)

– współczynnik wskaźnika zazębienia (liczby przyporu)

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \zeta_1} = \frac{1}{1,8 \cdot 0,75} = 0,74$$

– współczynnik kąta nachylenia zęba

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{120} = 1 - \frac{25,381}{120} = 0,79$$

– współczynnik $K_F = K_H = 1,2$

Wartość naprężeń zginających

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_2 K_F}{b m_n} = 1,389 \cdot 0,74 \cdot 0,79 \frac{2850 \cdot 1,2}{31,12 \cdot 5,56} = 16,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 16,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 16,5 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 70 \text{ MPa}$$

Warunek wytrzymałości zębów na zginanie jest spełniony.

Obliczenia przekładni na rozgrzanie

Ten rodzaj obliczeń sprowadzono do wyznaczenia wymaganej powierzchni obudowy przekładni, odprowadzającej ciepło wytworzone podczas pracy, w wyniku strat energii mechanicznej.

Moc tracona w przekładni (moc tarcia)

$$P_t = P(1 - \eta_p) = 3,5(1 - 0,918) = 0,287 \text{ kW}$$

Ilość ciepła wytworzonego w przekładni w ciągu godziny

$$Q = 3600 P_t \cdot \eta_{NT}$$

Jak wynika z tematu zadania przekładnia nie przenosi pełnego obciążenia znamionowego i pracuje 16 godzin w ciągu doby. Współczynnik przeciętnego wykorzystania przekładni $\eta_{NT} \neq 1$. Jego wartość można wyznaczyć przyjmując stopień wykorzystania czasu pracy przekładni $\eta_T = 16/24 = 0,67$ oraz stopień obciążenia $\eta_N = 0,8$. Czyli

	$\eta_{NT} = \eta_N \cdot \eta_T = 0,8 \cdot 0,67 = 0,53$ $Q = 3600 \cdot 0,287 \cdot 0,53 = 548 \text{ kJ/h}$ Ta ilość ciepła powinna być rozproszona do otoczenia przez powierzchnię obudowy przekładni. Ilość ciepła odprowadzona przez powierzchnię A równa jest ilości ciepła wytworzonego, czyli $Q' = 15A(T - T_o)^{1,3} = 548 \text{ kJ/h}$ Zatem wymagana wielkość powierzchni A m² przy zakładanej różnicy temperatur ścianek korpusu przekładni i otaczającego powietrza T - T_o = 55 K wynosi $A \geq \frac{Q'}{15(T - T_o)^{1,3}} = \frac{548}{15 \cdot 55^{1,3}} = 0,2 \text{ m}^2$ Obliczenie średnic czopów wałka wejściowego i wyjściowego Wartości momentów skręcających ślimak i wałek ślimacznicy $M_{S1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30P_1K_H}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 3,5 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{\pi \cdot 1470} = 27,28 \text{ Nm}$ $M_{S2} = M_{S1} \cdot u \cdot \eta_p = 27,28 \cdot 15,66 \cdot 0,918 = 392,17 \text{ Nm}$ Czop wejściowy Zwoje ślimaka nacięte są na wałku wykonanym ze stali 41Cr4 (40H) dla której k_{go} = 108 N/mm² zaś k_{sj} = 118 N/mm². Średnica czopa wejściowego wynosi $d_{c1} = \sqrt[3]{\frac{16M_{s1}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27,28 \cdot 10^3}{\pi \cdot 118}} = 10,56 \text{ mm}$ Uwzględniając osłabienie czopa rowkami pod wpust, jak też ewentualne obciążenie siłą poprzeczną, przyjęto średnicę czopa d_{c1} = 20 mm*. Ta wielkość średnicy czopa wskazuje, że średnica wałka w miejscu osadzenia łożyska będzie wynosić 25mm. Średnicę wałka w miejscu współpracy z pierścieniem uszczelniającym łożysko przyjęto 22mm.	A ≥ 0,2 m² M_{s1} = 27,28 Nm M_{s2} = 392,17 Nm d_{c1} = 20 mm
--	--	--

* Kiedy przyjęty wymiar średnicy czopa d_c jest bliski wymaganemu (obliczonemu) należy, po przyjęciu wymiarów rowka wpustowego, obliczyć rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa δ przekroju niebezpiecznego czopa [9]. Wartość jego powinna spełniać warunek δ ≥ (1,5÷1,7).

	Dalsze stopniowanie wałka ze zwojami ślimaka ustala się konstrukcyjnie. W przekrojach przejść między kolejnymi stopniami wałka nie należy dopuszczać do niebezpiecznego spiętrzenia naprężeń. Dlatego między wymiarami kolejnych średnic powinien być spełniony warunek $d_{i+1}/d_i \leq 1,2$. Promienie przejść między kolejnymi stopniami powinny być możliwie duże. Przy odsadzeniach swobodnych np. wielokrotnością $0,5 (d_{i+1} - d_i)$. Przy odsadzeniach ustalających zwykle stosuje się $r \leq 0,5 (d_{i+1} - d_i)$ jednak nie mniej jak $r = 0,25 (d_{i+1} - d_i)$.	
	Czop wyjściowy	
C45	Wałek koła ślimakowego wykonany jest ze stali C45, średnica czopa wyjściowego wynosi	
$k_{g0}=78$ N/mm ²	$d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{s2}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 392,17 \cdot 10^3}{\pi \cdot 95}} = 27,6 \text{ mm}$	
$k_{sj}=95$ N/mm ²	Przyjęto średnicę czopa wyjściowego $d_{c2} = 32 \text{ mm}$. Będzie to również średnica wałka w miejscu współpracy z pierścieniem uszczelniającym łożysko. Średnicę czopa łożyskowego przyjęto $d = 35 \text{ mm}$. Średnicę wałka w miejscu osadzenia piasty koła ślimakowego ustalono na 40 mm. Dalsze stopniowanie prowadzi się wg. zaleceń podanych wyżej.	$d_{c2}=32\text{mm}$
	Obliczenie średnic wałków	
	Obliczenia średnic wałków dokonuje się w przekrojach najbardziej obciążonych tj. w środku długości ślimaka – wałek wejściowy i w środku długości piasty koła ślimakowego. Obciążenie wałków stanowią znane już wartości momentów M_{s1} i M_{s2} i sił wzdłużnych, oraz momenty zginające. W celu obliczenia tych ostatnich należy znać odległość między podporami – łożyskami wałków. Wymiary te ustala się na podstawie rzutów projektowanej przekładni, w których należy nanieść elementy zazębiające się (ślimak i ślimacznice) o wymiarach przyjętych z obliczeń. Następnie po zaznaczeniu przebiegu wewnętrznej krawędzi korpusu, wrysować gniazda przewidziane na zabudowę łożysk. Rzuty te najkorzystniej jest wykonać w podziałce 1:1. Przy ich wykonywaniu można przyjąć odległość wewnętrznej krawędzi obudowy przekładni	

- do zewnętrznej krawędzi koła ślimakowego $10 \div 15 \text{ mm}$
- do piasty koła lub jej stopnia oporowego $8 \div 15 \text{ mm}$
- do czoła pierścienia łożyska $3 \div 5 \text{ mm}$

Najczęściej stosowanym rozwiązaniem jest przyjęcie symetrycznego rozstawu łożysk dla obu wałków.

Walek wejściowy

Ze względu na brak opisywanych wyżej rzutów projektowanej przekładni, założono wstępnie odległość podpór $L \approx d_2 = 280 \text{ mm}$. Schemat obciążenia wałka wejściowego składowymi siły F_n wykonujemy w oparciu o rys. 3. ukazujący kierunki sił względem współrzędnych X,Y,Z oraz ich płaszczyzny działania.

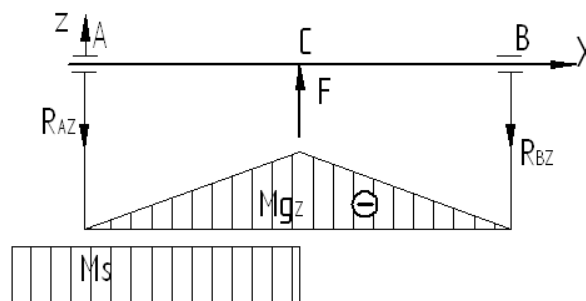
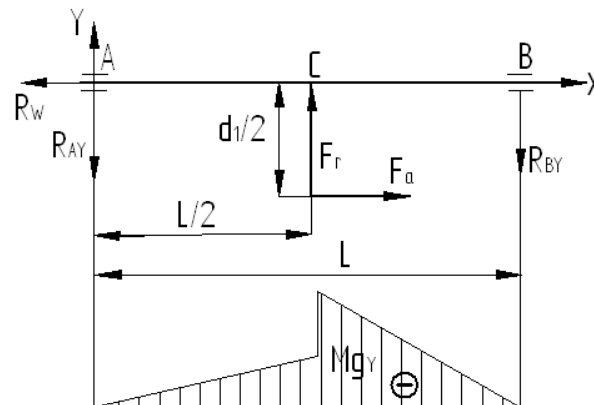
$$F_r = 1161 \text{ N}$$

$$F_a = 2950 \text{ N}$$

$$d_1 = 38 \text{ mm}$$

$$L = 280 \text{ mm}$$

$$F = 1436 \text{ N}$$



Rys. 4. Obciążenie wałka wejściowego w dwóch płaszczyznach

Reakcje podpór i momenty zginające w płaszczyźnie X-Y

$$\sum M_A = R_{BY} \cdot L - F_r \cdot 0,5L - F_a \cdot 0,5d_1 = 0$$

$$R_{BY} = (F_r \cdot 0,5L + F_a \cdot 0,5d_1) / L = (1161 \cdot 140 + 2850 \cdot 19) / 280 = 774 \text{ N}$$

$$\sum M_B = -R_{AY} \cdot L - F_a \cdot 0,5d_1 + F_r \cdot 0,5L = 0$$

$$R_{AY} = (F_r \cdot 0,5L - F_a \cdot 0,5d_r)/L = (1161 \cdot 140 - 2850 \cdot 19)/280 = 387 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 387 \text{ N}; \quad R_w = F_a = 2850 \text{ N}$$

Momenty zginające w przekroju C

$$M_{gcY} = -R_{AY} \cdot 0,5L = -387 \cdot 140 = -54180 \text{ Nmm} = -54,2 \text{ Nm}$$

$$M_{gcY_{\max}} = -R_{BY} \cdot 0,5L = -774 \cdot 140 = -108360 \text{ Nmm} = -108,4 \text{ Nm}$$

Reakcje podpór i momenty zginające w płaszczyźnie Z-X

$$R_{AZ} = R_{BZ} = \frac{F}{2} = \frac{1436}{2} = 718 \text{ N}$$

$$M_{gcZ} = -R_{AZ} \cdot 0,5L = -718 \cdot 140 = -100520 \text{ Nmm} = -100,5 \text{ Nm}$$

Reakcje wypadkowe

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{387^2 + 718^2} = 815 \text{ N}$$

$$R_A = 815 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{774^2 + 718^2} = 1056 \text{ N}$$

$$R_B = 1056 \text{ N}$$

$$R_w = F_a = 2850 \text{ N}$$

$$R_w =$$

$$= 2850 \text{ N}$$

Moment wypadkowy i moment zastępczy w przekroju C

$$M_{gc} = \sqrt{M_{gcY_{\max}}^2 + M_{gcZ}^2} = \sqrt{(-108,4)^2 + (-100,5)^2} = 147,8 \text{ Nm}$$

$$M_{zc} = \sqrt{M_{gc}^2 + \left(\frac{k_{g0}}{2k_{sj}} M_s \right)^2} = \sqrt{147,8^2 + \left(\frac{108}{2 \cdot 118} \cdot 27,28 \right)^2}$$

$$M_{zc} =$$

$$M_{zc} = 148,33 \text{ Nm}$$

$$148,33 \text{ Nm}$$

Średnica wałka w przekroju C

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{zc}}{\pi \cdot k_{g0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 148,33 \cdot 10^3}{\pi \cdot 108}} = 24,09 \text{ mm}$$

Wymagana średnica wałka w środku długości ślimaka (przekroju najbardziej obciążonym) jest mniejsza od średnicy stóp zwojów ślimaka

$$d_c = 24,09 < d_{f1} = 24,6 \text{ mm}.$$

Pozostałe wymiary średnic wałka, na którym nacięte są zwoje ślimaka, ustala się wg. wcześniej podanych zaleceń.

Walek wyjściowy

Dokładną odległość podpór wałka, na którym osadzone jest koło ślimakowe, ustala się podobnie jak w przypadku wałka wejściowego, przyjmując wymiar z jednego z rzutów projektowanej przekładni. Ze względu na brak wymienionego rzutu, do wstępnego ustalenia odległości podpór przyjęto:

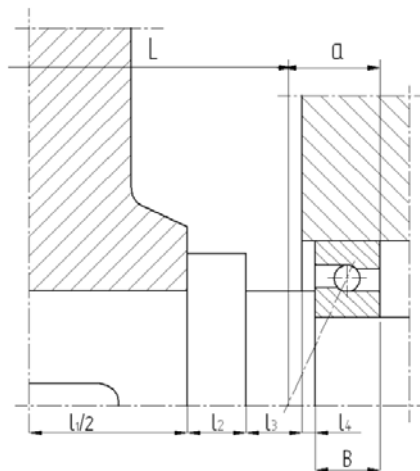
- długość piasty koła ślimakowego $l_1 = 1,8d = 1,8 \cdot 40 = 72 \text{ mm}$,
- szerokość odsadzenia oporowego piasty ślimacznicy $l_2 = 6 \text{ mm}$,
- odległość czopa odsadzenia oporowego od wewnętrznej ścianki korpusu $l_3 = 12 \text{ mm}$,
- odległość pierścienia łożyska od wewnętrznej krawędzi korpusu $l_4 = 3 \text{ mm}$,
- szerokość pierścienia łożyska $B = 23 \text{ mm}$,
- wymiar łożyska skośnego jednorzędowego $a = 17 \text{ mm}$.

Przybliżona odległość podpór wynosi:

$$L/2 = l_1/2 + l_2 + l_3 + l_4 + B - a$$

$$L = 2(36 + 6 + 12 + 3 + 23 - 17)$$

$$L = 126 \text{ mm}$$



Rys. 5. Ustalenie przybliżonej odległości podpór

Obciążenie wałka wyjściowego składowymi siły F_n (przyjęto zgodnie z rys. 3.).

Reakcje podpór i momenty zginające w płaszczyźnie Y-Z

$$\sum M_H = R_{DY} \cdot L - F_a \cdot 0,5d_2 + F_r \cdot 0,5L = 0$$

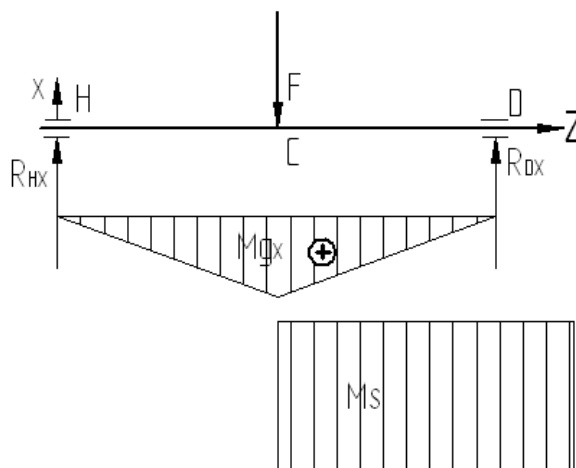
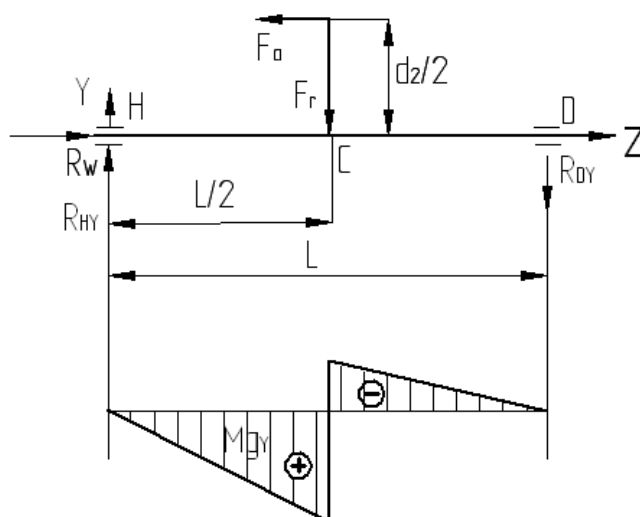
$F_r = 1161 \text{ N}$
 $F_a = 1436 \text{ N}$
 $d_2 = 282$
 mm
 $L = 126 \text{ mm}$

$F = 2850 \text{ N}$
 $M_s =$
 $392,17 \text{ Nm}$

$$R_{DY} = \frac{F_a \cdot 0,5d_2 - F_r \cdot 0,5L}{L} = \frac{1436 \cdot 141 - 1161 \cdot 63}{126} = 1026 \text{ N}$$

$$\sum M_D = R_{HY} \cdot L - F_r \cdot 0,5L - F_a \cdot 0,5d_2 = 0$$

$$R_{HY} = \frac{F_r \cdot 0,5L + F_a \cdot 0,5d_2}{L} = \frac{1161 \cdot 63 + 1436 \cdot 141}{126} = 2187 \text{ N}$$



Rys. 6. Obciążenie wałka wyjściowego w dwóch płaszczyznach

$$R_{HY} = 2187 \text{ N}, \quad R_{DY} = 1026 \text{ N}, \quad R_w = F_a = 1436 \text{ N}$$

$$M_{gcY_{max}} = R_{HY} \cdot 0,5L = 2187 \cdot 63 = 137781 \text{ Nmm} = 137,8 \text{ Nm}$$

$$M_{gcY} = -R_{DY} \cdot 0,5L = -1026 \cdot 63 = -64638 \text{ Nmm} = -64,6 \text{ Nm}$$

Reakcje podpór i momenty zginające w płaszczyźnie Z-X

$$R_{DX} = R_{HX} = 0,5F = 0,5 \cdot 2850 = 1425 \text{ N}$$

$$M_{gcX} = R_{DX} \cdot 0,5L = 1425 \cdot 63 = 89775 \text{ Nmm} = 89,8 \text{ Nm}$$

560,68Nm

33

Średnica wałka w przekroju C

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{zsc}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 560,68 \cdot 10^3}{\pi \cdot 95}} = 31,1 \text{ mm}$$

Wymagana średnica wałka koła ślimakowego w przekroju najbardziej obciążonym jest mniejsza od przyjętej

$$d_c = 31,1 \text{ mm} < 40 \text{ mm.}$$

Znając średnice czopów: wyjściowego, pod łożyska, pod koło ślimakowe i

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_z}{\pi \cdot k_{go}}} \approx \sqrt[3]{\frac{10M_z}{k_{go}}}$$

Jeśli w badanym przekroju wału przeważa naprężenie skręcające (σ), redukujemy przeprowadzamy odwrotnie – redukując naprężenie zginające σ_g do naprężenia skręcającego τ_s . Współczynnik redukcji zapisujemy jako

$$\alpha = \frac{k_{sj}}{k_{gj}} \cdot \frac{k_{gj}}{k_{go}} = \frac{k_{sj}}{k_{go}}$$

Postępując jak poprzednio, otrzymujemy naprężenie zastępcze (ma charakter naprężenia skręcającego) i warunek wytrzymałości oraz moment zastępczy

$$\tau_{zs} = \sqrt{(\alpha \cdot \sigma_g)^2 + \tau_s^2} = \sqrt{\left(\frac{k_{sj}}{k_{go}} \cdot \sigma_g\right)^2 + \tau_s^2} \leq k_{sj}$$

$$M_{zs} = \sqrt{(\alpha \cdot M_g)^2 + M_s^2} = \sqrt{\left(\frac{2k_{sj}}{k_{go}} \cdot M_g\right)^2 + M_s^2}$$

Średnicę wału obliczamy ze wzoru

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{zs}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

Przewaga naprężenia skręcającego nad zginającym, wymagająca redukcji σ_g do τ_s , wystąpi wówczas, jeśli $M_s > 2M_g$. Wynika to z dopuszczalnej nośności przekroju wału o średnicy d na obciążenie momentem M_g oraz momentem M_s , czyli

$$M_g \leq W_x \cdot k_{go} \quad i \quad M_s \leq W_0 \cdot k_{sj} = 2W_x \cdot k_{sj}$$

Wówczas wielkość średnicy d wału opisana wskaźnikiem wytrzymałości przekroju wyraża zależność

$$W_x \leq \frac{M_g}{k_{go}} = \frac{M_s}{2k_{sj}}$$

Skąd wielkość momentu skręcającego M_s wywołującego naprężenia τ_s o wartości porównywalnej do wielkości naprężenia zginającego σ_g wynosi

$$M_s = 2 \frac{k_{sj}}{k_{go}} \cdot M_g$$

pierścień uszczelniający, przyjmujemy wymiary średnic pozostałych stopni oraz promieni przejść między nimi tak by nie następowało niebezpieczne spiętrzenie naprężeń w przekrojach zmiany średnic. Uzyskuje się to stosując wcześniej podane zalecenia dotyczące stopniowania wałów.

Dobór łożysk

Walek koła ślimakowego, ze względu na małą odległość między podporami, może być łożyskowany w łożyskach skośnych jednorzędowych, zabudowanych w układzie X. Łożyska takie ustalają walek wzdłużnie, każde tylko w jednym kierunku oraz w ściśle określonym położeniu. Przez zastosowanie napięcia wstępnego następuje zwiększenie sztywności wzdłużnej i poprzecznej układu. Sprzyja to uzyskaniu korzystnego śladu dolegania między zwojami ślimaka a zębami ślimacznicy.

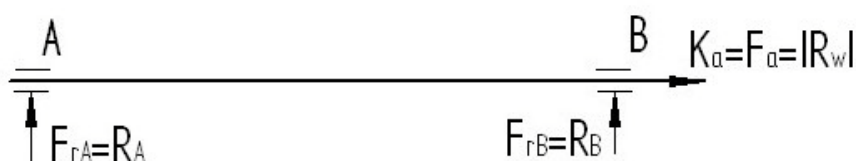
Walek ślimaka jako dłuższy, łożyskowany bywa zwykle na jednej podporze w łożyskach skośnych przejmujących obciążenie wzdłużne i ustalających wał w obu kierunkach. Drugą podporę stanowi łożysko poprzeczne – swobodne.

Smarowanie łożysk ślimaka górnego może odbywać się olejem odrzucanym z zazębienia na ścianki korpusu i zbieranym w rowku dookolnym znajdujących się w górnej części obudowy przekładni. Rowek ten od środka długości ślimaka łagodnie opada w kierunku gniazd łożyskowych i wprowadza zbierający się w nim olej do ich środka. Inny sposób smarowania łożysk ślimaka górnego, to smarowanie smarem plastycznym (p.6.).

Walek ślimaka

Podpora A

$R_A=815\text{N}$
 $R_B=1056\text{N}$
 $R_w=2850\text{N}$



Rys. 7. Obciążenie łożysk wałka czynnego przekładni

Na podporę A, która przejmuje obciążenie wzdłużne R_w przyjęto parę łożysk kulkowych skośnych jednorzędowych do zespołowej zabudowy w układzie X. Spełniają one rolę łożyska ustalającego wał wzdłużnie w obu kierunkach. Obydwa łożyska przenoszą wówczas jednakowe obciążenia promieniowe

$$R_{AA} = R_{AB} = 0,5R_A = 0,5 \cdot 815 = 407,5 \text{ N}$$

Zachodzi więc przypadek obciążenia 1a (katalog łożysk). Wówczas siły wzdłużne obliczane są z zależności

$$F_{aAA} = 1,14F_{rA} = 1,14 \cdot 407,5 = 465 \text{ N}$$

$$F_{aAB} = F_{aAA} + K_a = F_{aAA} + R_w = 465 + 2850 = 3315 \text{ N}$$

Równoważne obciążenie dynamiczne dla pary łożysk w układzie X gdy

$$F_a/F_r = F_a/R_A = 3780/815 = 4,64 > 1,14 \quad \text{wynosi}$$

$$F_{ZA} = 0,57F_r + 0,93F_a = 0,57 \cdot 815 + 0,93 \cdot 3780 = 3980 \text{ N}$$

Przyjmując trwałość łożysk projektowanej przekładni $L_h = 10000$ godzin obliczono wartość

$$\frac{C}{F_Z} = \left(\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{10000 \cdot 1470 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 9,59$$

Wymagana nośność dynamiczna

$$C_A = F_{ZA} \cdot 9,59 = 3980 \cdot 9,59 = 38168 \text{ N}$$

Dobrano dwa łożyska kulkowe skośne jednorzędowe 7305BECB do zespołowej zabudowy w układzie X o nośności dynamicznej $C = 42300 \text{ N}$ i wymiarach $D = 62 \text{ mm}$; $2B = 34 \text{ mm}$.

7305
BECB
szt. 2

Podpora B

Łożysko przenosi tylko obciążenia poprzeczne i zapewnia przemieszczenia wzdłużne wałka.

Równoważne obciążenia dynamiczne i żądana nośność dynamiczna wynoszą

$$F_{ZB} = R_B = 1056 \text{ N}$$

$$C = F_{ZB} \cdot 9,59 = 1056 \cdot 9,59 = 10127 \text{ N}$$

Przyjęto łożysko kulkowe zwykłe jednorzędowe 6005 o nośności dynamicznej $C=11200 \text{ N}$ i wymiarach $D = 47 \text{ mm}$ i $B = 12 \text{ mm}$.

Ze względów technologicznych (jednakowe otwory pod łożyska) można

6005

przyjąć na podporę B łożysko 6305 o wymiarach $D = 62 \text{ mm}$, $B = 17 \text{ mm}$ i 6305
 nośności $C = 22500 \text{ N}$, znacznie przewyższającej wymaganą.

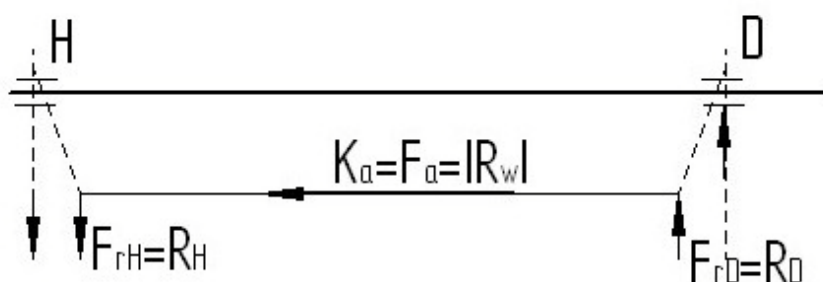
Walek ślimacznicy

Walek będzie łożyskowany w łożyskach kulkowych skośnych
 jednorzędowych w układzie X, ustalających wał wzdłużnie, każde w
 jednym kierunku. Łożyska dobierane są na średnicę $d = 35 \text{ mm}$.

$$R_H = 2610 \text{ N}$$

$$R_D = 1756 \text{ N}$$

$$R_w = 1436 \text{ N}$$



Rys. 8. Obciążenie łożysk wałka wyjściowego

Zachodzą nierówności

$$F_{rH} = R_H > F_{rD} = R_D$$

$$\text{i } K_A = R_w > 1,14(F_{rH} - F_{rD}) = 974 \text{ N}$$

Jest to przypadek obciążenia 2b (katalog łożysk). Siły wzdłużne działające
 na łożyska obliczane są ze wzorów

$$F_{aD} = 1,14 R_D = 1,14 \cdot 1756 = 2002 \text{ N}$$

$$F_{aH} = F_{aD} + K_a = F_{aD} + R_w = 2002 + 1436 = 3438 \text{ N}$$

Równoważne obciążenia dynamiczne

$$\text{dla } F_{aH}/R_H = 3438 / 2610 = 1,32 > 1,14$$

$$F_{ZH} = 0,35 F_{rH} + 0,57 F_{aH} = 0,35 \cdot 2610 + 0,57 \cdot 3438 = 2885 \text{ N}$$

$$\text{dla } F_{aD}/R_D = 2002 / 1756 = 1,14 \leq 1,14$$

$$F_{ZD} = F_{rD} = 1756 \text{ N}$$

Wartość ilorazu

$$\frac{C}{F_z} = \left(\frac{L_H \cdot n_2 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{10000 \cdot 93,87 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 3,83$$

$$n_2 = n_1 / u = 1470 / 15,66 = 93,87 \text{ min}^{-1}$$

Żądane nośności dynamiczne

Podpora H: $C_H = F_{ZH} \cdot 3,83 = 2885 \cdot 3,83 = 11050 \text{ N}$

Podpora D: $C_D = F_{ZD} \cdot 3,83 = 1756 \cdot 3,83 = 6725 \text{ N}$

Dobrano dwa łożyska kulkowe skośne jednorzędowe 7207BE o nośności dynamicznej $C = 30700 \text{ N}$ i wymiarach $D = 72 \text{ mm}$, $B = 17 \text{ mm}$, $a = 31 \text{ mm}$. Tak znaczny nadmiar nośności, w stosunku do wymaganej, wynika z wymiarów czopów łożyskowych.

7207BE
szt. 2

Ze względu na niezbyt duże obciążenie podpór istnieje możliwość rozpatrzenia zastosowania łożysk kulowych zwykłych. W tym wariancie przyjęto że obciążenie wzdłużne oraz ustalenie obustronnie wałka w kierunku wzdłużnym, przejmie łożysko na podporze D. Łożysko na podporze H będzie łożyskiem swobodnym, będzie przenosić tylko obciążenie poprzeczne R_H .

Podpora D

Ponieważ parametry łożyska (e , X , Y) zależą od jego nośności spoczynkowej (F_a / C_o), która przed dobraniem łożyska nie jest znana, przyjęto wartość tego ilorazu jako średnią wartość tabeli (katalog łożysk).

Po próbnym obliczeniach wstępnych założono wartość $e = 0,33$

i dla $F_a / F_r = 1436 / 1756 = 0,82 > e = 0,33$

odczytano z tabeli $X = 0,56$; $Y = 1,33$

Równoważne obciążenie dynamiczne

$$F_{ZD} = XF_r + YF_a = 0,56 \cdot 1756 + 1,33 \cdot 1436 = 2893 \text{ N}$$

Żądana nośność dynamiczna

$$C_D = F_{ZD} \cdot 3,83 = 2893 \cdot 3,83 = 11080 \text{ N}$$

Przyjęto łożysko kulkowe zwykłe jednorzędowe 16007 o nośności dynamicznej $C = 12400 \text{ N}$, nośności spoczynkowej $C_o = 8150 \text{ N}$ i wymiarach $D = 62 \text{ mm}$ i $B = 14 \text{ mm}$.

Prawidłowość doboru łożyska zaświadczą wartości przyjętych współczynników, w odniesieniu do ich wartości tablicowych (katalogowych) wybranego łożyska,

$$\frac{F}{C_o} = \frac{1436}{8150} = 0,176 \quad \text{dla tej wartości odczytano z tabeli}$$

$e = 0,33$ oraz $X = 0,56$ i $Y = 1,33$; $F_a / F_r = 0,82 > e = 0,33$

Łożysko na podporę D zostało dobrane właściwie.

Podpora H

Równoważne obciążenie dynamiczne i żądana nośność dynamiczna

$$F_{ZH} = F_{rH} = R_H = 2610 \text{ N}$$

$$C_H = F_{ZH} \cdot 3,83 = 2610 \cdot 3,83 = 9996 \approx 10000 \text{ N}$$

Przyjęto, podobnie jak na podporę D, łożysko 16007 o nośności

$$C = 12400 \text{ N}, D = 62 \text{ mm i } B = 14 \text{ mm.}$$

Wynika, że do łożyskowania wałka koła ślimakowego można użyć również dwóch łożysk kulowych zwykłych jednorzędowych 16007. Są to łożyska o mniejszych średnicach D i mniejszym koszcie w stosunku do łożysk kulowych skośnych jednorzędowych 7207BE.

16007
szt. 2

4.3 Przeprowadzić, zgodnie z normą ISO – 14521 [6], obliczenia:

- naprężeń stykowych i naprężeń w stopie zęba koła ślimakowego,
 - odległości osi przekładni,
 - sprawności zazębienia i przekładni,
 - zużycia oraz ugięcia ślimaka,
- przekładni ślimakowej o parametrach podanych w punkcie 4.2.

Norma ISO – 14521 z 1999 r, która stanowi podstawę do opracowania Polskiej Normy dotyczącej obliczeń wytrzymałości i trwałości przekładni ślimakowych, traktuje w zasadzie o obliczeniu nośności przekładni ślimakowych o znanych parametrach zazębienia jak i budowy (wymiarach). Podane w niej zależności (wzory) – głównie empiryczne – służą przede wszystkim do sprawdzania możliwości przeniesienia przez przekładnię przewidywanego obciążenia w zadanych warunkach eksploatacji.

4.3.1. Naprężenia stykowe (kontaktowe)

Wartość naprężeń stykowych w zazębieniu przekładni o znanych: module m_x , wskaźniku średnicowym q_1 , odległości osi a i szerokości

uzębionej części wieńca b określona jest wzorem

$$\sigma_H = \frac{4}{\pi} \left(\frac{p_m^* \cdot M_{S2} \cdot 10^3 E_{zast}}{a^3} \right)^{0,5}$$

gdzie:

$$p_m^* = 1,03 \left(0,4 + \frac{x_2}{u} + 0,01z_2 - 0,083 \frac{b}{m_x} + \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{6,9} + \frac{q_1 + 50(u + 1)/u}{15,9 + 37,5q_1} \right)$$

– parametr do wyznaczenia naprężeń stykowych,

$$q_1 = \frac{d_1}{m_x} - \text{wskaźnik średnicowy},$$

$$E_{zast} = \frac{2}{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2} - \text{moduł zastępczy},$$

b – szerokość uzębionej części wieńca,

$$M_{S1} = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot K_A \cdot K_{ST}, \quad M_{S2} = \frac{P_2}{\omega_2} \cdot K_A \cdot K_{ST} - \text{momenty skręcające w Nm}$$

K_A – współczynnik zastosowania (tab. 12. – [6]),

K_{ST} – współczynnik częstości uruchomień (do 10/h – $K_{ST} = 1$, tab. 13. – [6]).

Naprężenia stykowe dopuszczalne

Wartość naprężeń stykowych dopuszczalnych σ_{HG} wg Normy ISO określa wyrażenie

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil}$$

gdzie:

σ_{HlimT} – granica wytrzymałości na naprężenia stykowe dla materiału uzębienia koła ślimakowego przekładni wzorcowej – modelowej (tab. 4. – [6]) np. dla brązu cynowego GZ–CuSn12

$$\sigma_{HlimT} = 425 \text{ MPa (tab. 9.–[6])},$$

$$Z_h = (25000 / L_h)^{\frac{1}{6}} \leq 1,6 - \text{współczynnik trwałości},$$

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_s}} - \text{współczynnik prędkości},$$

$$Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} - \text{współczynnik wielkości},$$

	Z_{oil} – współczynnik smarowania (oleju), dla oleju mineralnego $Z_{oil} = 0,89$. Współczynnik bezpieczeństwa naprężeń kontaktowych określa wzór $S_H = \sigma_{HG} / \sigma_H \geq S_{Hmin}$ Minimalna wartość współczynnika bezpieczeństwa wynosi $S_{Hmin} = 1,0$ Obliczenie naprężeń kontaktowych (parametry przekładni z p. 4.2.) $p_m^* = 1,03(0,4 + 0,01 \cdot 47 - 0,083 + \frac{31,12}{6} + \frac{\sqrt{2 \cdot 6,3 - 1}}{69} + \frac{6,3 + 50(15,66 + 1)/15,66}{15,9 \cdot 37,5 \cdot 6,3}) = 1,20$ $q_1 = 38/6 = 6,3$ $E_{zast} = \frac{2}{(1 - 0,3^2) / 2,06 \cdot 10^5 + (1 - 0,3^2) / 1,03 \cdot 10^5} = 150916 \text{ MPa}$ $v_1 = 0,3; \quad v_2 = 0,3; \quad E_1 = 2,06 \times 10^5 \text{ MPa}; \quad E_2 = 1,03 \times 10^5 \text{ MPa (tab.8.)}$ $M_{S2} = 392,17 \text{ Nm}; \quad (K_A = 1, \quad K_{ST} = 1)$ $Z_h = (25000 / 10000)^{\frac{1}{6}} = 1,16; \quad Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + 3,23}} = 0,83$ $Z_s = \sqrt{\frac{3000}{2900 + 160}} = 0,99$ Wartość naprężeń stykowych $\sigma_H = \frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{1,20 \cdot 392,17 \cdot 10^3 \cdot 150916}{160^3}} = 167,7 \text{ MPa}$ $\sigma_H = 167,7 \text{ MPa}$ Wartość naprężeń stykowych jest porównywalna do ich wielkości wyliczonej w punkcie 4.2. ($\sigma_H = 176,4 \text{ MPa}$). Dla wymienionego wcześniej brązu (GZ–CuSn12) i parametrów przekładni z p. 4.2. naprężenia dopuszczalne wynoszą $\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil} = 425 \cdot 1,16 \cdot 0,83 \cdot 0,99 \cdot 0,89 \cdot 1 \approx 360 \text{ MPa}$ 4.3.2. Odległość osi Przekształcając warunek wytrzymałości na naprężenia stykowe (znając wartość parametru p_m^*) można obliczyć odległość osi przekładni. Przyjmując $\sigma_{HG} = \sigma_{HP}$ uzyskamy zależność	$p_m^* = 1,20$ $q_1 = 6,3$ $E_{zast} = 150916 \text{ MPa}$ $Z_h = 1,16$ $Z_v = 0,83$ $Z_s = 0,99$ $\sigma_H = 167,7 \text{ MPa}$ $\sigma_{HG} = 360 \text{ MPa}$
$m_x = 6 \text{ mm}$ $d_1 = 38 \text{ mm}$ $z_2 = 47$ $u = 15,66$ $b = 31,12 \text{ mm}$ $a = 160 \text{ mm}$		

$$a \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot p_m^* \cdot M_{S2} \cdot 10^3 \cdot E_{zast}}{\pi^2 \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

Obliczenia dla wielkości z p.4.2.

$\sigma_{HP}=190$
MPa

$$a \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,20 \cdot 392,17 \cdot 10^3 \cdot 150916}{\pi^2 \cdot 190^2}} = 147,2 \text{ mm}$$

$a=147,2$
mm

Podobnie jak w punkcie 4.2. ($a=154,2$ mm) należy przyjąć najbliższą (większą) wartość znormalizowaną, czyli $a_w = 160$ mm.

$a_w = 160$
mm

Uwaga

Do obliczenia, wg. Normy ISO, odległości osi a , która to wielkość jest ważną cechą przekładni ślimakowej, konieczna jest znajomość parametru p_m^* . Jego wartość zależy od modułu m_x , wskaźnika średnicowego q_1 oraz szerokości uzębionej części koła ślimakowego b . Po przyjęciu (założeniu) ich wielkości i wyznaczeniu wartości p_m^* , z przekształconego warunku wytrzymałości zęba na naprężenia stykowe, można obliczyć wymiar odległości osi a . Następnie po przyjęciu wielkości rzeczywistej odległości osi a_w , korzystając z zależności

$$m_x = \frac{2a_w}{q_1}; \quad a_w = m_x [0,5(q_1 + z_2) + x_2]; \quad a_w = m_x \left[\frac{z_1}{2} (u + \operatorname{ctg} \gamma) + x_2 \right]$$

ustala się (zgodnie z obliczeniami w p. 3.1. i 3.2.) parametry zazębienia i wielkości projektowanej przekładni.

4.3.3. Sprawność przekładni

Sprawność zazębienia przekładni określa wzór

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \operatorname{arctg} \mu_{zm})}$$

gdzie:

$\mu_{zm} = \mu_{MOT} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_R \cdot Y_W$ – współczynnik tarcia w zazębieniu,

$Y_S = (100/a)^{0,5}$ – współczynnik wielkości,

	$Y_G = (0,07 / h^*)$ – współczynnik geometrii filmu olejowego, $h^* = 0,018 + \frac{q_1}{7,86 \cdot (q_1 + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x_2}{110} - \frac{u}{36300} + \frac{b}{370,4 \cdot m_x} - \frac{\sqrt{2q_1 - 1}}{213,9}$ – parametr grubości filmu olejowego, $Y_R = \sqrt[4]{\frac{R_{a1}}{0,5}}$ – współczynnik nierówności powierzchni boku zwoju ślimaka $(R_{a1} = R_{z1}/6),$ Y_w – współczynnik materiałowy (zależny od materiału koła ślimakowego) – tab. 6.–[6]. Bazowy (podstawowy) współczynnik tarcia μ_{MOT}, określony dla przekładni wzorcowej, w odniesieniu do przekładni smarowanej olejem mineralnym wyraża się wzorem $\mu_{MOT} = 0,028 + 0,026 \frac{1}{(v_s + 0,17)^{0,76}} \leq 0,1$ Jego wielkość podano również w formie graficznej (rys. 9.–[6]). Obliczenia dla parametrów przekładni z p.4.2. Bazowy współczynnik tarcia $\mu_{MOT} = 0,28 + 0,026 \frac{1}{(3,23 + 0,17)^{0,76}} = 0,038$ $Y_S = \left(\frac{100}{160} \right)^{0,5} = 0,79$ $h^* = 0,018 + \frac{6,3}{7,86(6,3 + 4,7)} + \frac{1}{47} - \frac{15,66}{36300} + \frac{31,12}{370,4 \cdot 6} - \frac{\sqrt{2 \cdot 6,3 - 1}}{213,9} = 0,052$ $Y_G = \left(\frac{0,07}{0,052} \right)^{0,5} = 1,16$ $Y_w = 1$ (przyjęto dla brązu cynowego, tab. 6.–[6]) $Y_R = \sqrt[4]{\frac{0,5}{0,5}} = 1 \text{ dla ślimaka z szlifowanymi bokami zwoju i } m_x \leq 8 \text{ mm},$ $R_{z1} \leq 3 \mu\text{m}, R_{a1} = R_{z1}/6; (m_x > 8 \text{ mm}, R_{z1} \leq 8 \mu\text{m}).$ $\mu_{zm} = 0,038 \cdot 0,079 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot 1 = 0,0348$	$\mu_{MOT} =$ $= 0,038$ $Y_S = 0,79$ $h^* = 0,052$ $Y_G = 1,16$ $Y_w = 1$ $Y_R = 1$ $\mu_{zm} =$ $= 0,0348$
--	---	---

Sprawność zazębienia

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} 25,276^\circ}{\operatorname{tg}(25,276^\circ + \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0,0348)} = 0,916$$

$$\eta_z = 0,916$$

Obliczona w p.4.2. sprawność zazębienia $\eta = 0,937$

Sprawność ogólna

Ogólna sprawność przekładni mającej napęd od strony ślimaka określona jest wzorem

$$\eta_{ges} = (P_1 - P_v) / P_1 = P_2 / (P_2 + P_v)$$

gdzie:

P_1, P_2 – moc na wejściu i wyjściu,

P_v – całkowita strata mocy.

Całkowitą stratę mocy określa wyrażenie

$$P_v = P_{vz} + P_{vo} + P_{vlp} + P_{vd}$$

gdzie:

$$P_{vz} \approx \frac{0,1M_{s2} \cdot n_1}{u} \left(\frac{1}{\eta_z} - 1 \right) - \text{moc tracona w zazębieniu,}$$

$$P_{vo} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot a \cdot n_1^{4/3} - \text{moc tracona podczas biegu luzem,}$$

$$P_{vlp} = 0,03P_2 \cdot a^{0,44} \cdot u/d_2 - \text{moc tracona w łożyskach (} P_2 = 0,1M_{s2} n_1/u \text{),}$$

$$P_{vd} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot d_1^2 \cdot n_1 - \text{moc tracona w uszczelnieniach.}$$

Wartości mocy traconej (przekładnia z p.4.2.)

$$P_{vz} \approx \frac{0,1 \cdot 356,11 \cdot 1470}{15,66} \left(\frac{1}{0,916} - 1 \right) = 306 \text{ W}$$

$$P_{vo} = 0,89 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 1470^{4/3} = 238 \text{ W}$$

$$P_{vlp} = 0,03 \cdot 3343 \cdot 160^{0,44} \cdot 15,66/282 = 52 \text{ W}$$

$$(P_2 = 35,611 \cdot 1470/15,66 = 3343 \text{ W})$$

$$P_{VD} = 11,78 \cdot 10^{-6} \cdot 38^2 \cdot 1470 = 25 \text{ W}$$

$$P_V = 306 + 238 + 52 + 25 = 621 \text{ W}$$

Sprawność ogólna

$$\eta_{ges} = P_2 / (P_2 + P_V) = 3343 / (3343 + 621) = 0,843$$

Obliczona w p.4.2. sprawność przekładni, bez uwzględnienia strat mocy przy biegu luzem jak i strat mocy w uszczelnieniach wynosi $\eta = 0,918$.

4.3.4. Obliczanie zużycia

Temperatura oleju w przekładni (misce olejowej)

$$\theta_s = \theta_o + a_1 \frac{M_{s2}}{(a/63)^3} + a_o$$

gdzie: θ_o – temperatura otoczenia,

a_1, a_o – parametry obudowy przekładni rozpraszającej ciepło,

$$a_1 = \frac{3,9}{100} \left(\frac{n_1}{60} + 2 \right)^{0,34} \cdot \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{-0,17} \cdot u^{-0,22} \cdot (a - 48)^{0,34}$$

$$a_o = \frac{8,1}{100} \left(\frac{n_1}{60} + 0,23 \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{0,41} \cdot (a + 0,32)^{0,63}$$

Graniczna wartość temperatury oleju w przekładni $\theta_{lim} \approx 90^\circ \text{C}$.

Współczynnik bezpieczeństwa dla temperatury oleju w przekładni

$$S_T = \theta_{s\lim} / \theta_s \geq S_{Tmia} = 1,1$$

Średnią temperaturę koła ślimakowego, przy smarowaniu rozbryzgowym, określa zależność

$$\theta_M = \theta_s + \Delta\theta$$

gdzie: $\Delta\theta = \frac{1}{a_L \cdot A_r} \cdot P_{vz}$ – przyrost temperatury zęba koła ślimakowego

(ponad temperaturę średnią θ_M),

$a_L = c_K (1940 + 15n_1)$ gdy $n_1 \geq 150 \text{ min}^{-1}$ – współczynnik przejmowania ciepła,

$a_L = c_K \cdot 4190$ gdy $n_1 < 150 \text{ min}^{-1}$,

$$P_V = 621 \text{ W}$$

$$\eta_{ges} = 0,843$$

$c_K = 1$; $c_K = 0,8$ – odpowiednio: przy zanurzonej w oleju kole ślimakowym, przy zanurzonej ślimaku,

$A_r = b_c \cdot d_2 \cdot 10^{-6}$ – powierzchnia chłodząca koła ślimakowego.

Zużycie boku zęba koła ślimakowego, po osiągnięciu wartości założonej, pojawia się powstaniem luzu. Często stosuje się, że graniczna wartość zużycia boku zęba $\delta_{w \lim} \approx 0,3m_x$. Dopuszczalne zużycie w przekroju normalnym wynosi

$$\delta_{w \lim n} = 0,3m_x \cdot \cos \gamma$$

Współczynnik bezpieczeństwa na zużycie określa wzór

$$S_w = \delta_{w \lim} / \delta_{wn} \geq S_{w \min}$$

Minimalna wartość współczynnika $S_{w \min} = 1,1$.

gdzie:

$\delta_{wn} = J_w \cdot S_{wm}$ – ubytek boku zęba w przekroju normalnym z powodu zużycia,

$J_w = J_{OT} \cdot W_{ML}$ – intensywność (natężenie) zużycia,

W_{ML} – współczynnik uwzględniający materiał zęba koła ślimakowego i smarowania ($W_{ML} = 1$ – brąz cynowy, olej mineralny, tab.7.–[6]),

$J_{OT} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot K_w \leq 400^{-9}$ – natężenia zużycia obliczeniowe,

$K_w = h_{\min} \cdot W_s$ – parametr grubości filmu olejowego,

$$h_{\min} = 21h^* \frac{c_a^{0,6} \cdot \eta_{OM}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{zast}^{0,03}}{M_{S2}^{0,13}} \quad \text{– minimalna grubość filmu olejowego,}$$

$c_a = 1,7 \cdot 10^{-8} \text{ w } m^2 / N$ – dla oleju mineralnego,

$\eta_{OM} = \nu_M \cdot \rho_{oilM} / 100$ – lepkość dynamiczna oleju w temperaturze średniej θ_M ,

$\nu_M = 10^{(10^A \log(\theta + 273) + B)}$ – lepkość kinematyczna,

$\rho_{oilM} = \rho_{oil15} / [1 + k(\theta_M - 15^\circ C)]$ – gęstość oleju w temperaturze średniej θ_M ,

$k = 7 \cdot 10^{-4}$ – dla oleju mineralnego,

W_s – współczynnik rodzaju oleju (olej mineralny $W_s = 1$),

$s_{wm} = s^* \frac{\sigma_H \cdot a}{E_{zart}} \cdot N_L$ – ślad zużycia przy założonej liczbie cykli obciążenia,

$s^* = 0,78 + 0,21u + 5,6/tg \gamma$ – parametr ślizgania,

$N_L = L_n \frac{n_1 \cdot 60}{u}$ – liczba cykli obciążenia zębów koła ślimakowego,

$$A = -13,129 \log \left(\frac{\log(\nu_{40} + 0,7)}{\log(\nu_{100} + 0,7)} \right)$$

$$B = \log[\log(\nu_{40} + 0,7)] - 2,496 \cdot A$$

Obliczenia dla parametrów przekładni z p.4.2.

Temperatura oleju w przekładni

(przyjęto: $\theta_o = 20^\circ C$, $\nu_{40} = 98 \text{ mm}^2/\text{s}$ – lepkość kinematyczna

– Transol 75)

$$a_1 = 0,039(1470/60 + 2)^{0,34} - (98/100)^{-0,17} \cdot 15,66^{-0,22} \cdot (160 - 48)^{0,34} = 0,324$$

$$a_1 = 0,324$$

$$a_o = 0,081(1470/60 + 0,23)^{0,7} \cdot (98/100)^{0,41} \cdot (160 + 32)^{0,63} = 20,8$$

$$a_o = 20,8$$

$$\theta_s = 20 + 0,324 \frac{392,17}{(160/63)^3} + 20,8 = 48,56^\circ C$$

$$\theta_s = 48,56^\circ C$$

Współczynnik bezpieczeństwa dla temperatury oleju w przekładni

$$S_T = 90/48,56 = 1,85 > S_{T \min} = 1,1$$

$$S_T = 1,85$$

Wielkość przyrostu temperatury zęba koła ślimakowego

$$A_r = 38 \cdot 282 \cdot 10^{-3} = 0,0107 \text{ m}^2$$

$$A_r =$$

$$a_L = 1 \cdot (1940 + 15 \cdot 1470) = 23990 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$$

$$0,0107 \text{ m}^2$$

$$a_L = 23990$$

$$\Delta \theta = \frac{1}{23990 \cdot 0,0107} \cdot 337 = 1,31^\circ C$$

$$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$$

$$\Delta \theta =$$

$$= 1,31^\circ C$$

Średnia temperatura koła ślimakowego

$$\theta_M = 48,56 + 1,31 = 49,87^\circ C \approx 50^\circ C$$

$$\theta_M = 50^\circ C$$

Dopuszczalne zużycie zęba

$$\delta_{W \lim n} =$$

$$\delta_{W \lim n} = 0,3 \cdot 6 \cdot \cos 25,276^\circ = 1,6 \text{ mm}$$

$$= 1,6 \text{ mm}$$

Do obliczenia ubytku boku zęba δ_{wn} , z powodu zużycia, przyjęto minimalna grubość filmu olejowego $h_{min} = 0,25\mu m$, następnie obliczono wielkości:

$$K_w = h_{min} \cdot W_s = 0,25 \cdot 1 = 0,25$$

$$J_{oT} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot 0,25^{-3,1} = 1,76 \cdot 10^{-9}$$

$$J_w = J_{oT} \cdot W_{ML} = 1,76 \cdot 10^{-9} \cdot 1,6 = 2,82 \cdot 10^{-9} \quad (\text{współczynnik } W_{ML} = 1, \text{ dla brązu cynowego i oleju mineralnego – tab.7.–[6]}).$$

Liczba cykli naprężeń zębów koła ślimakowego ($L_h = 10^4 h$)

$$N_L = L_h \frac{n_1 \cdot 60}{u} = 10^4 \frac{1470 \cdot 60}{15,66} = 56,3 \cdot 10^6$$

$$\text{Parametr poślizgu } s^* = 0,78 + 0,21 \cdot 15,66 + 5,6 / \lg 25,276^\circ = 15,9$$

$$s_{wn} = 15,9 \frac{167,7 \cdot 160}{150910} \cdot 56,3 \cdot 10^6 = 159156096 \text{ mm}$$

Ubytek boku zęba w przekroju normalnym spowodowany zużyciem

$$\delta_{wn} = J_w \cdot s_{wn} = 2,82 \cdot 10^{-9} \cdot 159156096 = 0,449 \text{ mm}$$

Współczynnik bezpieczeństwa zużycia zęba

$$S_w = 1,6 / 0,449 = 3,5$$

$$S_w = 3,5 > S_{w_{min}} = 1,1$$

4.3.5. Wytrzymałość stopy zęba

Naprężenia styczne w podstawie zęba obliczane są z zależności

$$\tau_F = \frac{F_2}{b m_x} \cdot Y_{eps} \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K$$

gdzie:

b – szerokość uzębionej części wieńca koła ślimakowego,

$Y_{eps} = 0,5$ – współczynnik wchodzenia zęba w kontakt (przypór),

$Y_F = 2,9 m_x / s_{H2}$ – współczynnik kształtu,

$s_{ft2} = 1,06 s_{f2}$ – średnia grubość zęba u podstawy,

$$s_{f2} = s_{m2} - \Delta st + (d_2 - d_{f2}) \cdot \lg \alpha_n / \cos \gamma,$$

$$J_w = 2,82 \cdot 10^{-9}$$

$$N_L = 56,3 \cdot 10^6$$

$$s^* = 15,9$$

$$s_{wn} = 159156096$$

mm

$$\delta_{wn} = 0,449 \text{ mm}$$

$$S_w = 3,5$$

$s_{m2} \approx p_x (1 - S_m^\circ) \approx p_x \cdot 0,5 \approx 0,5\pi m_x$ – grubość zęba na średnicy podziałowej,

$\Delta s = \delta_{wn} / \cos \gamma$ – ubytek grubości zęba,

$Y_\gamma = 1 / \cos \gamma$ – współczynnik skoku linii śrubowej (wpływ kąta i nadwyżki obciążenia),

Y_K – współczynnik grubości pierścienia koła ślimakowego (rys. 2.)

$$S_K \geq 1,5m_x; Y_K = 1,0 \quad S_K < 1,5m_x; Y_K = 1,25$$

$\delta_{wn} = J_w \cdot s_{wn}$ – ubytek boku zęba w przekroju normalnym (patrz p.4.3.4.).

Napężenia dopuszczalne

Wartość naprężeń dopuszczalnych dla stopy zęba koła ślimakowego oblicza się ze wzoru

$$\tau_{FG} = \tau_{F \lim T} \cdot Y_{NL}$$

gdzie:

$\tau_{F \lim T}$ – wytrzymałość zmęczeniowa na ścinanie materiału koła przekładni wzorcowej (tab.10.–[6]),

Y_{NL} – współczynnik trwałości (tab.11.–[6]).

Współczynnik bezpieczeństwa wylamania zęba

$$S_F = \tau_{FG} / \tau_F \geq S_{F \min}$$

Minimalna wartość współczynnika bezpieczeństwa $S_{F \min} = 1,1$

Obliczenia dla parametrów z p.4.2.

Wartości współczynników

$$Y_{eps} = 0,5$$

$$Y_{eps} = 0,5$$

$$\Delta s = \frac{\delta_{wn}}{\cos \gamma} = \frac{0,449}{\cos 25,276^\circ} = 0,4965; \quad (\delta_{wn} = 0,449mm - \text{patrz p.4.3.4.})$$

$$\Delta s = 0,4965$$

$$s_{f2} = 0,5\pi \cdot 6 - 0,449 + (282 - 268,6) \tan 20^\circ / \tan 25,276^\circ = 14,32$$

$$s_{f2} = 14,32$$

$$s_{ft2} = 1,06 \cdot 14,32 = 15,18mm$$

$$s_{ft2} = 15,18$$

$$Y_F = 2,9m_x / s_{H2} = 2,9 \cdot 6 / 15,18 = 1,15$$

mm

$$Y_F = 1,15$$

	$Y_\gamma = 1/\cos \gamma = 1/\cos 25,276^\circ = 1,106$ $Y_K = 1; (S_K > 1,5m_x)$ Wartość naprężeń w stopie zęba $\tau_F = \frac{F_2}{bm_x} \cdot Y_{eps} \cdot Y_P \cdot Y_\gamma \cdot Y_K = \frac{2850}{31,12 \cdot 6} \cdot 0,5 \cdot 1,15 \cdot 1,106 \cdot 1 = 9,7 \approx 10 \text{ MPa}$ $\tau_F = 10 \text{ MPa}$ W obliczeniach (p.4.2.) naprężenia w stopie zęba wynoszą $\sigma_F = 16,7 \text{ MPa}$ Według Normy ISO naprężenia dopuszczalne, dla wymienionego wcześniej brązu cynowego GZ–Cu Sn 12 ($\tau_{F \lim T} = 82 \text{ MPa}$ – tab.10.–[6]), $Y_{NL} = 1$ ($N_L > 3,0 \cdot 10^6$ – wykonanie w 8 klasie dokładności – tab.11.–[6]) mają wartość $\tau_{FG} = \tau_{F \lim T} \cdot N_L = 82 \cdot 1 = 82 \text{ MPa}$ 4.3.6. Ugięcie ślimaka Przy symetrycznym rozstawieniu łożysk ślimaka na odległość L ugięcie ślimaka wyznacza się ze wzoru $\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot L^3 \cdot F_2 \cdot \frac{\sqrt{tg^2(\gamma + \arctg \mu_{zm}) + tg^2 \alpha_n / \cos^2 \gamma}}{d_1^4}$ Wartość dopuszczalnego ugięcia wynosi $\delta_{\lim} = 0,01 m_x$ Współczynnik bezpieczeństwa ugięcia ślimaka $S_\delta = \delta_{\lim} / \delta_m \geq S_{\delta \min}$ Minimalną wartość współczynnika określono jako $S_{\delta \min} = 1,0$. Wielkość ugięcia ślimaka (dla parametrów przekładni z p.4.2.) $\delta_m = 2 \cdot 10^{-6} \cdot 280^3 \cdot 2850 \cdot \frac{\sqrt{tg^2(25,276^\circ + \arctg 0,0348) + tg^2 20^\circ / \cos^2 25,276^\circ}}{38^4}$ $\delta_m = 0,0392 \text{ mm}$ $\delta_{\lim} = 0,01 m_x = 0,01 \cdot 6 = 0,06 \text{ mm}$	$Y_\gamma = 1,106$ $Y_K = 1$ $\tau_{FG} =$ $= 82 \text{ MPa}$ $\delta_m =$ $0,0392 \text{ mm}$
--	--	--

	Współczynnik bezpieczeństwa ugięcia	
	$S_{\delta} = \frac{0,06}{0,0392} = 1,5 > S_{\delta \min} = 1$	$S_{\delta} = 1,5$

5. Tabele i wykresy

Tabela 1. Zalecane liczby zębów (krotność) ślimaka w zależności od przełożenia przekładni

$u = z_2/z_1$	$\div 6$	$7\div 8$	$9\div 13$	$14\div 27$	$28\div 40$	ponad 40
z_1	$7\div 5$	4	$4\div 3$	$3\div 2$	$2\div 1$	1

Tabela 2. Odległość osi wg PN-93/M-88527

a	Szereg	1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
mm		2	45	56	71	90	112	140	180	224	280	355	450

Tabela 3. Moduł osiowy wg PN93/M-88527

m	Szereg	1	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16	20
mm		2	1,5		3,0		3,5		6,0	7,0	12,0					

Tabela 4. Zalecane klasy dokładności wykonania przekładni ślimakowych

Klasa dokładności (nie mniejsza) ¹⁾	Prędkość poślizgu v_s m/s	Obróbka	Zastosowanie
7	≤ 10	ślimak hartowany, szlifowany i polerowany; wieniec koła ślimakowego nacięty frezem ślimakowym; dotarcie pod obciążeniem	przekładnie szybkobieżne o małej hałaśliwości i małych wymiarach zewnętrznych
8	≤ 5	dopuszcza się ślimak o twardości ≤ 350 HB, nie szlifowany; wieniec koła ślimakowego nacięty szlifowanym frezem ślimakowym; zaleca się docierać pod obciążeniem	przekładnie o średnich prędkościach i średnich wymaganiach co do hałasu, gabarytów i dokładności
9	≤ 2	ślimak o twardości ≤ 350 HB, nie szlifowany; koło ślimakowe nacięte dowolnym sposobem	przekładnie o małych prędkościach, o pracy przerywanej, krótkotrwałej i w napędach ręcznych, zmniejszone wymagania
¹⁾ Norma przewiduje 12 klas dokładności.			

Tabela 5. Wskaźnik sztywności ślimaka $c = z_1/tg \gamma$ w zależności od jego modułu m

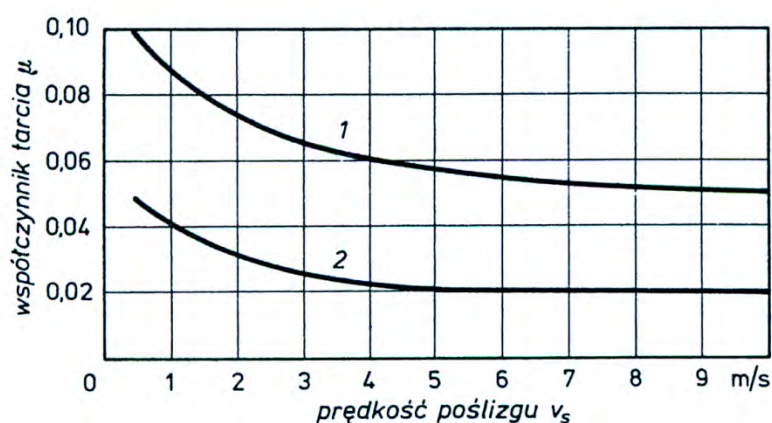
m	2	2,5	3		4					5			6			
c	16	12	12	14	9	10	12	14	16	9	10	12	9	10	12	14

m	8				10			12		16	
c	8	9	10	12	8	10	12	8	10	8	9

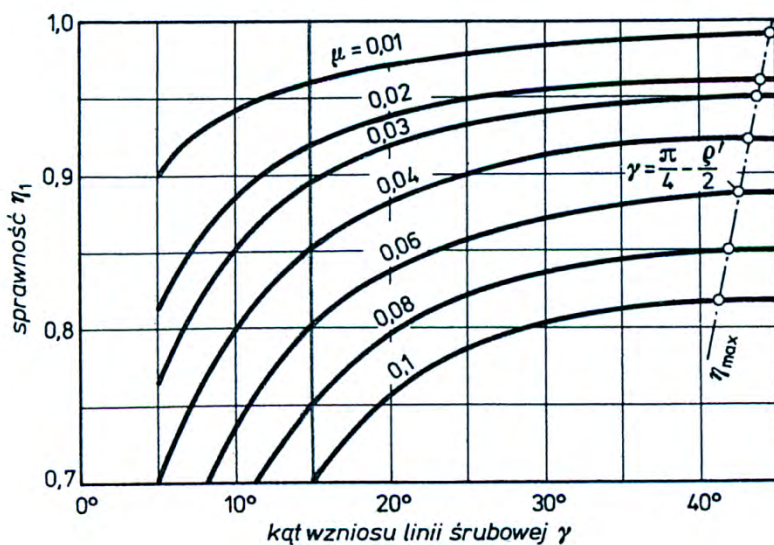
Tabela 6. Współczynnik kształtu zęba Y_F dla koła ślimakowego

z_v	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61

z_v	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24



Rys. 9. Zależność współczynnika tarcia w zażębieniu przekładni ślimakowej od prędkości poślizgu v_s , 1 – ślimak toczony i ulepszony cieplnie, 2 – ślimak o powierzchniach utwardzonych i szlifowanych bokach zwojów



Rys. 10. Sprawność przekładni ślimakowej w zależności od kąta wzniosu linii śrubowej γ dla różnych współczynników tarcia μ w zazębieniu

Tabela 7. Naprężenia dopuszczalne i właściwości mechaniczne wybranych materiałów stosowanych na koła ślimakowe

Materiał koła	Metoda odlewu	Właściwości mechaniczne		σ_{HP} , MPa							σ_{FP} MPa
		R_e MPa	R_m MPa	Prędkość poślizgu v_s m/s							
				0,5	1	2	3	4	6	8	
B101	w piasku	140	200	130							50
B101	w kokili	200	300	190							70
B10	odlew odśrodkowy	170	290	210							70
BA93	w piasku	200	400	250	230	210	180	160	120	90	80
ŻI320	–	–	320	130	115	87	–	–	–	–	38
ŻI360	–	–	360	–	–	–	–	–	–	–	43
ŻI280	–	–	280	115	100	73	–	–	–	–	34

Tabela 8. Współczynnik sprężystości Z_E dla określonych kombinacji materiałów współpracujących kół

Koło 1			Koło 2			Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
Materiał koła	Moduł sprężystości, $E \text{ N/mm}^2$	Liczba Poissona ν	Materiał	Moduł sprężystości, $E \text{ N/mm}^2$	Liczba Poissona ν	
Stal	206 000	0,3	Stal	206 000	0,3	189,8
			Staliwo	202 000		188,9
			Żeliwo sferoidalne	173 000		181,4
			Brąz cynowy lany	103 000		155,0
			Brąz cynowy przerobiony plastycznie	113 000		159,8
			Żeliwo szare (z grafitem płatkowym)	126000 do 118000		165,4 do 162,0
Staliwo	202 000		Staliwo	202 000		188,0
			Żeliwo sferoidalne	173 000		180,5
			Żeliwo szare (z grafitem płatkowym)	118 000		161,4
Żeliwo sferoidalne	173 000		Żeliwo sferoidalne	173 000		173,9
			Żeliwo szare (z grafitem płatkowym)	118 000		156,6
Żeliwo szare (z grafitem płatkowym)	126 000 do 118 000		Żeliwo szare (z grafitem płatkowym)	118 000		146,0 do 143,7

Tabela 9. Wskaźnik średnicowy wg PN-93/M-88527

q	1	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
	2	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	

6. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych przekładni ślimakowych

Postać konstrukcyjna przekładni ślimakowej zależy głównie od jej przeznaczenia i miejsca, które będzie zajmować w układzie napędowym. Najczęściej spotykane rozwiązania to: przekładnia ze ślimakiem umieszczonym w dolnej części korpusu (rys. 11. i 18.), przekładnia ze ślimakiem górnym (rys. 12., 13., 17. i 19.) oraz przekładnia z pionowym wałkiem koła ślimakowego (rys. 14.). Ważnym problemem we wszystkich wymienionych odmianach konstrukcyjnych jest zapewnianie odpowiedniego smarowania zazębienia ślimaka i koła ślimakowego oraz łożysk wałków przekładni. *

Do łożyskowania wałków przekładni ślimakowych używa się najczęściej łożysk tocznych skośnych, kulkowych i stożkowych przejmujących siły poosiowe oraz łożysk poprzecznych, wałeczkowych lub kulkowych przenoszących głównie reakcje poprzeczne. Łożyska te smarowane są mgłą olejową, olejem lub smarem plastycznym. Bardzo często stosowane jest smarowanie zanurzeniowe. W przypadku przekładni w których ślimak ma położenie dolne, ilość oleju w przekładni (misce olejowej) ustala się tak by jego poziom sięgał maksymalnie do środka dolnych elementów tocznych łożysk ślimaka. Przy wyższym poziomie oleju następuje grzanie się łożysk. Jeśli przy tak przyjętej ilości oleju, ślimak nie jest częściowo w nim zanurzony, olej nie jest dostarczany do zazębienia. W takim przypadku olej może być podawany za pomocą dwóch specjalnych tarcz ze skrzydełkami o wymiarach średnic pozwalających na ich częściowe zanurzenie w oleju (rys. 15.). Tarcze te umieszcza się na wałku ślimaka po obu stronach uzwojonej części ślimaka. Podczas wirowania, z prędkością obrotową ślimaka, oprócz dostarczania oleju do zazębienia, wytwarzają one mgłą olejową, która smaruje łożyska. Jeśli w przekładni nie jest wytwarzana mgła olejowa, lub wytwarzana jest w małej ilości (mała prędkość obrotowa, duża przestrzeń wewnętrzna przekładni itp.) wówczas do smarowania łożysk stosuje się smar plastyczny. W takim przypadku należy uszczelnić gniazda łożysk, by nie dopuścić do wypływu smaru.

W przekładniach ślimakowych z górnym ślimakiem do smarowania łożysk ślimaka używa się smaru plastycznego. W innym wariantcie łożyska ślimaka mogą być smarowane olejem

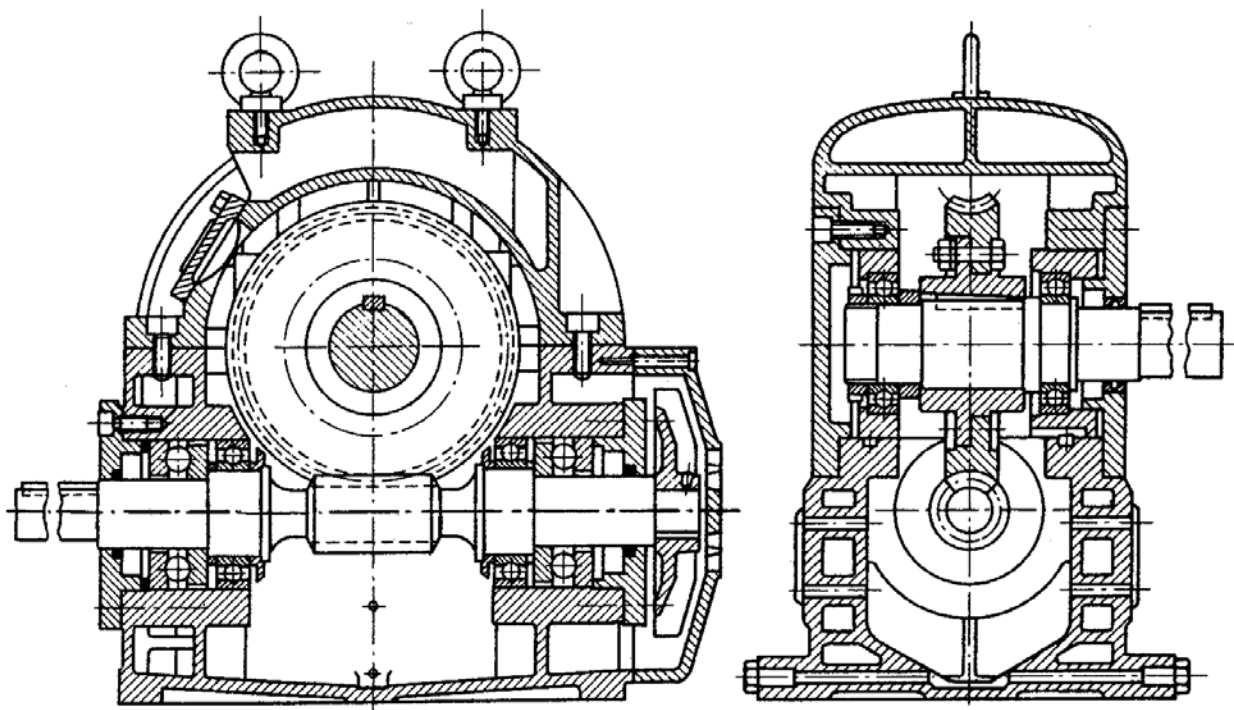
* Pokazane na rys. 13. i 14. łożyskowanie wałka ślimaka w łożyskach skośnych jednorzędowych w układzie zbieżnym (X), może mieć zastosowanie tylko w przypadku małego rozstawu łożysk – wałków krótkich. W następstwie wydłużenia cieplnego wałka ślimaka (duże straty mocy), wzrasta zacisk wstępny w łożyskach. Wpływa to ujemnie na ich trwałość. Podobne zjawisko wystąpi przy zastosowaniu na obu podporach łożysk kulkowych wzdłużnych jednokierunkowych (rys. 11). Znacznie korzystniejszym łożyskowaniem, eliminującym wymienioną niedogodność, jest rozwiązanie gdzie węzeł łożyskowy jednej podpory ustala wzdłużnie wał w obu kierunkach. Druga podpora – swobodna, zapewnia przesuw wzdłużny wałka (rys. 12., 15., 16. oraz 17. ÷ 19.).

odrzucając z ząbienia, przez szybko wirujący ślimak, na boczne ścianki górnej części korpusu i zbierany w dookołnym rowku (rynience) doprowadzającym olej do gniazd łożysk (rys. 16.). W przypadku takiego smarowania ważnym jest by olej dopływający do łożysk ślimaka, przepływał przez ich elementy toczne i nie gromadził się, lecz spływał z gniazd do miski olejowej.

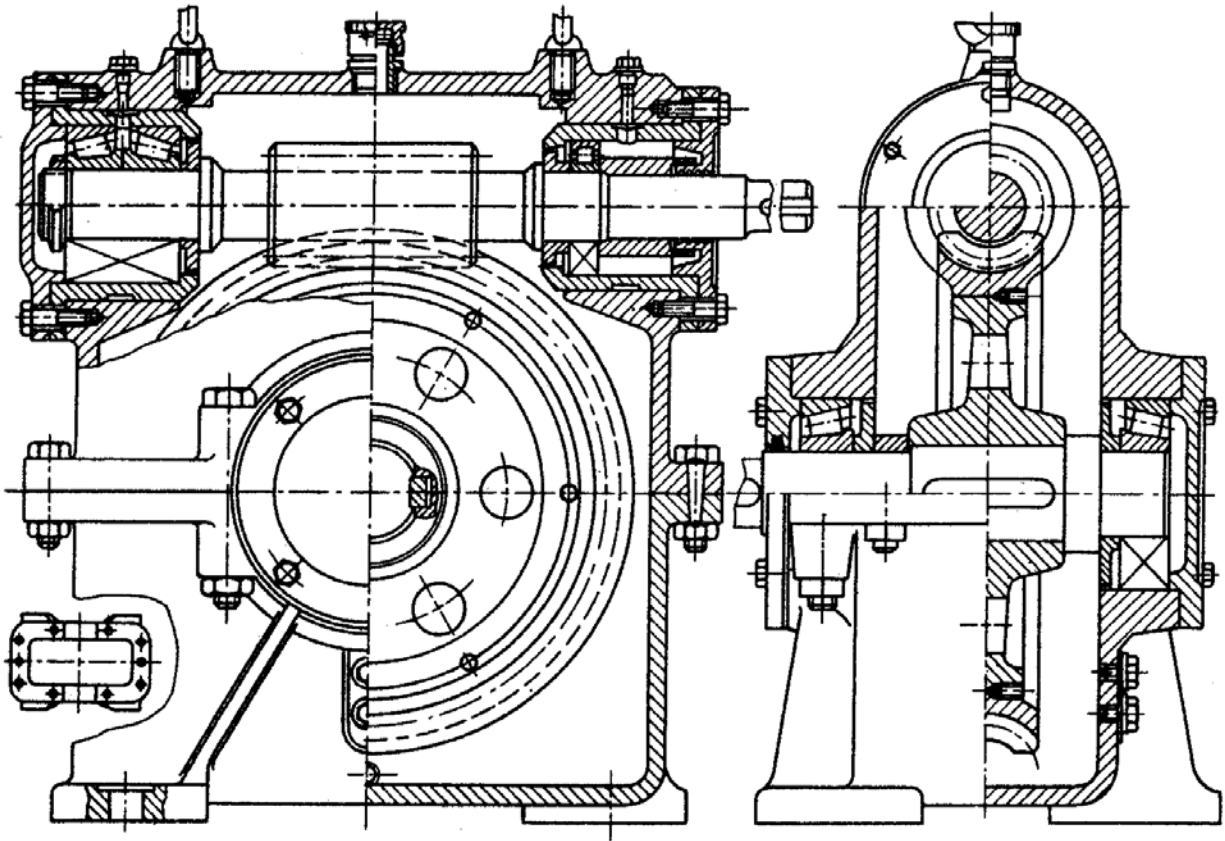
W przekładniach szybkobieżnych, przy $v_s > 10$ m/s smarowanie zanurzeniowe nie zapewnia dopływu wystarczającej ilości oleju do ząbienia, a w przekładniach z górnym ślimakiem również do jego łożysk. Stosuje się wówczas smarowanie natryskowe, używając do tego celu specjalnych pomp.

Jak powiedziano wcześniej, w celu uniknięcia grzania łożysk tocznych nie należy dopuszczać do ich zatapiania w oleju. Z tego względu dolne łożysko wałka koła ślimakowego, w konstrukcji przekładni gdzie wałek ten zajmuje położenie pionowe, może być smarowane wyłącznie smarem plastycznym i powinno być zabezpieczone przed dopływem oleju (rys 14.).

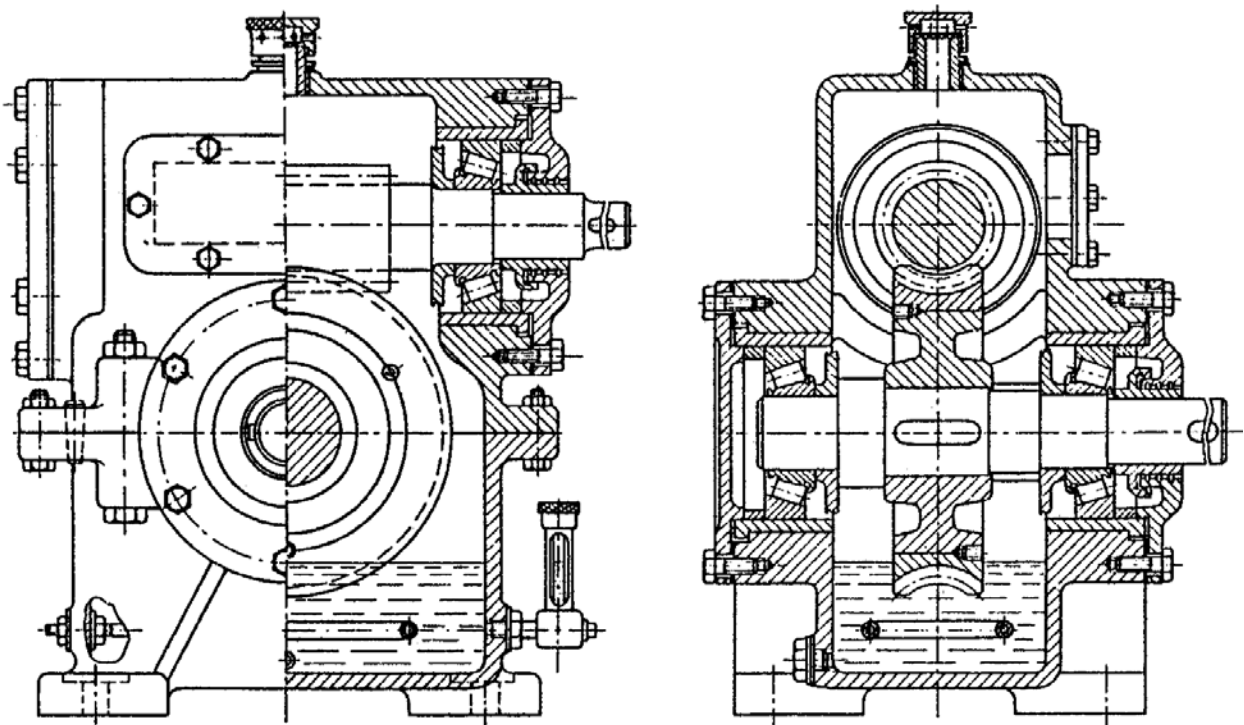
Ciepło wytwarzane w przekładni ślimakowej najczęściej odprowadzane jest przez uźebrowanie, zwiększające powierzchnie przekazującą ciepło do otoczenia. Zwiększenie intensywności chłodzenia można uzyskać przez wymuszenie strumienia powietrza opływającego obudowę, umieszczając wentylator na wałku elementu napędzającego, zwykle ślimaka (rys. 11. i 18.). Inne rozwiązania pozwalające na zwiększenie odbioru ciepła z przekładni, to np. umieszczenie w misce olejowej węzownicy z przepływającą wodą (rys. 13.).



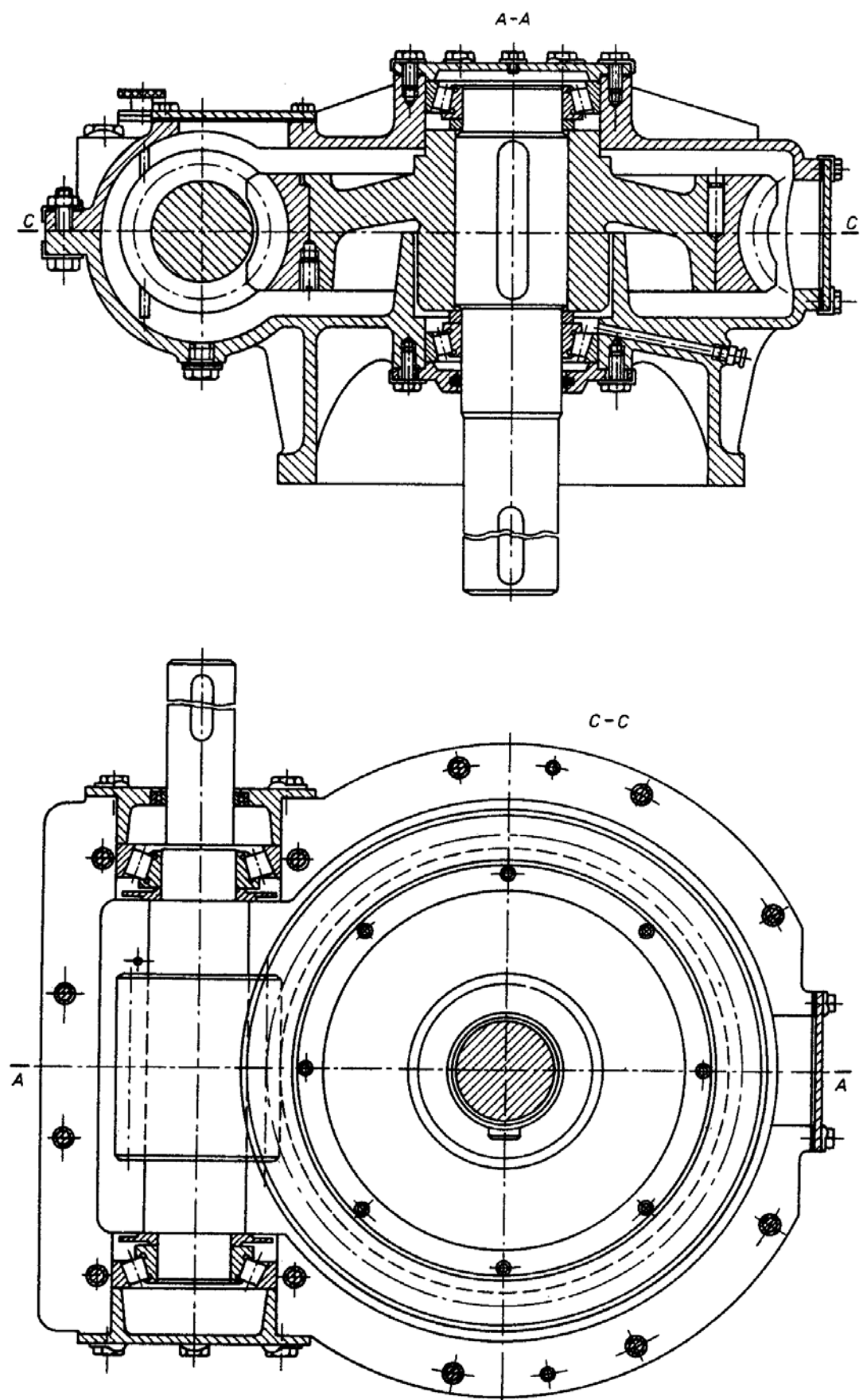
Rys. 11. Przekładnia ze ślimakiem dolnym i dodatkowym (wymuszonym) opływem powietrza między podwójnymi ściankami obudowy [1]



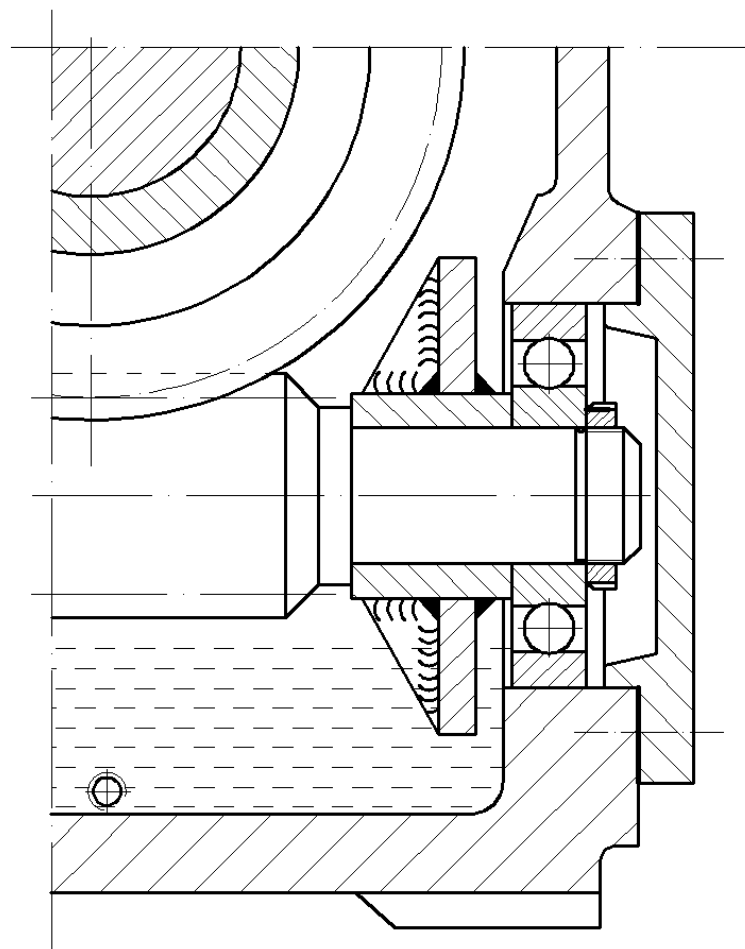
Rys. 12. Przekładnia ze ślimakiem górnym [1]



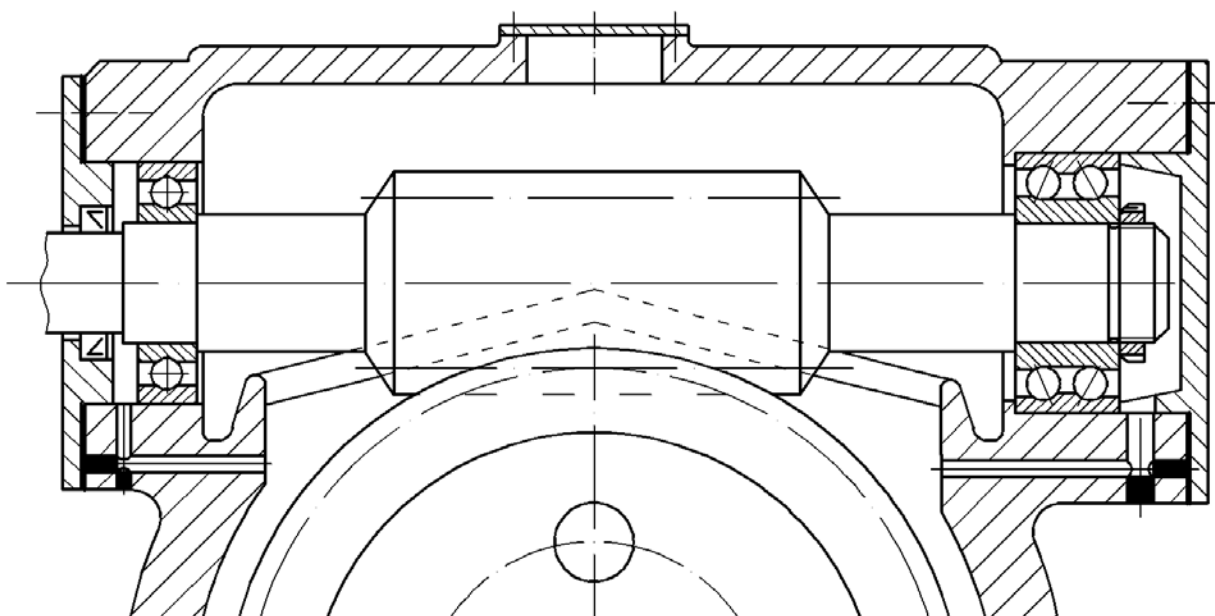
Rys. 13. Przekładnia ze ślimakiem górnym i dodatkowym chłodzeniem wodnym [1]



Rys. 14. Przekładnia z pionowym wałkiem koła ślimakowego [1]

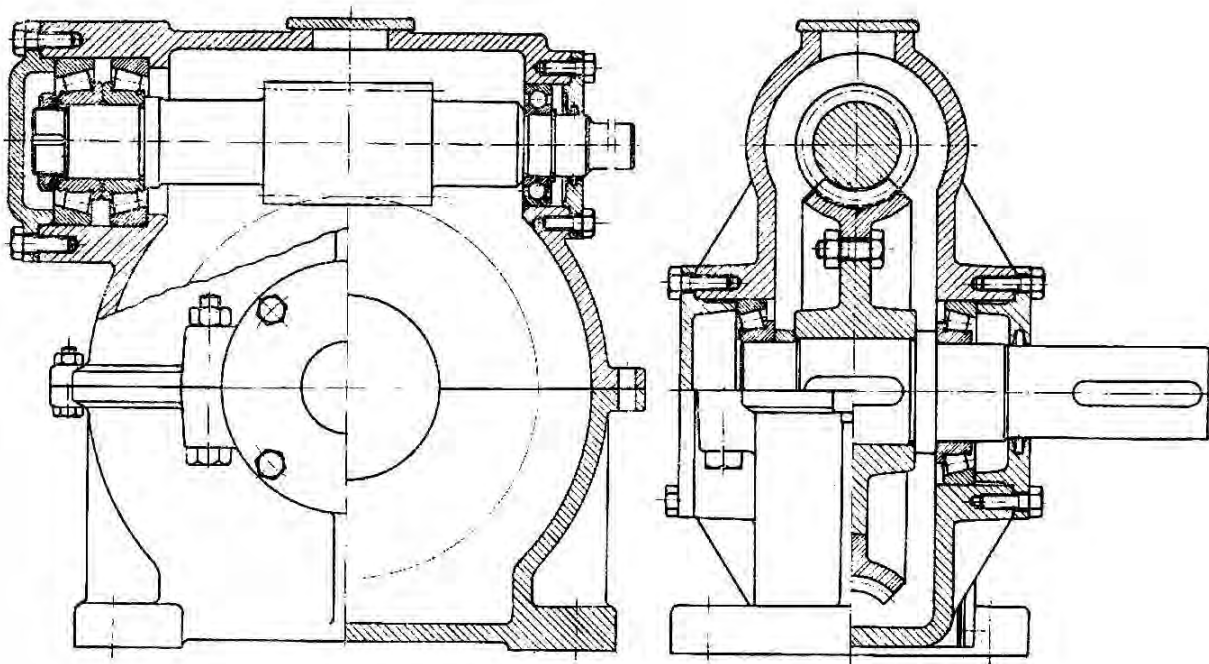


Rys. 15. Smarowanie zazębienia przekładni olejem podawanym przez dwie tarcze ze skrzydełkami (przekładnia ze ślimakiem dolnym)

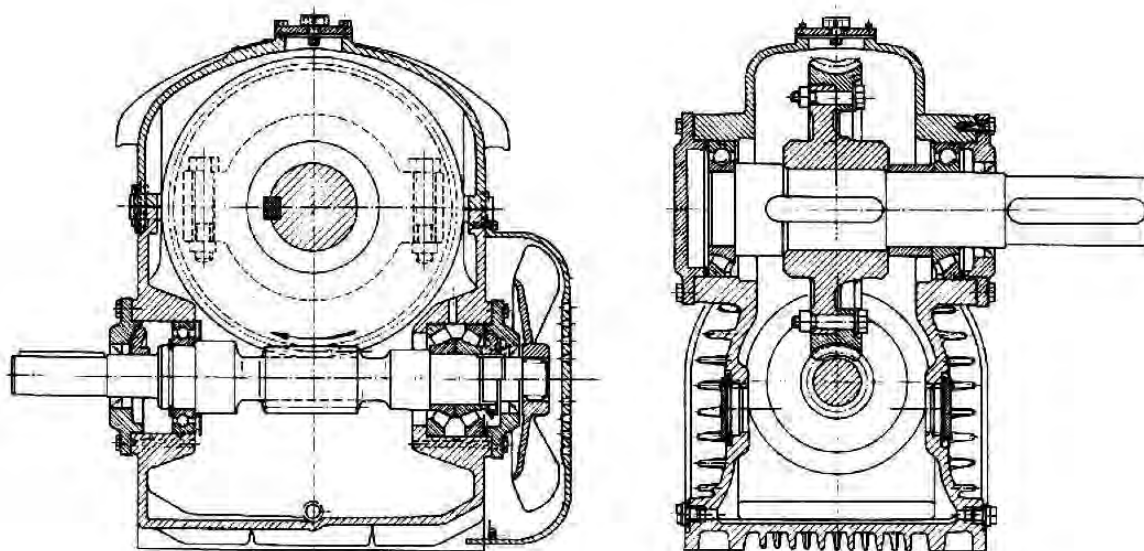


Rys. 16. Smarowanie łożysk ślimaka górnego olejem zbieranym za ścianek korpusu

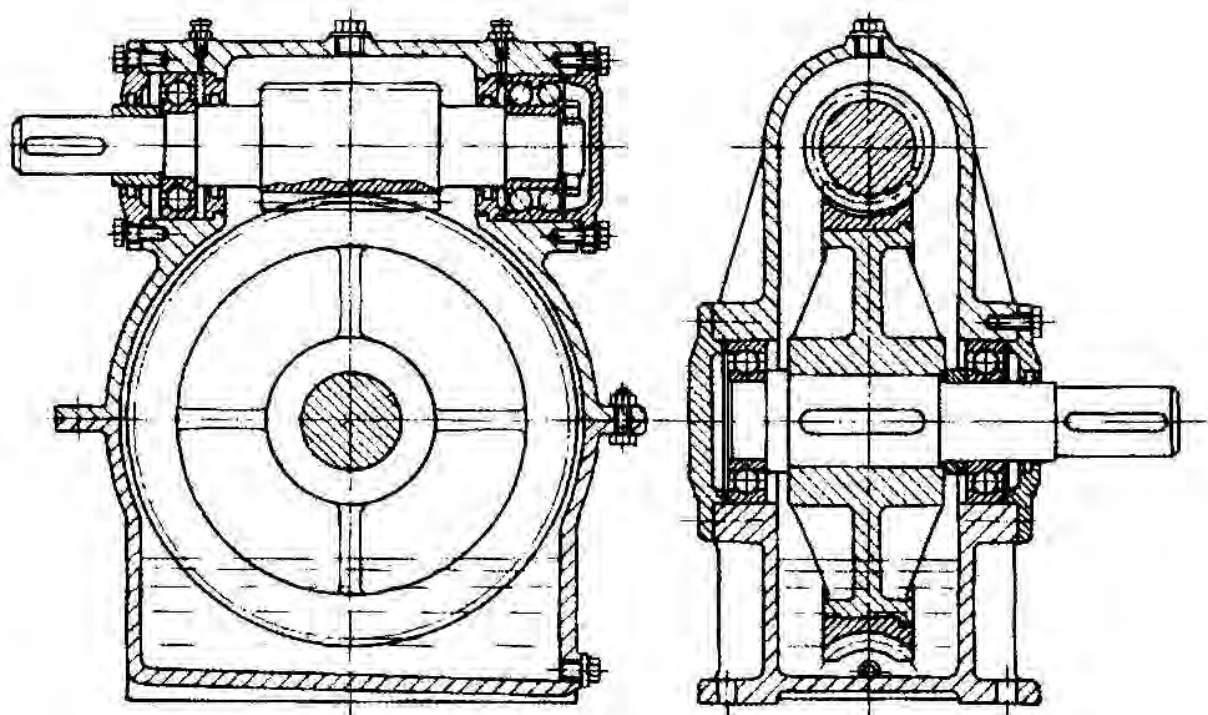
Przykłady rozwiązań łożyskowania ślimaka, pozwalającego uniknąć niekorzystnego wpływu jego wydłużenia termicznego, ilustrują również rysunki 17., 18. i 19. [7, 8].



Rys. 17. Przekładnia z ślimakiem górnym podpartym w łożysku ustalającym (dwa łożyska stożkowe w układzie X) i łożysku swobodnym (łożysko kulkowe zwykłe)



Rys. 18. Przekładnia z ślimakiem dolnym – podpora ustalająca (dwa łożyska stożkowe w układzie X) i podpora swobodna – łożysko kulkowe zwykłe, przekładnia dodatkowo chłodzona wymuszonym opływem powietrza



Rys. 19. Przekładnia z ślimakiem górnym łożyskowanym w podporze ustalającej (łożysko kulkowe skośne dwurzędowe) i podporze swobodnej (łożysko kulkowe zwykłe)

7. Literatura

1. Podstawy konstrukcji maszyn, pod red. M. Dietricha, t 3 WNT Warszawa 1999.
2. K. Ochęduszek: Koła zębate, t.1. Konstrukcja, WNT Warszawa 1985.
3. Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn cz.II, praca zbiorowa pod red. J. Banaszka. Politechnika Lubelska, Lublin 1996.
4. Polska Norma PN–ISO 6336–2. Przekładnie zębate walcowe PKN 2000.
5. Polska Norma PN–93/M–88527.
6. Norma ISO 14521. Load capacity calculation of worm gears 1999. (Nośność przekładni ślimakowych)
7. G. Niemann, H. Winter: Maschinenelemente, Band 3, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York Tokyo 1986.
8. W. Matek, D. Muhs, H. Wittel, M. Becker, Maschinenelemente, Normung Berechnung Gestaltung, Viewegs Fachbucher der Technik 1995.
9. Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn cz. I wyd. III, opracowanie zbiorowe pod red. J. Banaszka. Politechnika Lubelska, Lublin 1997.
10. J. Banaszek, J. Jonak: Podstawy konstrukcji maszyn – wprowadzenie do projektowania przekładni zębatych i doboru sprzęgieł mechanicznych. Politechnika Lubelska, Lublin 2008.
11. Katalog Główny SKF. Warszawa 2007.