

Podstawy konstrukcji maszyn

Projektowanie napędów mechanicznych

Podręczniki – Politechnika Lubelska



Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 LUBLIN

Leszek Kuśmierz
Grzegorz Ponieważ

Podstawy konstrukcji maszyn

Projektowanie napędów mechanicznych



Politechnika Lubelska
Lublin 2011

Recenzent:
prof. dr hab. inż. Józef Jonak, Politechnika Lubelska

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2011

ISBN: 978-83-62596-51-5

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

1. Wstęp	8
2. Obliczenia układu napędowego z przekładnią kątowno-walcową.....	9
2.1. Obliczenia przekładni kątovej.....	9
2.1.1. Wstępne obliczenia geometryczne	9
2.1.2. Obliczenia pozostałych wymiarów kół	13
2.2. Obliczenia przekładni z kołami walcowymi.....	14
2.2.1. Obliczenia wstępne	14
2.2.2. Obliczenia pozostałych wymiarów przekładni walcowej	17
2.3. Obliczenia geometryczne wałków przekładni oraz reakcji w miejscach ich podparcia	19
2.3.1. Obliczenia wału wejściowego przekładni	20
2.3.2. Obliczenia połączeń wpustowych wałka wejściowego.....	20
2.3.3. Wyznaczenie wartości składowych siły międzyzębnej F_1, F_{r1}, F_{x1}	21
2.3.4. Wyznaczenie wartości reakcji podpór wału wejściowego	22
2.4. Obliczenia wału pośredniego przekładni	23
2.4.1. Średnica czopa osadczego koła stożkowego dużego d_{p2} oraz jego długość l_{p2}	23
2.4.2. Wartości składowych sił międzyzębnych obciążających koła osadzone na wale pośrednim.	25
2.4.3. Wyznaczenie wartości reakcji podpór wałka pośredniego.....	25
2.5. Obliczenia wałka wyjściowego przekładni.....	28
2.5.1. Wyznaczenie średnic czopów osadczych oraz łożyskowych wału wyjściowego	28
2.5.2. Dobór wpustów czopa wyjściowego.....	29
2.5.3. Wyznaczenie wartości reakcji podpór wałka wyjściowego	29
2.6. Dobór łożysk tocznych poszczególnych wałów przekładni	32
2.6.1. Dobór łożysk tocznych wałka wejściowego	32
2.6.2. Dobór łożysk tocznych wałka pośredniego.....	34
2.6.3. Dobór łożysk tocznych wałka wyjściowego	36
2.7. Model wirtualny układu napędowego.....	38
3. Obliczenia układu napędowego z przekładnią ślimakową o wysokiej sprawności	41
3.1. Obliczenia geometryczne przekładni ślimakowej	42

3.1.1. Określenie odległości osi kół przekładni	42
3.1.2. Obliczenia modułu osiowego m_x	42
3.1.3. Obliczenia kąta wzniosu linii śrubowej γ , kąta zarysu α_x oraz modułu normalnego m_n	42
3.1.4. Wymiary ślimaka	43
3.1.5. Wymiary ślimacznicy.....	44
3.2. Obliczenia sprawności przekładni	45
3.3. Obliczenia sprawdzające przekładni.....	46
3.3.1. Obliczenia wartości składowych siły międzyzębnej	46
3.3.2. Wyznaczenie naprężeń kontaktowych σ_H	47
3.3.3. Naprężenia zginające u podstawy zęba ślimacznicy σ_F	48
3.4. Obliczenia cieplne.....	49
3.5. Obliczenia wałka ślimaka	50
3.5.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c1}	50
3.5.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimaka	50
3.6. Obliczenia wałka ślimacznicy	51
3.6.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c2}	51
3.6.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimacznicy.....	52
3.6.3. Dobór wpustu czopa osadczego piasty ślimacznicy	52
3.7. Wyznaczenie reakcji w miejscach podparcia wałków.....	53
3.7.1. Reakcje wałka czynnego (ślimaka).....	53
3.7.2. Reakcje wałka biernego (ślimacznicy).....	54
3.8. Dobór łożysk wałków	57
3.8.1. Dobór łożysk wałka czynnego	57
3.8.2. Dobór łożysk wałka ślimacznicy	59
3.9. Model wirtualny układu napędowego.....	61
4. Obliczenia układu napędowego z przekładnią ślimakową samohamowną.....	64
4.1. Obliczenia geometryczne przekładni ślimakowej	64
4.1.1. Określenie odległości osi kół przekładni	64
4.1.2. Obliczenia modułu osiowego m_x	66
4.1.3. Obliczenia kąta wzniosu linii śrubowej γ , kąta zarysu α_x oraz modułu normalnego m_n	66
4.1.4. Wymiary ślimaka	67
4.1.5. Wymiary ślimacznicy.....	67
4.2. Obliczenia sprawności przekładni	69
4.3. Obliczenia sprawdzające przekładni.....	70
4.3.1. Obliczenia wartości składowych siły międzyzębnej	70

4.3.2. Wyznaczenie naprężeń kontaktowych σ_H	70
4.3.3. Naprężenia zginające u podstawy zęba ślimacznicy σ_F	71
4.4. Obliczenia cieplne.....	72
4.5. Obliczenia wałka ślimaka	73
4.5.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c1}	73
4.5.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimaka	74
4.6. Obliczenia wałka ślimacznicy	74
4.6.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c2}	74
4.6.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimacznicy.....	75
4.6.3. Dobór wpustu czopa osadczego piasty ślimacznicy	75
4.7. Wyznaczenie reakcji w miejscach podparcia wałków.....	76
4.7.1. Reakcje wałka czynnego (ślimaka).....	76
4.7.2. Reakcje wałka biernego (ślimacznicy).....	78
4.8. Dobór łożysk wałków	80
4.8.1. Dobór łożysk wałka czynnego	80
4.8.2. Dobór łożysk wałka ślimacznicy	81
4.9. Model wirtualny układu napędowego.....	83
5. Dobór sprzęgieł oraz obliczenia czasu rozruchu układu napędowego.....	84
5.1. Dobór sprzęgieł.....	84
5.2. Obliczenia czasu rozruchu	84
Literatura.....	87

1. Wstęp

W podręczniku zaprezentowano metodykę rozwiązywania zagadnień projektowania układów napędowych maszyn. Istotnym podzespołem w układzie jest przekładnia zębata (reduktor lub multiplikator). W celu przybliżenia studentom problematyki związanej z konstruowaniem innego typu przekładni poznanych wcześniej (przekładnie z kołami walcowymi o zębach prostych lub śrubowych) wprowadzono dwa inne typy przekładni, mianowicie przekładnie kątowe oraz ślimakowe samohamowne oraz nie samohamowne. W procesie projektowania wykorzystano oprogramowanie wspomagające obliczenia konstrukcyjne kół zębatach według norm PN-ISO 6336, DIN 3990 (program *ABEG Quickfinder Professional*) oraz system *Siemens PLM Software NX 6*, który umożliwił opracowanie trójwymiarowych modeli komputerowych w/w urządzeń.

Tematyka rozważanych zagadnień projektowych jest ściśle związana z programem wykładów z przedmiotów: *Podstawy konstrukcji maszyn* oraz *Napędy mechaniczne*, prowadzonych na pierwszym oraz drugim stopniu studiów zarówno stacjonarnych, jak również niestacjonarnych.

Zaprezentowano sposób prowadzenia obliczeń konstrukcyjnych podstawowych podzespołów układu napędowego, tzn. przekładni, doboru sprzęgieł, czasu rozruchu układu. Książka przeznaczona jest przede wszystkim dla studentów kierunku Mechanika i budowa maszyn Wydziałów Mechanicznych uczelni technicznych jako pomoc dydaktyczna w zakresie przedmiotu *Podstawy konstrukcji maszyn – projektowanie*. Może również stanowić istotną pomoc dla studentów innych kierunków edukacyjnych uczelni technicznych w obszarze przedmiotów pokrewnych.

Autorzy składają wyrazy podziękowania Panom inż. Krzysztofowi Skibie oraz inż. Robertowi Szafrąncowi za wkład pracy poniesiony przy wykonaniu składu komputerowego. Przy opracowaniu szaty graficznej wykorzystano komputerowe modele układów napędowych przygotowane przez Panów inż.: R. Drzazgę, Ł. Kamińskiego, K. Skibę, J. Szewczyka, Ł. Szewczyka oraz G. Winiarskiego.

2. Obliczenia układu napędowego z przekładnią kątowno-walcową

Zaprojektować układ napędowy napędzany silnikiem elektrycznym o mocy $N=15\text{kW}$, przy prędkości $n_1=960\text{min}^{-1}$. Pozostałe założenia projektowe:

- trwałość uzębień oraz łożysk tocznych: $L_h=12500\text{h}$,
- przełożenie całkowite: $u=12,5$,
- przełożenie przekładni kątowej: $u_1=2,8$,
- przełożenie przekładni walcowej: $u_2=4,464$,
- założony współczynnik przeciążenia: $K_A=1,25$.

2.1. Obliczenia przekładni kątowej

2.1.1. Wstępne obliczenia geometryczne

Zewnętrzna średnica podziałowa:

$$d_{e1} = 102^3 \sqrt{\frac{M_{S1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_A}{(1 - \psi_{be}) \cdot \psi_{be} \cdot u_1 \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

przy czym:

M_{S1} - nominalny moment obrotowy obciążający wał czynny przekładni kątowej

$$M_{S1} = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n_1} \cdot 10^3$$

$$M_{S1} = \frac{30 \cdot 15}{\pi \cdot 960} \cdot 10^3 = 149,208\text{Nm}$$

$K_{H\beta}$ - współczynnik nierównomierności obciążenia wzdłuż linii zęba

$$K_{H\beta} = 1,3$$

$$\psi_{be} = \frac{b}{R_e}$$

$$\psi_{be} = 0,3$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{H\text{lim}}$$

dla przyjętego gatunku stali 16MnCr5

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot 1630 = 1304\text{MPa}$$

Zatem:

$$d_{e1} = 102 \sqrt[3]{\frac{149,208 \cdot 1,3 \cdot 1,25}{(1-0,3) \cdot 0,3 \cdot 2,8 \cdot 1304^2}} = 63,6 \text{ mm}$$

Liczba zębów zębownika z_1 oraz koła dużego z_2 :

$$z_1 = \sqrt{[22 - 9 \cdot \log(u_1)]^2 + [6,26 - 4 \cdot \log(u_1)] \cdot \frac{(d_{e1})^2}{645}}$$

$$z_1 = \sqrt{[22 - 9 \cdot \log(2,8)]^2 + [6,26 - 4 \cdot \log(2,8)] \cdot \frac{(63,6)^2}{645}} = 18,7$$

Przyjęto liczbę zębów zębownika $z_1=19$. Liczba zębów koła z_2 :

$$z_2 = u_1 \cdot z_1$$

$$z_2 = 2,8 \cdot 19 = 53,2$$

Przyjęto $z_2=53$. Kąty stożków podziałowych δ_1, δ_2 :

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right)$$

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{19}{53}\right) = 19,72^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 19,72^\circ = 70,28^\circ$$

Moduł zewnętrzny obwodowy m_{te} :

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1}$$

$$m_{te} = \frac{63,6}{19} = 3,347 \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowaną wartość $m_{te}=3$ mm. Długość wspólnej tworzącej stożków podziałowych R_e :

$$R_e = \frac{z_1 \cdot m_{te}}{2 \cdot \sin(\delta_1)}$$

$$R_e = \frac{19 \cdot 3}{2 \cdot \sin(19,72^\circ)} = 84,46 \text{ mm}$$

Szerokość wieńca zębatego b :

$$b = \psi_{be} \cdot R_e$$

$$b = 0,3 \cdot 84,46 = 25,3 \text{ mm}$$

Przyjęto szerokość wieńca $b=25 \text{ mm}$.

Koła przekładni kątovej będą korygowane (korekcja P-0) celem wyrównania wartości poślizgów względnych. Współczynniki korekcji obliczono według zależności [3]:

$$x_{r1} = 0,46 \cdot \left[1 - \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right]$$

$$x_{r1} = 0,46 \cdot \left[1 - \left(\frac{19}{53} \right)^2 \right] = 0,45$$

$$x_{r2} = -x_{r1}$$

$$x_{r2} = -0,45$$

Obliczenia przedstawione powyżej pozwoliły na przeprowadzenie obliczeń sprawdzających przekładni zgodnie z normą DIN 3990 (tożsamą z normą PN-ISO 6336) przy użyciu programu komputerowego *ABEG Quickfinder Professional*. Z uwagi na fakt, że obliczenia dotyczą przekładni z kołami walcowymi, rzeczywiste liczby zębów obu kół stożkowych zastąpiono liczbami zastępczymi.

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)}$$

$$z_{v1} = \frac{19}{\cos(19,72^\circ)} = 20,18$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)}$$

$$z_{v2} = \frac{53}{\cos(70,28^\circ)} = 157,07$$

Przyjęto do obliczeń: $z_{v1} = 20$, $z_{v2} = 157$. Moduł zewnętrzny obwodowy m_{te} zastąpiono wartością modułu średniego m_{tm} :

$$m_{tm} = m_{te} \cdot \frac{R_e - \frac{b}{2}}{R_e}$$

$$m_{tm} = 3 \cdot \frac{84,46 - \frac{25}{2}}{84,46} = 2,556 \text{ mm}$$

Widoki ekranu z danymi oraz uzyskane wyniki w postaci współczynników bezpieczeństwa S_F oraz S_H przedstawiają rysunki 2.1 oraz 2.2.

The screenshot shows a CAD software interface with the following data:

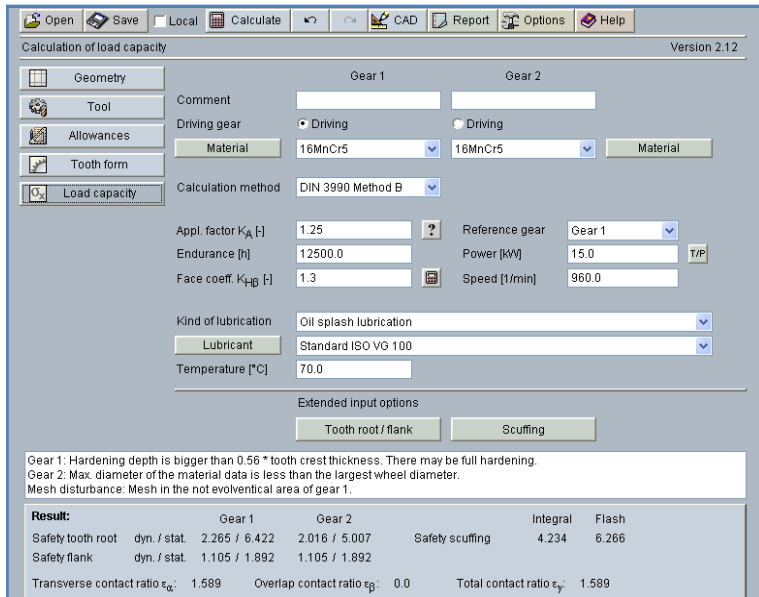
	Gear 1	Gear 2		
Comment			Normal module m_n [mm]	2.556
Direction of helix angle	left	left	Pressure angle α_n [°]	20.0
Number of teeth z [-]	20	157	Helix angle β [°]	0.0
Face width b [mm]	28.0	28.0	Standard centre dist. a_d [mm]	226.206
Profile shift coeff. x^* [-]	0.45	-0.45	Working centre dist. a [mm]	226.206
Tip circle d_a [mm]	58.532	404.104	transmission ratio [-]	7.85 : 1
Tip \emptyset allowance [μ m]	-128 128	-128 128		
Modification tip \emptyset k [mm]	0.0	0.0		
Tip clearance c [mm]	0.64	0.64		
Root diameter d_f [mm]	47.03	392.602		
Allowances of root \emptyset [μ m]	-302 -192	-522 -357		
Inner / Outer \emptyset [mm]	0.0	0.0		
Web width b_g [mm]	---	---		
Chamfer [mm]	1.0	1.0		
Add. chamfer [mm]	0.0	0.0		

Notes:
 Gear 1: Hardening depth is bigger than 0.56 * tooth crest thickness. There may be full hardening.
 Gear 2: Max. diameter of the material data is less than the largest wheel diameter.
 Mesh disturbance: Mesh in the not evolventical area of gear 1.

Result:	Gear 1	Gear 2	Integral	Flash
Safety tooth root	dyn. / stat. 2.265 / 6.422	2.016 / 5.007	Safety scuffing 4.234	6.266
Safety flank	dyn. / stat. 1.105 / 1.892	1.105 / 1.892		

Transverse contact ratio ϵ_{α} : 1.589 Overlap contact ratio ϵ_{β} : 0.0 Total contact ratio ϵ_{γ} : 1.589

Rysunek 2.1. Widok ekranu z danymi dotyczącymi geometrii kół stożkowych (koła z_1, z_2)



Rysunek 2.2. Widok ekranu z danymi eksploatacyjnymi (koła z_1, z_2)

2.1.2. Obliczenia pozostałych wymiarów kół

Średnice zewnętrzne podziałowe d_{e1} oraz d_{e2} :

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te}$$

$$d_{e1} = 19 \cdot 3 = 57 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te}$$

$$d_{e2} = 53 \cdot 3 = 159 \text{ mm}$$

Wysokości głów zębów zewnętrzne h_{ae1} oraz h_{ae2} :

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_{t1}) \cdot m_{te}$$

$$h_{ae1} = (1 + 0,45) \cdot 3 = 4,35 \text{ mm}$$

$$h_{ae2} = (h_a^* + x_{t2}) \cdot m_{te}$$

$$h_{ae2} = (1 - 0,45) \cdot 3 = 1,65 \text{ mm}$$

Wysokości stóp zębów zewnętrzne h_{fe1} oraz h_{fe2} :

$$h_{fe1} = (h_a^* - x_{t1} + c^*) \cdot m_{te}$$

$$h_{fe1} = (1 - 0,45 + 0,2) \cdot 3 = 2,25\text{mm}$$

$$h_{fe2} = (h_a^* - x_{t2} + c^*) \cdot m_{te}$$

$$h_{fe2} = (1 + 0,45 + 0,2) \cdot 3 = 4,95\text{mm}$$

Średnice głów zębów zewnętrzne d_{ae1} oraz d_{ae2} :

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1}$$

$$d_{ae1} = 57 + 2 \cdot 4,35 = 65,70\text{mm}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2}$$

$$d_{ae2} = 159 + 2 \cdot 1,65 = 162,30\text{mm}$$

Średnice stóp zębów zewnętrzne d_{fe1} oraz d_{fe2} :

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe1}$$

$$d_{fe1} = 57 - 2 \cdot 2,25 = 52,5\text{mm}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe2}$$

$$d_{fe2} = 159 - 2 \cdot 4,95 = 149,10\text{mm}$$

Obliczenia powyższych wartości umożliwiają opracowanie modeli komputerowych bryłowych każdego z kół stożkowych przekładni ograniczonych gładkimi powierzchniami stożków zewnętrznych. Oddzielnym zadaniem jest wykonanie wirtualnych uzębień kół.

2.2. Obliczenia przekładni z kołami walcowymi

2.2.1. Obliczenia wstępne

Obliczenia wstępne miały na celu przygotowanie podstawowych parametrów przekładni z kołami walcowymi o zębach śrubowych takich jak: moduł normalny m_n , kąt pochylenia linii zębów β , liczby zębów z_1 , oraz z_2 , szerokość wieńca b , rzeczywista odległość osi a_w , współczynniki korekcji, dane materiałowe oraz współczynniki eksploatacyjne.

Mając na względzie założone przełożenie przekładni walcowej $u_2=4,464$, liczba zębów koła dużego z_4 wynosi:

$$z_4 = z_3 \cdot u_2$$

Przyjęto liczbę zębów koła małego $z_3=18$, zatem:

$$z_4 = 18 \cdot 4,464 = 80,35$$

Przyjęto liczbę zębów koła dużego $z_4=81$.

Moduł normalny m_n w przypadku kół walcowych obliczony został w oparciu o zwiększony obliczeniowy moment obrotowy M_{o2} obciążający parę kół walcowych w stosunku do momentu M_{o1} . Jego wartość wynosi:

$$M_{o2} = M_{o1} \cdot \frac{z_2}{z_1}$$

Przyjmując zatem wartość średniego modułu m_m kół stożkowych jako podstawę wyznaczenia modułu m_n dla kół walcowych, można zapisać:

$$m_n \approx m_m \sqrt[3]{\frac{z_2}{z_1}}$$

$$m_n = 2,556 \sqrt[3]{\frac{53}{19}} = 3,598 \text{ mm}$$

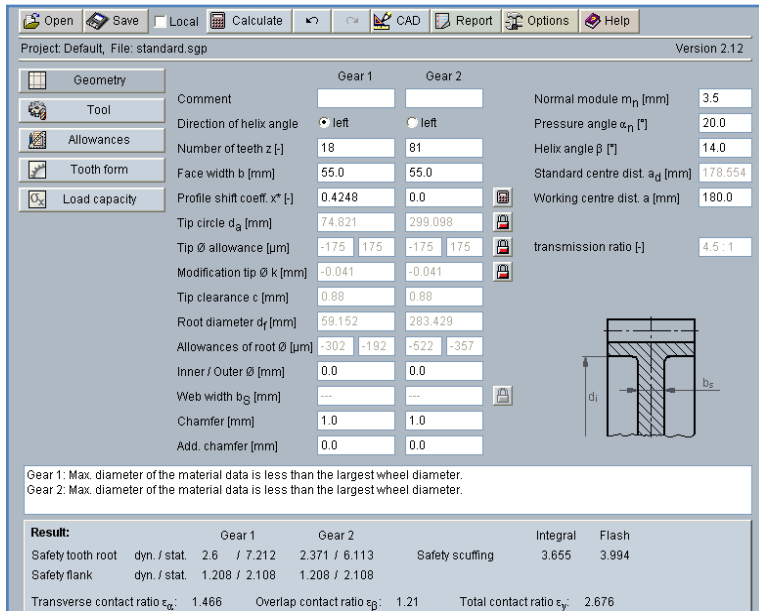
Przyjęto wartość modułu znormalizowanego $m_n=3,5$ mm. Szerokość wieńców kół walcowych b przyjęto zgodnie z zależnością:

$$b = 15 \cdot m_n$$

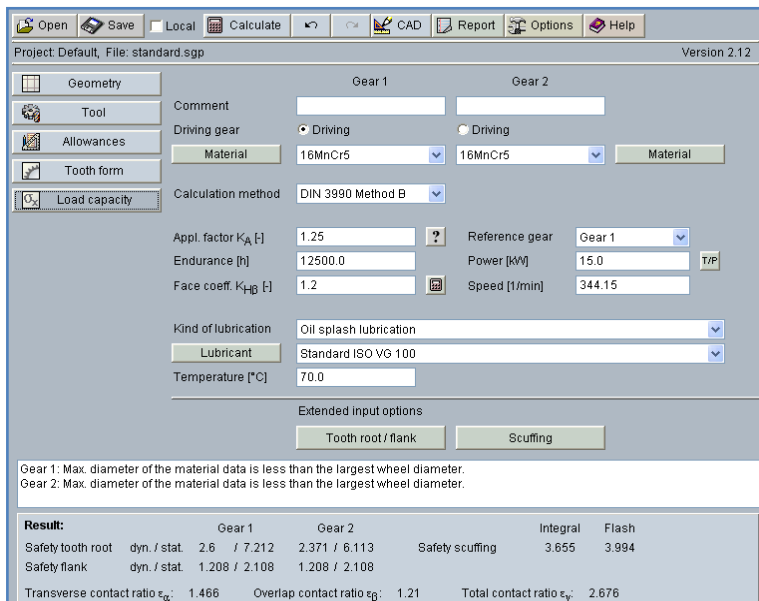
$$b = 15 \cdot 3,5 = 52,5 \text{ mm}$$

Ostatecznie założono szerokość $b=55$ mm. Przeprowadzone obliczenia wstępne pary kół walcowych pozwoliły na wprowadzenie odpowiednich danych do programu ABEG, który umożliwia realizację obliczeń sprawdzających według normy DIN 3990 pary kół walcowych o zębach śrubowych.

Widoki ekranu dotyczące geometrii kół oraz pozostałych wprowadzonych danych oraz uzyskanych wyników obliczeń sprawdzających w postaci współczynników S_F oraz S_H przedstawiają rysunki 2.3 oraz 2.4.



Rysunek 2.3. Widok ekranu z danymi dotyczącymi geometrii kół walcowych (kół z_3, z_4)



Rysunek 2.4. Widok ekranu z danymi eksploatacyjnymi (kół z_3, z_4)

2.2.2. Obliczenia pozostałych wymiarów przekładni walcowej

Moduł „Geometry” programu *ABEG Quickfinder Professional* przedstawia w poszczególnych oknach wartości wprowadzonych danych oraz wyniki obliczeń w postaci wartości współczynników korekcji x_n , a także zerowej odległości osi kół a (a_d) i rzeczywistej odległości osi a_w (a).

W przypadku obliczeń wykonanych dla powyższej przekładni wartości poszczególnych parametrów wynoszą:

Współczynnik korekcji koła małego x_{n1} :

$$x_{n1} = 0,4248$$

Współczynnik korekcji koła dużego x_{n2} :

$$x_{n2} = 0$$

Odległość zerowa a :

$$a = 178,554\text{mm}$$

Odległość rzeczywista a_w :

$$a_w = 180\text{mm}$$

W oparciu o dane i uzyskane z programu wartości przeprowadzono obliczenia geometryczne kół przekładni walcowej.

Średnice podziałowe kół d_3 oraz d_4 :

$$d_3 = \frac{z_3 \cdot m_n}{\cos(\beta)}$$

$$d_3 = \frac{18 \cdot 3,5}{\cos(14^\circ)} = 64,93\text{mm}$$

$$d_4 = \frac{z_4 \cdot m_n}{\cos(\beta)}$$

$$d_4 = \frac{81 \cdot 3,5}{\cos(14^\circ)} = 292,18\text{mm}$$

Toczny kąt przyporu α_{wt} :

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a \cdot \cos(\alpha_t)}{a_w}\right)$$

przy czym kąt zarysu α_t wynosi:

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right)$$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(14^\circ)}\right) = 20,56^\circ$$

zatem kąt α_{wr} jest równy:

$$\alpha_{wr} = \arccos\left(\frac{178,554 \cdot \cos(20,56^\circ)}{180}\right) = 21,75^\circ$$

Odpowiednio średnice kół toczyń wyniosą:

$$d_{w3} = \frac{d_3 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wr})}$$

$$d_{w3} = \frac{64,93 \cdot \cos(20,56^\circ)}{\cos(21,75^\circ)} = 65,45 \text{ mm}$$

$$d_{w4} = \frac{d_4 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wr})}$$

$$d_{w4} = \frac{292,18 \cdot \cos(20,56^\circ)}{\cos(21,75^\circ)} = 294,55 \text{ mm}$$

Współczynnik skrócenia głów k_n wynika z konieczności przeprowadzenia korekcji typu P - konstrukcyjnej ($a \neq a_w$) i wynosi:

$$k_n = \frac{(a + \sum x_n \cdot m_n - a_w) \cos(\beta)}{m_n}$$

$$k_n = \frac{(178,554 + 0,4248 \cdot 3,5 - 180) \cos(14^\circ)}{3,5} = 0,011$$

Z uwagi na małe wartości k_n , (mniejsze od 0,05), pominięto je w dalszych obliczeniach. Wysokość głów h_{a1} oraz h_{a2} poszczególnych kół wynoszą:

$$h_{a3} = (y_n + x_{n1} - k_n) \cdot m_n$$

$$h_{a3} = (1 + 0,4248) \cdot 3,5 = 4,987 \text{ mm}$$

$$h_{a4} = (y_n + x_{n2} - k_n) \cdot m_n$$

$$h_{a4} = (1 + 0) \cdot 3,5 = 3,5 \text{ mm}$$

Średnice głów przyjmują następujące wartości:

$$d_{a3} = d_3 + 2h_{a3}$$

$$d_{a3} = 64,93 + 2 \cdot 4,987 = 74,90\text{mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4}$$

$$d_{a4} = 292,18 + 2 \cdot 3,5 = 299,18\text{mm}$$

Wysokości stóp poszczególnych kół odpowiednio wynoszą:

$$h_{f3} = (y_n - x_{n3} + c^*)m_n$$

$$h_{f3} = (1 - 0,4248 + 0,25) \cdot 3,5 = 2,888\text{mm}$$

$$h_{f4} = (y_n - x_{n4} + c^*)m_n$$

$$h_{f4} = (1 + 0,25) \cdot 3,5 = 4,375\text{mm}$$

Średnice stóp poszczególnych kół odpowiednio wynoszą:

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_{f3}$$

$$d_{f3} = 64,93 - 2 \cdot 2,888 = 59,15\text{mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_{f4}$$

$$d_{f4} = 292,18 - 2 \cdot 4,375 = 283,43\text{mm}$$

Średnice kół zasadniczych wynoszą:

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos(\alpha_t)$$

$$d_{b3} = 64,93 \cdot \cos(20,56^\circ) = 60,79\text{mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos(\alpha_t)$$

$$d_{b4} = 292,18 \cdot \cos(20,56^\circ) = 273,57\text{mm}$$

2.3. Obliczenia geometryczne wałków przekładni oraz reakcji w miejscach ich podparcia

Obliczenia geometryczne wałków przekładni mają na celu wyznaczenie średnic poszczególnych stopni oraz długości czopów osadczycy wynikających z obliczeń połączeń piast kół z tymi czopami. Długość czopów osadczycy, łożyskowych, oraz pozostałych stopni wałów wpływają na rozstaw łożysk tocznych, w jakich ułożyskowany jest dany wał przekładni. Ustalenie wartości

rozstawu łożysk jest niezbędne celem wyznaczenia reakcji w miejscach podparcia obliczanych wałów.

2.3.1. Obliczenia wału wejściowego przekładni

Założono, że zębnik wykonany będzie wspólnie z wałem. Założono materiał zębnika stal 16MnCr5, dla której naprężenia dopuszczalne przy jednostronnym skręcaniu przyjęto $k_{sj}=105\text{MPa}$. Przyjęto zasadę, że proces kształtowania wału koła czynnego będzie odbywał się w oparciu o wartość średnicy wyjściowej wału d_{c1} . Średnica d_{c1} wynika z wartości momentu obciążającego wał, którym z założenia jest obliczeniowy moment skręcający M_{o1} .

Jego wartość wynosi:

$$M_{o1} = M_{s1} \cdot K_A$$

Przy czym M_{s1} jest nominalnym momentem obrotowym i wynosi:

$$M_{s1} = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n_1} \cdot 10^3$$

$$M_{s1} = \frac{30 \cdot 15}{\pi \cdot 960} \cdot 10^3 = 149,207\text{Nm}$$

Moment obliczeniowy M_{o1} wyniesie zatem:

$$M_{o1} = 149,207 \cdot 1,25 = 186,509\text{Nm}$$

Wymagana średnica (obliczeniowa) czopa wynosi:

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 186509}{\pi \cdot 105}} = 20,83\text{mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto wartość średnicy czopa wyjściowego $d_{c1}=25\text{mm}$, średnicy powierzchni uszczelniającej $d_{u1}=28\text{mm}$, natomiast wartości średnic czopów łożyskowych wału czynnego $d_A=d_B=30\text{mm}$.

2.3.2. Obliczenia połączeń wpustowych wałka wejściowego

Długość obliczeniowa wpustu osadzonego na czopie wyjściowym wałka wynika z zależności:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot M_{o1}}{d_{c1} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

przy czym: $d_{c1}=25\text{mm}$ (średnica czopa wyjściowego), $h=7\text{mm}$, co wynika z przyjętego znormalizowanego przekroju wpustu $b \times h = 8 \times 7\text{mm}$, $z=1$ (liczba wpustów), $p_{dop}=110\text{MPa}$ (naciski dopuszczalne w połączeniu wpustowym).

Zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 186509}{25 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 110} = 38,76\text{mm}$$

Długość całkowita:

$$l = l_o + b$$

$$l = 38,7 + 8 = 46,76\text{mm}$$

Przyjęto wpust A8x7x50.

2.3.3. Wyznaczenie wartości składowych siły międzyzębnej F_1 , F_{r1} , F_{x1}

W przypadku zębniaka stożkowego składowe siły międzyzębnej odpowiednio wynoszą. Siła obwodowa F_1 :

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_{m1}}$$

przy czym d_{m1} jest średnią średnicą podziałową i wynosi:

$$d_{m1} = z_1 \cdot m_m$$

$$d_{m1} = 19 \cdot 2,556 = 48,564\text{mm}$$

zatem:

$$F_1 = \frac{2 \cdot 186509}{48,564} = 7681\text{N}$$

Siła promieniowa F_{r1} :

$$F_{r1} = F_1 \cdot \text{tg}(\alpha_n) \cdot \cos(\delta_1)$$

$$F_{r1} = 7681 \cdot \text{tg}(20^\circ) \cdot \cos(19,72^\circ) = 2631,7\text{N}$$

Siła osiowa F_{x1} :

$$F_{x1} = F_1 \cdot \text{tg}(\alpha_n) \cdot \sin(\delta_1)$$

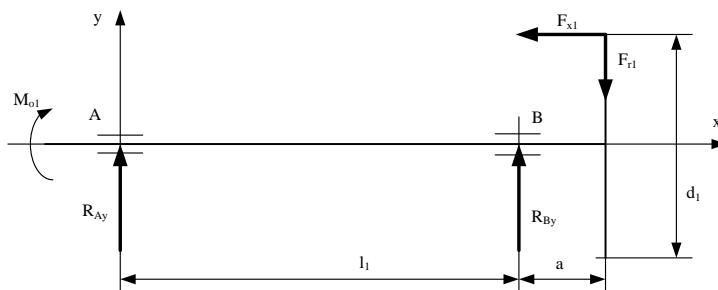
$$F_{x1} = 7681 \cdot \text{tg}(20^\circ) \cdot \sin(19,72^\circ) = 943,3\text{N}$$

2.3.4. Wyznaczenie wartości reakcji podpór wału wejściowego

Wartości reakcji wypadkowych wynikają z wartości reakcji składowych, które wyznaczono w dwóch wzajemnie prostopadłych płaszczyznach (x-y oraz x-z). Na rysunku 2.5 przedstawiono układ sił zewnętrznych oraz reakcji w płaszczyźnie x-y.

Przyjęto ze względów konstrukcyjnych następujące wymiary $a=40\text{mm}$, oraz $l_1=100\text{mm}$. Równanie sumy momentów względem punktu „B” ma następującą postać:

$$\Sigma M_B = R_{Ay} \cdot l_1 - F_{x1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} + F_{r1} \cdot a = 0$$



Rysunek 2.5. Schemat obciążenia wału czynnego w płaszczyźnie x-y

Zatem:

$$R_{Ay} = \frac{F_{x1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - F_{r1} \cdot a}{l_1}$$

$$R_{Ay} = \frac{943,3 \cdot \frac{48,56}{2} - 2631,7 \cdot 40}{100} = -823,6\text{N}$$

Równanie sumy rzutów sił na oś „y” przyjmuje postać:

$$\Sigma P_{iy} = R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0$$

i dalej:

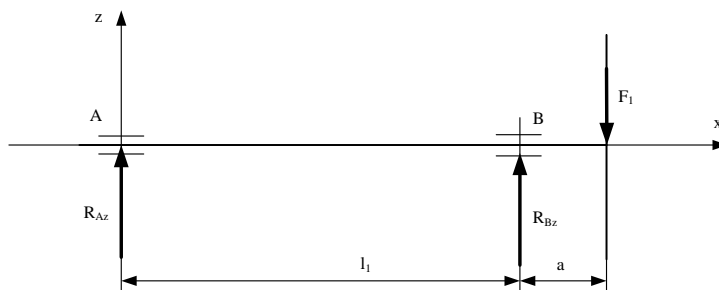
$$R_{By} = F_{r1} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 2631,7 - (-823,6) = 3455,3\text{N}$$

Na rysunku 2.6 przedstawiono schemat sił oraz reakcji obciążających wał wejściowy w płaszczyźnie x-z. Podobnie jak dla płaszczyzny x-y, możemy wyznaczyć składowe reakcji w płaszczyźnie x-z:

$$R_{Az} = 3072,4\text{N}$$

$$R_{Bz} = 4608,6\text{N}$$



Rysunek 2.6. Schemat obciążenia wału czynnego w płaszczyźnie x-z

Wyznaczymy wartości reakcji poprzecznych w łożyskach A oraz B:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{823,6^2 + 3072,4^2} = 3180,9\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{3455,3^2 + 4608,6^2} = 5760,1\text{N}$$

2.4. Obliczenia wału pośredniego przekładni

Na wale pośrednim znajdują się dwa koła zębate: duże koło stożkowe oraz małe koło walcowe przekładni walcowej. Założono, że duże koło stożkowe będzie osadzone na wale za pomocą wpustu, natomiast małe koło walcowe będzie nacięte na wale pośrednim.

2.4.1. Średnica czopa osadczego koła stożkowego dużego d_{p2} oraz jego długość l_{p2}

Średnica obliczeniowa czopa wynika z wartości momentu skręcającego M_{o2} i wynosi:

$$d_{p2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

przy czym:

$$M_{o2} = M_{o1} \cdot \frac{z_2}{z_1}$$

$$M_{o2} = 186,509 \cdot \frac{53}{19} = 520,262 \text{ Nm}$$

zatem:

$$d_{p2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 520262}{\pi \cdot 105}} = 29,33 \text{ mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto wartość średnicy czopa osadczego $d_{p2}=45 \text{ mm}$. Obliczona długość wpustu łączącego piastę koła z czopem wyniesie:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot M_{o2}}{d_{p2} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

przy czym: $h=9 \text{ mm}$ (wartość znormalizowana przekroju wpustu 14x9mm)

Zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 520262}{45 \cdot 9 \cdot 1 \cdot 110} = 46,71 \text{ mm}$$

Długość całkowita:

$$l = l_o + b$$

$$l = 46,71 + 14 = 60,71 \text{ mm}$$

Przyjęto wpust o wymiarach A14x9x63. Długość piasty l_{p2} dużego koła stożkowego wynika z długości wpustu i wynosi $l_{p2}=70 \text{ mm}$. Biorąc pod uwagę obliczoną szerokość piasty l_{p2} , szerokość wieńca koła walcowego małego $b=55 \text{ mm}$ oraz pozostałe wymiary konstrukcyjne (szerokość montowanych łożysk, szerokość kołnierza ustalającego wałka pośredniego, szerokość przestrzeni między czołami kół i ścianami kadłuba), określono rozstaw łożysk:

$$l_2 = l_{p2} + b + B_{łoż} + 2 \cdot s + H_k$$

przy czym: szerokość łożyska $B_{łoż}=30 \text{ mm}$, szerokość szczelin $s=10 \text{ mm}$, szerokość kołnierza $H_k=10 \text{ mm}$.

Zatem:

$$l_2 = 70 + 55 + 30 + 2 \cdot 10 + 10 = 185 \text{ mm}$$

2.4.2. Wartości składowych sił międzyzębnych obciążających koła osadzone na wale pośrednim.

Wartości składowych siły międzyzębnej obciążającej koło stożkowe duże wynoszą odpowiednio:

$$F_2 = F_1 = 7681 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{x1} = 943,3 \text{ N}$$

$$F_{x2} = F_{r1} = 2631,7 \text{ N}$$

Siła obwodowa F_3 obciążająca koło walcowe małe:

$$F_3 = \frac{2 \cdot M_{o2}}{d_{w3}}$$

przy czym:

$$d_{w3} = \frac{d_3 \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})}$$

$$d_{w3} = \frac{64,93 \cdot \cos(20,56^\circ)}{\cos(21,75^\circ)} = 65,45 \text{ mm}$$

zatem:

$$F_3 = \frac{2 \cdot 520262}{65,45} = 15898 \text{ N}$$

Siła osiowa:

$$F_{x3} = F_3 \cdot \text{tg}(\beta)$$

$$F_{x3} = 15898 \cdot \text{tg}(14^\circ) = 3963,8 \text{ N}$$

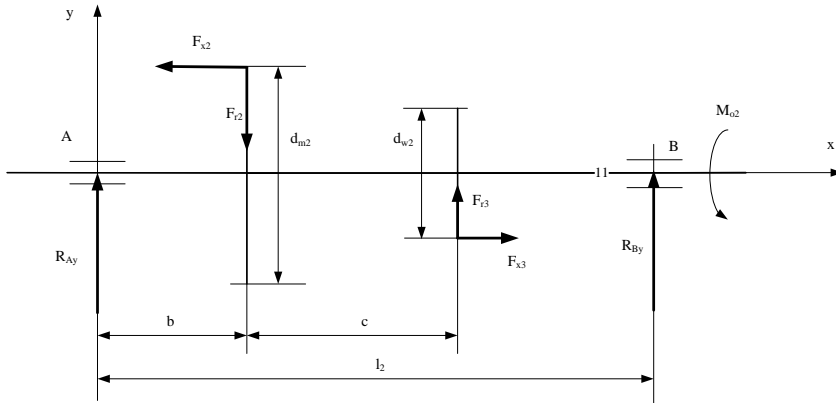
Siła promieniowa:

$$F_{r3} = F_1 \cdot \text{tg}(\alpha_t)$$

$$F_{r3} = 15898 \cdot \text{tg}(20,56^\circ) = 5963 \text{ N}$$

2.4.3. Wyznaczenie wartości reakcji podpór wałka pośredniego

Schemat układu sił obciążających wał pośredni oraz reakcji podpór przedstawiono na rysunku 2.7.



Rysunek 2.7. Schemat układu sił obciążających wał pośredni w płaszczyźnie x-y

Ze względów konstrukcyjnych założono wartości wymiarów określających położenie płaszczyzn występowania sił obwodowych F_2 oraz F_3 :

$$b = 60\text{mm}$$

$$c = 67,5\text{mm}$$

$$l_2 = 185\text{mm}$$

Równanie sumy momentów względem punktu „B” przyjmuje postać:

$$\Sigma M_B = R_{Ay} \cdot l_2 - F_{x2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot (l_2 - b) - F_{r3} \cdot (l_2 - b - c) - F_{x3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{x2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot (l_2 - b) - F_{r3} \cdot (l_2 - b - c) + F_{x3} \cdot \frac{d_{w3}}{2}}{l_2} = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{2631,7 \cdot \frac{135,47}{2} + 943,3 \cdot (185 - 60)}{185} + \frac{5963 \cdot (185 - 60 - 67,5) + 3963,8 \cdot \frac{65,45}{2}}{185} = 448,7\text{N}$$

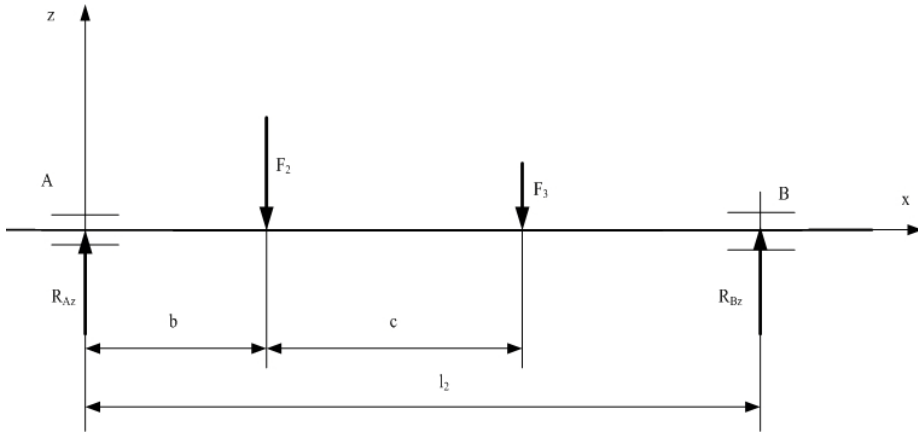
Równanie sumy rzutów sił na oś „y” jest następujące:

$$\Sigma P_{iy} = R_{Ay} - F_{r2} + F_{r3} + R_{By} = 0$$

$$R_{By} = -R_{Ay} + F_{r2} - F_{r3}$$

$$R_{By} = -448,7 + 943,3 - 5963 = -5468,4\text{N}$$

Na rysunku 2.8 przedstawiono układ sił obwodowych obciążających wał pośredni w płaszczyźnie „x-z” oraz reakcje w punktach podparcia wału.



Rysunek 2.8. Schemat układu sił obciążających wał pośredni w płaszczyźnie x-z

Suma momentów względem punktu „B” wyniesie:

$$\Sigma M_B = R_{Az} \cdot l_2 - F_2 \cdot (l_2 - b) - F_3 \cdot (l_2 - b - c) = 0$$

zatem:

$$R_{Az} = \frac{F_2 \cdot (l_2 - b) + F_3 \cdot (l_2 - b - c)}{l_2}$$

$$R_{Az} = \frac{7681 \cdot (185 - 60) + 15898 \cdot (185 - 60 - 67,5)}{185} = 10131,1\text{N}$$

Równanie sumy rzutów sił na oś „z” jest następujące:

$$\Sigma P_{iz} = R_{Az} - F_2 - F_3 + R_{Bz} = 0$$

$$R_{Bz} = -R_{Az} + F_2 + F_3$$

$$R_{Bz} = -10131,1 + 7681 + 15898 = 13447,9\text{N}$$

Reakcje wypadkowe w miejscach podparcia wałka pośredniego odpowiednio wynoszą:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{448,7^2 + 10131,1^2} = 10140,9\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{5468,4^2 + 13447,9^2} = 14517,2\text{N}$$

2.5. Obliczenia wałka wyjściowego przekładni

2.5.1. Wyznaczenie średnic czopów osadczych oraz łożyskowych wału wyjściowego

Średnica czopa wyjściowego wałka d_{c3} :

$$d_{c3} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{o3}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

przy czym:

$$M_{o3} = M_{o1} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

$$M_{o2} = 186,509 \cdot \frac{53}{19} \cdot \frac{81}{18} = 2341,179\text{Nm} = 2341179\text{Nmm}$$

Dla przyjętego gatunku stali C55 ($k_{sj}=102\text{MPa}$) otrzymamy zatem:

$$d_{c3} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2341179}{\pi \cdot 102}} = 48,90\text{mm}$$

Przyjęto znormalizowaną średnicę czopa wyjściowego $d_{c3}=60\text{mm}$, o znormalizowanej długości czopa:

$$l_{c3} = 105\text{mm}$$

Przyjęto średnice powierzchni uszczelniającej:

$$d_{uszcz3} = 63\text{mm}$$

Natomiast średnica czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 65\text{mm}$$

Założono średnicę czopa osadczego dużego koła walcowego:

$$d_{p4} = 70\text{mm}$$

2.5.2. Dobór wpustów czopa wyjściowego

Długość obliczeniową wpustu czopa wyjściowego wyznaczono z zależności:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot M_{o3}}{d_{c3} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

przyjęto dwa wpusty o przekroju $b \times h = 14 \times 9$, zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 2341179}{60 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 110} = 78,83\text{mm}$$

długość całkowita:

$$l = l_o + b$$

$$l = 78,83 + 14 = 92,83\text{mm}$$

Przyjęto dwa wpusty A14x9x100.

Długość obliczeniowa wpustu czopa osadczego dużego koła walcowego wyniesie:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot M_{o3}}{d_{p4} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

przyjęto dwa wpusty o przekroju $b \times h = 14 \times 9$, zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 2341179}{70 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 110} = 67,57\text{mm}$$

długość całkowita:

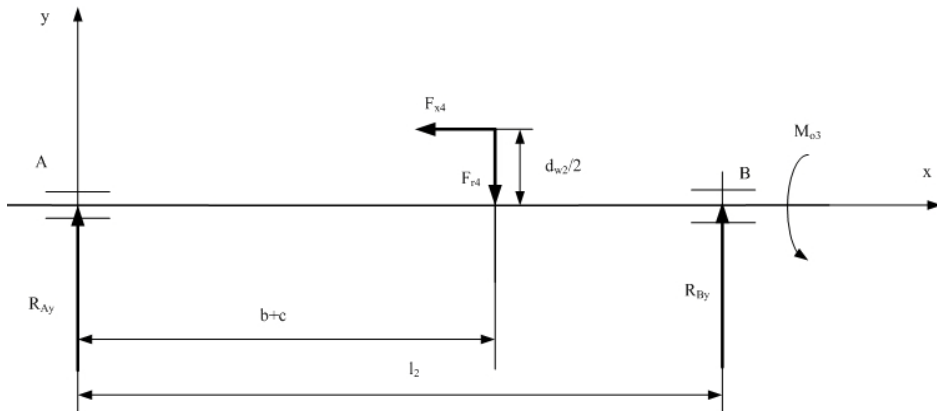
$$l = l_o + b$$

Przyjęto dwa wpusty o wymiarach A14x9x80, natomiast szerokość piasty koła walcowego dużego:

$$l_{p4} = 85\text{mm}$$

2.5.3. Wyznaczenie wartości reakcji podpór wałka wyjściowego

Na rysunku 2.9 przedstawiono schemat obciążenia wałka wyjściowego siłami zewnętrznymi oraz reakcje w miejscach jego podparcia (płaszczyzna x-y).



Rysunek 2.9. Schemat układu sił obciążających wał wyjściowy w płaszczyźnie x-y

Równanie momentów względem punktu „B” przyjmuje postać:

$$\Sigma M_B = R_{Ay} \cdot l_2 - F_{x4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} - F_{r4} \cdot (l_2 - b - c) = 0$$

zatem:

$$R_{Ay} = \frac{F_{x4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} + F_{r4} \cdot (l_2 - b - c)}{l_2}$$

przy czym:

$$F_{x4} = F_{x3} = 3963,8\text{N}$$

$$F_{r4} = F_{r3} = 5963\text{N}$$

$$l_2 = 185\text{mm}$$

$$b = 60\text{mm}$$

$$c = 67,5\text{mm}$$

$$R_{Ay} = \frac{3963,8 \cdot \frac{294,55}{2} + 5963 \cdot (185 - 60 - 67,5)}{185} = 5008,9\text{N}$$

Suma rzutów sił na oś „y” wynosi:

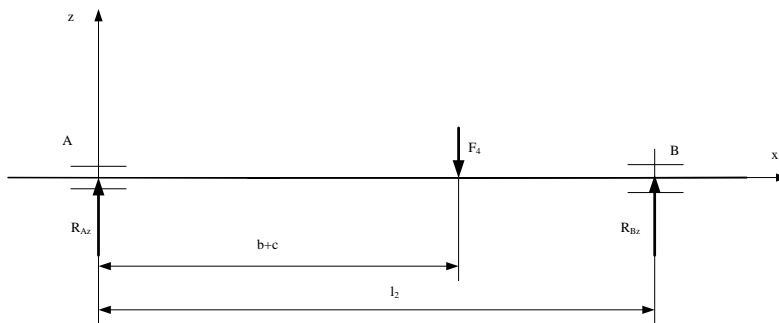
$$\Sigma P_{iy} = R_{Ay} - F_{r4} + R_{By} = 0$$

zatem:

$$R_{By} = F_{r4} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 5963 - 5008,9 = 954,1\text{N}$$

Rysunek 2.10 przedstawia układ obciążenia wału wyjściowego w płaszczyźnie x-z.



Rysunek 2.10. Schemat układu sił obciążających wał wyjściowy w płaszczyźnie x-z

Siła obwodowa:

$$F_4 = F_3 = 15898\text{N}$$

Z równania momentów względem punktu „B”:

$$\Sigma M_B = R_{Az} \cdot l_2 - F_4 \cdot (l_2 - b - c) = 0$$

wyznaczono wartość siły R_{Az} :

$$R_{Az} = \frac{F_4 \cdot (l_2 - b - c)}{l_2}$$

$$R_{Az} = \frac{15898 \cdot (185 - 60 - 67,5)}{185} = 4941,3\text{N}$$

Suma rzutów sił na oś „z” wynosi:

$$\Sigma P_{iz} = R_{Az} - F_4 + R_{Bz} = 0$$

zatem:

$$R_{Bz} = F_4 - R_{Az}$$

$$R_{Bz} = 15898 - 4941,3 = 10956,7\text{N}$$

Wartości reakcji wypadkowych wynoszą:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{5008,9^2 + 4941,3^2} = 7036\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{954,1^2 + 10956,7^2} = 10998,2\text{N}$$

2.6. Dobór łożysk tocznych poszczególnych wałów przekładni

2.6.1. Dobór łożysk tocznych wałka wejściowego

W celu dobrania właściwych łożysk, w których osadzony będzie wał wejściowy przekładni, niezbędna jest znajomość poniższych danych.

Trwałość wymagana:

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}$$

$$L_1 = \frac{60 \cdot 960 \cdot 12500}{10^6} = 720\text{mln obr.}$$

Średnice czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 30\text{mm}$$

Wartość reakcji w miejscach podparcia wału

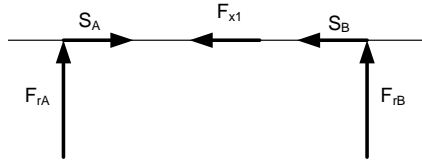
$$R_A = 3180,9\text{N}$$

$$R_B = 5760,1\text{N}$$

Obciążenie wzdłużne wału:

$$F_{x1} = 943,3\text{N}$$

Założono, że wał czynny będzie łożyskowany w dwóch łożyskach stożkowych zamontowanych w układzie zbieżnym („X”). Schemat obciążenia układu łożysk stożkowych przedstawia rysunek 2.11.



Rysunek 2.11. Schemat układu sił obciążających parę łożysk stożkowych zamontowanych w układzie „X”

Wstępny dobór wielkości łożysk dokonano w oparciu o założenie, że węzeł „B” będzie przenosił obciążenie poprzeczne $F_{rB}=R_B$. Wymagana nośność dynamiczna łożyska wyniesie wtedy:

$$C_{Bwym} = P_B \cdot \sqrt[p]{L_1} = F_{rB} \cdot \sqrt[p]{L_1}$$

$$C_{Bwym} = 5760,1 \cdot \sqrt[10]{720} = 41460\text{N}$$

Wybrano dwa łożyska 32206J2/Q (katalog SKF) o następujących parametrach: nośność dynamiczna $C=50100\text{N}$, parametr konstrukcyjny $e=0,37$, współczynnik $Y=1,6$.

Przeprowadzono obliczenia sprawdzające układu łożysk stożkowych. Wewnętrzne siły wzdłużne wynoszą:

$$S_A = \frac{F_{rA}}{2 \cdot Y}$$

$$S_A = \frac{3180,9}{2 \cdot 1,6} = 994\text{N}$$

$$S_B = \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y}$$

$$S_B = \frac{5760,1}{2 \cdot 1,6} = 1800\text{N}$$

Suma $S_B + F_{x1} > S_A$, zatem dociążane jest łożysko „A”. Obciążenia wzdłużne poszczególnych łożysk wynoszą:

$$F_{aA} = S_B + F_{x1}$$

$$F_{aA} = 1800 + 943,3 = 2743,3\text{N}$$

$$F_{aB} = S_B$$

$$F_{aB} = 1800\text{N}$$

i dalej :

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{2743,3}{3180,9} = 0,862$$

$$0,862 > e$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{1800}{5760,1} = 0,312$$

$$0,312 < e$$

Zatem obciążenia zastępcze poszczególnych łożysk wyniosą:

$$P_A = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}$$

$$P_A = 0,4 \cdot 3180,9 + 1,6 \cdot 2743,3 = 5661,6\text{N}$$

$$P_B = F_{rB} = 5760,1\text{N}$$

Z uwagi na fakt, że wstępnie obliczona nośność dynamiczna wynikała z obciążenia $P_B = 5760,1\text{N}$, wybrana para łożysk spełnia wymogi eksploatacyjne, a trwałość obliczeniowa przewyższa trwałość wymaganą.

W przypadku łożyska „B” wyniesie ona:

$$L_{obl} = \left(\frac{C_{kat}}{P_B} \right)^p$$

$$L_{obl} = \left(\frac{50100}{5760,1} \right)^{\frac{10}{3}} = 1353,19\text{mln obr.}$$

2.6.2. Dobór łożysk tocznych wałka pośredniego

Trwałość wymagana:

$$L_2 = \frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}$$

przy czym:

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

$$n_2 = 960 \cdot \frac{19}{53} = 344,15 \text{ min}^{-1}$$

Zatem:

$$L_2 = \frac{60 \cdot 344,15 \cdot 12500}{10^6} = 258,11 \text{ mln obr.}$$

Średnice czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 40 \text{ mm}$$

Wartości reakcji w miejscach podparcia wałka:

$$R_A = 10140,9 \text{ N}$$

$$R_B = 14517,2 \text{ N}$$

Obciążenie wzdłużne wału:

$$F_x = |F_{x2} - F_{x3}|$$

$$F_x = |2631,7 - 3963,8| = 1332,1 \text{ N}$$

Biorąc pod uwagę wysokie obciążenie poprzeczne obu węzłów łożyskowych oraz niskie obciążenie wzdłużne założono, że w węźle „B” zostanie zamontowane łożysko baryłkowe, które przeniesie obciążenie poprzeczne:

$$F_{rB} = R_B = 14517,2 \text{ N}$$

oraz obciążenie wzdłużne:

$$F_{aB} = F_x = 1332,1 \text{ N}$$

Przyjęto łożysko 22208E (katalog SKF) o następujących parametrach: nośność dynamiczna $C=96500 \text{ N}$, parametr konstrukcyjny $e=0,28$, współczynnik $Y_1=2,4$. Obciążenie zastępcze łożyska „B” wynosi:

$$P_B = F_{rB} + Y_1 \cdot F_{aB}$$

$$P_B = 14517,2 + 2,4 \cdot 1332,1 = 17714,2 \text{ N}$$

Jego trwałość nominalna wyniesie:

$$L_B = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^p$$

$$L_B = \left(\frac{96500}{17714,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 284,46 \text{ mln obr.}$$

Łożysko jest zatem dobrane prawidłowo. W przypadku węzła „A” zdecydowano o wyborze łożyska walcowego jednorzędowego. Wymagana nośność dynamiczna łożyska wyniesie:

$$C_A = P_A \cdot \sqrt[p]{L_2} = F_{rA} \cdot \sqrt[p]{L_2}$$

$$C_A = 10140,9 \cdot \sqrt[3]{258,11} = 53656 \text{ N}$$

W oparciu o dane katalogowe dobrane łożysko NU 208 ECP o nośności dynamicznej $C=62000 \text{ N}$.

2.6.3. Dobór łożysk tocznych wałka wyjściowego

Trwałość wymagana:

$$L_3 = \frac{60 \cdot n_3 \cdot L_h}{10^6}$$

przy czym:

$$n_3 = n_2 \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

$$n_3 = 344,15 \cdot \frac{18}{81} = 76,478 \text{ min}^{-1}$$

zatem:

$$L_3 = \frac{60 \cdot 76,478 \cdot 12500}{10^6} = 57,358 \text{ mln obr.}$$

Średnice czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 65 \text{ mm}$$

Wartość reakcji w miejscach podparcia wałka:

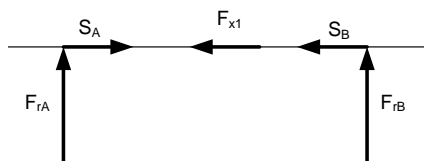
$$R_A = 7036 \text{ N}$$

$$R_B = 10998,2 \text{ N}$$

Obciążenie wzdłużne wału:

$$F_{x4} = 3963,8 \text{ N}$$

Założono, że wał wyjściowy będzie łożyskowany w dwóch łożyskach kulkowych skośnych w układzie zbieżnym. Schemat obciążenia układu łożysk skośnych przedstawia rysunek 2.12.



Rysunek 2.12. Schemat układu sił obciążających parę łożysk stożkowych wałka wyjściowego zamontowanych w układzie „X”

Wstępnie założono, że węzeł „B” będzie obciążony jedynie poprzecznie, zatem:

$$C_{Bwym} = P_B \cdot \sqrt[p]{L_3} = F_{rB} \cdot \sqrt[p]{L_3}$$

$$C_{Bwym} = 10998,2 \cdot \sqrt[3]{57,358} = 42415N$$

Wybrano dwa łożyska 7213B o nośności dynamicznej $C=66300N$. Wartości wewnętrznych sił wzdłużnych wynoszą:

$$S_A = \frac{F_{rA}}{2 \cdot Y}$$

$$S_A = \frac{7036}{2 \cdot 0,57} = 6176,9N$$

$$S_B = \frac{F_{rB}}{2 \cdot Y}$$

$$S_B = \frac{10998,2}{2 \cdot 0,57} = 9647,5N$$

Suma $S_B + F_{x1} > S_A$, zatem dociążane jest łożysko „A”. Obciążenia wzdłużne poszczególnych łożysk wynoszą:

$$F_{aA} = S_B + F_{x1}$$

$$F_{aA} = 9647,5 + 3963,8 = 13611,3N$$

$$F_{aB} = S_B$$

$$F_{aB} = 9647,5\text{N}$$

i dalej:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{13611,3}{6176,9} = 2,2$$

$$e = 1,14$$

$$2,2 > e$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{9647,5}{10998,2} = 0,877$$

$$0,877 < e$$

Zatem obciążenia zastępcze poszczególnych łożysk wyniosą:

$$P_A = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}$$

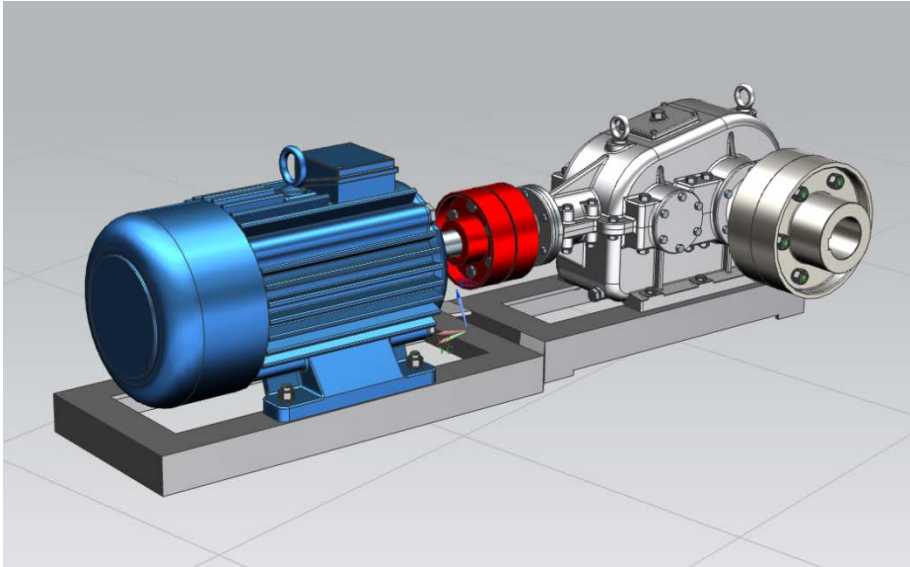
$$P_A = 0,35 \cdot 7036 + 0,57 \cdot 13611,3 = 10221\text{N}$$

$$P_B = F_{rB} = 10998,2\text{N}$$

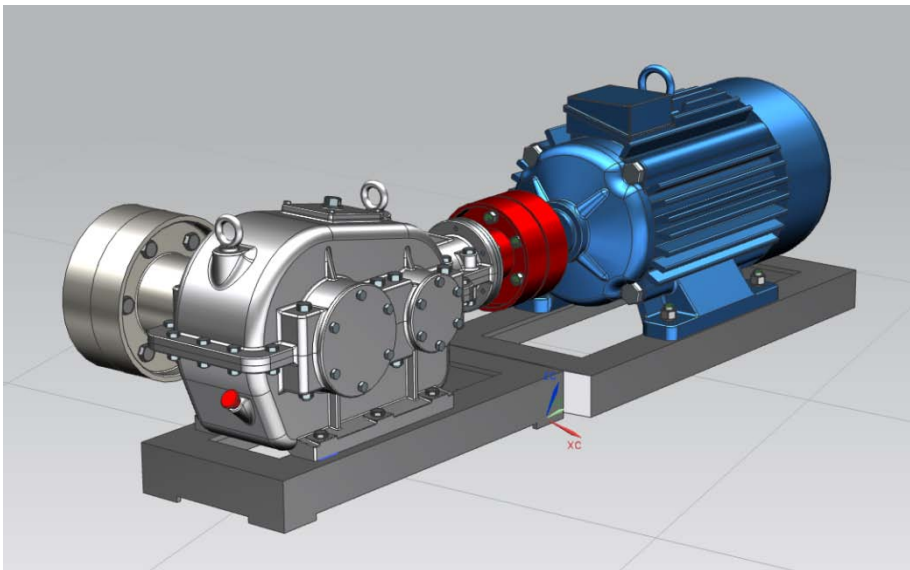
Z uwagi, że nośność C_{Bwym} była obliczona w oparciu o wartości F_{rB} , dobrane łożyska 7213B wykazują trwałość nominalną wyższą od wymaganej L_3 .

2.7. Model wirtualny układu napędowego

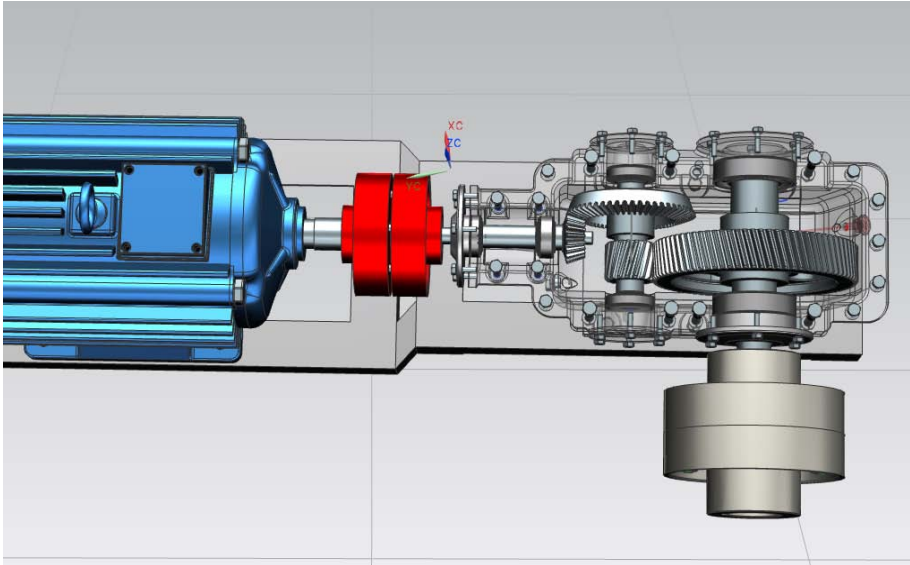
Na rysunkach 2.13-2.16 przedstawiono model obliczonego wcześniej układu napędowego z przekładnią kątowno-walcową. Na rysunkach 2.15-2.16 ukryto pokrywę korpusu przekładni w celu pokazania układu kół zębatach.



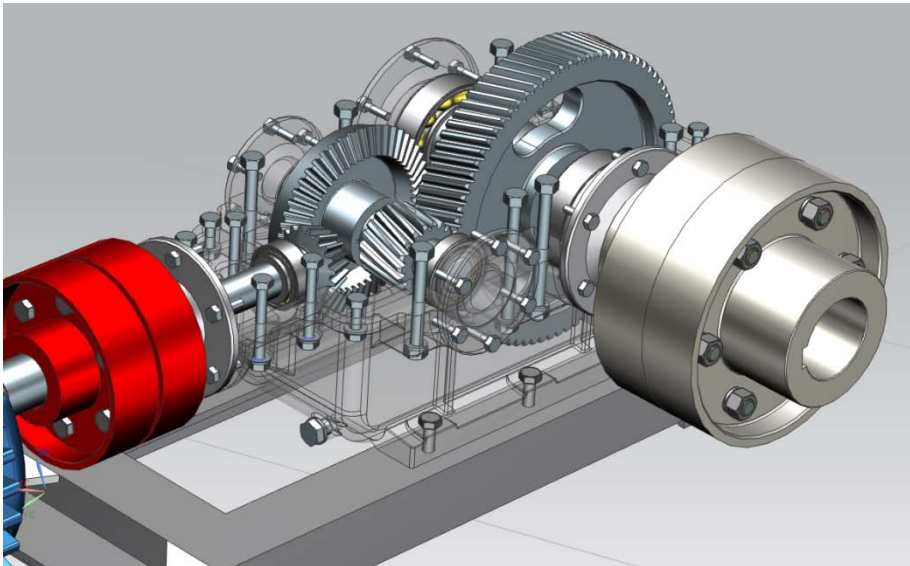
Rysunek 2.13. Układ napędowy z przekładnią kątowno-walcową



Rysunek 2.14. Układ napędowy z przekładnią kątowno-walcową – widok od strony korpusu przekładni



Rysunek 2.15. Układ napędowy z przekładnią kątowo-walcową – widok z ukrytą pokrywą korpusu przekładni



Rysunek 2.16. Układ napędowy z przekładnią kątowo-walcową – widok przekładni

3. Obliczenia układu napędowego z przekładnią ślimakową o wysokiej sprawności

Zaprojektować układ napędowy napędzany silnikiem elektrycznym o mocy $N=11\text{kW}$, przy prędkości $n_1=1460\text{min}^{-1}$. Pozostałe założenia projektowe:

- trwałość uzębień oraz łożysk tocznych: $L_h=11000\text{h}$;
- przełożenie: $u=22,5$;
- założona sprawność: $\eta_z=0,92$;
- założony współczynnik przeciążenia: $K_A=1,25$.

Materiał ślimaka – stal C45, dla której naprężenia dopuszczalne wynoszą: $k_{go}=78\text{MPa}$, $k_{sj}=95\text{MPa}$. Materiał ślimacznicy – brąz CuSn10P, dla którego wartości naprężeń wynoszą: $\sigma_{HP}=190\text{MPa}$, $\sigma_{FP}=70\text{MPa}$ (Tabela 1). Przyjęto liczbę zębów ślimaka, $z_1=2$, zatem liczba zębów ślimacznicy:

$$z_2 = u \cdot z_1$$

$$z_2 = 22,5 \cdot 2 = 45$$

Tabela 1. Naprężenia dopuszczalne dla wybranych materiałów kół ślimakowych

Materiał koła	Metoda odlewu	σ_{HP} [MPa]							σ_{FP} [MPa]
		Prędkość poślizgu V_s [m/s]							
		0,5	1	2	3	4	6	8	
CuSn10P	w piasku	130							50
CuSn10P	w kokili	190							70
CuSn10	odlew odśrodkowy	210							70
CuAl9Fe3	w piasku	250	230	210	180	160	120	90	80
En-GJL-300	-	130	115	87	-	-	-	-	38
En-GJL-250	-	115	100	73	-	-	-	-	34

Źródło: Mazanek E. *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2005

Współczynnik kształtu powierzchni styku założono $Z_H=1,9$. Celem uzyskania założonej wysokiej sprawności zazębienia przyjęto kąt wzniosu linii zwojów ślimaka $\gamma=16^\circ$.

3.1. Obliczenia geometryczne przekładni ślimakowej

3.1.1. Określenie odległości osi kół przekładni

Wstępnie wyznaczona odległość osi kół przekładni wynosi:

$$a_w = 138 \cdot (u + \operatorname{ctg} \gamma) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot \eta \cdot K_H \cdot Z_H^2}{\sigma_{HP}^2 \cdot u}}$$

przy czym, moment obrotowy:

$$M_1 = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n_1} \cdot 10^3$$

$$M_1 = \frac{30 \cdot 11}{\pi \cdot 1460} \cdot 10^3 = 71,947 \text{ Nm}$$

współczynnik eksploatacji: $K_H=1,4$

Zatem:

$$a_w = 138 \cdot (22,5 + \operatorname{ctg} 16^\circ) \cdot \sqrt[3]{\frac{71,947 \cdot 0,92 \cdot 1,4 \cdot 1,9^2}{190^2 \cdot 22,5}} = 266,8 \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowaną odległość osi $a_w=280 \text{ mm}$.

3.1.2. Obliczenia modułu osiowego m_x

Moduł osiowy:

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

przy czym przyjęta wartość współczynnika korekcji wynosi $x=-0,5$, zatem:

$$m_x = \frac{280}{\frac{2}{2}(22,5 + \operatorname{ctg} 16^\circ) - 0,5} = 10,986 \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowaną wartość modułu osiowego $m_x=11 \text{ mm}$.

3.1.3. Obliczenia kąta wzniosu linii śrubowej γ , kąta zarysu α_x oraz modułu normalnego m_n .

Dla przyjętych wartości odległości osi a_w wyznaczamy:

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{2}{z_1} \left(\frac{a_w}{m_x} - x \right) - u$$

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{2}{2} \left(\frac{280}{11} + 0.5 \right) - 22,5 = 3,455$$

$$\gamma = 16,144^\circ$$

Kąt zarysu w przekroju osiowym:

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 16,144^\circ}$$

Moduł w przekroju normalnym:

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma$$

$$m_n = 11 \cdot \cos 16,144^\circ = 10,566 \text{ mm}$$

3.1.4. Wymiary ślimaka

Średnica podziałowa ślimaka d_1 :

$$d_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma}$$

$$d_1 = \frac{11 \cdot 2}{\operatorname{tg} 16,144} = 76 \text{ mm}$$

Wysokość głowy oraz stopy h_{a1} , h_{f1} :

$$h_{a1} = m_n$$

$$h_{a1} = 10,566 \text{ mm}$$

$$h_{f1} = 1,2 \cdot m_n$$

$$h_{f1} = 1,2 \cdot 10,566 = 12,679 \text{ mm}$$

Średnica zewnętrzna d_{a1} oraz stóp d_{f1} :

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1}$$

$$d_{a1} = 76 + 2 \cdot 10,566 = 97,13\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1}$$

$$d_{f1} = 76 - 2 \cdot 12,679 = 50,64\text{mm}$$

Długość ślimaka:

$$l_s = 2 \cdot m_x (1 + \sqrt{z_2})$$

$$l_s = 2 \cdot 11 (1 + \sqrt{45}) = 169,6\text{mm}$$

Przyjęto $l_s = 170\text{mm}$

3.1.5. Wymiary ślimacznicy

Średnica podziałowa ślimacznicy d_2 :

$$d_2 = m_x \cdot z_2$$

$$d_2 = 11 \cdot 45 = 495\text{mm}$$

Wysokość głowy oraz stopy h_{a2} , h_{f2} :

$$h_{a2} = (1 + x) m_n$$

$$h_{a2} = (1 - 0,5) \cdot 10,566 = 5,283\text{mm}$$

$$h_{f2} = (1,2 - x) \cdot m_x$$

$$h_{f2} = (1,2 + 0,5) \cdot 10,566 = 17,962\text{mm}$$

Średnica zewnętrzna d_{a2} oraz stóp d_{f2} :

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2}$$

$$d_{a2} = 495 + 2 \cdot 5,283 = 505,57\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2}$$

$$d_{f2} = 495 - 2 \cdot 17,962 = 459,08\text{mm}$$

Kąt opasania ślimaka przez wieniec ślimacznicy:

$$\nu = \arccos\left(\frac{d_1 + 2 \cdot x \cdot m_x}{d_{a1}}\right)$$

$$\nu = \arccos\left(\frac{76 - 2 \cdot 0,5 \cdot 11}{97,13}\right) = 47,99^\circ$$

Średnica naroży d_{ae2} :

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot w_2$$

przy czym:

$$w_2 = 0,5 \cdot m_x$$

Zatem:

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot 0,5 \cdot m_x$$

$$d_{ae2} = 505,57 + 2 \cdot 0,5 \cdot 11 = 516,57 \text{ mm}$$

Szerokość uzębionej części wieńca ślimaczniczy:

$$b = \sqrt{d_{a1}^2 - (d_1 + 2 \cdot x \cdot m_x)^2}$$

$$b = \sqrt{97,13^2 - (76 - 2 \cdot 0,5 \cdot 11)^2} = 72,18 \text{ mm}$$

Całkowita szerokość wieńca b_c :

$$b_c = b + m_x$$

$$b_c = 72,18 + 11 = 83,18 \text{ mm}$$

Przyjęto szerokość $b_c = 84 \text{ mm}$.

3.2. Obliczenia sprawności przekładni

Prędkość obwodowa ślimaka:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60}$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 1460 \cdot 0,076}{60} = 5,81 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Prędkość poślizgu:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma}$$

$$V_s = \frac{5,81}{\cos 16,144^\circ} = 6,05 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Z wykresu 6.6 [5] odczytujemy dla ślimaka szlifowanego (krzywa 2) oraz $V_s=6,05\text{m/s}$ współczynnik tarcia $\mu=0,02$.

Pozorny kąt tarcia:

$$\rho' = \text{arctg} \left(\frac{\mu}{\cos \alpha_n} \right)$$

$$\rho' = \text{arctg} \left(\frac{0,02}{\cos 20^\circ} \right) = 1,22^\circ$$

Sprawność zazębienia:

$$\eta_z = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$$

$$\eta_z = \frac{\text{tg} 16,144^\circ}{\text{tg}(16,144^\circ + 1,22^\circ)} = 0,926$$

3.3. Obliczenia sprawdzające przekładni

3.3.1. Obliczenia wartości składowych siły międzyzębnej

Siła obwodowa ślimaka:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_1}$$

przy czym:

$$M_{o1} = M_1 \cdot K_A$$

$$M_{o1} = 71,947 \cdot 1,25 = 89,934 \text{Nm}$$

zatem:

$$F_1 = \frac{2 \cdot 89934}{76} = 2366,7 \text{N}$$

Siła osiowa obciążająca ślimak:

$$F_{x1} = \frac{F_1}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$$

$$F_{x1} = \frac{2366,7}{\operatorname{tg}(16,144^\circ + 1,22^\circ)} = 7568,8\text{N}$$

Siła promieniowa:

$$F_{r1} = F_{x1} \operatorname{tg} \alpha_x$$

$$F_{r1} = 7568,8 \cdot \operatorname{tg} 20,75^\circ = 2867,9\text{N}$$

3.3.2. Wyznaczenie naprężeń kontaktowych σ_H

Naprężenia kontaktowe w strefie zazębienia zębów ślimaka i ślimacznicy wynoszą:

$$\sigma_H = \frac{30800}{u} \sqrt{\left(\frac{u + \operatorname{ctg} \gamma}{a_w}\right)^3 \cdot \frac{1}{2 \cdot v} \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin(2 \cdot \alpha_x)} \cdot M_2 \cdot K_H}$$

przy czym moment M_2 wynosi:

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_z \cdot u$$

$$M_2 = 71,947 \cdot 0,926 \cdot 22,5 = 1499,016\text{Nm}$$

współczynnik K_H :

$$K_H = K_V \cdot K_\beta$$

przy czym:

$$K_\beta = 1$$

$$K_V = 1 + \frac{\sqrt{V_s}}{A}$$

Z uwagi na prędkość poślizgu $V_s = 6,05\text{m/s}$ przyjęto wartość stałej $A = 7$ zatem:

$$K_V = 1 + \frac{\sqrt{6,05}}{7} = 1,35$$

$$K_H = 1,35 \cdot 1 = 1,35$$

Naprężenia σ_H wynoszą:

$$\sigma_H = \frac{30800}{22,5} \sqrt{\left(\frac{22,5 + \operatorname{ctg} 16,144^\circ}{280}\right)^3 \cdot \frac{1}{2 \cdot 47,99^\circ} \cdot \frac{\sin 16,144^\circ}{\sin(2 \cdot 20,75^\circ)} \cdot 1499,016 \cdot 1,35}$$

$$\sigma_H = 114,91 \text{MPa}$$

3.3.3. Naprężenia zginające u podstawy zęba ślimacznicy σ_F

Naprężenia σ_F wyznaczono według wzoru:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_2 \cdot K_F}{b \cdot m_n}$$

przy czym, współczynnik kształtu zęba Y_F zależy od zastępczej liczby zębów ślimacznicy:

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

$$z_{v2} = \frac{45}{\cos^3(16,144^\circ)} = 50,77$$

$$Y_F = 1,45$$

Tabela 2. Współczynnik kształtu Y_F w funkcji zastępczej liczby zębów ślimacznicy z_v

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

Źródło: Mazanek E. *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2005

współczynnik liczby przyporu Y_ε :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cdot \xi'}$$

Zakładając:

$$\varepsilon_\alpha = 1,8$$

$$\xi' = 0,75$$

otrzymamy:

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

współczynnik kąta linii zęba Y_β :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{120^\circ}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{16,144^\circ}{120^\circ} = 0,865$$

Siła obwodowa $F_2 = F_{x1} = 7568,8\text{N}$, moduł normalny $m_n = 10,566\text{mm}$, współczynnik eksploatacyjny $K_F = K_H = 1,35$. Zatem wartość naprężeń u podstawy zęba wyniesie:

$$\sigma_F = 1,45 \cdot 0,74 \cdot 0,865 \cdot \frac{7568,8 \cdot 1,35}{72,18 \cdot 10,566} = 13,4\text{MPa} < \sigma_{FP} = 70\text{MPa}$$

3.4. Obliczenia cieplne

Obliczenia cieplne przekładni ślimakowej mają za zadanie wyznaczenie wymaganego pola powierzchni korpusu umożliwiającego odprowadzenie ciepła wytworzonego w trakcie eksploatacji przekładni.

Moc tarcia N_t :

$$N_t = N(1 - \eta_c)$$

gdzie: η_c - sprawność ogólna przekładni

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_p$$

Przyjęto sprawność łożyskowania ślimaka i ślimacznicy $\eta_p = 0,96$, zatem:

$$N_t = 11 \cdot (1 - 0,926 \cdot 0,96) = 1,221\text{kW}$$

Ciepło wytworzone w przekładni podczas pracy:

$$Q = 3600 \cdot N_t$$

$$Q = 3600 \cdot 1,221 = 4395,6 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Wymagana powierzchnia obudowy:

$$A \geq \frac{Q}{15 \cdot (T - T_0)^{1,3}}$$

gdzie: T - temperatura ścian korpusu [K], T_0 - temperatura otoczenia [K].

Przyjęto wartości : $T=343\text{K}$, $T_0=293\text{K}$, zatem:

$$A \geq \frac{4395,6}{15 \cdot (343-293)^{1,3}} = 1,812\text{m}^2$$

3.5. Obliczenia wałka ślimaka

3.5.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c1}

Średnica obliczeniowa czopa:

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 89934}{\pi \cdot 95}} = 16,89\text{mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto:

$$d_{c1} = 30\text{mm}$$

Średnicę powierzchni uszczelniającej:

$$d_{u1} = 35\text{mm}$$

Średnice czopów łożysk:

$$d_A = d_B = 40\text{mm}$$

Średnicę powierzchni swobodnej:

$$d_{sw} = 50\text{mm}$$

3.5.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimaka

Długość obliczeniowa wpustu:

$$l_o \geq \frac{4M_{o1}}{d_{c1} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

Ze względu na wartość średnicy czopa $d_{c1}=30\text{mm}$ przyjęto wpust o przekroju: $b \times h = 8 \times 7\text{mm}$. Założona wartość nacisków dopuszczalnych $p_{dop}=110\text{MPa}$.

Zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 89934}{30 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 110} = 15,57\text{mm}$$

Długość całkowita:

$$l = l_o + b$$

$$l = 15,57 + 8 = 23,57\text{mm}$$

Przyjęto wpust A8x7x28. Biorąc pod uwagę, że średnica stóp ślimaka $d_{f1}=50,64\text{mm}$ znacznie przekracza obliczoną wartość d_{c1} , geometria ślimaka jest prawidłowa.

3.6. Obliczenia wałka ślimacznicy

3.6.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c2}

Średnicę czopa wyjściowego wyznaczono na podstawie zależności:

$$d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

Zakładając, że wałek ślimacznicy wykonany będzie ze stali gatunku C45, dla której $k_{sj}=95\text{MPa}$, moment obliczeniowy skręcający M_{o2} wynosi:

$$M_{o2} = M_{o1} \cdot \eta_c \cdot \frac{z_2}{z_1}$$

$$M_{o2} = 89,934 \cdot 0,89 \cdot \frac{45}{2} = 1800,928\text{Nm}$$

zatem:

$$d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1800928}{\pi \cdot 95}} = 45,88\text{mm}$$

Przyjęto:

$$d_{c2} = 60\text{mm}$$

Średnica powierzchni uszczelniającej:

$$d_{u2} = 68\text{mm}$$

Średnice czopów łożysk:

$$d_A = d_B = 70\text{mm}$$

Średnica czopa piasty koła ślimakowego:

$$d_{p2} = 75\text{mm}$$

3.6.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimacznicy

Długość obliczeniowa wpustu:

$$l_o \geq \frac{4M_{o2}}{d_{c2} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

Z uwagi na średnicę czopa $d_{c2}=60\text{mm}$ przyjęto wpust o przekroju: $b \times h = 18 \times 11\text{mm}$. Założona wartość nacisków dopuszczalnych $p_{dop}=110\text{MPa}$.

Zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 1800928}{60 \cdot 11 \cdot 1 \cdot 110} = 99,2\text{mm}$$

Długość całkowita:

$$l = l_o + b$$

$$l = 99,2 + 18 = 117,2\text{mm}$$

Przyjęto wpust o A18x11x125. Znormalizowana długość czopa wynosi $l_{c2}=140\text{mm}$.

3.6.3. Dobór wpustu czopa osadczego piasty ślimacznicy

Z uwagi na średnicę czopa osadczego $d_{p2}=75\text{mm}$ przyjęto wpust o przekroju: $b \times h = 22 \times 14\text{mm}$. Założona wartość nacisków dopuszczalnych $p_{dop}=110\text{MPa}$.

Długość obliczeniowa wyniesie:

$$l_o \geq \frac{4M_{o2}}{d_{p2} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 1800928}{75 \cdot 14 \cdot 1 \cdot 110} = 62,37\text{mm}$$

Całkowita długość obliczeniowa:

$$l = l_o + b$$

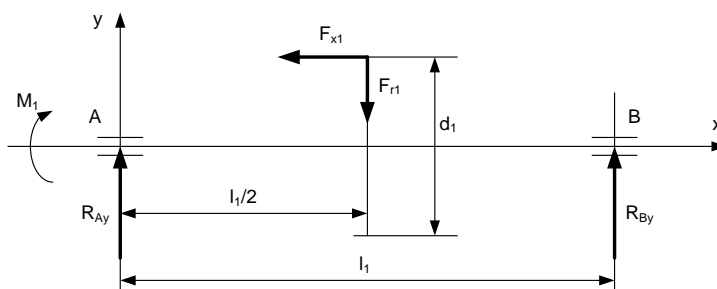
$$l = 62,37 + 22 = 84,37 \text{ mm}$$

Przyjęto wpust A22x14x90. Z uwagi na długość wpustu $l=90\text{mm}$, długość czopa osadczego przyjęto $l_{p2}=95\text{mm}$.

3.7. Wyznaczenie reakcji w miejscach podparcia wałków

3.7.1. Reakcje wałka czynnego (ślimaka)

Schemat obciążenia wałka czynnego przedstawia rysunek 3.1.



Rysunek 3.1. Schemat obciążenia wałka czynnego w płaszczyźnie x-y

Założono rozstaw podpór:

$$l_1 = d_{a2} + 30$$

$$l_1 = 505,57 + 30 = 535,57 \text{ mm}$$

Przyjęto:

$$l_1 = 535 \text{ mm}$$

Równanie momentów względem punktu B:

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot l_1 - F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1}$$

$$R_{Ay} = \frac{7568,8 \cdot \frac{76}{2} + 2867,9 \cdot \frac{535}{2}}{535} = 1971,5 \text{ N}$$

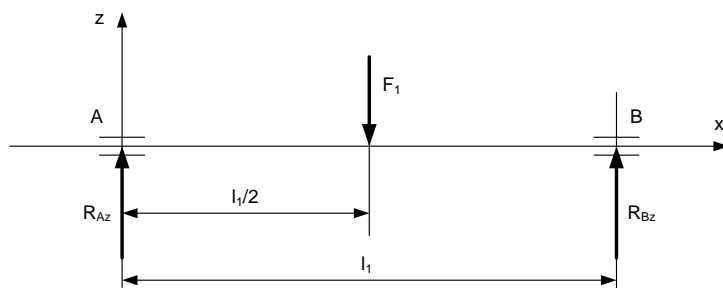
Równanie rzutów sił na oś „y”:

$$\sum P_{iy} = R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0$$

$$R_{By} = F_{r1} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 2867,9 - 1971,5 = 896,4\text{N}$$

Na rysunku 3.2 przedstawiono schemat obciążenia wałka czynnego w płaszczyźnie działania siły obwodowej F_1 .



Rysunek 3.2. Schemat obciążenia wałka czynnego w płaszczyźnie x-z

Z uwagi na symetryczny układ obciążenia

$$R_{Az} = R_{Bz} = 0,5 \cdot F_1$$

$$R_{Az} = R_{Bz} = 0,5 \cdot 2366,7 = 1183,4\text{N}$$

Reakcje wypadkowe wynoszą zatem:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{1971,5^2 + 1183,4^2} = 2299,4\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{896,4^2 + 1183,4^2} = 1484,6\text{N}$$

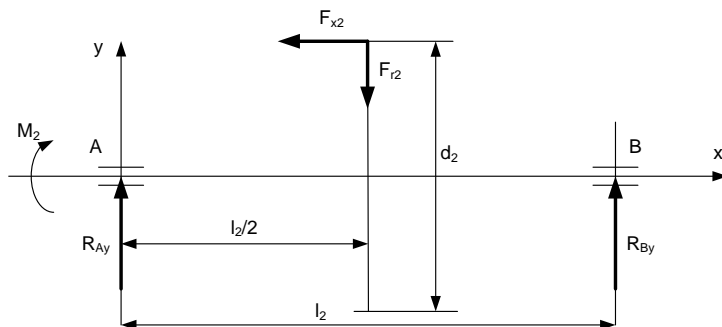
3.7.2. Reakcje wałka biernego (ślimacznicy)

Z uwagi na szerokość piasty ślimacznicy związaną z długością czopa osadczego $l_{p2}=95\text{mm}$, oraz ukształtowaniem wału w kierunku osiowym przyjęto rozstaw podpór wałka biernego:

$$l_2 = l_{p2} + 55\text{mm}$$

$$l_2 = 95 + 55 = 150\text{mm}$$

Schemat obciążenia wałka ślimacznicy w płaszczyźnie x-y przedstawia rysunek 3.3.



Rysunek 3.3. Schemat obciążenia wałka ślimacznicy w płaszczyźnie x-y

przy czym:

$$F_{x2} = F_1$$

$$F_{x2} = 2366,7\text{N}$$

$$F_{r2} = F_{r1}$$

$$F_{r2} = 2867,9\text{N}$$

Równanie momentów względem punktu B:

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot l_2 - F_{x2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2} = 0$$

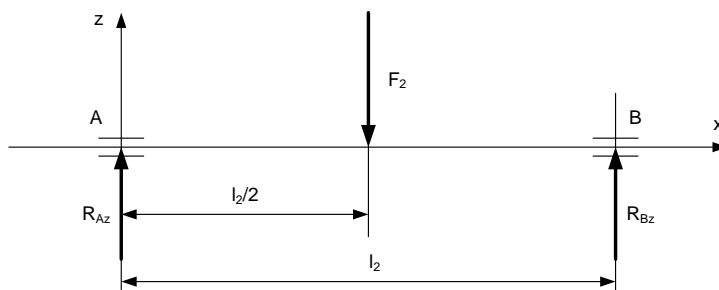
$$R_{Ay} = \frac{F_{x2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}$$

$$R_{Ay} = \frac{2366,7 \cdot \frac{495}{2} + 2867,9 \cdot \frac{150}{2}}{150} = 5339\text{N}$$

$$R_{By} = F_{r2} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 2867,9 - 5339 = -2471,1\text{N}$$

Na rysunku 3.4 pokazano schemat obciążenia wałka ślimacznicy w płaszczyźnie występowania siły obwodowej (płaszczyzna x-z).



Rysunek 3.4. Schemat obciążenia wału ślimacznicy w płaszczyźnie x-z

Ze względu na symetryczny układ obciążenia:

$$R_{Az} = R_{Bz} = 0,5 \cdot F_2$$

przy czym,

$$|F_2| = |F_{x1}|$$

$$F_2 = 7568,8\text{N}$$

zatem,

$$R_{Az} = R_{Bz} = 0,5 \cdot 7568,8 = 3784,4\text{N}$$

Reakcje wypadkowe:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{5339^2 + 3784,4^2} = 6544,2\text{N}$$

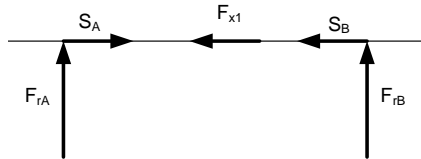
$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{2471,1^2 + 3784,4^2} = 4519,7\text{N}$$

3.8. Dobór łożysk wałków

3.8.1. Dobór łożysk wałka czynnego

Założono, że wałek ślimaka łożyskowany będzie w dwóch łożyskach stożkowych zamontowanych w układzie „X”. Schemat obciążenia układu przedstawiono na rysunku 3.5.



Rysunek 3.5. Schemat układu łożysk ślimaka

W celu zaprojektowania łożyskowania wałka przyjęto poniższe wartości. Trwałość wymagana:

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}$$

$$L_1 = \frac{60 \cdot 1460 \cdot 11000}{10^6} = 963,6 \text{ mln obr.}$$

Średnice czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 40 \text{ mm}$$

Wartości reakcji w miejscach podparcia wału:

$$R_A = 2299,4 \text{ N}$$

$$R_B = 1484,6 \text{ N}$$

Obciążenie wzdłużne wału:

$$F_{x1} = 7568,8 \text{ N}$$

Wstępnego doboru wielkości łożysk dokonano w oparciu o założenie, że węzeł „A” będzie obciążony w sposób złożony. Obciążenie poprzeczne:

$$F_{rA} = R_A$$

$$F_{aA} = F_{x1}$$

Obciążenie zastępcze węzła „A”:

$$P_A = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}$$

$$P_A = 0,4 \cdot 2299,4 + 1,6 \cdot 7568,8 = 13029,8\text{N}$$

Wymagana nośność dynamiczna:

$$C_A = P_A \sqrt[10]{L_1}$$

$$C_A = 13029,8 \cdot \sqrt[10]{963,6} = 102375,9\text{N}$$

Wybrano dwa łożyska stożkowe 33208/Q o nośności dynamicznej $C=105000\text{N}$, parametry $Y=1,7$ oraz $e=0,37$. Wartości wewnętrznych sił wzdłużnych:

$$S_A = \frac{F_{rA}}{2Y}$$

$$S_A = \frac{2299,4}{2 \cdot 1,7} = 676,3\text{N}$$

$$S_B = \frac{F_{rB}}{2Y}$$

$$S_B = \frac{1484,6}{2 \cdot 1,7} = 436,6\text{N}$$

$$S_B + F_{x1} > S_A$$

Zatem dociążane jest łożysko „A”, a odciążane „B”. Obciążenia wzdłużne wynoszą:

$$F_{aA} = S_B + F_{x1}$$

$$F_{aA} = 436,6 + 7568,8 = 8005,4\text{N}$$

$$F_{aB} = S_B$$

$$F_{aB} = 436,6\text{N}$$

W przypadku węzła „A” stosunek wynosi:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} > e = 0,37$$

W przypadku węzła „B” stosunek wynosi:

$$\frac{F_{dB}}{F_{rB}} < e = 0,37$$

Obciążenia zastępcze wynoszą odpowiednio:

$$P_A = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{dA}$$

$$P_A = 0,4 \cdot 2299,4 + 1,7 \cdot 8005,4 = 14528,9\text{N}$$

$$P_B = F_{rB}$$

$$P_B = 1484,6\text{N}$$

Wymagana nośność dynamiczna przypadku łożyska „A” wynosi:

$$C_A = P_A \sqrt[10]{L_1}$$

$$C_A = 14528,9 \cdot \sqrt[10]{963,6} = 114366\text{N}$$

Uzyskany wynik pozwala na podjęcie decyzji o przyjęciu łożyska 32308J2/Q o nośności katalogowej 117000N.

3.8.2. Dobór łożysk wałka ślimacznicy

W celu prawidłowego doboru łożyska wałka przyjęto poniższe dane.
Trwałość wymagana:

$$L_2 = L_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

$$L_2 = 963,6 \cdot \frac{2}{45} = 42,827\text{mln obr.}$$

Średnice czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 70\text{mm}$$

Obciążenia poprzeczne węzła łożyskowego:

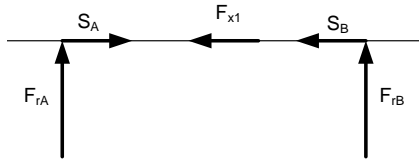
$$F_{rA} = R_A = 6544,2\text{N}$$

$$F_{rB} = R_B = 4519,7\text{N}$$

Obciążenie wzdłużne wału:

$$F_{x2} = 2366,7\text{N}$$

Założono, że wał łożyskowany będzie w łożyskach kulkowych skośnych zamontowanych w układzie „X”. Schemat układu przedstawia rysunek 3.6.



Rysunek 3.6. Schemat układu łożysk ślimacznicy

Wstępnie założono, że węzeł „A” obciążony będzie jedynie poprzecznie, zatem:

$$C_{Awym} = P_A \sqrt[3]{L_2} = F_{rA} \sqrt[3]{L_2}$$

$$C_{Awym} = 6544,2 \cdot \sqrt[3]{42,827} = 22896\text{N}$$

Wybrano dwa łożyska 7214B o nośności dynamicznej $C=71500\text{N}$. Wartość wewnętrznych obciążeń wzdłużnych:

$$S_A = \frac{F_{rA}}{2Y}$$

$$S_A = \frac{6544,2}{2 \cdot 0,57} = 5740,5\text{N}$$

$$S_B = \frac{F_{rB}}{2Y}$$

$$S_B = \frac{4519,7}{2 \cdot 0,57} = 3964,6\text{N}$$

$$S_B + F_{x2} > S_A$$

Zatem dociążane jest łożysko „A”, odciążane „B”. Obciążenia wzdłużne poszczególnych łożysk wynoszą:

$$F_{aA} = S_B + F_{x2}$$

$$F_{aA} = 3964,6 + 2366,7 = 6331,3\text{N}$$

$$F_{aB} = S_B$$

$$F_{aB} = 3964,6\text{N}$$

W przypadku węzła „A” stosunek:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{6331,3}{6544,2} = 0,967$$

$$e = 1,14$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} < e$$

W przypadku węzła „B” stosunek:

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{3964,6}{4519,7} = 0,877$$

$$e = 1,14$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} < e$$

Obciążenia zastępcze wynoszą:

$$P_A = F_{rA}$$

$$P_A = 6544,2\text{N}$$

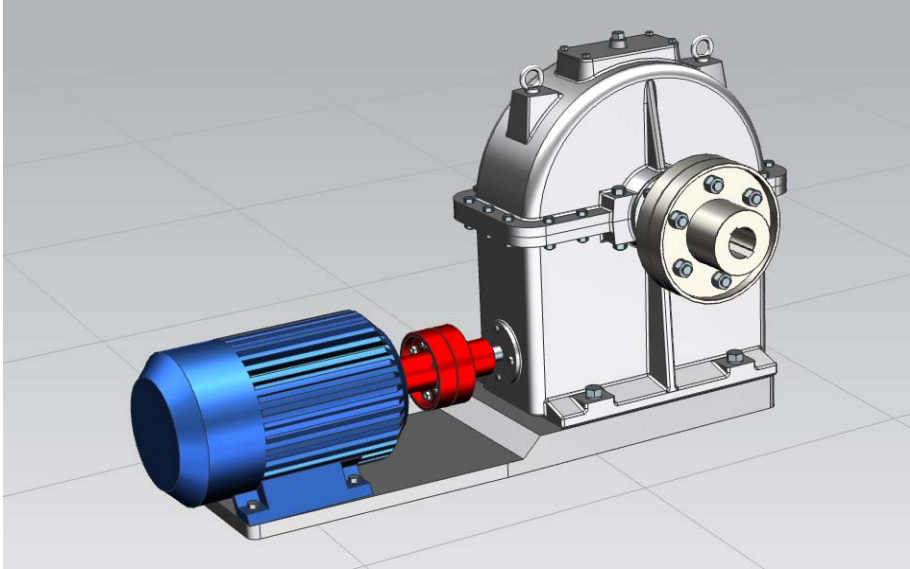
$$P_B = F_{rB}$$

$$P_B = 4519,7\text{N}$$

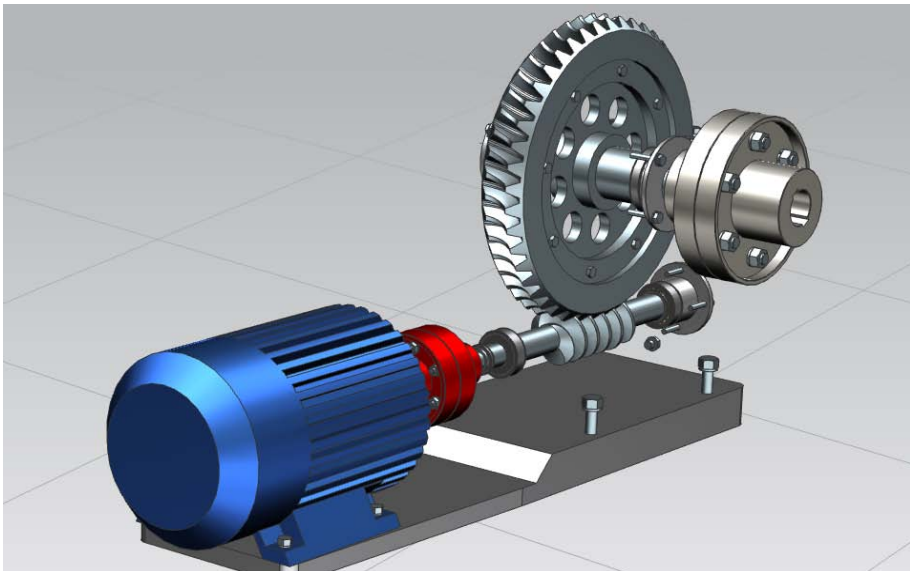
Wybrano łożysko z katalogu posiadające trwałość nominalną znacznie przekraczającą wymaganą. Są to jednak łożyska o najniższej nośności dynamicznej w grupie łożysk o średnicy $d=70\text{mm}$.

3.9. Model wirtualny układu napędowego

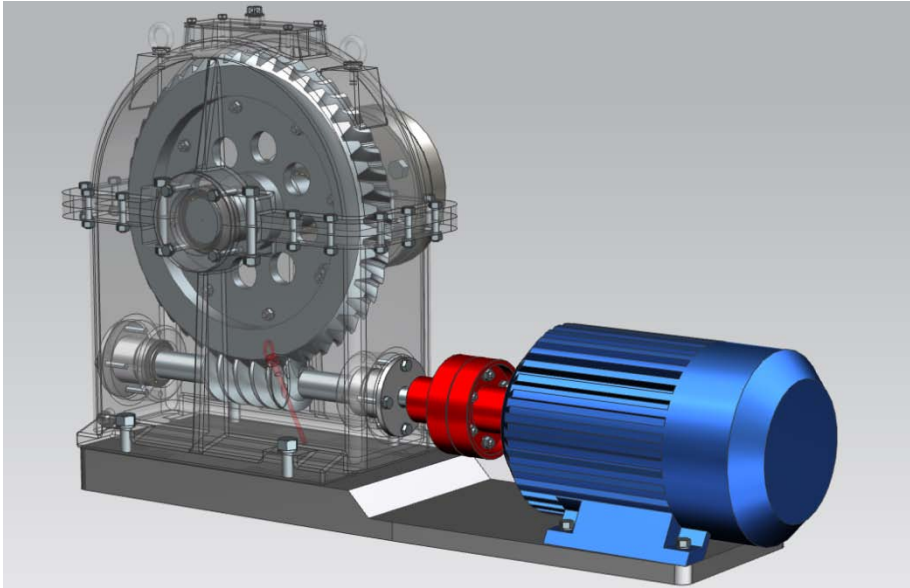
Na rysunkach 3.7-3.9 przedstawiono model układu napędowego z przekładnią ślimakową wysokosprawną.



Rysunek 3.7. Układ napędowy z przekładnią ślimakową wysokosprawną



**Rysunek 3.8. Układ napędowy z przekładnią ślimakową wysokosprawną –
widok ślimaka i koła ślimakowego**



Rysunek 3.9. Układ napędowy z przekładnią ślimakową wysokosprawną – widok wnętrza przekładni

4. Obliczenia układu napędowego z przekładnią ślimakową samohamowną

Zaprojektować układ napędowy napędzany silnikiem elektrycznym o mocy $N=5,5\text{kW}$, przy prędkości $n_1=1450\text{min}^{-1}$. Pozostałe założenia projektowe:

- trwałość uzębień oraz łożysk tocznych: $L_h=10500\text{h}$,
- przełożenie: $u=30$,
- założony współczynnik przeciążenia: $K_A=1,25$.

Materiał ślimaka – stal C45, dla której naprężenia dopuszczalne wynoszą: $k_{go}=78\text{MPa}$, $k_{sj}=95\text{MPa}$. Materiał ślimacznicy – brąz CuSn10P, dla którego wartości naprężeń wynoszą: $\sigma_{HP}=190\text{MPa}$, $\sigma_{FP}=70\text{MPa}$. Przyjęto liczbę zębów ślimaka, $z_1=1$, zatem liczba zębów ślimacznicy:

$$z_2 = u \cdot z_1$$

$$z_2 = 30 \cdot 1 = 30$$

Współczynnik kształtu powierzchni styku założono $Z_H=0,78$. Kąt wzniosu linii śrubowej wynika z założonej wartości współczynnika tarcia $\mu_{stat}=0,06$.

Warunek samohamowności:

$$\gamma < \rho'$$

$$\rho' = \text{arctg} \left(\frac{\mu}{\cos \alpha_n} \right)$$

$$\rho' = \text{arctg} \left(\frac{0,06}{\cos 20^\circ} \right) = 3,65^\circ$$

Przyjęto:

$$\gamma = 2,7^\circ$$

4.1. Obliczenia geometryczne przekładni ślimakowej

4.1.1. Określenie odległości osi kół przekładni

Wstępnie wyznaczona odległość osi kół przekładni wynosi:

$$a_w = 138 \cdot (u + \text{ctg} \gamma) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot \eta \cdot K_H \cdot Z_H^2}{\sigma_{HP}^2 \cdot u}}$$

przy czym moment obrotowy:

$$M_l = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n_l} \cdot 10^3$$

$$M_l = \frac{30 \cdot 5,5}{\pi \cdot 1450} \cdot 10^3 = 36,224 \text{ Nm}$$

Współczynnik eksploatacji:

$$K_H = 1,4$$

Sprawność ogólna przekładni:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_p$$

przy czym sprawność zazębienia:

$$\eta_z = \frac{\text{tg}(\gamma)}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$$

gdzie:

$$\rho' = \text{arctg}\left(\frac{\mu}{\cos \alpha_n}\right)$$

$$\rho' = \text{arctg}\left(\frac{0,03}{\cos(20^\circ)}\right) = 1,83^\circ$$

$$\eta_z = \frac{\text{tg}(2,7^\circ)}{\text{tg}(2,7^\circ + 1,83^\circ)} = 0,595$$

sprawność łożyskowania:

$$\eta_p = 0,96$$

Zatem sprawność ogólna przekładni wyniesie:

$$\eta = 0,595 \cdot 0,96 = 0,57$$

Odległość osi kół wynosi:

$$a_w = 138 \cdot (30 + \text{ctg} 2,7^\circ) \cdot \sqrt[3]{\frac{36,224 \cdot 0,57 \cdot 1,4 \cdot 0,78^2}{190^2 \cdot 30}} \approx 178,94 \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowaną odległość osi $a_w = 180 \text{ mm}$.

4.1.2. Obliczenia modułu osiowego m_x

Moduł osiowy:

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

przy czym wartość współczynnika korekcji $x=0$, zatem:

$$m_x = \frac{180}{\frac{1}{2} \cdot (30 + \operatorname{ctg} 2,7^\circ) + 0} = 7,03 \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowaną wartość modułu osiowego $m_x=7 \text{ mm}$.

4.1.3. Obliczenia kąta wzniosu linii śrubowej γ , kąta zarysu α_x oraz modułu normalnego m_n

Dla przyjętych wartości odległości osi a_w , wyznaczamy:

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

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{2}{1} \cdot \left(\frac{180}{7} - 0 \right) - 30 \approx 21,43$$

$$\gamma = \operatorname{arcctg}(21,43)$$

$$\gamma = 2,672^\circ = 2^\circ 40'$$

Kąt zarysu w przekroju osiowym:

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos(2,672^\circ)}$$

$$\alpha_x = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 2,672^\circ} \right)$$

$$\alpha_x = 20,02^\circ$$

Moduł w przekroju normalnym:

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma$$

$$m_n = 7 \cdot \cos(2,672^\circ) = 6,992\text{mm}$$

4.1.4. Wymiary ślimaka

Średnica podziałowa ślimaka d_1 :

$$d_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma}$$

$$d_1 = \frac{7 \cdot 1}{\operatorname{tg} 2,67^\circ} = 150\text{mm}$$

Wysokości głowy oraz stopy h_{a1} , h_{f1} :

$$h_{a1} = m_x$$

$$h_{a1} = 7\text{mm}$$

$$h_{f1} = 1,2 \cdot m_x$$

$$h_{f1} = 1,2 \cdot 7 = 8,4\text{mm}$$

Średnica zewnętrzna d_{a1} oraz stóp d_{f1} :

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1}$$

$$d_{a1} = 150 + 2 \cdot 7 = 164\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1}$$

$$d_{f1} = 150 - 2 \cdot 8,4 = 133,2\text{mm}$$

Długość ślimaka:

$$l_s = 2 \cdot m_x (1 + \sqrt{z_2})$$

$$l_s = 2 \cdot 7 (1 + \sqrt{30}) = 90,68\text{mm}$$

Przyjęto ostatecznie $l_s = 90\text{mm}$.

4.1.5. Wymiary ślimaczniczy

Średnica podziałowa ślimaczniczy d_2 :

$$d_2 = m_x \cdot z_2$$

$$d_2 = 7 \cdot 30 = 210 \text{ mm}$$

Wysokość głowy oraz stopy h_{a2} , h_{f2} :

$$h_{a2} = (1 + x) m_x$$

$$h_{a2} = (1 + 0) \cdot 7 = 7 \text{ mm}$$

$$h_{f2} = (1.2 - x) \cdot m_x$$

$$h_{f2} = (1.2 - 0) \cdot 7 = 8,4 \text{ mm}$$

Średnica zewnętrzna d_{a2} oraz stóp d_{f2} :

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2}$$

$$d_{a2} = 210 + 2 \cdot 7 = 224 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2}$$

$$d_{f2} = 210 - 2 \cdot 8,4 = 193,2 \text{ mm}$$

Kąt opasania ślimaka przez wieniec ślimacznicy:

$$\nu = \arccos\left(\frac{d_1 + 2 \cdot x \cdot m_x}{d_{a1}}\right)$$

$$\nu = \arccos\left(\frac{150 + 2 \cdot 0 \cdot 7}{164}\right) = 23,85^\circ$$

Średnica naroży d_{ae2} :

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot w_2$$

przy czym:

$$w_2 = 0,5 \cdot m_x$$

zatem:

$$d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot 0,5 \cdot m_x$$

$$d_{ae2} = 224 + 2 \cdot 0,5 \cdot 7 = 231 \text{ mm}$$

Szerokość uzębionej części wieńca ślimacznicy:

$$b = \sqrt{d_{a1}^2 - (d_1 + 2 \cdot x \cdot m_x)^2}$$

$$b = \sqrt{164^2 - (150 + 2 \cdot 0 \cdot 7)^2} = 66,3\text{mm}$$

Całkowita szerokość wieńca b_c :

$$b_c = b + m_x$$

$$b_c = 66,3 + 7 = 73,3\text{mm}$$

Przyjęto szerokość $b_c=75\text{mm}$.

4.2. Obliczenia sprawności przekładni

Prędkość obwodowa ślimaka:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60}$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot 1450 \cdot 0,15}{60} = 11,39 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Prędkość poślizgu:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma}$$

$$V_s = \frac{11,39}{\cos 2,672^\circ} = 11,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Z wykresu 6.6 [5] odczytujemy dla ślimaka szlifowanego (krzywa 2) oraz $V_s=11,4\text{m/s}$ współczynnik tarcia $\mu=0,02$.

Pozorny kąt tarcia:

$$\rho' = \arctg\left(\frac{\mu}{\cos \alpha_n}\right)$$

$$\rho' = \arctg\left(\frac{0,02}{\cos 20^\circ}\right) = 1,22^\circ$$

Sprawność zazębienia:

$$\eta_z = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$$

$$\eta_z = \frac{\text{tg} 2,672^\circ}{\text{tg}(2,672^\circ + 1,22^\circ)} = 0,686$$

4.3. Obliczenia sprawdzające przekładni

4.3.1. Obliczenia wartości składowych siły międzyzębnej

Siła obwodowa ślimaka:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_1}$$

przy czym:

$$M_{o1} = M_1 \cdot K_A$$

$$M_{o1} = 36,224 \cdot 1,25 = 45,280 \text{ Nm}$$

zatem:

$$F_1 = \frac{2 \cdot 45280}{150} = 603,7 \text{ N}$$

Siła osiowa obciążająca ślimak:

$$F_{x1} = \frac{F_1}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$$

$$F_{x1} = \frac{603,7}{\text{tg}(2672^\circ + 1,22^\circ)} = 8873,6 \text{ N}$$

Siła promieniowa:

$$F_{r1} = F_{x1} \text{tg} \alpha_x$$

$$F_{r1} = 8873,6 \cdot \text{tg} 20,02^\circ = 3233,3 \text{ N}$$

4.3.2. Wyznaczenie naprężeń kontaktowych σ_H

Naprężenia kontaktowe w strefie zazębienia zębów ślimaka i ślimacznicy wynoszą:

$$\sigma_H = \frac{30800}{u} \sqrt{\left(\frac{u + \text{ctg} \gamma}{a_w} \right)^3 \cdot \frac{1}{2 \cdot v} \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin(2 \cdot \alpha_x)} \cdot M_2 \cdot K_H}$$

przy czym moment M_2 wynosi:

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_z \cdot u$$

$$M_2 = 36,224 \cdot 0,686 \cdot 30 = 745,490 \text{ Nm}$$

Współczynnik K_H :

$$K_H = K_V \cdot K_\beta$$

przy czym:

$$K_\beta = 1$$

$$K_V = 1 + \frac{\sqrt{V_s}}{A}$$

Z uwagi na prędkość poślizgu $V_s=11,4\text{m/s}$ przyjęto wartość stałej $A=10$ zatem:

$$K_V = 1 + \frac{\sqrt{11,4}}{10} = 1,376$$

$$K_H = 1,376 \cdot 1 = 1,376$$

Naprężenia σ_H wynoszą:

$$\sigma_H = \frac{30800}{30} \sqrt{\left(\frac{30 + \text{ctg}2,672^\circ}{180}\right)^3 \cdot \frac{1}{2 \cdot 30^\circ}} \cdot \sqrt{\frac{\sin 2,672^\circ}{\sin(2 \cdot 20,02^\circ)}} \cdot 745,490 \cdot 1,376 = 173,22\text{MPa}$$
$$\sigma_H = 173,22\text{MPa}$$

4.3.3. Naprężenia zginające u podstawy zęba ślimacznicy σ_F

Naprężenia σ_F wyznaczono według wzoru:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_2 \cdot K_F}{b \cdot m_n}$$

przy czym, współczynnik kształtu zęba Y_F zależy od zastępczej liczby zębów ślimacznicy (Tabela 2):

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$$
$$z_{v2} = \frac{30}{(\cos 2,672^\circ)^3} = 30,1$$

$$Y_F = 1,76$$

współczynnik liczby przyporu Y_ε :

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cdot \xi'}$$

zakładając:

$$\varepsilon_\alpha = 1,8$$

$$\xi' = 0,75$$

otrzymamy

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

współczynnik kąta linii zęba Y_β :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{120^\circ}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{2,672^\circ}{120^\circ} = 0,978$$

Siła obwodowa $F_2 = F_{x1} = 8873,6\text{N}$, moduł normalny $m_n = 6,992\text{mm}$, współczynnik eksploatacyjny $K_F = K_H = 1,376$. Zatem wartość naprężeń u podstawy zęba wyniesie:

$$\sigma_F = 1,76 \cdot 0,74 \cdot 0,978 \cdot \frac{8873,6 \cdot 1,376}{66,3 \cdot 6,992} = 33,55\text{MPa} < \sigma_{FP} = 70\text{MPa}$$

4.4. Obliczenia cieplne

Obliczenia cieplne przekładni ślimakowej mają za zadanie wyznaczenie wymaganego pola powierzchni korpusu umożliwiającego odprowadzenie ciepła wytworzonego w trakcie eksploatacji przekładni.

Moc tarcia N_t :

$$N_t = N(1 - \eta_c)$$

gdzie: η_c - sprawność ogólna przekładni

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_p$$

Przyjęto sprawność łożyskowania ślimaka i ślimacznicy $\eta_p = 0,96$, zatem:

$$N_t = 5,5 \cdot (1 - 0,686 \cdot 0,96) = 1,878 \text{ kW}$$

Ciepło wytworzone w przekładni w ciągu pracy:

$$Q = 3600 \cdot N_t$$

$$Q = 3600 \cdot 1,878 = 6760,8 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Wymagana powierzchnia obudowy:

$$A \geq \frac{Q}{15 \cdot (T - T_0)^{1,3}}$$

gdzie: T - temperatura ścian korpusu [K], T_0 - temperatura otoczenia [K],
przyjęto: $T=343\text{K}$, $T_0=293\text{K}$.

Zatem:

$$A \geq \frac{6760,8}{15 \cdot (343-293)^{1,3}} = 2,787 \text{ m}^2$$

4.5. Obliczenia wałka ślimaka

4.5.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c1}

Średnica obliczeniowa czopa:

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 45280}{\pi \cdot 95}} = 13,44 \text{ mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto:

$$d_{c1} = 20 \text{ mm}$$

Średnica powierzchni uszczelniającej:

$$d_{u1} = 25 \text{ mm}$$

Średnice czopów łożysk:

$$d_A = d_B = 30 \text{ mm}$$

Średnica powierzchni swobodnej:

$$d_{sw} = 38\text{mm}$$

4.5.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimaka

Długość obliczeniowa wpustu:

$$l_o \geq \frac{4M_{o1}}{d_{c1} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

Z uwagi na średnicę czopa $d_{c1}=20\text{mm}$ przyjęto wpust o przekroju: $b \times h = 6 \times 6\text{mm}$. Założona wartość nacisków dopuszczalnych $p_{dop}=110\text{MPa}$.

Zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 45280}{20 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 110} = 13,72\text{mm}$$

Długość całkowita:

$$l = l_o + b$$

$$l = 13,72 + 6 = 19,72\text{mm}$$

Przyjęto wpust A6x6x20.

4.6. Obliczenia wałka ślimacznicy

4.6.1. Średnica czopa wyjściowego d_{c2}

Średnicę czopa wyjściowego wyznaczamy na podstawie zależności:

$$d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot k_{sj}}}$$

Zakładając, że wałek ślimacznicy wykonany będzie ze stali gatunku C45, dla której $k_{sj}=95\text{MPa}$, moment obliczeniowy skrecający M_{o2} wynosi:

$$M_{o2} = M_{o1} \cdot \eta_c \cdot \frac{z_2}{z_1}$$

$$M_{o2} = 45280 \cdot 0,686 \cdot \frac{30}{1} = 931862\text{Nmm}$$

zatem:

$$d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 931862}{\pi \cdot 95}} = 36,82\text{mm}$$

Przyjęto:

$$d_{c2} = 45\text{mm}$$

Średnica powierzchni uszczelniającej:

$$d_{u2} = 48\text{mm}$$

Średnice czopów łożysk:

$$d_A = d_B = 50\text{mm}$$

Średnica czopa piasty:

$$d_{p2} = 55\text{mm}$$

4.6.2. Dobór wpustu czopa wyjściowego ślimacznicy

Długość obliczeniowa wpustu:

$$l_o \geq \frac{4M_{o2}}{d_{c2} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

Z uwagi na średnicę czopa $d_{c2}=45\text{mm}$ przyjęto dwa wpusty o przekroju $b \times h=8 \times 10\text{mm}$. Założona wartość nacisków dopuszczalnych $p_{dop}=110\text{MPa}$.

Zatem:

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 931862}{45 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 110} = 47,06\text{mm}$$

Długość całkowita:

$$l = l_o + b$$

$$l = 47,06 + 10 = 57,06\text{mm}$$

Przyjęto dwa wpusty A10x8x63. Znormalizowana długość czopa wynosi $l_{c2}=82\text{mm}$.

4.6.3. Dobór wpustu czopa osadczego piasty ślimacznicy

Z uwagi na średnicę czopa osadczego $d_{p2}=55\text{mm}$ przyjęto wpust o przekroju: $b \times h=16 \times 10\text{mm}$. Założona wartość nacisków dopuszczalnych $p_{dop}=110\text{MPa}$.

Długość obliczeniowa wyniesie:

$$l_o \geq \frac{4M_{o2}}{d_{p2} \cdot h \cdot z \cdot p_{dop}}$$

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 931862}{55 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 110} = 61,6 \text{ mm}$$

Całkowita długość obliczeniowa:

$$l = l_o + b$$

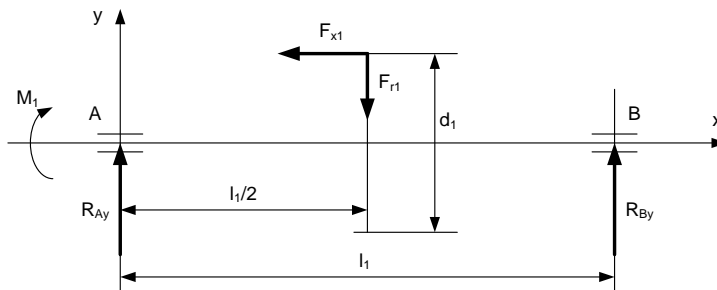
$$l = 61,6 + 16 = 77,6 \text{ mm}$$

Przyjęto wpust A16x10x80. Z uwagi na długość wpustu $l=80\text{mm}$, długość czopa osadczego przyjęto $l_{p2}=85\text{mm}$.

4.7. Wyznaczenie reakcji w miejscach podparcia wałków

4.7.1. Reakcje wałka czynnego (ślimaka)

Schemat obciążenia wałka czynnego przedstawia rysunek 4.1.



Rysunek 4.1. Schemat obciążenia wałka czynnego w płaszczyźnie x-y

Założono rozstaw podpór:

$$l_1 = d_{a2} + 30$$

$$l_1 = 224 + 30 = 254 \text{ mm}$$

Przyjęto:

$$l_1 = 255 \text{ mm}$$

Równanie momentów względem punktu B:

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot l_1 - F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{x1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1}$$

$$R_{Ay} = \frac{8873,6 \cdot \frac{150}{2} + 3233,3 \cdot \frac{255}{2}}{255} = 4226,5\text{N}$$

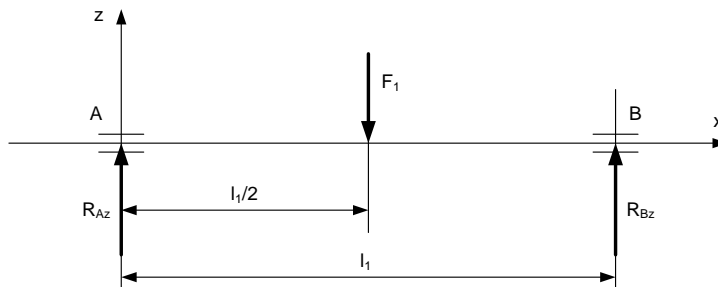
Równanie rzutów sił na oś „y”:

$$\sum P_{iy} = R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0$$

$$R_{By} = F_{r1} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 3233,3 - 4226,5 = -993,2\text{N}$$

Na rysunku 4.2 przedstawiono schemat obciążenia wałka czynnego w płaszczyźnie działania siły obwodowej F_1 .



Rysunek 4.2. Schemat obciążenia wałka czynnego w płaszczyźnie x-z

Z uwagi na symetryczny układ obciążenia

$$R_{Az} = R_{Bz} = \frac{1}{2} \cdot F_1$$

$$R_{Az} = R_{Bz} = \frac{1}{2} \cdot 603,7 = 301,9\text{N}$$

Reakcje wypadkowe:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{4226,5^2 + 301,9^2} = 4237,3\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_A = \sqrt{993,2^2 + 301,9^2} = 1038,1\text{N}$$

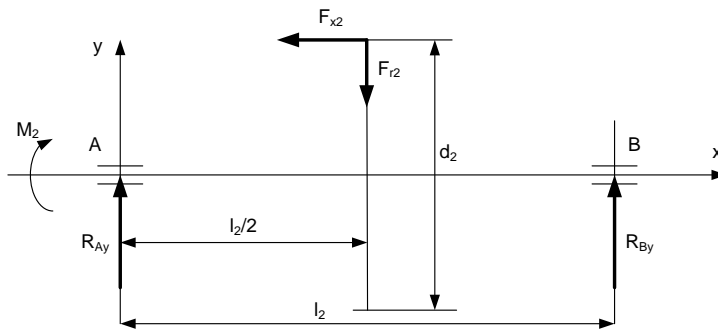
4.7.2. Reakcje wałka biernego (ślimacznicy)

Z uwagi na szerokość piasty ślimacznicy związaną z długością czopa osadczego $l_{p2}=85\text{mm}$, oraz ukształtowaniem wału w kierunku osiowym, przyjęto rozstaw podpór wałka biernego:

$$l_2 = l_{p2} + 45\text{mm}$$

$$l_2 = 85 + 45 = 130\text{mm}$$

Schemat obciążenia wałka ślimacznicy w płaszczyźnie x-y przedstawia rysunek 4.3.



Rysunek 4.3. Schemat obciążenia wałka ślimacznicy w płaszczyźnie x-y

przy czym:

$$F_{x2} = F_1$$

$$F_{x2} = 603,7\text{N}$$

$$F_{r2} = F_{r1}$$

$$F_{r2} = 3233,3\text{N}$$

Równanie momentów względem punktu B:

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot l_2 - F_{x2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2} = 0$$

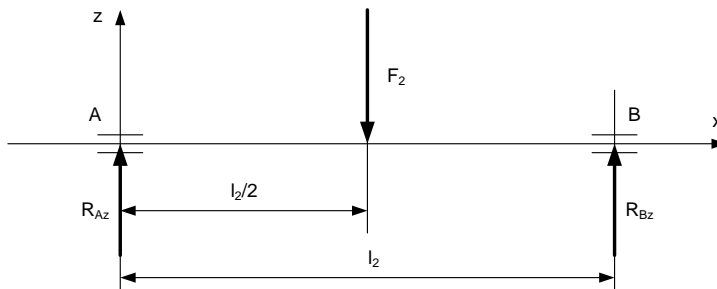
$$R_{Ay} = \frac{F_{x2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}$$

$$R_{Ay} = \frac{603,7 \cdot \frac{210}{2} + 3233,3 \cdot \frac{130}{2}}{130} = 2104,3 \text{ N}$$

$$R_{By} = F_{r2} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 3233,3 - 2104,3 = 1129 \text{ N}$$

Na rysunku 4.4 pokazano schemat obciążenia wałka ślimacznicy w płaszczyźnie występowania siły obwodowej (płaszczyzna x-z).



Rysunek 4.4. Schemat obciążenia wału ślimacznicy w płaszczyźnie x-z

Ze względu na symetryczny układ obciążenia:

$$R_{Az} = R_{Bz} = 0,5 \cdot F_2$$

przy czym:

$$|F_2| = |F_{x1}|$$

$$F_2 = 8873,6 \text{ N}$$

Zatem:

$$R_{Az} = R_{Bz} = 0,5 \cdot 8873,6 = 4436,8 \text{ N}$$

Reakcje wypadkowe:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_A = \sqrt{2104,3^2 + 4436,8^2} = 4910,5\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

$$R_B = \sqrt{1129,0^2 + 4436,8^2} = 4578,2\text{N}$$

4.8. Dobór łożysk wałków

4.8.1. Dobór łożysk wałka czynnego

Trwałość wymagana:

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}$$

$$L_1 = \frac{60 \cdot 1450 \cdot 10500}{10^6} = 913,5 \text{mln obr.}$$

Średnice czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 30\text{mm}$$

Wartości reakcji w miejscach podparcia wału:

$$R_A = 4237,3\text{N}$$

$$R_B = 1038,1\text{N}$$

Obciążenie wzdłużne wału:

$$F_{x1} = 8873,6\text{N}$$

Z uwagi na wartość siły wzdłużnej F_{x1} , istotnie przekraczającą wartość obciążeń poprzecznych, przyjęto w odniesieniu do węzła „A” łożysko stożkowe dopasowane w parę w układzie „X” o oznaczeniu 31307J2/QDF (katalog SKF) o nośności $C=105000\text{N}$, dla którego $e=0,83$, $Y_2=1,2$.

Stosunek wynosi:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{x1}}{F_{rA}}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8873,6}{4237,3} = 2,094$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e$$

Zatem obciążenie zastępcze będzie równe:

$$P_A = 0,67 \cdot F_{rA} + Y_2 \cdot F_{x1}$$

$$P_A = 0,67 \cdot 4237,3 + 1,2 \cdot 8873,6 = 13487,3 \text{ N}$$

Wymagana nośność dynamiczna:

$$C_A = P_A \cdot \sqrt[10]{L_1}$$

$$C_A = 13487,3 \cdot \sqrt[10]{913,5} = 104478,4 \text{ N}$$

Łożysko jest zatem prawidłowo dobrane.

W odniesieniu do węzła „B” przyjęto łożysko kulkowe zwykłe. Nośność wymagana wynosi:

$$C_B = P_B \sqrt[3]{L_1} = F_{rB} \sqrt[3]{L_1}$$

$$C_B = 1038,1 \sqrt[3]{913,5} = 10072,6 \text{ N}$$

Wybrano łożysko o oznaczeniu 16007 (katalog SKF) o nośności katalogowej 13000N.

4.8.2. Dobór łożysk wałka ślimacznicy

Trwałość wymagana:

$$L_2 = L_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

$$L_2 = 913,5 \cdot \frac{1}{30} = 30,45 \text{ mln obr.}$$

Średnice czopów łożyskowych:

$$d_A = d_B = 50 \text{ mm}$$

Obciążenia poprzeczne węzła łożyskowego:

$$F_{rA} = R_A = 4910,5 \text{ N}$$

$$F_{rB} = R_B = 4578,2\text{N}$$

Obciążenie wzdłużne wału:

$$F_{x2} = 603,7\text{N}$$

Biorąc pod uwagę niewielką wartość obciążenia wzdłużnego, przyjęto dwa łożyska kulkowe zwykłe, z których jedno jest łożyskiem ustalającym wał wzdłużnie.

Wymagana nośność dynamiczna łożyska bardziej obciążonego (węzeł „A”) wyznaczona wstępnie wyniesie:

$$C_A = F_{rA} \sqrt[3]{L_2}$$

$$C_A = 4910,5 \cdot \sqrt[3]{30,45} = 15334\text{N}$$

Przyjęto dwa łożyska kulkowe zwykłe o oznaczeniu 16010 (katalog SKF) o nośności katalogowej 16800N. Obciążenie zastępcze w przypadku łożyska „A” (ustalającego) wyniesie:

$$P_A = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{x2}$$

Stosunek:

$$\frac{f_o \cdot F_{x2}}{C_o} = \frac{14 \cdot 603,7}{11400} = 0,741$$

Parametr: $e \cong 0,7$

Stosunek F_a/F_r wynosi:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{x2}}{F_{rA}}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{603,7}{4910,5} = 0,123$$

$$\frac{F_a}{F_r} < e$$

Zatem obciążenie zastępcze będzie równe:

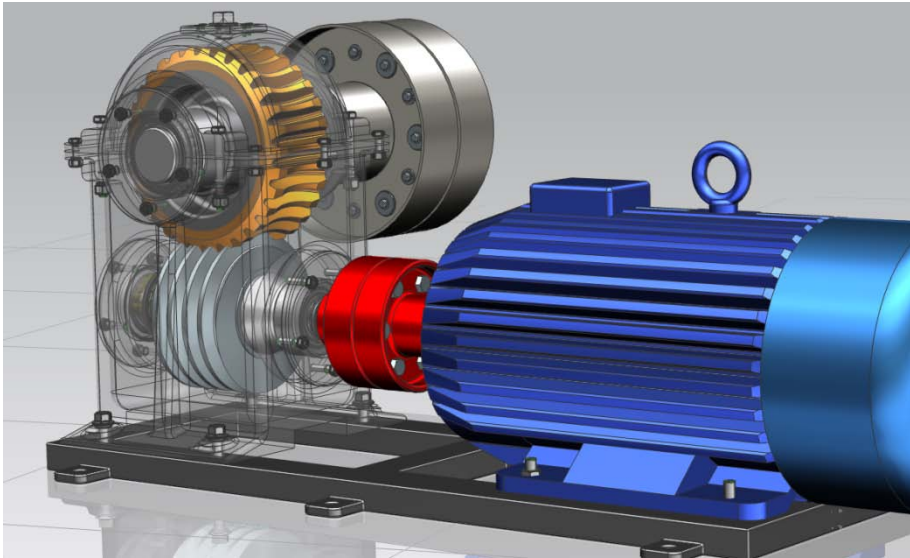
$$P_A = F_{rA}$$

$$P_A = 4910,5\text{N}$$

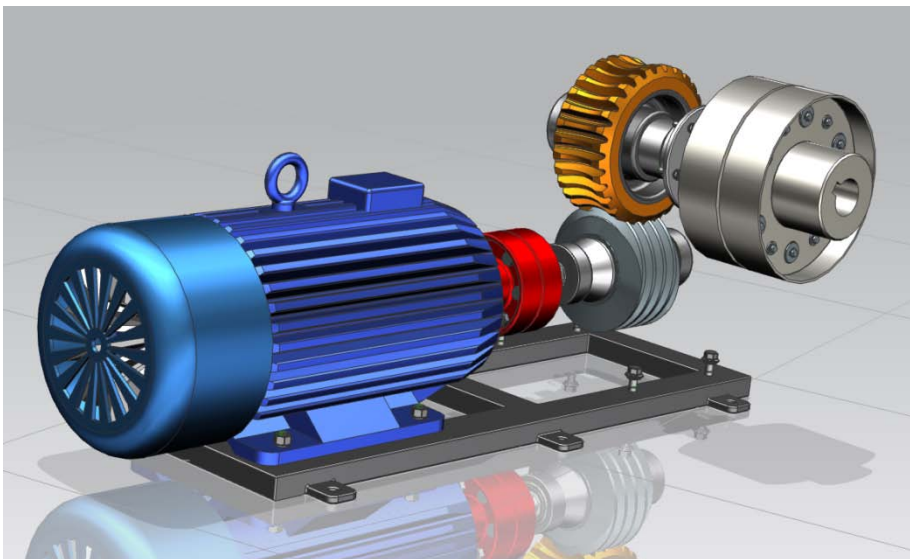
Łożyska wału ślimacznicy zostały dobrane prawidłowo.

4.9. Model wirtualny układu napędowego

Na rysunkach 4.5-4.6 przedstawiono model układu napędowego z przekładnią ślimakową samohamowną.



Rysunek 4.5. Układ napędowy z przekładnią ślimakową samohamowną



Rysunek 4.6. Układ napędowy z przekładnią ślimakową samohamowną –
ukryty korpus przekładni

5. Dobór sprzęgieł oraz obliczenia czasu rozruchu układu napędowego

Doboru sprzęgieł oraz obliczeń czasu rozruchu dokonano przykładowo dla przypadku układu z zainstalowaną przekładnią ślimakową wysokosprawną.

5.1. Dobór sprzęgieł

Wstępnego doboru sprzęgieł dokonano w oparciu o wartość momentu nominalnego z uwzględnieniem współczynnika przeciążenia K_A oraz przełożenia przekładni u .

Moment obliczeniowy obciążający wał silnika wynosi:

$$M_{o1} = M_1 \cdot K_A$$

$$M_{o1} = 71,947 \cdot 1,25 = 89,933 \text{ Nm}$$

W oparciu o dane zawarte w katalogu sprzęgieł oraz uwarunkowania konstrukcyjne dobrano sprzęgło wkładkowe z charakterystyką nieliniową przenoszące moment nominalny $M_{nom}=160 \text{ Nm}$ (Tabela 8 [1]).

Sprzęgło osadzone na czopie wyjściowym przekładni dobrano w oparciu o wartość momentu obliczeniowego M_{o2} równą:

$$M_{o2} = M_{o1} \cdot u \cdot \eta_c$$

$$M_{o2} = 89,933 \cdot 22,5 \cdot 0,889 = 1798,885 \text{ Nm}$$

W oparciu o dane katalogowe wybrano sprzęgło wkładkowe z charakterystyką nieliniową przenoszące moment nominalny $M_{nom}=2000 \text{ Nm}$.

5.2. Obliczenia czasu rozruchu

Zredukowany masowy moment bezwładności strony czynnej wyznaczamy na podstawie zależności:

$$J_{zr1} = J_{sil.} + J_{sprz.1}$$

gdzie:

$J_{sil.}$ – masowy moment bezwładności wirnika silnika, $J_{sil.}=0,066 \text{ kgm}^2$,

$J_{sprz.1}$ – masowy moment bezwładności połówki sprzęgła osadzonej na wale silnika.

Podstawiając wartość momentu bezwładności uzyskaną w oparciu o opracowany w systemie NX6 model przestrzenny sprzęgła:

$$J_{sprz.1} = 0,0151 \text{ kgm}^2$$

otrzymamy:

$$J_{zr1} = 0,0660 + 0,0151 = 0,0811 \text{ kgm}^2$$

Zredukowany masowy moment bezwładności strony biernej wyznaczamy na podstawie poniższej zależności:

$$J_{zr2} = J_{sprz.1} + J_{slimak} + J_{koło} \cdot \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 + J_{sprz.2} \cdot \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 + J_M \cdot \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2$$

gdzie:

J_{slimak} – masowy moment bezwładności ślimaka,

$J_{koło}$ – masowy moment bezwładności koła ślimakowego,

$J_{sprz.2}$ – masowy moment bezwładności połowy sprzęgła na wale wyjściowym,

J_M – masowy moment bezwładności maszyny roboczej.

Podstawiając wartości momentów bezwładności uzyskane w oparciu o opracowane komputerowe modele przestrzenne:

$$J_{slimak} = 0,0064 \text{ kgm}^2$$

$$J_{koło} = 2,8358 \text{ kgm}^2$$

$$J_{sprz.2} = 0,1295 \text{ kgm}^2$$

założono, że masowy moment bezwładności maszyny roboczej stanowi wielokrotność zredukowanego momentu strony biernej J_{zr2} . Jego wartość wyznaczona została w oparciu o zależność:

$$J_M = 100 \cdot (J_{sprz.1} + J_{slimak} + J_{koło} + J_{sprz.2})$$

$$J_M = 100 \cdot (0,0151 + 0,0064 + 2,8358 + 0,1295) = 298,68 \text{ kgm}^2$$

Otrzymamy zatem:

$$J_{zr2} = 0,0151 + 0,0064 + 2,8358 \cdot \left(\frac{2}{45}\right)^2 + 0,1295 \cdot \left(\frac{2}{45}\right)^2 + 298,68 \cdot \left(\frac{2}{45}\right)^2$$

$$J_{zr2} = 0,6173 \text{ kgm}^2$$

Czas rozruchu układu napędowego t_r zależy od tego, czy rozruch odbywa się pod obciążeniem, czy też bez obciążenia. Czas rozruchu pod obciążeniem:

$$t_r = \frac{\omega_1}{\varepsilon}$$

przy czym:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 1460}{30} = 152,89 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\varepsilon = \frac{M_r - M_{o1}}{J_{zr1} + J_{zr2}}$$

gdzie, M_r – jest momentem rozruchowym silnika,

$$\varepsilon = \frac{158,300 - 89,933}{0,0811 + 0,6173} = 97,89 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

zatem czas rozruchu pod obciążeniem wynosi:

$$t_r = \frac{152,89}{97,89} = 1,56\text{s}$$

natomiast czas rozruchu bez obciążenia ($M_{o1}=0$):

$$\varepsilon = \frac{158,300 - 0}{0,0811 + 0,6173} = 226,66 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$t_r = \frac{152,89}{226,66} = 0,67\text{s}$$

Literatura

- [1] Banaszek J., Jonak J., *Podstawy konstrukcji maszyn. Wprowadzenie do projektowania przekładni zębatych i doboru sprzęgieł mechanicznych*, Lublin, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, 2008
- [2] Dietrich M., *Podstawy konstrukcji maszyn*, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999
- [3] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A., *Przekładnie zębate*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1989
- [4] Marciniak T., *Przekładnie ślimakowe walcowe*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2001
- [5] Mazanek E., *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2005

Normy i katalogi

- [6] PN-M-85005:1970, *Wpusty pryzmatyczne*.
- [7] PN-ISO 54:2001, *Przekładnie zębate walcowe ogólnego przeznaczenia oraz dla przemysłu ciężkiego – Moduły*.
- [8] PN-M-88525:1993, *Przekładnie i reduktory zębate walcowe ogólnego przeznaczenia - Podstawowe parametry*.
- [9] PN-ISO 6336-1:2000, *Przekładnie zębate walcowe. Obliczanie nośności kół. Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające*.
- [10] PN-ISO 6336-2:2000, *Przekładnie zębate walcowe. Obliczanie nośności kół. Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting)*.
- [11] PN-ISO 6336-3:2001, *Przekładnie zębate walcowe. Obliczanie nośności kół. Wytrzymałość zęba na zginanie*.
- [12] Katalog łożysk SKF <http://www.skf.com>