

# Podstawy konstrukcji maszyn

Projektowanie mechanizmów śrubowych  
oraz przekładni zębatych

# Podręczniki – Politechnika Lubelska



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

Grzegorz Ponieważ  
Leszek Kuśmierz

# Podstawy konstrukcji maszyn

## Projektowanie mechanizmów śrubowych oraz przekładni zębatych



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: 978-83-62596-50-8

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](http://www.biblioteka.pollub.pl)

Druk: ESUS Agencja Reklamowo-Wydawnicza Tomasz Przybylak

[www.esus.pl](http://www.esus.pl)

---

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL [www.bc.pollub.pl](http://www.bc.pollub.pl)

Nakład: 100 egz.

## Spis Treści

|                                                                                                    |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1. Wstęp .....                                                                                     | 8  |
| 2. Obliczenia wytrzymałościowe podnośnika śrubowego z napędem przez śrubę.....                     | 9  |
| 2.1. Obliczenia średnicy rdzenia śruby oraz dobór gwintu .....                                     | 9  |
| 2.2. Obliczenia wymiarów nakrętki .....                                                            | 13 |
| 2.3. Obliczenia wytrzymałościowe śruby .....                                                       | 14 |
| 2.4. Obliczenia drąga napędowego .....                                                             | 15 |
| 2.5. Obliczenia podstawy .....                                                                     | 16 |
| 2.6. Obliczenia sprawdzające korpusu .....                                                         | 17 |
| 2.7. Obliczenia sprawdzające osadzenia nakrętki w gnieździe .....                                  | 18 |
| 2.8. Obliczenia sprawdzające zabezpieczenia przed całkowitym wykręceniem się śruby podnośnika..... | 18 |
| 2.9. Podnośnik śrubowy z napędem przez śrubę – model 3D .....                                      | 19 |
| 3. Obliczenia podnośnika śrubowego z napędem przez nakrętkę.....                                   | 22 |
| 3.1. Obliczenia średnicy rdzenia śruby oraz dobór gwintu .....                                     | 22 |
| 3.2. Obliczenia wymiarów nakrętki .....                                                            | 23 |
| 3.3. Obliczenia wytrzymałościowe śruby .....                                                       | 24 |
| 3.4. Obliczenia układu napędowego .....                                                            | 25 |
| 3.5. Obliczenia podstawy .....                                                                     | 26 |
| 3.6. Obliczenia sprawdzające korpusu .....                                                         | 26 |
| 3.7. Podnośnik śrubowy z napędem przez nakrętkę – model 3D.....                                    | 27 |
| 4. Obliczenia konstrukcyjne introligatorskiej prasy śrubowej.....                                  | 30 |
| 4.1. Obliczenia średnicy rdzenia śruby oraz dobór gwintu .....                                     | 30 |
| 4.2. Wyznaczenie wymiarów nakrętki .....                                                           | 32 |
| 4.3. Moment oporów ruchu w połączeniu gwintowym.....                                               | 33 |
| 4.4. Obliczenia sprawdzające osadzenia nakrętki w belce .....                                      | 33 |

|                                                                                                |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.5. Wyznaczenie promienia krzywizny kulistego zakończenia śruby oraz momentu tarcia .....     | 33 |
| 4.6. Moment całkowity oraz sprawność prasy .....                                               | 34 |
| 4.7. Obliczenia wymiarów piasty belki górnej.....                                              | 34 |
| 4.8. Obliczenia sprawdzające przekroju ramienia belki górnej.....                              | 35 |
| 4.9. Obliczenia słupów.....                                                                    | 36 |
| 4.10. Obliczenia napięcia wstępnego w połączeniu gwintowym czopa słupa .....                   | 37 |
| 4.11. Obliczenia pokrętaka.....                                                                | 38 |
| 4.12. Obliczenie połączenia wpustowego łączącego piastę pokrętaka z czopem osadczym śruby..... | 39 |
| 4.13. Prasa introligatorska – model 3D.....                                                    | 39 |
| 5. Obliczenia reduktora z kołami walcowymi o zębach śrubowych.....                             | 42 |
| 5.1. Wstępny dobór wymiarów kół.....                                                           | 42 |
| 5.2. Obliczenia podstawowych wymiarów geometrycznych przekładni.....                           | 46 |
| 5.3. Sprawdzające obliczenia wytrzymałościowe dla zmęczenia powierzchniowego.....              | 49 |
| 5.4. Sprawdzające obliczenia wytrzymałościowe dla złamania zmęczeniowego .....                 | 54 |
| 5.5. Obliczenia wałka wejściowego .....                                                        | 56 |
| 5.6. Obliczenia wałka wyjściowego.....                                                         | 59 |
| 5.7. Obliczenia łożyskowania wałka wejściowego .....                                           | 61 |
| 5.8. Obliczenia łożyskowania wałka wyjściowego .....                                           | 63 |
| 5.9. Wyznaczenie ilości oleju w przekładni.....                                                | 64 |
| 5.10. Przekładnia zębata z zębami śrubowymi – model 3D.....                                    | 65 |
| 6. Projekt przekładni zębatej jednostopniowej walcowej o zębach prostych .....                 | 70 |
| 6.1. Wyznaczenie modułu .....                                                                  | 70 |
| 6.2. Odległość osi zerowa, rzeczywista oraz współczynniki korekcji kół.....                    | 71 |
| 6.3. Obliczenia geometryczne kół przekładni .....                                              | 72 |

|                                                                    |    |
|--------------------------------------------------------------------|----|
| 6.4. Liczba przyporu $\varepsilon$ .....                           | 73 |
| 6.5. Naprężenia rzeczywiste stykowe $\sigma_H$ .....               | 73 |
| 6.6. Naprężenia u podstawy zęba $\sigma_F$ .....                   | 75 |
| 6.7. Obliczenia wymiarów (średnic) wałka czynnego .....            | 76 |
| 6.8. Obliczenia wymiarów (średnic) wałka biernego.....             | 76 |
| 6.9. Wyznaczenie rozstawu podpór (łożysk) wałków przekładni .....  | 76 |
| 6.10. Obliczenia sprawdzające wałków .....                         | 77 |
| 6.11. Dobór wpustów czopów wyjściowych wałków przekładni .....     | 78 |
| 6.12. Dobór łożysk tocznych wałka czynnego.....                    | 79 |
| 6.13. Dobór łożysk tocznych wałka biernego .....                   | 80 |
| 6.14. Model 3D przekładni walcowej z kołami o zębach prostych..... | 81 |
| Literatura.....                                                    | 85 |
| Aneks .....                                                        | 86 |

# 1. Wstęp

W podręczniku zaprezentowano metodykę rozwiązania zagadnień projektowania maszyn takich, jak podnośniki, prasy śrubowe oraz przekładnie zębate. W procesie projektowania wykorzystano system wspomagania projektowania CAD – Solid Edge, który umożliwił opracowanie wirtualnych modeli w/w urządzeń.

Tematyka rozważanych zagadnień projektowych jest ściśle związana z programem wykładów, ćwiczeń oraz ćwiczeń projektowych z przedmiotu Podstawy Konstrukcji Maszyn prowadzonym na pierwszym stopniu studiów zarówno stacjonarnych, jak również niestacjonarnych dla kierunku *Mechanika i budowa maszyn*.

Zaprezentowano sposób prowadzenia obliczeń konstrukcyjnych podstawowych elementów mechanizmów śrubowych (śruba, nakrętka, korpus, mechanizm napędowy) w oparciu o kryteria wytrzymałościowe. W przypadku przekładni zębatych z kołami walcowymi o zębach prostych oraz śrubowych obliczenia wstępne dokonywane były na podstawie uproszczonych wzorów według metody PN-ISO 6336. Zaprezentowano metodykę projektowania wałów maszynowych oraz proces doboru łożysk tocznych.

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 kształcenia w zakresie przedmiotów pokrewnych na uczelniach technicznych.

## 2. Obliczenia wytrzymałościowe podnośnika śrubowego z napędem przez śrubę

Zaprojektować podnośnik śrubowy z napędem przez śrubę. Konstrukcja korpusu spawana, korona ruchoma umożliwiającą obrót nakrętki względem śruby. Podstawowe założenia konstrukcyjne:

- obciążenie podnośnika 20kN,
- wysokość podnoszenia 300mm,
- napęd za pomocą drąga.

### 2.1. Obliczenia średnicy rdzenia śruby oraz dobór gwintu

Przyjmujemy materiał śruby stal C35 o następujących parametrach wytrzymałościowych:  $k_{cj} = 85\text{MPa}$ ,  $k_{sj} = 75\text{MPa}$ ,  $k_{gj} = 115\text{MPa}$ .

W rozpatrywanym przypadku podnośnika śrubowego rdzeń śruby obciążony jest siłą osiową wywołującą naprężenia ściskające oraz momentem skręcającym wywołującym naprężenia skręcające. Jednak, ze względu na znaczną długość śruby o jej wytrzymałości decyduje przede wszystkim wytrzymałość na wyboczenie. Możemy zatem zapisać warunek wytrzymałościowy:

$$\sigma_c = \frac{Q}{A} \leq k_w = \frac{R_w}{x_w}$$

gdzie:

$Q$  – obciążenie osiowe podnośnika,

$A$  – pole przekroju rdzenia śruby,

$R_w$  – granica wytrzymałości na wyboczenie,

$x_w$  – współczynnik bezpieczeństwa na wyboczenie.

Ze względu na dużą wysokość podnoszenia jak i charakter zamocowania śruby (jeden koniec utwierdzony w nakrętce, drugi swobodny) możemy przypuszczać, iż smukłość śruby będzie większa od smukłości granicznej, zatem do obliczeń podnośnika możemy zastosować wzór Eulera:

$$R_w = \frac{\pi^2 E}{s^2}$$

gdzie:

$E$  – moduł Younga, przyjmujemy dla stali 210000MPa,

$s$  – smukłość wyrażona wzorem,

$$s = \frac{l_s}{0,25d_3}$$

$l_s$  – długość swobodna (wyboczeniowa) uwzględniająca wysokość podnoszenia oraz wysokość korony, również miejsce pozostawione na napęd oraz sposób mocowania śruby,

$d_3$  – średnica rdzenia śruby.

W analizowanym przykładzie obliczeniowym całkowita długość wykręconej śruby wraz z koroną wynosi:

$$l = H + H_k$$

gdzie:

$H$  – założona wysokość podnoszenia,

$H_k$  – wysokość korony.

Przyjmujemy, że wysokość korony będzie wynosiła  $H_k = 60\text{mm}$ , zatem długość swobodna będzie wynosiła:

$$l_s = 2l = 2(H + H_k) = 720\text{mm}$$

Po przekształceniu wzoru Eulera otrzymamy wzór pozwalający na wyznaczenie średnicy rdzenia śruby:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64x_w Q l_s^2}{\pi^3 E}}$$

Zakładając wyboczeniowy współczynnik bezpieczeństwa  $x_w = 5$  otrzymamy średnicę rdzenia:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 5 \cdot 20000 \cdot 720^2}{\pi^3 \cdot 210000}} = 26,71\text{mm}$$

Na podstawie normy PN-ISO 2904+A:1996 dobieramy gwint trapezowy symetryczny **Tr34×6** (Tabela 1) o następujących parametrach geometrycznych:

$$d = 34,00\text{mm}, d_3 = 27,00\text{mm}, D_1 = 28,00\text{mm}, D_4 = 35,00\text{mm}, P = 6\text{mm}.$$

Obliczamy smukłość dla przyjętego gwintu oraz porównujemy otrzymany wynik z wartością smukłości granicznej (Tabela 2):

$$s = \frac{l_s}{0,25d_3} = \frac{720}{0,25 \cdot 27} = 106,67$$

Dla przyjętego materiału śruby smukłość graniczna wynosi  $s_{gr} = 90$ , stąd warunek stosowności wzoru Eulera został spełniony:

$$s = 106,67 > s_{gr} = 90$$

**Tabela 1. Gwinty trapezowe metryczne**

| <b>Średnica<br/>znamionowa<br/>d</b> | <b>Podziałka<br/>P</b> | <b>Średnica<br/>rdzenia śruby<br/>d<sub>3</sub></b> | <b>Średnica<br/>wewnętrzna<br/>D<sub>1</sub></b> | <b>Średnica<br/>zewnętrzna<br/>D<sub>4</sub></b> |
|--------------------------------------|------------------------|-----------------------------------------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| <b>10</b>                            | 1,5                    | 8,20                                                | 8,50                                             | 10,30                                            |
|                                      | 2                      | 7,50                                                | 8,00                                             | 10,50                                            |
| <b>12</b>                            | 2                      | 9,50                                                | 10,00                                            | 12,50                                            |
|                                      | 3                      | 8,50                                                | 9,00                                             | 12,50                                            |
| <b>14</b>                            | 2                      | 11,50                                               | 12,00                                            | 14,50                                            |
|                                      | 3                      | 10,50                                               | 11,00                                            | 14,50                                            |
| <b>16</b>                            | 2                      | 13,50                                               | 14,00                                            | 16,50                                            |
|                                      | 4                      | 11,50                                               | 12,00                                            | 16,50                                            |
| <b>18</b>                            | 2                      | 15,50                                               | 16,00                                            | 18,50                                            |
|                                      | 4                      | 13,50                                               | 14,00                                            | 18,50                                            |
| <b>20</b>                            | 2                      | 17,50                                               | 18,00                                            | 20,50                                            |
|                                      | 4                      | 15,50                                               | 16,00                                            | 20,50                                            |
| <b>22</b>                            | 3                      | 18,50                                               | 19,00                                            | 22,50                                            |
|                                      | 5                      | 16,50                                               | 17,00                                            | 22,50                                            |
|                                      | 8                      | 13,00                                               | 14,00                                            | 23,00                                            |
| <b>24</b>                            | 3                      | 20,50                                               | 21,00                                            | 24,50                                            |
|                                      | 5                      | 18,50                                               | 19,00                                            | 24,50                                            |
|                                      | 8                      | 15,00                                               | 16,00                                            | 25,00                                            |
| <b>26</b>                            | 3                      | 22,50                                               | 23,00                                            | 26,50                                            |
|                                      | 5                      | 20,50                                               | 21,00                                            | 26,50                                            |
|                                      | 8                      | 17,00                                               | 18,00                                            | 27,00                                            |
| <b>28</b>                            | 3                      | 24,50                                               | 25,00                                            | 28,50                                            |
|                                      | 5                      | 22,50                                               | 23,00                                            | 28,50                                            |
|                                      | 8                      | 19,00                                               | 20,00                                            | 29,00                                            |
| <b>30</b>                            | 3                      | 26,50                                               | 27,00                                            | 30,50                                            |
|                                      | 6                      | 23,00                                               | 24,00                                            | 31,00                                            |
|                                      | 10                     | 19,00                                               | 20,00                                            | 31,00                                            |
| <b>32</b>                            | 3                      | 28,50                                               | 29,00                                            | 32,50                                            |
|                                      | 6                      | 25,00                                               | 26,00                                            | 33,00                                            |
|                                      | 10                     | 21,00                                               | 22,00                                            | 33,00                                            |
| <b>34</b>                            | 3                      | 30,50                                               | 31,00                                            | 34,50                                            |
|                                      | 6                      | 27,00                                               | 28,00                                            | 35,00                                            |
|                                      | 10                     | 23,00                                               | 24,00                                            | 35,00                                            |
| <b>36</b>                            | 3                      | 32,50                                               | 33,00                                            | 36,50                                            |
|                                      | 6                      | 29,00                                               | 30,00                                            | 37,00                                            |
|                                      | 10                     | 25,00                                               | 26,00                                            | 37,00                                            |
| <b>38</b>                            | 3                      | 34,50                                               | 35,00                                            | 38,50                                            |
|                                      | 7                      | 30,00                                               | 31,00                                            | 39,00                                            |
|                                      | 10                     | 27,00                                               | 28,00                                            | 39,00                                            |

Tabela 1. (cd.)

| Średnica<br>znamionowa<br>$d$ | Podziałka<br>$P$ | Średnica<br>rdzenia śruby<br>$d_3$ | Średnica<br>wewnętrzna<br>$D_1$ | Średnica<br>zewnętrzna<br>$D_4$ |
|-------------------------------|------------------|------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| 40                            | 3                | 36,50                              | 37,00                           | 40,50                           |
|                               | 7                | 32,00                              | 33,00                           | 41,00                           |
|                               | 10               | 29,00                              | 30,00                           | 41,00                           |
| 44                            | 3                | 40,50                              | 41,00                           | 44,50                           |
|                               | 7                | 36,00                              | 37,00                           | 45,00                           |
|                               | 12               | 31,00                              | 32,00                           | 45,00                           |
| 46                            | 3                | 42,50                              | 43,00                           | 46,50                           |
|                               | 8                | 37,00                              | 38,00                           | 47,00                           |
|                               | 12               | 33,00                              | 34,00                           | 47,00                           |

Źródło: Norma PN-ISO 2904+A:1996

Tabela 2. Wartości współczynników  $R_0$ ,  $R_1$ ,  $s_{gr}$ 

| Material                       | Symbol                                | $R_0$<br>MPa | $R_1$<br>MPa | $s_{gr}$ |
|--------------------------------|---------------------------------------|--------------|--------------|----------|
| Stal węglowa<br>bardzo miękka  | S185, C10, C15                        | 303          | 1,29         | 112      |
| Stal węglowa<br>miękka         | S235JR,<br>S235JRG1, C20,<br>C22, C30 | 310          | 1,19         | 105      |
| Stal węglowa<br>średnio twarda | S275JR, E295,<br>C35, C40, C45        | 335          | 0,62         | 90       |
| Stal węglowa<br>bardzo twarda  | E360, C55, C60                        | 470          | 2,3          | 86       |

Źródło: Szewczyk K., *Połączenia gwintowe*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1991

Obliczamy wybieżeniowy współczynnik bezpieczeństwa:

$$R_w = \frac{\pi^2 E}{s^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000}{106,67^2} = 182,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 20000}{\pi \cdot 27^2} = 34,93 \text{ MPa}$$

$$x_w = \frac{R_w}{\sigma_c} = \frac{182,15}{34,93} = 5,21$$

Współczynnik bezpieczeństwa osiągnął wartość nieznacznie większą od wstępnie założonej, zatem możemy uznać iż gwint został dobrany prawidłowo.

## 2.2. Obliczenia wymiarów nakrętki

Przyjmujemy materiał nakrętki - brąz CuSn10Pb10 charakteryzujący się małym współczynnikiem tarcia przy współpracy ze stalą. Wysokość nakrętki wyznaczamy na podstawie warunku nacisków powierzchniowych na zwojach gwintu. Ze względu na wzajemny ruch śruby i nakrętki pod znacznym obciążeniem wartości nacisków dopuszczalnych przyjmujemy  $p_{dop} = 12\text{MPa}$ :

$$p = \frac{Q}{A} = \frac{4QP}{\pi(d^2 - D_1^2)H_n} \leq p_{dop}$$

gdzie:

$H_n$  – jest wysokością nakrętki,

$D_1$  – jest średnicą wewnętrzną nakrętki,

Po przekształceniu oraz podstawieniu wartości wyznaczymy minimalną wysokość nakrętki wynikającą z warunku nacisków powierzchniowych:

$$H_n \geq \frac{4QP}{\pi(d^2 - D_1^2)p_{dop}} = \frac{4 \cdot 20000 \cdot 6}{\pi(34^2 - 28^2) \cdot 12} = 34,23\text{mm}$$

Ze względu na konieczność zapewnienia dobrej współpracy pomiędzy śrubą i nakrętką, powinien być spełniony dodatkowo tzw. warunek dobrego prowadzenia, na podstawie którego wysokość nakrętki powinna wynosić:

$$H_n = (1,2 \div 1,5) \cdot d = (1,2 \div 1,5) \cdot 34 = 40,8 \div 51,0\text{mm}$$

Ostatecznie przyjmujemy wysokość nakrętki  $H_n = 45\text{mm}$ .

Średnicę zewnętrzną nakrętki wyznaczamy przy założeniu jednakowego odkształcenia śruby oraz nakrętki pamiętając, że powyższe założenie będzie prawdziwe wyłącznie w przypadku, gdy śruba i nakrętka jednocześnie są ściskane. Aby spełnić powyższe założenie powinna zachodzić zależność:

$$\frac{1}{E_s A_s} = \frac{1}{E_n A_n}$$

gdzie:

$E_s$  oraz  $E_n$  są wartościami modułów Younga dla materiałów śruby oraz nakrętki ( $E_s = 210000 \text{ MPa}$  dla stali,  $E_n = 100000 \text{ MPa}$  dla brązu), natomiast  $A_s$  oraz  $A_n$  polami pełnych przekrojów śruby i nakrętki.

Po przekształceniu otrzymamy zależność pozwalającą na wyznaczenie średnicy zewnętrznej nakrętki  $D_z$ :

$$E_s \frac{\pi d_3^2}{4} = E_n \frac{\pi (D_z^2 - D_4^2)}{4}$$

i dalej

$$D_z = \sqrt{\frac{E_s}{E_n} d_3^2 + D_4^2} = \sqrt{\frac{210000}{100000} \cdot 27^2 + 35^2} = 52,49 \text{ mm}$$

przyjmujemy średnicę zewnętrzną nakrętki  $D_z = 54 \text{ mm}$ .

### 2.3. Obliczenia wytrzymałościowe śruby

Wyznaczamy moment oporu w połączeniu gwintowym podczas podnoszenia ciężaru na podstawie zależności:

$$M_s = 0,5 Q d_s \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

gdzie:

$d_s$  – średnia średnica współpracy śruby i nakrętki

$$d_s = \frac{d + D_1}{2} = \frac{34 + 28}{2} = 31 \text{ mm}$$

$\gamma$  – kąt wzniosu linii śrubowej

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_s} = \frac{6}{\pi \cdot 31} = 0,0616$$

$$\gamma = 3,53^\circ$$

$\rho'$  – pozorny kąt tarcia dla współczynnika tarcia  $\mu = 0,1$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{\mu}{\cos \alpha_r} = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,1035$$

$$\rho' = 5,91^\circ$$

Podstawiając powyższe dane otrzymamy wartość momentu oporu w połączeniu gwintowym:

$$M_s = 0,5 \cdot 20000 \cdot 31 \cdot \operatorname{tg}(3,53^\circ + 5,91^\circ) = 51543 \text{ Nmm}$$

Wyznaczamy naprężenia zredukowane w rdzeniu śruby, jednakże ze względu na to, że warunkiem podstawowym podczas obliczeń jest warunek wyboczeniowy, należy się spodziewać, iż wyznaczone wartości będą mniejsze od wartości dopuszczalnych.

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_s^2} \leq k_{cj}$$

$$\sigma_c = 34,93 \text{ MPa}$$

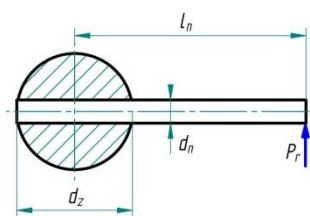
$$\tau_s = \frac{16M_s}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 51543}{\pi \cdot 27^3} = 13,34 \text{ MPa}$$

Zatem możemy teraz wyznaczyć wartość naprężeń zredukowanych:

$$\sigma_z = \sqrt{34,93^2 + 3 \cdot 13,34^2} = 41,88 \text{ MPa} < k_{cj} = 85 \text{ MPa}$$

## 2.4. Obliczenia drąga napędowego

Zakładamy siłę ręki na poziomie 250N (z przedziału wartości 200÷300N). Jeżeli założymy, że pomiędzy koroną a śrubą umieścimy kulkę to możemy również przyjąć, iż wartość momentu tarcia pomiędzy kulką a gniazdem jest niewielka w stosunku do wartości momentu tarcia na zwojach gwintu. Zatem możemy pominąć jego wartość i przy obliczaniu długości drąga uwzględnić tylko moment  $M_s$ .



Rysunek 2.1. Schemat napędu podnośnika

Długość drąga (odległość od osi śruby) wyznaczamy na podstawie zależności:

$$l_n = \frac{M_s}{P_r} = \frac{51543}{250} = 206 \text{ mm}$$

przyjmujemy wartość  $l_n = 205\text{mm}$ .

Zakładając materiał drąga stal C55 oraz przyjmując średnicę obsady drąga w zakresie:

$$d_z = (1,1 \div 1,2) \cdot d = (1,1 \div 1,2) \cdot 34 = 37,2 \div 40,8\text{mm}$$

przyjmujemy wartość  $d_z = 40\text{mm}$ .

Średnicę drąga wyznaczamy z warunku na zginanie:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{32M_g}{\pi k_{gj}}}$$

gdzie:

$$M_g = P_r \cdot (l_n - 0,5d_z)$$

Zatem podstawiając wartości otrzymamy:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{32P_r(l_n - 0,5d_z)}{\pi k_{gj}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 250 \cdot (205 - 0,5 \cdot 40)}{\pi \cdot 155}} = 14,48\text{mm}$$

i przyjmujemy średnicę drąga napędowego  $d_n = 14,5\text{mm}$

Na koniec sprawdzamy naciski w gnieździe drąga napędowego, należy pamiętać aby jako wartości dopuszczalne przyjąć naciski dopuszczalne dla słabszego materiału.

$$p_{\max} = \frac{6M_s}{d_z^2 d_n} = \frac{6 \cdot 51543}{40^2 \cdot 14,5} = 13,4\text{MPa} < p_{dop} = 87\text{MPa}$$

## 2.5. Obliczenia podstawy

Zakładamy konstrukcyjnie średnicę wewnętrzną podstawy  $D_{pw} = 90\text{mm}$  oraz średnicę zewnętrzną  $D_{pz} = 150\text{mm}$ , a następnie wyznaczamy wartość nacisku podstawy na grunt przyjmując jako wartości dopuszczalne  $p_{dop} = 2\text{MPa}$ .

$$p = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi(D_{pz}^2 - D_{pw}^2)}$$

$$p = \frac{4 \cdot 20000}{\pi(150^2 - 90^2)} = 1,77\text{MPa} < p_{dop} = 2\text{MPa}$$

Wyznaczone wartości nacisków powierzchniowych podstawy na grunt są mniejsze od wartości dopuszczalnych, zatem przyjęte konstrukcyjnie wymiary podstawy należy uznać za poprawne.

## 2.6. Obliczenia sprawdzające korpusu

Zakładamy, że korpus podnośnika wykonany będzie ze stalowej rury bez szwu (materiał S235JR) o średnicy zewnętrznej 56mm i grubości ścianki 3mm. Wyznaczamy smukłość rury zakładając, że jej długość jest równa wysokości całkowicie wysuniętego podnośnika.

$$s = \frac{l_s}{i_x} = \frac{l_s}{0,25 \cdot \sqrt{D_{kz}^2 + D_{kw}^2}} = \frac{1440}{0,25 \cdot \sqrt{56^2 + 50^2}} = 76,7$$

Ze względu na to, że smukłość jest mniejsza od smukłości granicznej ( $s_{gr} = 105$  - Tabela 2), zachodzi zatem wyboczenie trwałe i stosujemy wzór Tetmajera:

$$R_w = R_0 - R_1 s$$

dla założonego materiału korpusu stałe  $R_0$  oraz  $R_1$  przyjmują następujące wartości:

$$R_0 = 310 \text{ MPa}, \quad R_1 = 1,19 \text{ MPa}$$

Po podstawieniu otrzymamy:

$$R_w = R_0 - R_1 s = 310 - 1,19 \cdot 76,7 = 218,7 \text{ MPa}$$

Wyznaczamy wyboczeniowy współczynnik bezpieczeństwa dla korpusu podnośnika:

$$\chi_w = \frac{R_w}{\sigma_c} = \frac{R_w \pi (D_{kz}^2 - D_{kw}^2)}{4Q} = \frac{218,7 \cdot \pi \cdot (56^2 - 50^2)}{4 \cdot 20000} = 5,46$$

Obliczony współczynnik bezpieczeństwa jest większy od wstępnie założonej wartości oraz jest większy od wyboczeniowego współczynnika bezpieczeństwa dla śruby, zatem możemy przyjąć, iż grubość ścianki rury została dobrana poprawnie. Należy pamiętać, że w rzeczywistości wartość wyboczeniowego współczynnika bezpieczeństwa dla korpusu jest większa od wyznaczonej, co jest dla nas korzystne, różnica ta wynika ze względu na przyjęte uproszczenia modelu obliczeniowego.

## 2.7. Obliczenia sprawdzające osadzenia nakrętki w gnieździe

Zakładamy, że nakrętka zostanie umieszczona w gnieździe z pasowaniem ciasnym H7/s6 albo H7/r6. Ponadto przyjmujemy, że obciążenie osiowe będzie przenoszone przez powierzchnię dna gniazda nakrętki. Nakrętkę zabezpieczymy przed obrotem za pomocą 2 kołków wzdłużnych.

Sprawdzamy warunek nacisków nakrętki na dno gniazda (naciski dopuszczalne dla brązu CuSn10Pb10  $p_{dop}=28\text{MPa}$ ), przyjmując średnicę wewnętrzną gniazda  $D_w=36\text{mm}$  (dla gwintu **Tr34×6**):

$$p = \frac{4Q}{\pi(D_z^2 - D_w^2)} = \frac{4 \cdot 20000}{\pi(54^2 - 36^2)} = 15,72\text{MPa} < p_{dop} = 28\text{MPa}$$

Przyjmujemy na podstawie normy PN-ISO8734:2003 dwa kołki walcowe 4×18, oraz sprawdzamy warunki wytrzymałościowe dla nacisków oraz ścinania kołków.

$$p = \frac{2M_s}{D_z d_k l_k} = \frac{2 \cdot 51543}{54 \cdot 4 \cdot 18} = 26,5\text{MPa} < p_{dop} = 28\text{MPa}$$

$$\tau_t = \frac{M_s}{D_z d_k l_k} = \frac{51543}{54 \cdot 4 \cdot 18} = 13,3\text{MPa} < k_{ij} = 61\text{MPa}$$

Kołki zostały dobrane prawidłowo i zabezpieczą nakrętkę przed obrotem. Dodatkowym zabezpieczeniem przed obrotem nakrętki będzie umieszczenie jej w gnieździe przy wykorzystaniu ciasnego pasowania H7/s6 albo H7/r6.

## 2.8. Obliczenia sprawdzające zabezpieczenia przed całkowitym wykręceniem się śruby podnośnika

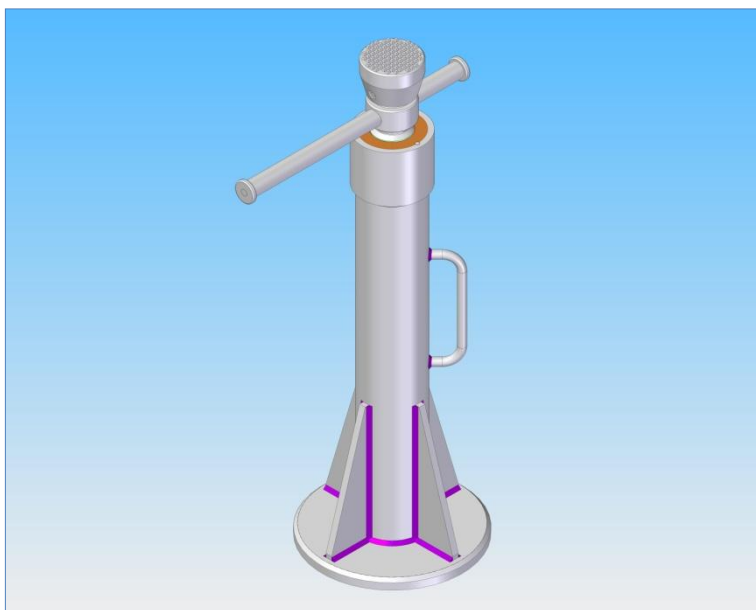
Śrubę podnośnika należy zabezpieczyć przed możliwością całkowitego wykręcenia z nakrętki. Możemy zastosować podkładkę o średnicy zewnętrznej 45mm, przykręconą na pomocą śruby o gwincie lewoskrętnym M10LH. Śruba powinna umożliwiać obciążenie siłą rozciągającą o wartości równej podnoszonemu ciężarowi  $Q$ . Zatem naprężenia rozciągające w rdzeniu śruby wynoszą:

$$\sigma_r = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 20000}{\pi \cdot 8,160^2} = 382,45\text{MPa}$$

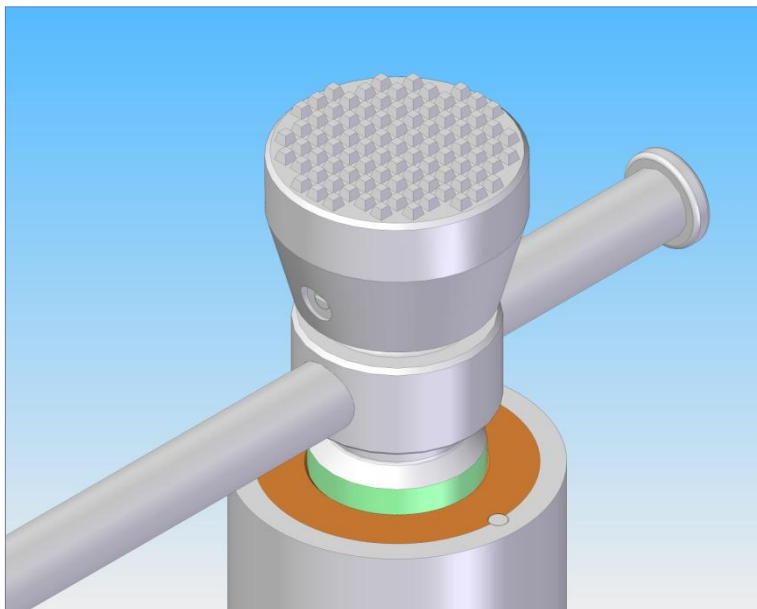
Możemy zatem zastosować śrubę M10LH×35 i klasie własności mechanicznych 8.8 dla której granica plastyczności wynosi  $R_e=640\text{MPa}$ .

## 2.9. Podnośnik śrubowy z napędem przez śrubę – model 3D

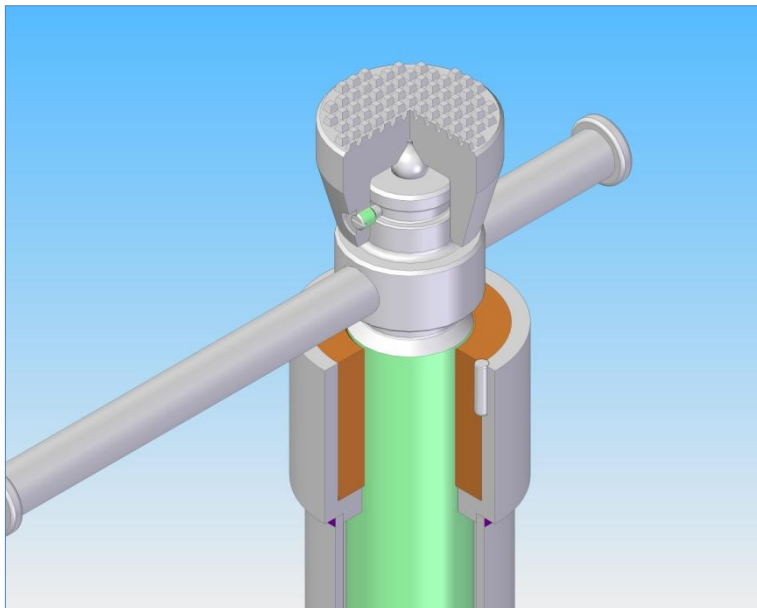
Na rysunkach 2.2 oraz 2.3 przedstawiono model trójwymiarowy obliczonego wcześniej podnośnika śrubowego z napędem przez śrubę. Na kolejnym rysunku (2.4) pokazano fragment odsłoniętej górnej części podnośnika, widoczne są śruby zabezpieczające koronę przed zsunięciem się ze śruby oraz kołki walcowe zabezpieczające nakrętkę przed obrotem w gnieździe. Rysunek 2.5 przedstawia dolną część podnośnika w przekroju, widoczna jest podkładka oraz śruba zabezpieczająca śrubę główną przed całkowitym wykręceniem się z nakrętki. Należy pamiętać, aby śruba zabezpieczająca miała przeciwny gwint w stosunku do śruby głównej.



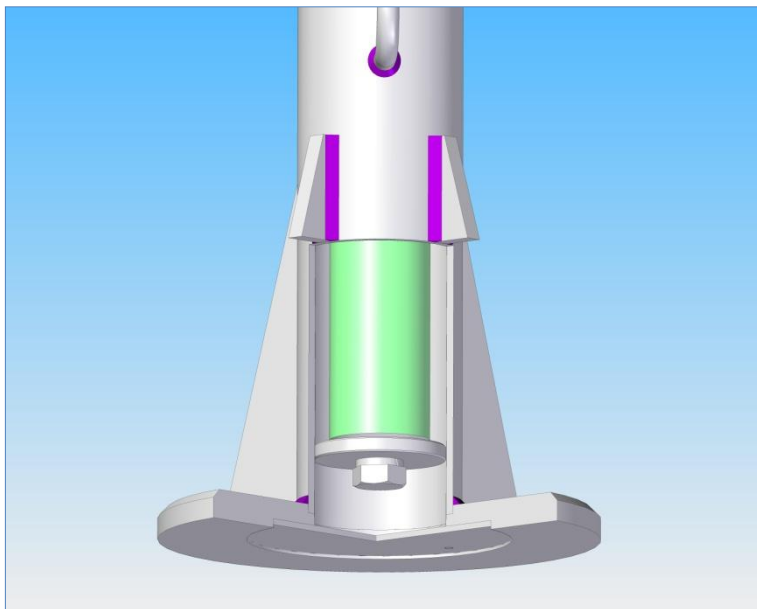
Rysunek 2.2. Podnośnik śrubowy z napędem przez śrubę – model 3D



**Rysunek 2.3. Widok górnej części podnośnika**



**Rysunek 2.4. Przekrój górnej części podnośnika**



**Rysunek 2.5. Dolna część podnośnika – podkładka zabezpieczająca**

### 3. Obliczenia podnośnika śrubowego z napędem przez nakrętkę

Zaprojektować podnośnik śrubowy z napędem przez nakrętkę. Konstrukcja korpusu spawana, korona nieruchoma, uniemożliwiająca obrót śruby. Podstawowe założenia konstrukcyjne:

- obciążenie podnośnika 10kN,
- wysokość podnoszenia 250mm,

#### 3.1. Obliczenia średnicy rdzenia śruby oraz dobór gwintu

Przyjmujemy materiał śruby stal C45 o następujących parametrach wytrzymałościowych  $k_{cj} = 102\text{MPa}$ ,  $k_{sj} = 95\text{MPa}$ ,  $k_{gj} = 144\text{MPa}$ .

Ze względu na dużą wysokość podnoszenia jak i charakter zamocowania śruby możemy przypuszczać, iż smukłość śruby będzie większa od smukłości granicznej, zatem możemy założyć występowanie wyboczenia sprężystego. Zatem wyznaczamy średnicę rdzenia śruby na podstawie zależności:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64x_w Q l_s^2}{\pi^3 E}}$$

Wysokość korony ze względu na napęd przyłożony do nakrętki może być mniejsza niż w przypadku podnośnika z napędem przez śrubę i zakładamy wstępnie  $H_k = 30\text{mm}$ . Długość wyboczeniową wyznaczymy na podstawie zależności:

$$l_s = 2l = 2(H + H_k) = 560\text{mm}$$

Zakładając wstępnie wyboczeniowy współczynnik bezpieczeństwa  $x_w = 5$  oraz podstawiając do wzoru wartości otrzymamy:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 5 \cdot 10000 \cdot 560^2}{\pi^3 \cdot 210000}} = 19,81\text{mm}$$

Dobieramy gwint trapezowy symetryczny **Tr26×5** (Tabela 1) o następujących parametrach geometrycznych:

$$d = 26,00\text{mm}, d_3 = 20,50\text{mm}, D_1 = 21,00\text{mm}, D_4 = 26,50\text{mm}, P = 5\text{mm}.$$

Obliczamy smukłość dla przyjętego gwintu:

$$s = \frac{l_s}{0,25d_3} = \frac{560}{0,25 \cdot 20,5} = 109,27$$

Dla przyjętego materiału śruby smukłość graniczna wynosi  $s_{gr}=90$ , stąd warunek stosowalności wzoru Eulera został spełniony:

$$s = 109,27 > s_{gr} = 90$$

Obliczamy wyboczeniowy współczynnik bezpieczeństwa:

$$R_w = \frac{\pi^2 E}{s^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000}{109,27^2} = 173,59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 10000}{\pi \cdot 20,5^2} = 30,30 \text{ MPa}$$

$$x_w = \frac{R_w}{\sigma_c} = \frac{173,59}{30,30} = 5,73$$

Współczynnik bezpieczeństwa osiągnął wartość większą od wartości wstępnie założonej.

### 3.2. Obliczenia wymiarów nakrętki

Jako materiał nakrętki przyjmujemy brąz CuSn10Pb10. Wysokość nakrętki wyznaczamy na podstawie warunku na naciski powierzchniowe na zwojach gwintu, przyjmując nieduże wartości nacisków dopuszczalnych na poziomie  $p_{dop}=12 \text{ MPa}$ , ze względu na wzajemny ruch śruby i nakrętki pod znacznym obciążeniem. Po przekształceniu oraz podstawieniu wartości wyznaczmy minimalną wysokość nakrętki:

$$H_n \geq \frac{4QP}{\pi(d^2 - D_1^2)p_{dop}} = \frac{4 \cdot 10000 \cdot 5}{\pi(26^2 - 21^2) \cdot 12} = 22,58 \text{ mm}$$

Ze względu na konieczność zapewnienia dobrej współpracy śruby i nakrętki powinien być spełniony dodatkowy warunek tzw. „dobrego prowadzenia śruby w nakrętce” na podstawie którego wysokość nakrętki powinna spełniać mieścić się zakresie:

$$H_n = (1,2 \div 1,5) \cdot d = (1,2 \div 1,5) \cdot 26 = 31,2 \div 39,0 \text{ mm}$$

Przyjmujemy zatem wysokość nakrętki  $H_n=35 \text{ mm}$ . Średnicę zewnętrzną nakrętki wyznaczamy przy założeniu jednakowego odkształcenia śruby oraz nakrętki, jednocześnie pamiętając, aby projektowany przez nas podnośnik w możliwie maksymalnym stopniu spełniał ten warunek. Przekształcając, otrzymamy zależność pozwalającą na wyznaczenie średnicy zewnętrznej nakrętki  $D_z$ :

$$E_s \cdot \frac{\pi d_3^2}{4} = E_n \cdot \frac{\pi (D_z^2 - D_4^2)}{4}$$

zatem:

$$D_z = \sqrt{\frac{E_s}{E_n} d_3^2 + D_4^2} = \sqrt{\frac{210000}{100000} \cdot 20,5^2 + 26,5^2} = 38,81 \text{ mm}$$

Przyjmujemy wstępnie średnicę zewnętrzną nakrętki  $D_z = 40 \text{ mm}$ . Ze względu na to, że napęd przekazywany będzie poprzez nakrętkę, należy zapewnić odpowiednie łożyskowanie nakrętki w gnieździe. Najkorzystniejsze ze względu na niewielkie wartości momentów tarcia będą łożyska toczne. Zatem dobieramy łożysko kulkowe wzdłużne jednokierunkowe pamiętając, aby jego średnica nominalna była większa od średnicy  $D_4$  nakrętki w celu możliwości osadzenia łożyska. Dobieramy łożysko 51106 posiadające średnicę nominalną 30 mm oraz nośność statyczną o wartości 43000 N. Ze względu na zewnętrzną średnicę łożyska wynoszącą 47 mm, powiększamy przyjętą wcześniej średnicę zewnętrzną nakrętki do wartości  $D_z = 47 \text{ mm}$ .

### 3.3. Obliczenia wytrzymałościowe śruby

Wyznaczamy moment oporu w połączeniu geintowym podczas podnoszenia ciężaru:

$$M_s = 0,5 Q d_s \text{tg}(\gamma + \rho')$$

gdzie:

$$d_s = \frac{d + D_1}{2} = \frac{26 + 21}{2} = 23,5 \text{ mm}$$

$$\text{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_s} = \frac{5}{\pi \cdot 23,5} = 0,0677$$

$$\gamma = 3,87^\circ$$

$$\text{tg} \rho' = \frac{\mu}{\cos \alpha_r} = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,1035$$

$$\rho' = 5,91^\circ$$

Podstawiając powyższe dane otrzymamy wartość momentu oporu w połączeniu gwintowym:

$$M_s = 0,5 \cdot 10000 \cdot 23,5 \cdot \text{tg}(3,87^\circ + 5,91^\circ) = 20254 \text{ Nmm}$$

Wyznaczamy poszczególne naprężenia składowe oraz naprężenie zredukowane w rdzeniu śruby, a następnie sprawdzamy warunek wytrzymałościowy:

$$\sigma_c = 30,30 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{16M_s}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 20254}{\pi \cdot 20,5^3} = 11,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_s^2} \leq k_{cj}$$

$$\sigma_z = \sqrt{30,30^2 + 3 \cdot 11,97^2} = 36,71 \text{ MPa} < k_{cj} = 102 \text{ MPa}$$

### 3.4. Obliczenia układu napędowego

Zakładamy siłę ręki z przedziału wartości 200÷300N na poziomie 250N oraz wyznaczamy moment całkowity niezbędny do podniesienia ciężaru Q:

$$M_c = M_s + M_t$$

gdzie:

$M_t$  jest momentem tarcia występującym w łożysku tocznym.

$$M_t = 0,5 \mu Q d_m$$

Wartość współczynnika tarcia w łożysku przyjmuje wartości od  $\mu = 0,0013$  dla łożyska kulkowego wzdluznego do  $\mu = 0,0050$  dla łożyska walcowego wzdluznego. Jeżeli założymy wartość maksymalną to możemy wyznaczyć wartość momentu oporów w łożysku.

$$M_t = 0,5 \cdot 0,005 \cdot 10000 \cdot \frac{30 + 47}{2} = 963 \text{ Nmm}$$

Jak możemy zauważyć wartość ta jest niewielka i stanowi zaledwie około 5% wartości momentu oporu w połączeniu gwintowym.

$$M_c = M_s + M_t = 20254 + 963 = 21217 \text{ Nmm}$$

Długość drąga (odległość od osi śruby) wyznaczamy z warunku:

$$l_n = \frac{M_c}{P_r} = \frac{21217}{250} = 84,87 \text{ mm}$$

Przyjmujemy wartość  $l_n = 85 \text{ mm}$ .

Zakładając materiał z którego zostanie wykonany drąg stal C45 oraz średnicę stopnia na nakrętce:

$$D_z^* = D_z + (6 \div 8 \text{mm}) = 54 \text{mm}$$

możemy wyznaczyć średnicę drąga z warunku na zginanie:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{32M_g}{\pi k_{gj}}}$$

gdzie:

$$M_g = P_r \cdot (l_n - 0,5D_z^*)$$

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{32P_r(l_n - 0,5D_z^*)}{\pi k_{gj}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 250 \cdot (85 - 0,5 \cdot 54)}{\pi \cdot 144}} = 10,08 \text{mm}$$

Przyjmujemy wartość średnicy drąga napędowego  $d_n = 12 \text{mm}$  oraz zakładamy, że drąg zostanie wkręcony na stałe w nakrętkę. Zatem na końcu drąga zostanie nacięty gwint  $M12 \times 1$  o średnicy rdzenia  $d_3 = 10,773 \text{mm}$ .

### 3.5. Obliczenia podstawy

Zakładamy konstrukcyjnie średnicę wewnętrzną podstawy  $D_{pw} = 75 \text{mm}$  oraz średnicę zewnętrzną  $D_{pz} = 120 \text{mm}$  i wyznaczamy wartości nacisków podstawy na grunt oraz porównujemy z przyjętą wartością dopuszczalną.

$$p = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi(D_{pz}^2 - D_{pw}^2)} \leq p_{dop}$$

$$p = \frac{4 \cdot 10000}{\pi(120^2 - 75^2)} = 1,45 \text{MPa} < p_{dop} = 2 \text{MPa}$$

### 3.6. Obliczenia sprawdzające korpusu

Korpus podnośnika wykonany będzie rury z stalowej bez szwu o średnicy zewnętrznej  $46 \text{mm}$  i grubości ścianki  $2,5 \text{mm}$ . Wyznaczamy smukłość rury zakładając, że jej długość jest równa wysokości całkowicie wysuniętego podnośnika.

$$s = \frac{l_s}{i_x} = \frac{l_s}{0,25 \cdot \sqrt{D_{kz}^2 + D_{kw}^2}} = \frac{1120}{0,25 \cdot \sqrt{46^2 + 41^2}} = 72,7$$

Ze względu na to, że smukłość jest mniejsza od smukłości granicznej ( $s_{gr}=105$ , stal S235JR), zachodzi wyboczenie trwałe i stosujemy wzór Tetmajera:

$$R_w = R_0 - R_1 s$$

$$R_0 = 310 \text{ MPa}$$

$$R_1 = 1,19 \text{ MPa}$$

$$R_w = R_0 - R_1 s = 310 - 1,19 \cdot 72,7 = 223,50 \text{ MPa}$$

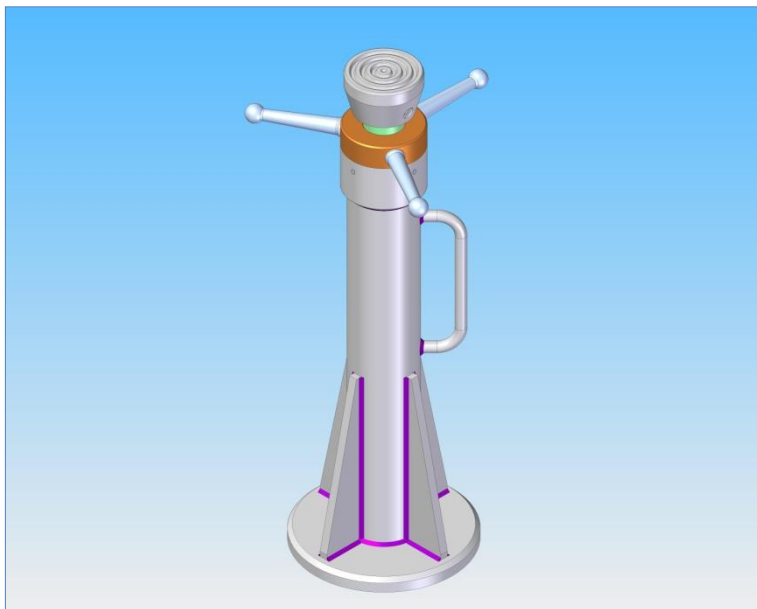
Wyznaczamy wyboczeniowy współczynnik bezpieczeństwa:

$$x_w = \frac{R_w}{\sigma_c} = \frac{R_w \cdot \pi (D_{pz}^2 - D_{pw}^2)}{4Q} = \frac{223,5 \cdot \pi \cdot (46^2 - 41^2)}{4 \cdot 10000} = 7,64$$

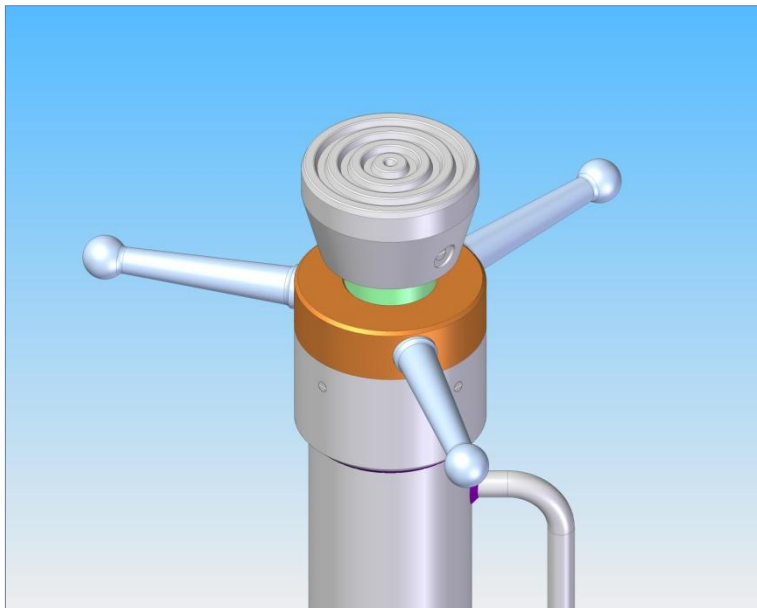
Współczynnik bezpieczeństwa jest większy od wstępnie założonej wartości, zatem grubość ścianki rury została dobrana poprawnie. Dodatkowe zastosowanie żeber w znaczącym stopniu zwiększy sztywność konstrukcji. Przyjęcie zbyt małej grubości ścianki może wywołać trudności technologiczne związane z położeniem spoin pachwinowych łączących poszczególne elementy korpusu. Przyjęta grubość ścianki rury korpusu pozwala na zastosowanie spoiny pachwinowej o wymiarze  $a = 2 \text{ mm}$ .

### 3.7. Podnośnik śrubowy z napędem przez nakrętkę – model 3D

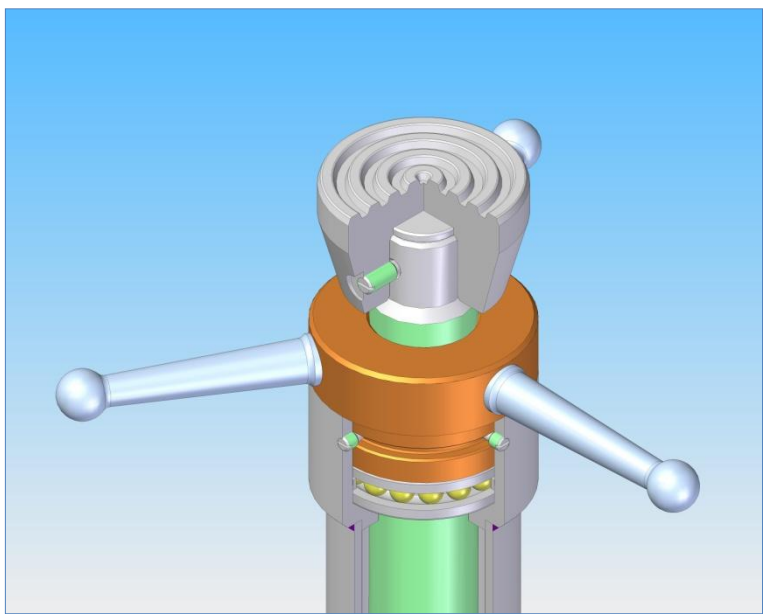
Na rysunkach 3.1 oraz 3.2 przedstawiono model 3D podnośnika śrubowego z napędem przez nakrętkę. Na rysunku 3.3 pokazano fragment odsłoniętej górnej części podnośnika, widoczne są śruby zabezpieczające koronę przed zsunięciem się ze śruby podnośnika, śruby zabezpieczające nakrętkę w gnieździe oraz łożysko kulkowe wzdłużne. Rysunek 3.4 przedstawia dolną część podnośnika w przekroju z widoczną pokrywą zamykającą korpus od dołu.



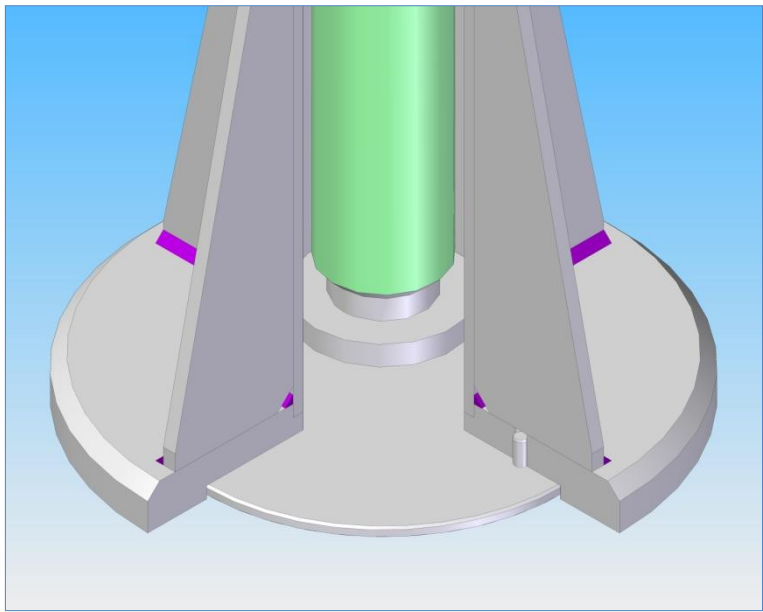
**Rysunek 3.1. Podnośnik śrubowy z napędem przez nakrętkę**



**Rysunek 3.2. Korona podnośnika**



**Rysunek 3.3. Widok górnej części podnośnika - przekrój**



**Rysunek 3.4. Widok dolnej części podnośnika – przekrój**

## 4. Obliczenia konstrukcyjne introligatorskiej prasy śrubowej

Zaprojektować prasę introligatorską z napędzaną śrubą. Dane wejściowe do obliczeń:

- obciążenie robocze  $Q = 12,5 \text{ kN}$ ,
- skok śruby  $H_s = 300 \text{ mm}$ ,
- wymiary płyty dociskowej  $230 \times 320 \text{ mm}$ .

### 4.1. Obliczenia średnicy rdzenia śruby oraz dobór gwintu

Przyjmujemy materiał śruby stal C55, dla której wartości naprężeń dopuszczalnych wynoszą:  $k_{cj} = 112 \text{ MPa}$ ,  $k_{sj} = 105 \text{ MPa}$ ,  $k_{gj} = 155 \text{ MPa}$

Wyznaczamy długość śruby ulegającej wyboczeniu wg przybliżonej zależności:

$$l \approx H_s + \frac{H_n}{2} + H_p$$

Gdzie:

$H_s$  – jest skokiem śruby,

$H_n$  – jest wysokością nakrętki,

$H_p$  – jest wymiarem konstrukcyjnym związanym z osadzeniem czoła śruby w gnieździe płyty dociskowej,

Zakładając wstępnie:

$$H_p = 20 \text{ mm}$$

$$\frac{H_n}{2} \approx 15 \text{ mm}$$

otrzymamy długość śruby, na jakiej jest ona ściskana oraz wyznaczamy jej długość wyboczeniową:

$$l \approx 300 + 15 + 20 = 335 \text{ mm}$$

$$l_s \approx \frac{l}{\sqrt{2}} = \frac{335}{\sqrt{2}} = 236,88 \text{ mm}$$

Zakładając, że smukłość śruby  $s$  będzie mniejsza od smukłości granicznej przyjętego materiału  $s_{gr} = 90$ , wytrzymałość na wyboczenie wyniesie:

$$R_w = R_0 - R_1 s$$

przy czym

$$R_0 = 335 \text{ MPa}, \quad R_1 = 0,62 \text{ MPa}.$$

Korzystając z warunku wytrzymałościowego:

$$\sigma_c = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d_3^2} \leq k_w = \frac{R_w}{x_w} = \frac{R_0 - R_1 s}{x_w}$$

przy uwzględnieniu, że:

$$s = \frac{4l_s}{d_3}$$

oraz założeniu wartości współczynnika bezpieczeństwa  $x_w = 3,5$ , średnicę rdzenia uzyskuje się po rozwiązaniu równania kwadratowego następującej postaci:

$$\pi R_0 d_3^2 - 4\pi R_1 l_s d_3 - 4Q x_w = 0$$

Po podstawieniu wartości otrzymamy:

$$10524 d_3^2 - 18457 d_3 - 175 \cdot 10^3 = 0$$

przy czym:

$$\Delta = (-18457)^2 - 4 \cdot 10524 \cdot (-175 \cdot 10^3) = 740,0866 \cdot 10^8$$

$$\sqrt{\Delta} = 272045$$

$$d_3 = \frac{-b + \sqrt{\Delta}}{2a} = \frac{18457 + 272045}{2 \cdot 10524} = 13,80 \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowany gwint **Tr20×4** (Tabela 1) o następujących parametrach geometrycznych:

$$d = 20,00 \text{ mm}, \quad d_3 = 15,50 \text{ mm}, \quad D_1 = 16,00 \text{ mm}, \quad D_4 = 20,50 \text{ mm}, \quad P = 4 \text{ mm}.$$

Przeprowadzamy obliczenia sprawdzające smukłości śruby oraz współczynnika bezpieczeństwa dla przyjętego gwintu.

$$s = \frac{l_s}{0,25 d_3} = \frac{236,88}{0,25 \cdot 15,5} = 61,14$$

Dla przyjętego materiału śruby smukłość graniczna wynosi  $s_{gr} = 90$ , zatem warunek stosowności wzoru Tetmajera został spełniony:

$$s = 61,14 < s_{gr} = 90$$

Obliczamy wyboczeniowy współczynnik bezpieczeństwa:

$$R_w = R_0 - R_1 s = 335 - 0,62 \cdot 61,14 = 297,09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 12500}{\pi \cdot 15,5^2} = 66,25 \text{ MPa}$$

$$\chi_w = \frac{R_w}{\sigma_c} = \frac{297,09}{66,25} = 4,48$$

Wyznaczona wartość współczynnika bezpieczeństwa jest większa od wartości wstępnie założonej.

## 4.2. Wyznaczenie wymiarów nakrętki

Wysokość nakrętki  $H_n$  obliczono z warunku nie przekroczenia nacisków dopuszczalnych  $p_{dop}$  przyjmowanych dla połączeń gwintowych ruchowych:

$$p = \frac{4QP}{\pi(d^2 - D_1^2)H_n} \leq p_{dop}$$

Po przekształceniu otrzymamy zależność:

$$H_n \geq \frac{4QP}{\pi(d^2 - D_1^2)p_{dop}}$$

Zakładając wartość nacisku dopuszczalnego  $p_{dop} = 12 \text{ MPa}$  (nakrętka wykonana z brązu CuSn10Pb10), otrzymamy:

$$H_n \geq \frac{4 \cdot 12500 \cdot 4}{\pi(20^2 - 16^2) \cdot 12} = 36,84 \text{ mm}$$

Przyjęto wysokość nakrętki  $H_n = 35 \text{ mm}$ , co nieznacznie wpłynie na wzrost nacisków średnich w połączeniu gwintowym, oraz zapewni jednocześnie prawidłowe prowadzenie śruby w nakrętce.

Średnicę zewnętrzną nakrętki  $D_n$  wyznaczono z warunku równych odkształceń względnych śruby i nakrętki, co prowadzi do konieczności zachowania równości:

$$E_s A_s = E_n A_n$$

przy czym:  $E_s = 210000 \text{ MPa}$ ,  $E_n = 100000 \text{ MPa}$

$$D_n = \sqrt{\frac{E_s}{E_n} d_3^2 + D_4^2} = \sqrt{\frac{210000}{100000} \cdot 15,5^2 + 20,5^2} = 30,41 \text{ mm}$$

Przyjęto ze względów konstrukcyjnych  $D_n = 35 \text{ mm}$ .

### 4.3. Moment oporów ruchu w połączeniu gwintowym

Moment oporów ruchu w połączeniu śruby i nakrętki wyraża następująca zależność:

$$M_s = 0,5Qd_s \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

przy czym, kąt wzniosu linii śrubowej oraz pozorny kąt tarcia wyniosą:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi d_s}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{4}{\pi \cdot 18}\right) = 4,05^\circ$$

$$\rho' = \operatorname{arctg}\left(\frac{\mu}{\cos \alpha_r}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,1}{\cos 15^\circ}\right) = 5,91^\circ$$

Zatem otrzymamy:

$$M_s = 0,5 \cdot 12500 \cdot 18 \cdot \operatorname{tg}(4,05^\circ + 5,91^\circ) = 197477 \text{ Nmm}$$

### 4.4. Obliczenia sprawdzające osadzenia nakrętki w belce

Należy sprawdzić warunek nacisków na powierzchni oparcia nakrętki w gnieździe, zakładając średnicę wewnętrzną oparcia nakrętki  $d_o = 22 \text{ mm}$ :

$$p = \frac{4Q}{\pi(D_n^2 - d_o^2)} = \frac{4 \cdot 12500}{\pi(35^2 - 22^2)} = 21,47 \text{ MPa} < p_{dop} = 28 \text{ MPa}$$

Nakrętkę przed obrotem zabezpieczymy przy pomocy kołka ISO8734–4×22 oraz sprawdzamy warunki ścinania oraz nacisków dla kołka:

$$p = \frac{4M_s}{D_n d_k l_k} = \frac{4 \cdot 197477}{35 \cdot 4 \cdot 22} = 25,6 \text{ MPa} < p_{dop} = 28 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = \frac{2M_s}{D_n d_k l_k} = \frac{2 \cdot 197477}{35 \cdot 4 \cdot 22} = 12,8 \text{ MPa} < k_{tj} = 61 \text{ MPa}$$

### 4.5. Wyznaczenie promienia krzywizny kulistego zakończenia śruby oraz momentu tarcia

Promień krzywizny wyznaczono z warunku nie przekroczenia dopuszczalnych naprężeń  $k_H$  w strefie styku przy założeniu, że kulista końcówka śruby o promieniu  $R$  styka się z płaskim czołem podkładki. Warunek ten przyjmuje postać:

$$\sigma_H = 0,388 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q E_s^2}{R^2}} \leq k_H$$

Po przekształceniu otrzymamy zależność określającą promień krzywizny:

$$R \geq \sqrt[3]{\frac{0,388^3 Q E_s^2}{k_H^3}}$$

przy czym  $k_H = 950 \text{ MPa}$ . Podstawiając dane otrzymamy:

$$R \geq \sqrt[3]{\frac{0,388^3 \cdot 12500 \cdot 210000^2}{950^3}} = 193,8 \text{ mm}$$

Przyjęto promień krzywizny  $R = 200 \text{ mm}$ . Średnicę obszaru kontaktu możemy wyznaczyć z zależności:

$$d_o = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot R}{E_s}} = 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{12500 \cdot 200}{210000}} = 5,0 \text{ mm}$$

Moment tarcia  $M_T$  w obszarze kontaktu, przy założeniu wartości współczynnika tarcia  $\mu = 0,1$  wyznaczamy z zależności:

$$M_t = \frac{1}{3} Q d_o \mu$$

$$M_t = \frac{1}{3} \cdot 12500 \cdot 5,0 \cdot 0,1 = 2083,3 \text{ Nmm}$$

#### 4.6. Moment całkowity oraz sprawność prasy

Moment całkowity niezbędny do wywołania założonego obciążenia wynosi:

$$M_c = M_s + M_t = 19747,7 + 2083,3 = 21831,0 \text{ Nmm}$$

Sprawność prasy:

$$\eta = \frac{Q P}{2\pi M_c} = \frac{12500 \cdot 4}{2\pi \cdot 21831,0} = 0,365 = 36,5\%$$

#### 4.7. Obliczenia wymiarów piasty belki górnej

Belka górna służy do osadzenia nakrętki jak również do zamocowania czopów górnych słupów prasy. Z uwagi na sposób zamocowania belki oraz występujące obciążenie w postaci siły poprzecznej  $Q$  przekroje belki są zginane, przy czym najbardziej wyężony jest przekrój środkowy.

Moment zginający ten przekrój wynosi:

$$M_g = \frac{Q \cdot L}{4}$$

Przyjęto rozstaw otworów belki  $L=250\text{mm}$  z uwagi na założone wymiary płyty dociskowej. Moment zginający przekrój środkowy wyniesie zatem:

$$M_g = \frac{1250 \cdot 250}{4} = 781250 \text{ Nmm}$$

Z uwagi na przyjętą wysokość nakrętki  $H_n=35\text{mm}$  założono wysokość rozpatrywanego przekroju belki  $h_p=45\text{mm}$ , natomiast materiał belki staliwo 200-400, dla którego naprężenia dopuszczalne wynoszą  $k_g=128\text{MPa}$ . Naprężenia w przekroju belki nie mogą przekroczyć wartości naprężeń dopuszczalnych, zatem:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \leq k_g$$

przy czym

$$W_x = \frac{d_p - D_n}{6} h_p^2$$

po przekształceniu i podstawieniu wartości otrzymamy:

$$d_p \geq \frac{6M_g}{h_p^2 k_g} + D_n = \frac{6 \cdot 781250}{45^2 \cdot 128} + 35 = 53,08 \text{ mm}$$

Przyjęto średnicę zewnętrzną piasty belki górnej  $d_p=55\text{mm}$ .

#### 4.8. Obliczenia sprawdzające przekroju ramienia belki górnej

Przekrój ramienia belki górnej w części przylegającej do piasty założono w postaci dwuteownika. Wymiary przekroju wynikają z wymiarów piasty i wynoszą odpowiednio: wysokość przekroju dwuteowego  $h_t=40\text{mm}$ , szerokość  $b_t=50\text{mm}$ , grubość półki i żebra  $g=8\text{mm}$ .

Rozpatrywany przekrój obciążony jest momentem gnącym  $M_g$ , który wynosi:

$$M_g = \frac{Q}{2} \left( \frac{L}{2} - \frac{d_p}{2} \right) = \frac{Q}{4} (L - d_p)$$

Zatem po podstawieniu otrzymamy:

$$M_g = \frac{12500}{4}(250-55) = 609375 \text{ Nmm}$$

Moment bezwładności przekroju względem osi obojętnej wynosi:

$$I_x = \frac{1}{12} [b_t h_t^3 - (b_t - g)(h_t - 2g)^3]$$

Po podstawieniu danych otrzymamy:

$$I_x = \frac{1}{12} [50 \cdot 40^3 - (50-8) \cdot (40-2 \cdot 8)^3] = 218283 \text{ mm}^4$$

Wskaźnik przekroju:

$$W_x = \frac{2I_x}{h_t} = \frac{2 \cdot 218283}{40} = 10914 \text{ mm}^3$$

Napężenia zginające w rozpatrywanym przekroju ramienia  $\sigma_g$  wynoszą:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{609375}{10914} = 55,83 \text{ MPa} < k_g = 128 \text{ MPa}$$

#### 4.9. Obliczenia słupów

Słupy, do których mocowana jest belka górna, są utwierdzone w podstawie prasy. Utwierdzenie uzyskuje się poprzez ciasne pasowanie ich czopów w otworach podstawy i skręcenie gwintowanych końcówek czopów nakrętkami celem wywołania odpowiedniego napięcia wstępnego w połączeniu śrubowym. Każdy ze słupów rozciągany jest siłą osiową o wartości  $Q/2$  i jednocześnie zginany siłą poprzeczną wynikającą z momentu oporów ruchu w połączeniu gwintowym, której wartość wynosi  $F_s$ .

Założono wysokość słupa:

$$H_{sl} = l + 15 \text{ mm} = 350 \text{ mm}$$

Siła poprzeczna obciążająca słup:

$$F_s = \frac{M_s}{L} = \frac{19747,7}{250} = 80,0 \text{ N}$$

Zatem moment zginający w przekroju podstawy słupa wynosi:

$$M_g = F_s \cdot H_{sl} = 80,0 \cdot 350 = 28000 \text{ Nmm}$$

Naprężenia zginające w tym przekroju powinny spełniać warunek:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} = \frac{32M_g}{\pi d^3} \leq k_g$$

Zakładając materiał słupa stal E295, dla której  $k_g = 162\text{MPa}$ , średnicę czopa  $d$  możemy wyznaczyć z zależności:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_g}{\pi k_g}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 28000}{\pi \cdot 162}} = 12,07\text{mm}$$

Przyjęto:  $d = 14\text{mm}$ ,  $D = 20\text{mm}$ .

#### 4.10. Obliczenia napiecia wstepnego w polaczeniu gwintowym czopa slupa

Wymagane napiecie wstepne  $Q_w$  wynika z koniecznosci zapewnienia odpowiednich naciskow wstepnych na powierzchni oparcia slupa i podstawy, ktore ulegna zmianie w wyniku rozciagania slupa oraz jego zginania. Dla dociazanej strony powierzchni oparcia stan naciskow jest nastepujacy:

$$p_w + p_M - p_Q \leq p_{dop}$$

W przypadku strony odciazanej naciski wyniosa:

$$p_w - p_M - p_Q \geq 0$$

przy czym:

$$p_w = \frac{Q_w}{A_d}$$

$$p_M = \frac{M_g}{W_{xd}}$$

$$p_Q = \frac{Q}{2A_d}$$

$$A_d = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

$$W_{xd} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}$$

Po podstawieniu danych uzyskano nastepujace wartosci:

$$A_d = 160,2 \text{ mm}^2 \quad W_{xd} = 596,8 \text{ mm}^3$$

Wykorzystując równanie nacisków dla strony odciążanej powierzchni oparcia słupa uzyskano wymaganą wartość napięcia wstępnego:

$$Q_w = 13767,5 \text{ N}$$

Przyjmując gwint M14×1,5 nacięty na czopie słupa, naprężenia rozciągające oraz skręcające w przekroju rdzenia wywołane napięciem wstępnym wyniosą odpowiednio:

$$\sigma_r = \frac{4Q_w}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 13767,5}{\pi \cdot 12,160^2} = 118,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{16M_s}{\pi d_3^3} = \frac{8Q_w d_s \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}{\pi d_3^3} = \frac{8 \cdot 13767,5 \cdot 13,026 \cdot \operatorname{tg}(2,10^\circ + 6,59^\circ)}{\pi \cdot 12,160^3} = 38,8 \text{ MPa}$$

Naprężenia zredukowane w rdzeniu śruby wywołane napięciem wstępnym wyniosą:

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + 3\tau_s^2} = \sqrt{118,5^2 + 3 \cdot 38,8^2} = 136,2 \text{ MPa} < k_r = 150 \text{ MPa}$$

#### 4.11. Obliczenia pokrętaka

Założono siłę ręki przyłożoną do każdego z ramion pokrętaka  $F_r = 150 \text{ N}$ . Długość ramienia wyniesie zatem:

$$r = \frac{M_c}{2F_r} = \frac{218310}{2 \cdot 150} = 72,8 \text{ mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto  $r = 150 \text{ mm}$ . Ramię pokrętaka jest zginane, przy czym maksymalny moment występuje w przekroju utwierdzenia ramienia w paście, a jego wartość wynosi:

$$M_g = F_r \left( r - \frac{d_p}{2} \right) = 150 \cdot \left( 150 - \frac{55}{2} \right) = 18375,0 \text{ Nmm}$$

Średnica ramienia w miejscu utwierdzenia wyniesie (stal E295,  $k_g = 162 \text{ MPa}$ ):

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{32M_g}{\pi k_g}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 183750}{\pi \cdot 162}} = 10,49 \text{ mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto  $d_p = 14 \text{ mm}$ .

#### 4.12. Obliczenie połączenia wpustowego łączącego piastę pokrętaka z czopem osadczym śruby

Założono średnicę czopa śruby w miejscu połączenia z piastą pokrętaka  $d_c = 14\text{mm}$ . Przyjęto wpust o wymiarach  $b \times h = 5 \times 5\text{mm}$ . Długość obliczeniowa wpustu wyniesie:

$$l_o = \frac{4M_c}{d_c h z p_{dop}} = \frac{4 \cdot 218313}{14 \cdot 5 \cdot 1 \cdot 100} = 12,5\text{mm}$$

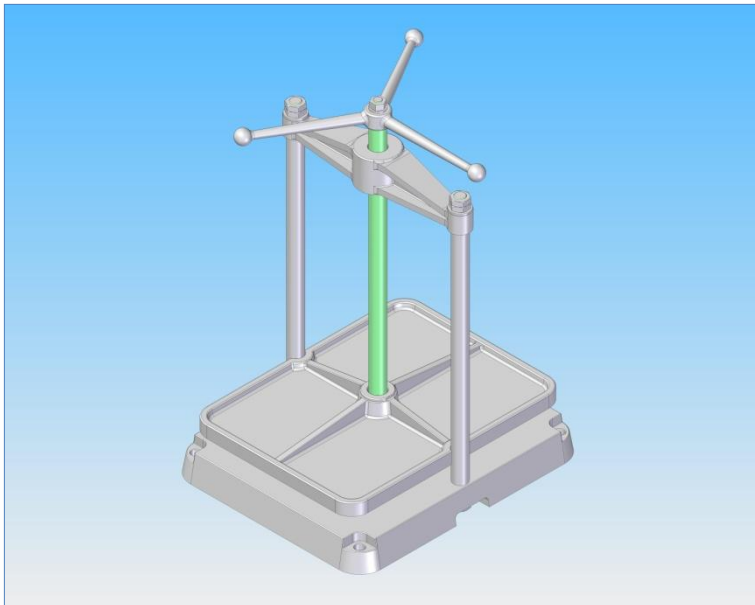
Długość całkowita wpustu

$$l = l_o + b = 12,5 + 5 = 17,5\text{mm}$$

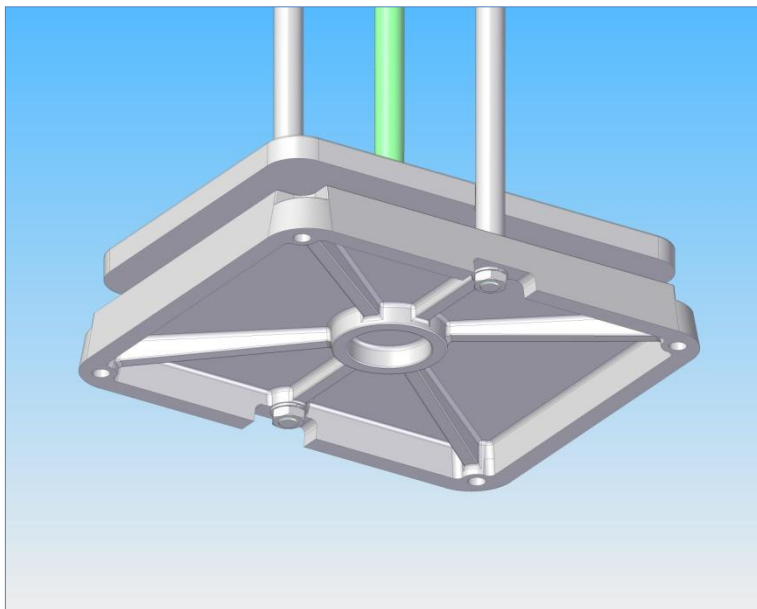
Przyjęto długość znormalizowaną wpustu  $l = 18\text{mm}$ . Zatem dobieramy wpust A5  $\times 5 \times 18$  wg normy PN-M-85005:1970

#### 4.13. Prasa introligatorska – model 3D

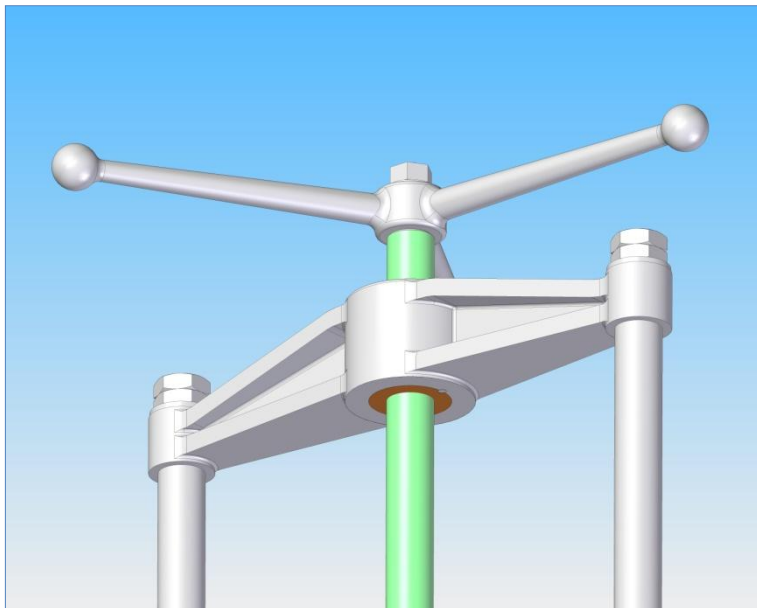
Na rysunkach 4.1-4.4 przedstawiono model trójwymiarowy prasy introligatorskiej z napędem przez śrubę.



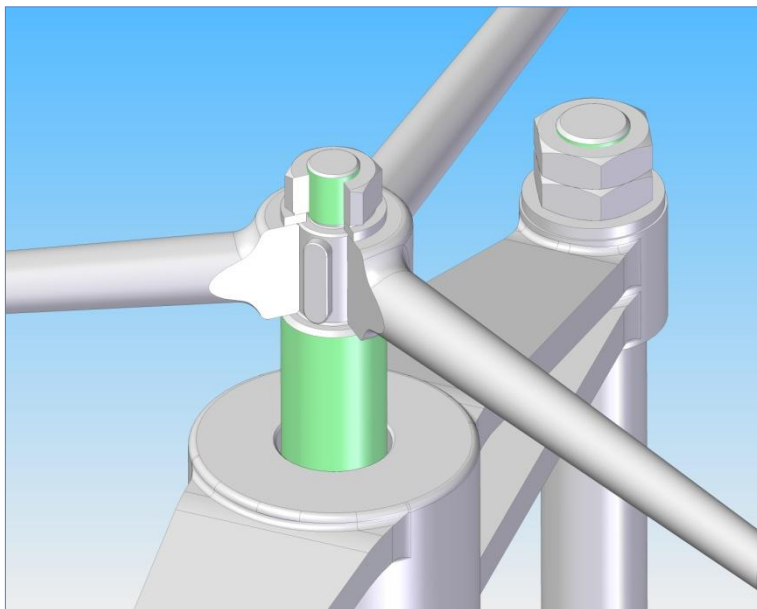
Rysunek 4.1. Prasa introligatorska – model 3D



**Rysunek 4.2. Podstawa prasy**



**Rysunek 4.3. Widok górnej części prasy**



**Rysunek 4.4. Widok połączenia piasty pokrętka z czopem śruby**

Rysunek 4.2 przedstawia widok podstawy prasy, widoczne są żebra zwiększające sztywność podstawy, na kolejnym rysunku (4.3) przedstawiono belkę górną. Na rysunku 4.4 w przekroju widoczny jest sposób połączenia piasty pokrętaka z czopem śruby.

## 5. Obliczenia reduktora z kołami walcowymi o zębach śrubowych

Zaprojektować reduktor jednostopniowy z kołami walcowymi o zębach śrubowych. Dane wejściowe do obliczeń:

- moc na wejściu  $N = 15 \text{ kW}$ ,
- prędkość obrotowa na wejściu  $n_1 = 1000 \text{ obr/min}$ ,
- przełożenie  $u = 4 \pm 3\%$ ,
- trwałość godzinowa  $L_h = 12000 \text{ h}$ .

### 5.1. Wstępny dobór wymiarów kół

Ze względu na skomplikowany charakter warunków decydujących o wytrzymałości kół, wyznaczenie na ich podstawie wymiarów jest w sposób znaczący utrudnione. Konieczne staje się zatem przeprowadzenie wstępnych obliczeń wymiarów kół przy wstępnym założeniu wielu istotnych parametrów koła zębatego, a następnie sprawdzeniu warunków wytrzymałościowych i ewentualnym skorygowaniu przyjętych wymiarów.

Średnicę podziałową koła mniejszego możemy wyznaczyć na podstawie zależności [1]:

$$d_1 = 270 \sqrt[3]{\frac{N}{n_1 \psi Q_u} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad [\text{mm}]$$

gdzie:

$Q_u$  – wskaźnik obciążenia,

$\psi$  – względna szerokość wieńca zębatego zębnika,  $\psi = b/d_1$ ,

$N$  – moc przenoszona przez obliczaną parę kół [kW],

$u$  – przełożenie geometryczne,

$n_1$  – prędkość obrotowa zębnika.

Wskaźnik obciążenia  $Q_u$  jest w przybliżeniu proporcjonalny do naprężeń w stopie zęba i naprężeń stykowych. Jego wartość możemy przyjąć dla przekładni ogólnego zastosowania w zależności od prędkości obwodowej zębnika przy założeniu zastosowania stali stopowych do nawęglania [1]:

$$Q_u = \begin{cases} 3,46 - 6,92 \frac{N}{\text{mm}^2}, & \text{przy } v \leq 5 \text{ m/s} \\ 2,42 - 5,20 \frac{N}{\text{mm}^2}, & \text{przy } v > 5 \text{ m/s} \end{cases}$$

Względną szerokość wieńca zębatego możemy przyjąć według Tabeli 3. Zakładając wstępnie wartość  $Q_u = 6 \text{ N/mm}^2$  oraz  $\psi = 0,75$  otrzymamy średnicę podziałową zębniaka:

$$d_1 = 270 \sqrt[3]{\frac{N}{n_1 \psi Q_u} \cdot \frac{u+1}{u}} = 270 \sqrt[3]{\frac{15}{1000 \cdot 0,75 \cdot 6} \cdot \frac{4+1}{4}} = 43,45 \text{ mm}$$

**Tabela 3. Zalecane wartości względnej szerokości zębniaka  $\psi = b/d_1$**

| Położenie kół względem<br>łożysk | Twardość boków zęba |             |
|----------------------------------|---------------------|-------------|
|                                  | HB ≤ 350            | HB > 350    |
| Symetryczne                      | 0,80 – 1,40         | 0,40 – 0,90 |
| Niesymetryczne                   | 0,60 – 1,20         | 0,30 – 0,60 |
| Wspornikowe                      | 0,30 – 0,40         | 0,20 – 0,25 |

Źródło: Dziana A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A., *Przekładnie zębate*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1989

Średnicę podziałową możemy również wyznaczyć na podstawie innej zależności [2]:

$$d_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{M_s K}{\psi \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad [\text{mm}]$$

gdzie:

$f_H = 770$  dla kół o uzębieniu prostym,

$f_H = 690$  dla kół o uzębieniu skośnym,

$M_s$  – moment skręcający zębniaka,

$K$  – współczynnik eksploatacji, wstępnie możemy przyjąć wartość z przedziału 1,3-1,7,

$\sigma_{HP}$  – naprężenia dopuszczalne stykowe  $\sigma_{HP} \approx 0,8 \cdot \sigma_{H \lim}$ ,

$\sigma_{H \lim}$  – stykowa wytrzymałość zmęczeniowa, przy założeniu wykorzystania na koła stali stopowych do nawęglania wartość  $\sigma_{H \lim} = 1600\text{--}1630 \text{ MPa}$ .

Podstawiając zakładane wartości do powyższej zależności otrzymamy:

$$d_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{M_s K}{\psi \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot \frac{15}{1000} \cdot 1,5}{0,75 \cdot (0,8 \cdot 1600)^2} \cdot \frac{4+1}{4}} = 41,56 \text{ mm}$$

Możemy zauważyć, że na podstawie obu zależności, uzyskaliśmy zbliżone wartości średnicy podziałowej i do dalszych obliczeń możemy przyjąć wartość mniejszą.

Wykorzystując wstępnie wyznaczoną wartość średnicy podziałowej możemy wyznaczyć odległość osi kół:

$$a = 0,5d_1(u+1)$$

Następnie zakładając liczbę zębów zębnika  $z_1$  oraz kąt pochylenia linii zębów  $\beta$  wyznaczamy moduł nominalny:

$$m_n = \frac{2a}{z_1(u+1)} \cos \beta$$

gdzie:

$z_1$  – liczba zębów zębnika (Tabela 4),

$\beta$  – kąt pochylenia zębów (zalecane wartości 8 – 20°).

**Tabela 4. Zalecane liczby zębów zębnika**

| Materiał kół               | Przełożenie |         |         |         |
|----------------------------|-------------|---------|---------|---------|
|                            | 1           | 2       | 3       | 4       |
| Stal ulepszana<br>HB < 230 | 32 – 60     | 29 – 55 | 25 – 50 | 22 – 45 |
| Stal ulepszana<br>HB ≥ 230 | 30 – 50     | 25 – 45 | 23 – 40 | 20 – 35 |
| Stal nawęglana             | 21 – 32     | 19 – 29 | 16 – 25 | 14 – 22 |

Uwaga: dolne zakresy stosować przy  $n_1 < 1000$  obr/min, górne przy  $n_1 > 3000$  obr/min

Źródło: Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A., *Przekładnie zębate*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1989

Przyjmując wartości  $z_1 = 19$  oraz  $\beta = 15^\circ$ , a następnie podstawiając do wzorów otrzymamy:

$$a = 0,5d_1(u+1) = 0,5 \cdot 41,56 \cdot (4+1) = 103,09 \text{ mm}$$

$$m_n = \frac{2a}{z_1(u+1)} \cos \beta = \frac{2 \cdot 103,09}{19 \cdot (4+1)} \cos 15^\circ = 2,10 \text{ mm}$$

Wyznaczmy liczbę zębów koła dużego pamiętając, aby koła nie miały wspólnych podzielników:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 19 = 76$$

Przyjmujemy znormalizowaną wartość modułu (Tabela 5), liczbę zębów koła większego, a następnie wyznaczamy przełożenie rzeczywiste:

$$m_n = 2,25 \quad z_2 = 77$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{77}{19} = 4,05$$

**Tabela 5. Wybrane znormalizowane wartości modułów nominalnych  $m_n$**

| Szereg | Moduł nominalny $m_n$ [mm] |       |      |      |      |     |
|--------|----------------------------|-------|------|------|------|-----|
| 1      | 1                          | 1,25  | 1,5  | 2    | 2,5  | 3   |
|        | 4                          | 5     | 6    | 8    | 10   | 12  |
| 2      | 1,125                      | 1,375 | 1,75 | 2,25 | 2,75 | 3,5 |
|        | 4,5                        | 5,5   | 7    | 9    | 11   | 14  |

Źródło: Norma PN-ISO 54:2001

**Tabela 6. Wybrane odległości osi reduktorów ogólnego przeznaczenia  $a_w$**

| Szereg | Odległość osi $a_w$ [mm] |     |     |     |
|--------|--------------------------|-----|-----|-----|
| 1      | 50                       | 63  | 80  | 100 |
|        | 125                      | 160 | 200 | 225 |
| 2      | 56                       | 71  | 90  | 112 |
|        | 140                      | 180 | 225 | 280 |

Źródło: Norma PN-M-88525:1993

Po przyjęciu znormalizowanej wartości modułu oraz liczby zębów należy wyznaczyć ponownie zerową odległość osi  $a$  i przyjąć znormalizowaną rzeczywistą odległość osi  $a_w$  (Tabela 6).

$$a = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{2,25}{\cos 15^\circ} \cdot \frac{19 + 77}{2} = 111,81 \text{ mm}$$

$$a_w = 112 \text{ mm}$$

Należy pamiętać, iż ze względów wytrzymałościowych bardzo korzystne jest przeprowadzenie dodatniej korekcji konstrukcyjnej, która pozwoli na wyrównanie wartości naprężeń zginających u podstawy zęba w obu kołach. O ile będzie to możliwe, wskazane jest przyjęcie współczynnika przesunięcia zarysu dla koła mniejszego  $x_1 \approx 0,5$ . Aby umożliwić przeprowadzenie korekcji dodatniej typu P, zerowa odległość osi powinna być mniejsza od odległości  $a_w$  o wartość równą w przybliżeniu  $0,5m_n$ . W przypadku gdy wartość ta jest większa od  $1m_n$  należy dokonać korekty przyjętego kąta pochylenia linii zębów lub liczby zębów koła  $z_2$ . Do dalszych obliczeń przyjmujemy następujące parametry przekładni:

$$z_1 = 19 \quad z_2 = 77$$

$$m_n = 2,25 \quad \beta = 13^\circ$$

$$\alpha_n = 20^\circ \quad y_n = 1 \quad c^* = 0,25$$

$$a_w = 112 \text{ mm} \quad b = 35 \text{ mm}$$

## 5.2. Obliczenia podstawowych wymiarów geometrycznych przekładni

Zanim można będzie przejść do sprawdzających obliczeń wytrzymałościowych, należy przeprowadzić korekcję konstrukcyjną, wyznaczyć wymiary kół oraz liczbę przyporu.

Wyznaczona wcześniej zerowa odległość osi wynosi:

$$a = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{2,25}{\cos 13^\circ} \cdot \frac{19 + 77}{2} = 110,84 \text{ mm}$$

Na podstawie poniższej zależności wyznaczamy toczny kąt przyporu w płaszczyźnie czołowej  $\alpha_{wt}$ :

$$a_w \cos \alpha_{wt} = a \cos \alpha_t$$

gdzie:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13^\circ} = 0,37354 \quad \alpha_t = 20,48^\circ$$

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{a \cos \alpha_t}{a_w} = \frac{110,84 \cdot \cos 20,48^\circ}{112} = 0,92709 \quad \alpha_{wt} = 22,01^\circ$$

Na podstawie kolejnej zależności:

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t = 2 \frac{\sum x_t}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha_t$$

wyznaczamy sumę współczynników przesunięcia zarysów w płaszczyźnie czołowej:

$$\sum x_t = \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \operatorname{tg} \alpha_t} (z_1 + z_2) = \frac{0,020082 - 0,016043}{2 \cdot 0,37354} (19 + 77) = 0,519$$

przy czym,

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = \operatorname{tg} \alpha_{wt} - \hat{\alpha}_{wt} = 0,020082$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \hat{\alpha}_t = 0,016043$$

Przyjmujemy następujące współczynniki przesunięcia zarysu w płaszczyźnie czołowej, następnie wyznaczamy ich wartości w płaszczyźnie normalnej:

$$x_{t1} = 0,519 \quad x_{t2} = 0$$

$$x_{n1} = \frac{x_{t1}}{\cos \beta} = \frac{0,519}{\cos 13^\circ} = 0,533 \quad x_{n1} = 0$$

Obliczamy pozorną odległość osi oraz współczynnik skrócenia głów:

$$a_p = a + (x_{n1} + x_{n2}) m_n = 110,84 + (0,533 + 0) \cdot 2,25 = 112,039 \text{ mm}$$

$$k_t = \frac{a_p - a_w}{m_t} = \frac{a_p - a_w}{m_n} \cos \beta = \frac{112,039 - 112}{2,25} \cos 13^\circ = 0,017$$

Wartość współczynnika skrócenia głów jest niewielka (mniejsza od 0,1), zatem w dalszych obliczeniach możemy ją pominąć, przyjmując  $k_t = k_n = 0$ .

Średnice podziałowe:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2,25 \cdot 19}{\cos 13^\circ} = 43,87 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2,25 \cdot 77}{\cos 13^\circ} = 177,81 \text{ mm}$$

Średnice głów:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= m_n \left( \frac{z_1}{\cos \beta} + 2y_n + 2x_{n1} - 2k_n \right) = \\ &= 2,25 \cdot \left( \frac{19}{\cos 13^\circ} + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0,533 - 2 \cdot 0 \right) = 50,77 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m_n \left( \frac{z_2}{\cos \beta} + 2y_n + 2x_{n2} - 2k_n \right) = \\ &= 2,25 \cdot \left( \frac{77}{\cos 13^\circ} + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0 - 2 \cdot 0 \right) = 182,31 \text{ mm} \end{aligned}$$

Średnice stóp:

$$\begin{aligned} d_{f1} &= m_n \left( \frac{z_1}{\cos \beta} - 2y_n - 2c^* + 2x_{n1} \right) = \\ &= 2,25 \cdot \left( \frac{19}{\cos 13^\circ} - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,533 \right) = 40,65 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= m_n \left( \frac{z_2}{\cos \beta} - 2y_n - 2c^* + 2x_{n2} \right) = \\ &= 2,25 \cdot \left( \frac{77}{\cos 13^\circ} - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0 \right) = 172,18 \text{ mm} \end{aligned}$$

Średnice kół tocznych:

$$d_{w1} = 2a_w \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 112 \cdot \frac{19}{19 + 77} = 44,333 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = 2a_w \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 112 \cdot \frac{77}{19 + 77} = 179,667 \text{ mm}$$

Obliczamy czołową liczbę przyporu:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} [z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_{wt}) + z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_{wt})]$$

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{d_1 \cos\alpha_t}{d_{a1}}\right) = \arccos\left(\frac{43,87 \cdot \cos 20,48^\circ}{50,77}\right) = 35,96^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{d_2 \cos\alpha_t}{d_{a2}}\right) = \arccos\left(\frac{177,81 \cdot \cos 20,48^\circ}{182,31}\right) = 23,98^\circ$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} [19 \cdot (\operatorname{tg} 35,96^\circ - \operatorname{tg} 22,01^\circ) + 77 \cdot (\operatorname{tg} 23,98^\circ - \operatorname{tg} 22,01^\circ)] = 1,47$$

Obliczamy poskokową liczbę przyporu:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} = \frac{35 \cdot \sin 13^\circ}{\pi \cdot 2,25} = 1,11$$

Całkowita liczba przyporu wynosi:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,47 + 1,11 = 2,58$$

### 5.3. Sprawdzające obliczenia wytrzymałościowe dla zmęczenia powierzchniowego

Przyjmujemy materiał zębника: stal stopowa do nawęglania 18CrNi8. Naprężenia nominalne kontaktowe wyznaczamy na podstawie zależności:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_{\varepsilon} Z_{\beta} \sqrt{\frac{F}{d_{w1} b} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

gdzie:

$F$  – siła obwodowa,

$$F = \frac{2M_s}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 9550N}{d_{w1} n_1} = \frac{2 \cdot 9550 \cdot 15 \cdot 10^3}{44,333 \cdot 1000} = 6462,5N$$

$Z_E$  – współczynnik materiałowy,

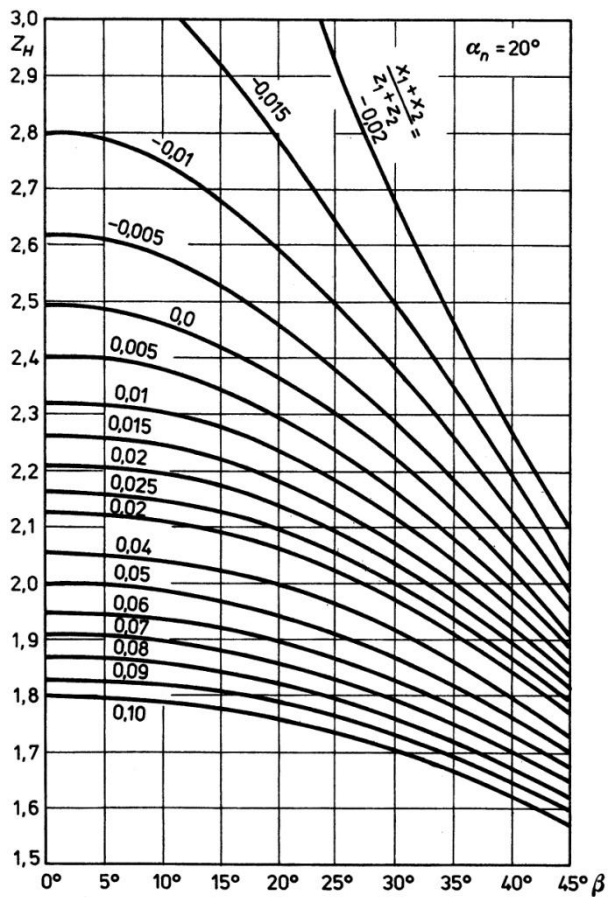
$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

W przypadku, gdy oba koła wykonane są ze stali, współczynnik materiałowy wynosi:

$$Z_E = 189,8 \text{ MPa}^{1/2}$$

$Z_H$  – współczynnik geometrii w strefie styku (Rysunek 5.1),

$$Z_H = 2,35 \quad \frac{x_{n1} + x_{n2}}{z_1 + z_2} = 0,006$$



Rysunek 5.1. Współczynnik  $Z_H$  geometrii w strefie styku ( $\alpha_n = 20^\circ$ ) [1]

$Z_\varepsilon$  – współczynnik uwzględniający wpływ liczby przyporu,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}{3}} \quad \text{w przypadku, gdy } \varepsilon_\beta < 1$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{w przypadku, gdy } \varepsilon_\beta \geq 1$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,47}} = 0,825$$

$Z_\beta$  – współczynnik pochylenia zębów.

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 13^\circ} = 0,990$$

Po podstawieniu wartości współczynników otrzymamy:

$$\sigma_{H0} = 189,8 \cdot 2,35 \cdot 0,825 \cdot 0,990 \cdot \sqrt{\frac{64625}{44,333 \cdot 35} \cdot \frac{4,05 + 1}{4,05}} = 830,2 \text{ MPa}$$

Napężenie rzeczywiste stykowe po uwzględnieniu współczynnika eksploatacji:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K} = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

gdzie:

$K$  – współczynnik eksploatacji

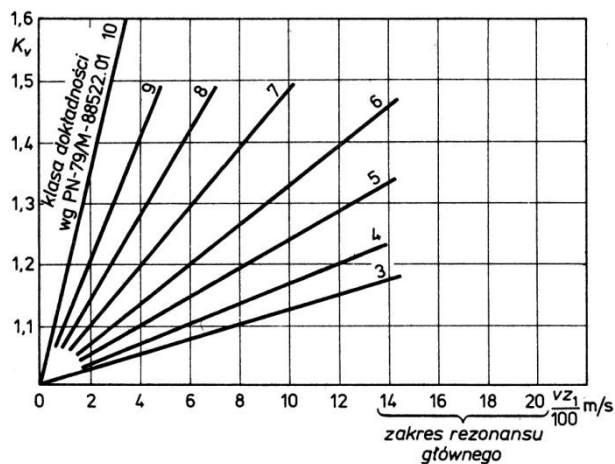
$K_A$  – współczynnik zastosowania (Tabela 7)  $K_A = 1,25$ ,

$K_v$  – współczynnik obciążeń dynamicznych

**Tabela 7. Wartości współczynnika zastosowania  $K_A$**

| Charakter zmian momentu na wale silnika | Charakter zmian momentu na wale maszyny |                      |                  |               |
|-----------------------------------------|-----------------------------------------|----------------------|------------------|---------------|
|                                         | równomierny                             | umiarkowane pulsacje | średnie pulsacje | duże pulsacje |
| równomierny                             | 1,00                                    | 1,25                 | 1,50             | 1,75          |
| umiarkowane pulsacje                    | 1,10                                    | 1,35                 | 1,60             | 1,85          |
| średnie pulsacje                        | 1,25                                    | 1,50                 | 1,75             | 2,00          |
| duże pulsacje                           | 1,50                                    | 1,75                 | 2,00             | 2,25          |

Źródło: Dietrich M., *Podstawy konstrukcji maszyn*, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999

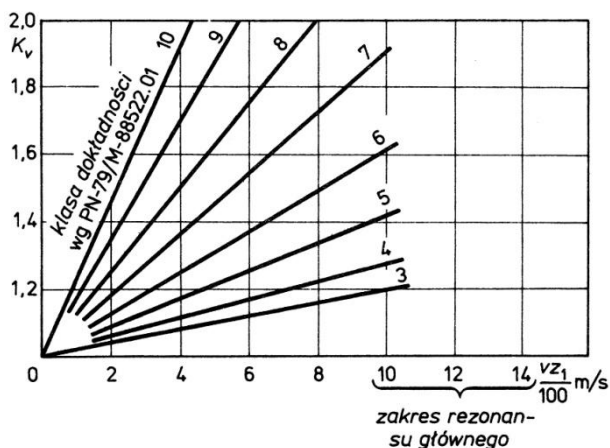


Rysunek 5.2. Współczynnik obciążeń dynamicznych  $K_v$  dla kół śrubowych i  $\varepsilon_\beta > 1$  [1]

Jeżeli  $\varepsilon_\beta < 1$ , wówczas współczynnik obciążeń dynamicznych wyznaczamy według zależności:

$$K_v = K_{v\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{v\alpha} - K_{v\beta})$$

przy czym, wartość  $K_{v\alpha}$  wyznaczamy z wykresu przedstawionego na rysunku 5.3, natomiast wartość  $K_{v\beta}$  wyznaczamy z wykresu na rysunku 5.2.



Rysunek 5.3. Współczynnik obciążeń dynamicznych  $K_v$  dla kół prostych [1]

W naszym przykładzie  $\varepsilon_\beta > 1$ , zatem dla parametru  $v_{z1}/100=0,44$  oraz 7 klasy dokładności wykonania kół współczynnik obciążeń dynamicznych wynosi:

$$K_v = 1,02$$

$K_{H\beta}$  – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż zęba wyznaczany metodą uproszczoną [1] dla 7 klasy dokładności wykonania:

$$K_{H\beta} = 1,23 + 0,18 \cdot \left( \frac{b}{d_1} \right)^2 + 0,61 \cdot 10^{-3} b$$

Wyznaczamy wartość współczynnika rozkładu obciążenia wzdłuż zęba dla założonej wcześniej 7 klasy:

$$K_{H\beta} = 1,23 + 0,18 \cdot \left( \frac{35}{43,87} \right)^2 + 0,61 \cdot 10^{-3} \cdot 35 = 1,37$$

$K_{H\alpha}$  – współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu. Dla kół hartowanych powierzchniowo lub na wskroś, normalnie obciążonych, przyjmuje się:

$$K_{H\alpha} = 1$$

Podstawiając wyznaczone wartości otrzymamy współczynnik eksploatacji oraz wyznaczamy rzeczywiste naprężenie stykowe:

$$K = K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1,37 \cdot 1 = 1,75$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K} = 830,2 \cdot \sqrt{1,75} = 1098,3 \text{ MPa}$$

Wyznaczone naprężenie rzeczywiste dla koła mniejszego jest mniejsze od wartości dopuszczalnej, wynoszącej przy założonym wcześniej gatunku materiału koła mniejszego (Tabela 8):

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

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

**Tabela 8. Własności wytrzymałościowe wybranych materiałów na koła zębate**

| Rodzaj stali                                      | Symbol    | $\sigma_{Hlim}$<br>[MPa] | $\sigma_{Flim}$<br>[MPa] | Twardość<br>[HV] |
|---------------------------------------------------|-----------|--------------------------|--------------------------|------------------|
| Stal konstrukcyjna<br>wyższej jakości             | C22       | 440                      | 170                      | 140              |
|                                                   | C45       | 590                      | 200                      | 185              |
|                                                   | C55       | 620                      | 220                      | 210              |
| Stal stopowa do<br>ulepszania<br>ciepłego         | 34Cr2     | 650                      | 270                      | 260              |
|                                                   | 41Cr4     | 650                      | 270                      | 260              |
|                                                   | 42CrMo4   | 670                      | 290                      | 280              |
|                                                   | 34CrNiMo6 | 770                      | 320                      | 310              |
| Stal do ulepszania<br>hartowana<br>powierzchniowo | C45       | 1100                     | 270                      | 560              |
|                                                   | 41Cr4     | 1280                     | 310                      | 610              |
|                                                   | 42CrMo4   | 1360                     | 350                      | 650              |
| Stal do ulepszania<br>azotowana                   | C45       | 1100                     | 350                      | 400              |
|                                                   | 42CrMo4   | 1220                     | 430                      | 500              |
|                                                   | 42CrMo4   | 1220                     | 430                      | 550              |
| Stal do nawęglania                                | C15       | 1600                     | 230                      | 720              |
|                                                   | 16MnCr5   | 1630                     | 460                      | 720              |
|                                                   | 20MnCr5   | 1630                     | 480                      | 720              |
|                                                   | 15CrNi6   | 1630                     | 500                      | 720              |
|                                                   | 18CrNi8   | 1630                     | 500                      | 740              |
|                                                   | 18CrNiMo7 | 1630                     | 500                      | 740              |

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

## 5.4. Sprawdzające obliczenia wytrzymałościowe dla złamania zmęczeniowego

Naprężenia nominalne obliczeniowe:

$$\sigma_{F0} = \frac{F}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_{\beta}$$

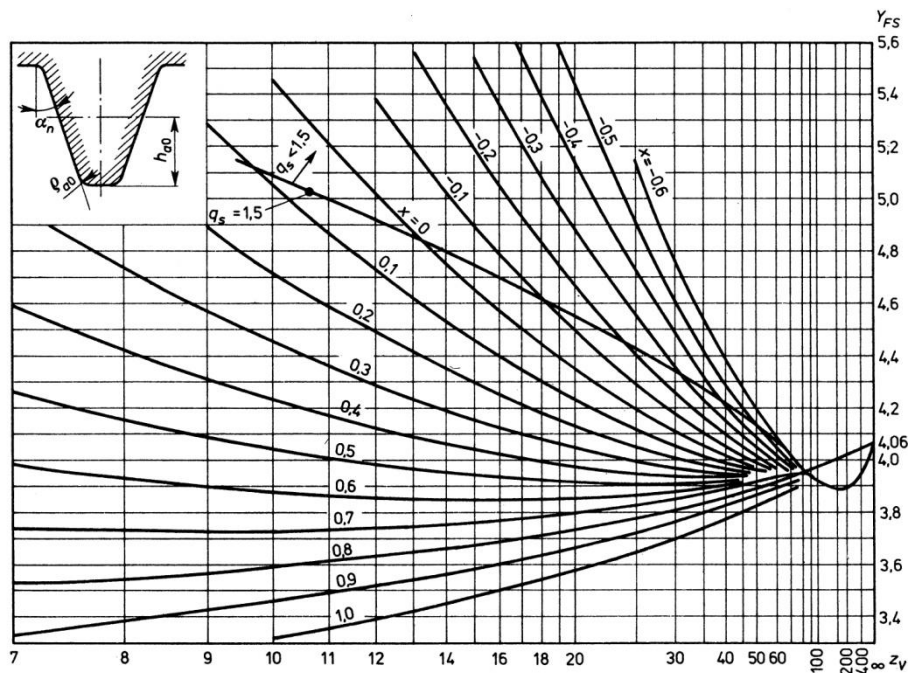
gdzie:

$Y_{Fa}$  – współczynnik kształtu zęba,

$Y_{Sa}$  – współczynnik działania karbu.

Na podstawie wykresu (Rysunek 5.4) dla  $x_{t1} = 0,519$  oraz zastępczej liczby zębów  $z_{v1} = 20,8 \approx 21$  wyznaczamy współczynnik  $Y_{FS}$

$$Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} = 3,92$$



Rysunek 5.4. Współczynnik  $Y_{FS}$  ( $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $y_n = 1$ ,  $c^* = 0,25$ ) [1]

$Y_\varepsilon$  – współczynnik przyporu:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \cos^2 \beta_b$$

$$\beta_b = \arctg(\cos \alpha_t \tg \beta)$$

Podstawiając wartości uzyskamy:

$$\beta_b = 12,20^\circ$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{1,47} \cos^2 12,20^\circ = 0,737$$

$Y_{\beta}$  – współczynnik wpływu kąta pochylenia zębów:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120} = 1 - 1,11 \cdot \frac{13}{120} = 0,880$$

Wyznaczamy naprężenia nominalne oraz naprężenia rzeczywiste przyjmując uproszczenie, że  $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$  oraz  $K_{Fa} \approx K_{Ha}$ :

$$\sigma_{F0} = \frac{P}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} = \frac{646250}{35 \cdot 2,25} \cdot 3,92 \cdot 0,737 \cdot 0,880 = 208,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K = 208,6 \cdot 1,75 = 365,1 \text{ MPa}$$

Jak możemy zauważyć, uzyskana wartość naprężenia rzeczywistego jest znacznie większe od wartości dopuszczalnej, wynoszącej przy założeniu zastosowania stali stopowych do nawęglania (Tabela 8):

$$\sigma_{FP} \approx 0,6 \cdot \sigma_{F\text{lim}} = 0,6 \cdot 500 \text{ MPa} = 300 \text{ MPa}$$

W tym przypadku musimy zwiększyć szerokość wieńca koła zębatego do wartości  $b = 43 \text{ mm}$  i ponownie przeprowadzić obliczenia wartości współczynników oraz wartości naprężeń, które uległy zmianie:

$$\varepsilon_{\beta} = 1,37 \quad \varepsilon = 2,84 \quad K_{H\beta} = 1,43 \quad K = 1,82 \quad Y_{\beta} = 0,852$$

$$\sigma_{H0} = 749,0 \text{ MPa} \quad \sigma_H = 1110,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F0} = 164,4 \text{ MPa} \quad \sigma_F = 299,2 \text{ MPa}$$

Ze względu na korzystniejsze warunki pracy koła większego możemy pominąć obliczenia sprawdzające, pod warunkiem wykonania koła z materiału o zbliżonych wartościach  $\sigma_{H\text{lim}}$ ,  $\sigma_{F\text{lim}}$  do koła mniejszego. Zatem przyjmujemy jako materiał koła większego stal stopową do nawęglania 15CrNi6.

## 5.5. Obliczenia wałka wejściowego

Obliczamy występujące siły w zazębieniu, uwzględniając współczynnik zastosowania  $K_A$ .

Siła obwodowa  $F$ :

$$F = \frac{2M_{s1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 179060}{44,333} = 80780 \text{ N}$$

$$M_{s1} = 9550 \frac{N}{n_1} \cdot K_A = 9550 \frac{15}{1000} \cdot 1,25 = 179,06 \text{ Nm} = 179060 \text{ Nmm}$$

Siła promieniowa  $F_r$ :

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt} = 80780 \cdot \operatorname{tg} 22,01^\circ = 3265,4 \text{ N}$$

Siła osiowa  $F_x$  (przyjmując w przybliżeniu  $\beta_w = \beta$ ):

$$F_x = F \cdot \operatorname{tg} \beta = 80780 \cdot \operatorname{tg} 13^\circ = 1865,0 \text{ N}$$

Koło mniejsze nacięte zostanie na wałku wejściowym zatem, do obliczeń wału przyjmujemy naprężenia dopuszczalne:

$$k_{go} = 114 \text{ MPa}, k_{sj} = 124 \text{ MPa}$$

Obliczamy średnicę teoretyczną czopa wejściowego:

$$d_{we} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{s1}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 179060}{\pi \cdot 124}} = 19,39 \text{ mm}$$

Dla czopa wejściowego przyjmujemy wielowypust o wymiarach 6x21x25 wg normy PN-ISO14 o długości  $l = 25 \text{ mm}$  oraz sprawdzamy warunek nacisków zakładając naciski dopuszczalne dla piasty  $p_{dop} = 90 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{8M_{s1}}{(D^2 - d^2) \cdot l \cdot z \cdot \psi} = \frac{8 \cdot 179060}{(25^2 - 21^2) \cdot 25 \cdot 6 \cdot 0,75} = 69,20 \text{ MPa} < p_{dop}$$

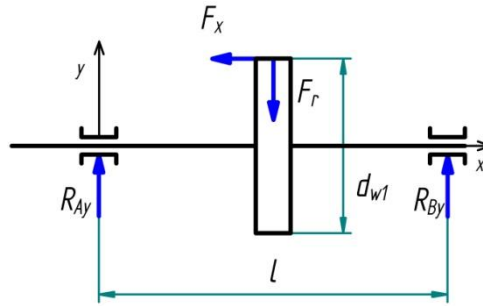
Przyjmujemy średnicę uszczelnienia 28mm, średnicę nominalną łożysk 30mm oraz rozstaw podpór:

$$l = b + 2 \cdot (15 \div 25 \text{ mm}) = 43 + 2 \cdot 23,5 = 90 \text{ mm}$$

Wyznaczamy wartości sił reakcji działających w węzłach łożyskowych w poszczególnych płaszczyznach.

Reakcje w płaszczyźnie XY wyznaczmy na podstawie równania momentów względem dowolnego punktu:

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot l - F_x \cdot \frac{d_{w1}}{2} - F_r \cdot \frac{l}{2} = 0$$



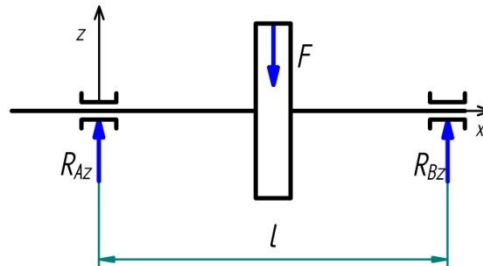
Rysunek 5.5. Schemat obciążenia wałka wejściowego w płaszczyźnie XY

$$R_{Ay} = \frac{F_x \cdot \frac{d_{w1}}{2} + F_r \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{18650 \cdot \frac{44,333}{2} + 32654 \cdot 45}{90} = 2092,0\text{N}$$

$$R_{By} = F_r - R_{Ay} = 32654 - 2092,0 = 1173,4\text{N}$$

Podobnie wyznaczamy reakcje w płaszczyźnie XZ:

$$\sum M_B = R_{Az} \cdot l - F \cdot \frac{l}{2} = 0$$



Rysunek 5.6. Schemat obciążenia wałka wejściowego w płaszczyźnie XZ

$$R_{Az} = \frac{F}{2} = \frac{80780}{2} = 4039,0\text{N}$$

$$R_{Bz} = R_{Az} = 4039,0\text{N}$$

Wartości reakcji wypadkowych  $R_A$  i  $R_B$

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{2092,0^2 + 4039,0^2} = 4548,6\text{N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{1173,4^2 + 4039,0^2} = 4206,0\text{N}$$

Wyznaczamy wartości momentów zginających w przekroju środkowym koła zębatego w poszczególnych płaszczyznach oraz moment wypadkowy:

$$M_{gy} = R_{Ay} \cdot \frac{l}{2} = 2092,0 \cdot \frac{90}{2} = 94140\text{Nmm}$$

$$M_{gz} = R_{Az} \cdot \frac{l}{2} = 4039,0 \cdot \frac{90}{2} = 181755\text{Nmm}$$

$$M_g = \sqrt{M_{gy}^2 + M_{gz}^2} = \sqrt{94140^2 + 181755^2} = 204688\text{Nmm}$$

Moment zastępczy:

$$M_z = \sqrt{M_g^2 + \frac{3}{16} M_{s1}^2} = \sqrt{204688^2 + \frac{3}{16} 179060^2} = 218881\text{Nmm}$$

Sprawdzamy średnicę wału zębika:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_z}{\pi \cdot k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 218881}{\pi \cdot 114}} = 26,94\text{mm}$$

Oczywiście średnica wału zębika musi być mniejsza od średnicy stóp koła, zatem powyższe obliczenia możemy potraktować wyłącznie jako obliczenia sprawdzające.

## 5.6. Obliczenia wałka wyjściowego

Przyjmujemy materiał wału 41Cr4 ( $k_{go}=114\text{MPa}$ ,  $k_{sj}=124\text{MPa}$ ) oraz wyznaczamy moment skręcający obciążający wałek wyjściowy z zależności:

$$M_{s2} = M_{s2} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = 179060 \cdot 4,05 = 725193\text{Nmm}$$

Obliczamy średnicę teoretyczną czopa wyjściowego:

$$d_{wy} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{s2}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 725193}{\pi \cdot 124}} = 31,00\text{mm}$$

Dla czopa wyjściowego przyjmujemy wielowypust o wymiarach 8x32x38 wg normy PN-ISO14 o długości  $l=40\text{mm}$  oraz sprawdzamy warunek nacisków powierzchniowych, zakładając naciski dopuszczalne dla piasty:

$$p_{dop} = 90\text{MPa}$$

$$p = \frac{8M_{s2}}{(D^2 - d^2) \cdot l \cdot z \cdot \psi} = \frac{8 \cdot 725193}{(38^2 - 32^2) \cdot 40 \cdot 8 \cdot 0,75} = 57,56\text{MPa} < p_{dop}$$

Przyjmujemy średnicę uszczelnienia 42mm oraz średnicę nominalną łożysk 45mm.

Podobnie jak dla wałka wejściowego wyznaczamy wartości sił reakcji działających w węzłach łożyskowych w poszczególnych płaszczyznach.

Wartości reakcji w płaszczyźnie XY:

$$R_{Cy} = \frac{F_x \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_r \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{18650 \cdot \frac{179,667}{2} + 32654 \cdot 45}{90} = 3494,2\text{N}$$

$$R_{Dy} = F_r - R_{Cy} = 32654 - 3494,2 = -228,8\text{N}$$

Wartości reakcji w płaszczyźnie XZ:

$$R_{Cz} = \frac{F}{2} = \frac{80780}{2} = 4039,0\text{N}$$

$$R_{Dz} = R_{Cz} = 4039,0\text{N}$$

Wartości reakcji wypadkowych  $R_C$  i  $R_D$

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{3494,2^2 + 4039,0^2} = 5340,7\text{N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{228,8^2 + 4039,0^2} = 4045,5\text{N}$$

Wyznaczamy wartości momentów zginających w przekroju środkowym koła zębatego w poszczególnych płaszczyznach oraz moment wypadkowy:

$$M_{gy} = R_{Cy} \cdot \frac{l}{2} = 3494,2 \cdot \frac{90}{2} = 157239\text{Nmm}$$

$$M_{gz} = R_{Cz} \cdot \frac{l}{2} = 4039,0 \cdot \frac{90}{2} = 181755\text{Nmm}$$

$$M_g = \sqrt{M_{gy}^2 + M_{gz}^2} = \sqrt{157239^2 + 181755^2} = 240331\text{Nmm}$$

Ze względu na dominację momentu skręcającego wyznaczamy moment zastępczy z zależności:

$$M_{zs} = \sqrt{\frac{16}{3} M_g^2 + M_{s2}^2} = \sqrt{\frac{16}{3} 24033^2 + 72519^2} = 913210 \text{ Nmm}$$

Obliczamy średnicę czopa wału w miejscu osadzenia koła dużego:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{zs}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 913210}{\pi \cdot 124}} = 33,47 \text{ mm}$$

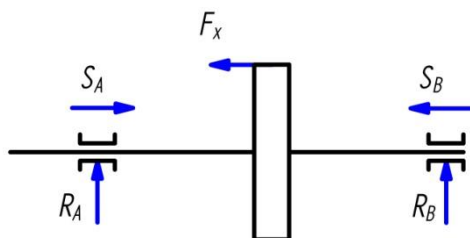
Przyjmujemy wielowypust 8x46x54 wg normy PN-ISO14 o długości  $l = 42 \text{ mm}$  (nieznacznie mniejszej od szerokości koła zębatego, która wynosi  $b = 43 \text{ mm}$ ) oraz sprawdzamy warunek na naciski powierzchniowe.

$$p = \frac{8 M_{s2}}{(D^2 - d^2) \cdot l \cdot z \cdot \psi} = \frac{8 \cdot 725193}{(54^2 - 46^2) \cdot 42 \cdot 8 \cdot 0,75} = 28,78 \text{ MPa} < p_{dop}$$

## 5.7. Obliczenia łożyskowania wałka wejściowego

Ze względu na łatwość zabudowy układu łożyskowania wałka wejściowego przyjmujemy łożyska stożkowe w układzie „X”. Na podstawie katalogu firmy SKF oraz przyjętej wcześniej średnicy łożyskowania przyjmujemy łożyska 32206 o następujących parametrach konstrukcyjnych:

$$C = 50100 \text{ N} \quad C_0 = 57000 \text{ N} \quad X = 0,4 \quad Y = 1,6 \quad e = 0,37$$



Rysunek 5.7. Schemat obciążenia łożysk w układzie „X” wałka wejściowego

Wyznaczamy wewnętrzne siły wzdłużne w łożyskach:

$$S_A = \frac{F_{rA}}{2Y} = \frac{R_A}{2Y} = \frac{4548,6}{2 \cdot 1,6} = 1421,4\text{N}$$

$$S_B = \frac{F_{rB}}{2Y} = \frac{R_B}{2Y} = \frac{4239,0}{2 \cdot 1,6} = 1324,7\text{N}$$

Siła osiowa  $F_x$ :

$$F_x = 1865,0\text{N}$$

Analizując układ sił działających na wał możemy stwierdzić że:

$$S_A = 1421,4\text{N} < S_B + F_x = 1324,7 + 1865,0 = 3189,7\text{N}$$

Zatem łożysko A jest łożyskiem dociążonym, natomiast łożysko B jest łożyskiem odciążonym. Obciążenia osiowe łożysk wynoszą:

$$F_{aA} = S_B + F_x = 3189,7\text{N}$$

$$F_{aB} = S_B = 1324,7\text{N}$$

Wyznaczamy obciążenia zastępcze dynamiczne poszczególnych łożysk:

$$P_A = XF_{rA} + YF_{aA} = 0,4 \cdot 4548,6 + 1,6 \cdot 3189,7 = 6923,0\text{N}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{3189,7}{4548,6} = 0,70 > e = 0,37$$

$$P_B = XF_{rB} + YF_{aB} = 1 \cdot 4239,0 + 0 \cdot 1324,7 = 4239,0\text{N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{1324,7}{4239,0} = 0,31 < e = 0,35$$

Następnie wyznaczamy trwałości godzinowe łożysk:

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left( \frac{C}{P_A} \right)^q = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left( \frac{50100}{6923,0} \right)^{\frac{10}{3}} = 12218\text{h}$$

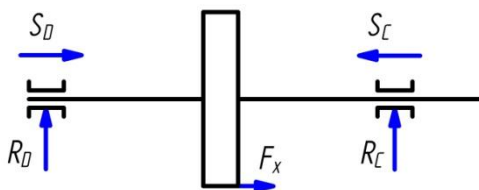
$$L_{hB} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left( \frac{C}{P_B} \right)^q = \frac{10^6}{60 \cdot 1000} \left( \frac{50100}{4239,0} \right)^{\frac{10}{3}} = 62675\text{h}$$

Wymagana trwałość godzinowa przekładni zębatej wynosi 12000h, zatem łożyska zostały dobrane prawidłowo.

## 5.8. Obliczenia łożyskowania wałka wyjściowego

Podobnie jak dla wałka wejściowego przyjmujemy łożyska stożkowe 32009 w układzie „X”, o następujących parametrach:

$$C = 58300\text{N} \quad C_0 = 80000\text{N} \quad X = 0,4 \quad Y = 1,5 \quad e = 0,4$$



Rysunek 5.8. Schemat obciążenia łożysk w układzie „X” wałka wyjściowego

Wyznaczamy wewnętrzne siły wzdłużne w łożyskach:

$$S_C = \frac{F_{rC}}{2Y} = \frac{R_C}{2Y} = \frac{5340,7}{2 \cdot 1,5} = 1780,2\text{N}$$

$$S_D = \frac{F_{rD}}{2Y} = \frac{R_D}{2Y} = \frac{4045,5}{2 \cdot 1,5} = 1348,5\text{N}$$

Siła osiowa  $F_x$ :

$$F_x = 18650\text{N}$$

Podobnie jak w poprzednim przypadku, analizując układ sił działających na wał możemy stwierdzić że:

$$S_D + F_x = 1348,5 + 18650 = 3213,5\text{N} > S_C = 1780,2\text{N}$$

Zatem łożysko C jest łożyskiem dociążonym, natomiast łożysko D jest łożyskiem odciążonym. Obciążenia osiowe łożysk wynoszą:

$$F_{aC} = S_D + F_x = 3213,5\text{N}$$

$$F_{aD} = S_D = 1348,5\text{N}$$

Wyznaczamy obciążenia zastępcze dynamiczne poszczególnych łożysk:

$$P_C = XF_{rC} + YF_{aC} = 0,4 \cdot 5340,7 + 1,5 \cdot 3213,5 = 6956,5 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = \frac{3213,5}{5340,7} = 0,60 > e = 0,4$$

$$P_D = XF_{rD} + YF_{aD} = 1 \cdot 4045,5 + 0 \cdot 1348,5 = 4045,5 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{1348,5}{4045,5} = 0,33 < e = 0,4$$

Trwałości godzinowe łożysk:

$$L_{hC} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left( \frac{C}{P_C} \right)^q = \frac{10^6}{60 \cdot 247} \left( \frac{58300}{6956,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 80676 \text{ h}$$

$$L_{hD} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left( \frac{C}{P_D} \right)^q = \frac{10^6}{60 \cdot 247} \left( \frac{58300}{4045,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 491443 \text{ h}$$

Możemy zauważyć, że trwałość godzinowa łożysk znacznie przekracza wymaganą trwałość godzinową przekładni, jednakże dobrane łożyska są łożyskami stożkowymi o najniższej nośności dynamicznej przy założonej średnicy łożyskowania.

## 5.9. Wyznaczenie ilości oleju w przekładni

Olej w przekładni spełnia dwa podstawowe zadania. Oddziela od siebie współpracujące powierzchnie zmniejszając jednocześnie współczynnik tarcia i chroniąc powierzchnie przed zatarciem. Odprowadzając ciepło tarcia umożliwia chłodzenie współpracujących powierzchni. Zatem należy zapewnić odpowiednią ilość oleju w przekładni. Zakładamy zastosowanie oleju o lepkości standardowej wg ISO VG100, którego ilość możemy w sposób przybliżony wyznaczyć z zależności [2]:

$$V = (3,5 \div 11) \cdot N \left( \frac{0,1}{z_1 \cos \beta} + \frac{0,03}{2 + \nu} \right) [\text{dm}^3]$$

gdzie:

$N$  – jest mocą nominalną przekładni [kW],

$\nu = \frac{\pi d_{w1}}{60}$  – jest prędkością obwodową [m/s].

Mniejsze wartości przyjmuje się w przypadku przekładni jednostopniowych, większe w przypadku wielostopniowych.

Podstawiając do wzoru otrzymamy:

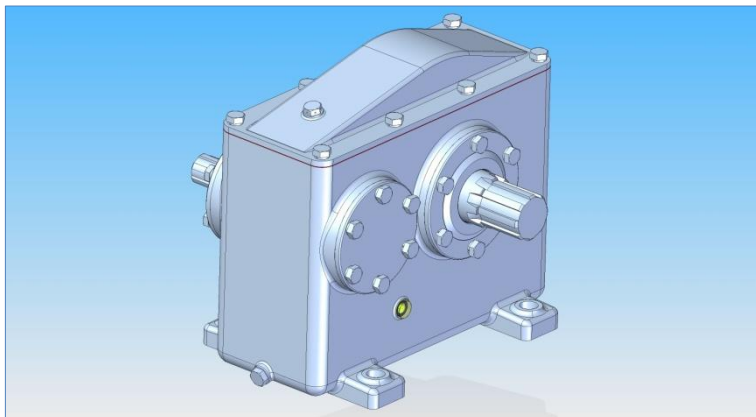
$$V = (3,5 \div 11) \cdot 15 \cdot \left( \frac{0,1}{19 \cdot \cos 13^\circ} + \frac{0,03}{2 + 2,32} \right) = 0,65 \div 2,78 \text{ dm}^3$$

Przyjmujemy  $V = 1,0 \text{ dm}^3$ , pamiętając jednocześnie, że korpus powinien być tak zaprojektowany, aby koło duże było zanurzone w oleju na głębokość:

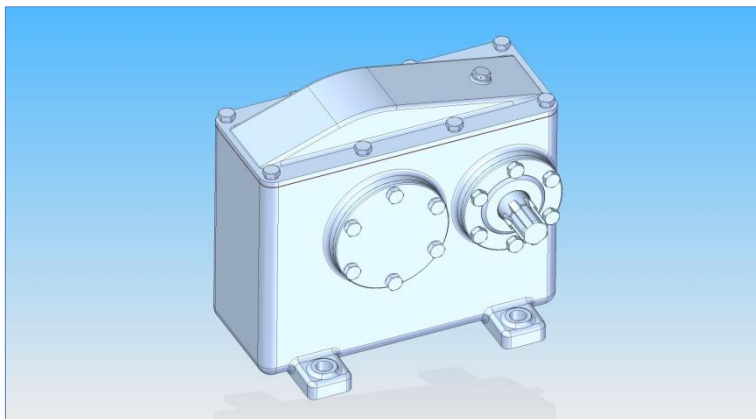
$$H = (1 \div 6) m_n$$

### 5.10. Przekładnia zębata z zębami śrubowymi – model 3D

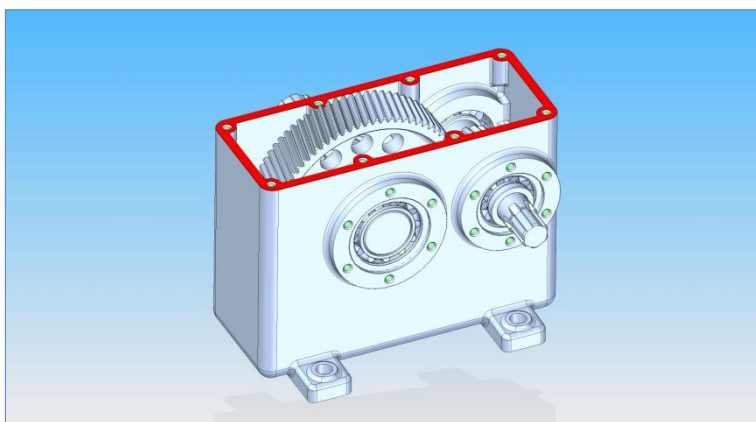
Na rysunkach 5.9 oraz 5.10 przedstawiono model przekładni zębatej z zębami śrubowymi, natomiast na rysunkach 5.11 oraz 5.12 widoczna jest przekładnia pozbawiona pokrywy korpusu oraz pokryw bocznych.



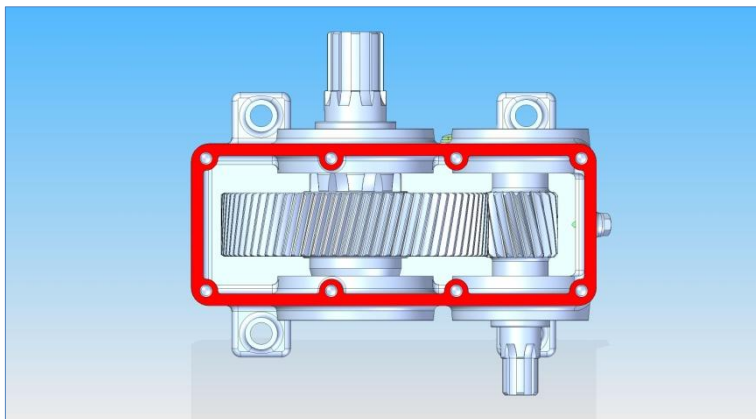
**Rysunek 5.9. Przekładnia walcowa z zębami śrubowymi – widok od strony wałka wyjściowego**



**Rysunek 5.10. Przekładnia walcowa z zębami śrubowymi – widok od strony wałka wejściowego**

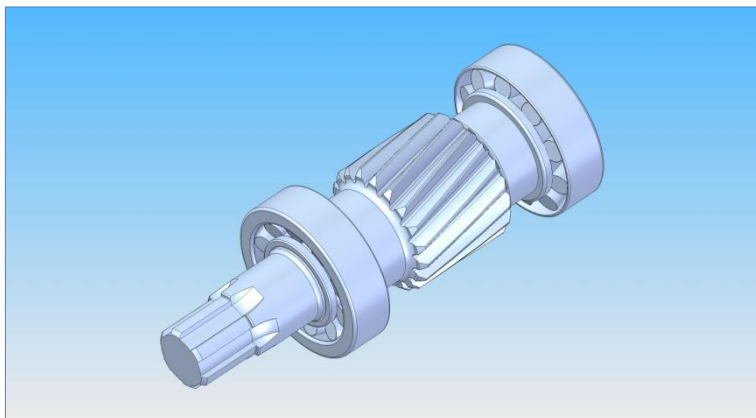


**Rysunek 5.11. Przekładnia walcowa z zębami śrubowymi – widok od strony wałka wejściowego ze zdjętymi pokrywami**

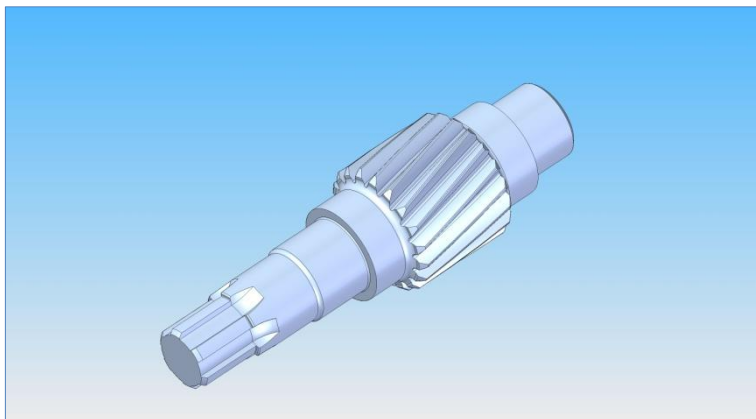


**Rysunek 5.12. Przekładnia walcowa z zębami śrubowymi – widok od góry ze zdjętymi pokrywami**

Na rysunku 5.13 przedstawiono kompletny zespół wałka wejściowego z założonymi łożyskami stożkowymi, natomiast na kolejnym rysunku (5.14) wałek wejściowy.

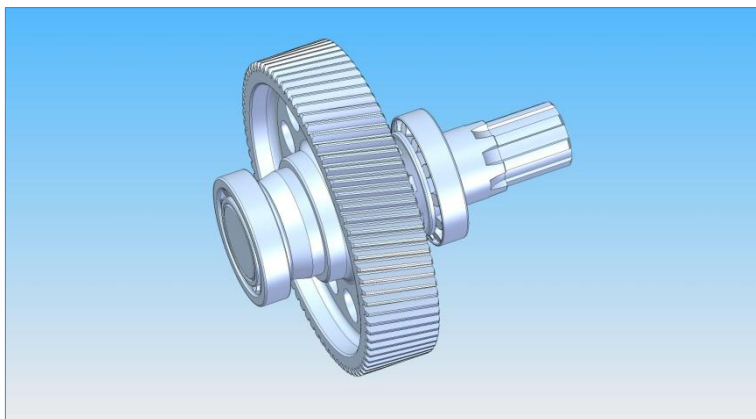


**Rysunek 5.13. Zespół wałka wejściowego**

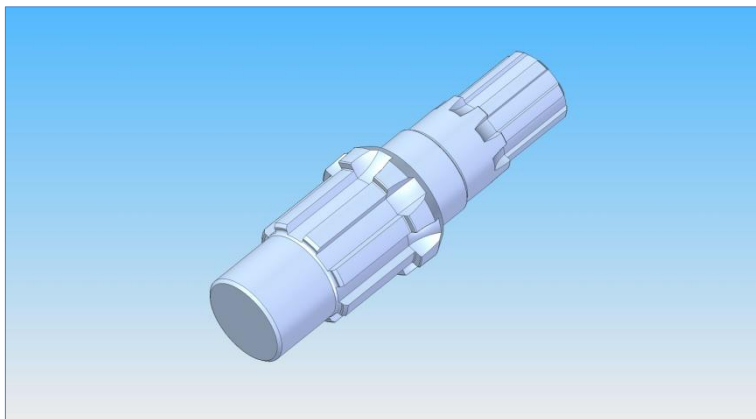


**Rysunek 5.14. Wałek wejściowy przekładni**

Na rysunku 5.15 przedstawiono kompletny zespół wałka wyjściowego z założonym kołem zębatym, tuleją dystansową oraz łożyskami, natomiast na rysunku 5.16 wałek wyjściowy przekładni.



**Rysunek 5.15. Zespół wałka wyjściowego**



**Rysunek 5.16. Wałek wyjściowy przekładni**

## 6. Projekt przekładni zębatej jednostopniowej walcowej o zębach prostych

Zaprojektować reduktor jednostopniowy z kołami walcowymi o zębach prostych. Dane wejściowe do obliczeń:

- moc na wejściu  $N = 45\text{kW}$ ,
- prędkość obrotowa na wejściu  $n_1 = 1480\text{obr/min}$ ,
- przełożenie  $i = u = 4,25 \pm 3\%$ ,
- trwałość godzinowa  $L_h = 15000\text{h}$ .

Przyjęte założenia:

- współczynnik zastosowania (przeciążenia)  $K_A = 1,35$  (napędzana jest pompa wirowa, występują niewielkie przeciążenia, korpus odlewany zapewniający dobre ułożyskowanie wałków przekładni),
- liczba zębów zębnika  $z_1 = 19$ ,
- materiał zębów zębnika stal 20MnCr5.

### 6.1. Wyznaczenie modułu

Średnicę podziałową zębnika  $d_1$  wyznaczamy na podstawie zależności:

$$d_1 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{s1} K}{\psi \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{(u+1)}{u}}$$

gdzie:

$M_{s1}$  - moment skręcający

$$M_{s1} = \frac{30N}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 45000}{\pi \cdot 1480} = 290,35\text{Nm}$$

$K$  - współczynnik eksploatacyjny

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}$$

$\psi$  - stosunek szerokości wieńca do średnicy podziałowej zębnika, wstępnie można przyjąć wartość 0,8,

$\sigma_{HP}$  – naprężenia dopuszczalne stykowe

$$\sigma_{HP} \approx 0,8 \cdot \sigma_{H\lim} = 0,8 \cdot 1630 = 1304\text{MPa}.$$

Zakładając wstępnie wartości poszczególnych współczynników, a następnie podstawiając do wzoru na średnicę otrzymamy:

$$K_A = 1,35 \quad K_v = 1,3 \quad K_{H\alpha} = 1,0 \quad K_{H\beta} = 1,25$$

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1,35 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1,25 = 2,194$$

$$d_1 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{s1} K}{\psi \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{(u+1)}{u}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{290,35 \cdot 2,194}{0,8 \cdot 1304^2} \cdot \frac{(4,25+1)}{4,25}} = 64,16 \text{ mm}$$

Moduł nominalny  $m$  wyznaczamy z zależności:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = 3,377 \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowaną wartość modułu  $m = 3,5 \text{ mm}$ .

## 6.2. Odległość osi zerowa, rzeczywista oraz współczynniki korekcji kół

Odległość osi zerowa wynosi:

$$a = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

przy czym

$$z_2 = u \cdot z_1 = 4,25 \cdot 19 = 80,75$$

przyjęto ostatecznie liczbę zębów koła dużego  $z_1 = 80$ .

Zatem zerowa odległość osi wynosi:

$$a = m \frac{z_1 + z_2}{2} = 3,5 \cdot \frac{19 + 80}{2} = 173,25 \text{ mm}$$

Przyjęto odległość rzeczywistą  $a_w = 175 \text{ mm}$ . Należy zatem przeprowadzić korekcję typu P konstrukcyjną. W oparciu o poniższe równanie wyznaczamy wartość tocznego kąta przyporu:

$$a \cdot \cos \alpha = a_w \cdot \cos \alpha_w$$

$$\alpha_w = \arccos \left( \frac{a \cdot \cos \alpha}{a_w} \right) = \arccos \left( \frac{173,25 \cdot \cos 20^\circ}{175} \right) = 21,52^\circ$$

Na podstawie kolejnej zależności:

$$\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha = 2 \frac{\sum x}{z_1 + z_2} \text{tg} \alpha$$

wyznaczamy sumę współczynników przesunięcia zarysów:

$$\sum x = \frac{\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha}{2\text{tg}\alpha} (z_1 + z_2) = \frac{0,018719 - 0,014904}{2 \cdot \text{tg}20^\circ} (19 + 80) = 0,518$$

przy czym,

$$\text{inv}\alpha_w = \text{tg}\alpha_w - \hat{\alpha}_w = 0,018719$$

$$\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \hat{\alpha} = 0,014904$$

i przyjmujemy podział współczynników przesunięcia zarysów

$$x_1 = x_2 = 0,259$$

### 6.3. Obliczenia geometryczne kół przekładni

Średnice kół podziałowych:

$$d_1 = mz_1 = 3,5 \cdot 19 = 66,5\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 3,5 \cdot 80 = 280,0\text{mm}$$

Wyznaczamy współczynnik skrócenia głów:

$$k = \frac{a_p - a_w}{m} = \frac{a + (x_1 + x_2)m - a_w}{m}$$

$$k = \frac{173,25 + 0,518 \cdot 3,5 - 175}{3,5} = 0,0188$$

Z uwagi na niską wartość współczynnik skrócenia głów możemy pominąć w dalszych obliczeniach. Średnice kół zewnętrznych:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= m(z_1 + 2y + 2x_1 - 2k) = \\ &= 3,5 \cdot (19 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0,259 - 2 \cdot 0) = 75,32\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2y + 2x_2 - 2k) = \\ &= 3,5 \cdot (80 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0,259 - 2 \cdot 0) = 288,82\text{mm} \end{aligned}$$

Średnice kół stóp:

$$\begin{aligned} d_{f1} &= m(z_1 - 2y - 2c^* + 2x_1) = \\ &= 3,5 \cdot (19 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,259) = 51,06\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= m(z_2 - 2y - 2c^* + 2x_2) = \\ &= 3,5 \cdot (80 - 2 \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,259) = 271,18\text{mm} \end{aligned}$$

Średnice kół zasadniczych:

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 66,5 \cdot \cos 20^\circ = 62,49 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 280,0 \cdot \cos 20^\circ = 263,11 \text{ mm}$$

Średnice kół tocznych:

$$d_{w1} = 2a_w \frac{z_1}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 175 \cdot \frac{19}{19 + 80} = 67,17 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = 2a_w \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 2 \cdot 175 \cdot \frac{80}{19 + 80} = 282,83 \text{ mm}$$

#### 6.4. Liczba przyporu $\varepsilon$

Liczbę przyporu wyznaczamy według zależności:

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)]$$

przy czym

$$\alpha_{a1} = \arccos \left( \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \right) = \arccos \left( \frac{62,49}{75,32} \right) = 33,94^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left( \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \right) = \arccos \left( \frac{263,11}{288,82} \right) = 24,36^\circ$$

Zatem liczba przyporu wynosi

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [19 \cdot (\operatorname{tg} 33,94^\circ - \operatorname{tg} 21,52^\circ) + 77 \cdot (\operatorname{tg} 24,36^\circ - \operatorname{tg} 21,52^\circ)] = 1,58$$

#### 6.5. Naprężenia rzeczywiste stykowe $\sigma_H$

Naprężenia rzeczywiste stykowe wyznaczamy na podstawie zależności

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

gdzie  $\sigma_{H0}$  jest nominalnym naprężeniem stykowym, które wyznaczamy ze wzoru:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F}{d_{w1} b} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

Prędkość obwodowa kół  $v$ :

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_{w1}}{2} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{w1}}{60} = \frac{\pi \cdot 1480 \cdot 0,06717}{60} = 5,205 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

W oparciu o wykres (Rysunek 5.2) wyznaczono współczynnik obciążeń dynamicznych przy założeniu 8 klasy dokładności wykonania kół zębatych

$$K_v = 1,1$$

W oparciu o normę PN-ISO 6336-1 przyjęto wartość współczynnika rozkładu obciążenia wzdłuż zęba

$$K_{H\alpha} = 1,1$$

Współczynnik  $K_{H\beta}$  wyznaczono z zależności (norma PN-ISO 6336-1):

$$K_{H\beta} = 1,15 + 0,18 \cdot \left( \frac{b}{d_1} \right)^2 + 0,31 \cdot 10^{-3} b$$

Przyjęto  $b = 55 \text{mm}$ , zatem:

$$K_{H\beta} = 1,15 + 0,18 \cdot \left( \frac{55}{66,5} \right)^2 + 0,31 \cdot 10^{-3} \cdot 55 = 1,29$$

Przyjęto wartość współczynnika sprężystości:

$$Z_E = 189,8 \text{MPa}^{1/2}$$

Wartość współczynnika geometrii w strefie nacisku wyznaczamy na podstawie wykresu (Rysunek 5.1) dla parametru:

$$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = 0,005$$

$$Z_H = 2,4$$

Współczynnik liczby przyporu:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,58}{3}} = 0,897$$

Siła obwodowa  $F$ :

$$F = \frac{2M_{s1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 290350}{67,17} = 8645,2 \text{N}$$

Przełożenie rzeczywiste przekładni  $u$ :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{19} = 4,21$$

Napężenie  $\sigma_{H0}$  wynosi:

$$\sigma_{H0} = 189,8 \cdot 2,4 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{86452}{67,17 \cdot 55} \cdot \frac{4,21+1}{4,21}} = 698,0 \text{ MPa}$$

Napężenie rzeczywiste stykowe:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K} = 698,0 \cdot \sqrt{1,35 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,29} = 1013,2 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 1304 \text{ MPa}$$

## 6.6. Napężenia u podstawy zęba $\sigma_F$

Napężenia u podstawy zęba  $\sigma_F$  wynoszą:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta}$$

gdzie  $\sigma_{F0}$  jest to napężenie nominalne u podstawy zęba:

$$\sigma_{F0} = \frac{F}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_{\beta}$$

Przyjęto wartości współczynników:

$$K_{Fa} = K_{Ha} = 1,1$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,29$$

Współczynnik  $Y_{FS}$  określono w oparciu o wykres (Rysunek 5.4):

$$Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} = 4,1$$

Współczynnik liczby przyporu  $Y_{\varepsilon}$  określa zależność:

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{1,58} = 0,723$$

Współczynnik kąta pochylenia  $Y_{\beta} = 1$ .

Napężenie nominalne u podstawy zęba wyniesie:

$$\sigma_{F0} = \frac{F}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\varepsilon} Y_{\beta} = \frac{864520}{55 \cdot 3,5} \cdot 4,1 \cdot 0,723 \cdot 1 = 1331 \text{ MPa}$$

Napężenie rzeczywiste u podstawy zęba wynosi:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K = 1331 \cdot 1,35 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,29 = 280,5 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 288 \text{ MPa}$$

## 6.7. Obliczenia wymiarów (średnic) wałka czynnego

Średnicę czopa wyjściowego  $d_{c1}$  wałka czynnego obliczono z warunku wytrzymałościowego na skręcanie:

$$\tau_s = \frac{M_{o1}}{W_0} = \frac{16M_{s1}K_A}{\pi d_{c1}^3} \leq k_{sj}$$

Stąd:

$$d_{c1} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{s1}K_A}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 290350 \cdot 1,35}{\pi \cdot 100}} = 27,13\text{mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto

$$d_{c1} = 32\text{mm}$$

Średnicę powierzchni uszczelnienia przyjęto  $d_{usz1} = 35\text{mm}$ , natomiast średnice czopów łożyskowych  $d_A = d_B = 40\text{mm}$ .

## 6.8. Obliczenia wymiarów (średnic) wałka biernego

Średnicę czopa wyjściowego  $d_{c2}$  wałka biernego obliczono z warunku wytrzymałościowego na skręcanie, zakładając materiał wałka stal C55, dla którego  $k_{sj} = 102\text{MPa}$ .

$$d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{s2}K_A}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16M_{s1} \frac{z_2}{z_1} K_A}{\pi \cdot k_{sj}}}$$
$$d_{c2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 290350 \cdot \frac{80}{19} \cdot 1,35}{\pi \cdot 102}} = 43,52\text{mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych przyjęto

$$d_{c2} = 46\text{mm}$$

Średnicę powierzchni uszczelnienia przyjęto  $d_{usz2} = 54\text{mm}$ , natomiast średnice czopów łożyskowych  $d_C = d_D = 55\text{mm}$ .

## 6.9. Wyznaczenie rozstawu podpór (łożysk) wałków przekładni

Wstępny rozstaw łożysk obu wałków wyznaczono w oparciu o ustalenie szerokości piasty dużego koła przy uwzględnieniu założonych odległości między powierzchniami czoł piasty i ścianą wewnętrzną korpusu oraz szerokości

zamontowanych łożysk. Szerokość piasty wynika z długości połączenia wpustowego piasty z wałem. Długość obliczeniową wpustu  $l_o$  wyznaczono w oparciu o zależność przy założeniu średnicy piasty  $d_{p2} = 65\text{mm}$ :

$$l_o \geq \frac{4M_{s2}K_A}{d_{p2}h z p_{dop}}$$

przy czym:

$$M_{s2} = M_{s1} \frac{z_2}{z_1} = 290350 \cdot \frac{80}{19} = 1222526\text{Nmm}$$

Przyjęto 2 wpusty o wymiarach  $b \times h = 12 \times 8\text{mm}$  oraz naciski dopuszczalne  $p_{dop} = 110\text{MPa}$ , zatem:

$$l_o \geq \frac{4M_{s2}K_A}{d_{p2}h z p_{dop}} = \frac{4 \cdot 1222526 \cdot 1,35}{65 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 110} = 57,7\text{mm}$$

Długość całkowita wpustu

$$l = l_o + b = 57,7 + 10 = 67,7\text{mm}$$

Przyjęto długość znormalizowaną wpustu  $l = 70\text{mm}$ , natomiast szerokość piasty dużego koła  $l_p = 75\text{mm}$ . Zakładając sumę odległości między powierzchniami czołowymi piasty i ścianą wewnętrzną korpusu wynoszącą  $c \approx 20\text{mm}$  oraz wstępnie szerokość zamontowanego w gnieździe korpusu łożyska  $B \approx 30\text{mm}$ , rozstaw podpór wałków przekładni wyniesie:

$$L = l_p + c + B = 75 + 20 + 30 = 125\text{mm}$$

## 6.10. Obliczenia sprawdzające wałków

Obliczenia sprawdzające dotyczą wyznaczonych średnic wałków w przekrojach położonych w połowie szerokości kół przekładni. W przypadku zębniaka średnicę minimalną stanowi średnica stóp  $d_{f1} = 56,01\text{mm}$ . Moment zginający w środkowym przekroju zębniaka oraz dużego koła z uwagi na symetrię rozmieszczenia kół względem podpór wynosi:

$$M_g = \frac{F}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{L}{2} \cdot K_A$$

$$M_g = \frac{86452}{\cos 21,52^\circ} \cdot \frac{125}{2} \cdot 1,35 = 784099\text{Nmm}$$

Moment zredukowany w przypadku zębniaka wynosi zatem:

$$M_{z1} = \sqrt{M_g^2 + \frac{\alpha^2}{4} (M_{s1} K_A)^2}$$

$$\alpha = \frac{k_{go}}{k_{sj}} = \frac{91}{100} = 0,91$$

Zatem,

$$M_{z1} = \sqrt{784099^2 + \frac{0,91^2}{4} \cdot (290350,135)^2} = 804388 \text{ Nmm}$$

Minimalna średnica przekroju środkowego zębniaka z warunku na zginanie wyniesie zatem:

$$d_{p1} \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{z1}}{\pi \cdot k_{go}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 804388}{\pi \cdot 91}} = 44,82 \text{ mm}$$

W przypadku koła dużego moment skręcający obciążający przekrój środkowy czopa osadczego przekracza dwukrotną wartość momentu gnącego, zatem moment zredukowany w analizowanym przekroju wynosi:

$$M_{zs2} = \sqrt{\frac{4}{\alpha^2} M_g^2 + (M_{s2} K_A)^2}$$

$$\alpha = \frac{k_{go}}{k_{sj}} = \frac{85}{102} = 0,83$$

Zatem

$$M_{zs2} = \sqrt{\frac{4}{0,83^2} \cdot 804388^2 + (1222526,135)^2} = 2545741 \text{ Nmm}$$

Średnica obliczeniowa sprawdzanego przekroju czopa dużego koła wyniesie:

$$d_{p2} \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{zs2}}{\pi \cdot k_{sj}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2545741}{\pi \cdot 102}} = 50,28 \text{ mm}$$

Porównanie wartości przyjętych wstępnie oraz obliczonych średnic wałów w miejscu występowania kół świadczy o prawidłowym zaprojektowaniu wału.

## 6.11. Dobór wpustów czopów wyjściowych wałków przekładni

W przypadku czopa wałka czynnego przyjęto pojedynczy wpust o wymiarach  $b \times h = 10 \times 8 \text{ mm}$ . Długość obliczeniowa wpustu:

$$l_o \geq \frac{4M_{s1}K_A}{d_{c1}h z p_{dop}}$$

zatem,

$$l_o \geq \frac{4 \cdot 290350 \cdot 1,35}{32 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 110} = 55,7 \text{ mm}$$

Całkowita długość wpustu:

$$l = l_o + b = 55,7 + 10 = 65,7 \text{ mm}$$

Przyjęto długość znormalizowaną wpustu  $l = 70 \text{ mm}$ , natomiast długość czopa wyjściowego wałka czynnego  $l_{c1} = 80 \text{ mm}$ .

W przypadku czopa wałka biernego ze względu na znaczną wartość momentu skręcającego przyjęto wielowypust  $8 \times 46 \times 50$  wg normy PN-ISO14 o długości  $l = 55 \text{ mm}$ . Należy również sprawdzić warunek na naciski powierzchniowe na powierzchniach bocznych wielowypustu.

$$p = \frac{8M_{s2}K_A}{(D^2 - d^2) \cdot l \cdot z \cdot \psi} = \frac{8 \cdot 1222526 \cdot 1,35}{(50^2 - 46^2) \cdot 55 \cdot 8 \cdot 0,75} = 104,2 \text{ MPa} < p_{dop} = 110 \text{ MPa}$$

## 6.12. Dobór łożysk tocznych wałka czynnego

Założono, że wałek czynny będzie łożyskowany w łożyskach kulkowych zwykłych. Obciążenie poprzeczne każdego z łożysk z uwagi na symetryczny układ podparcia i obciążenia wałka wynosi:

$$F_{rA} = F_{rB} = \frac{F}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{K_A}{2}$$

$$F_{rA} = F_{rB} = \frac{8645,2}{\cos 21,52^\circ} \cdot \frac{1,35}{2} = 62728 \text{ N}$$

Wymaganą nośność dynamiczną każdego z łożysk obliczono w oparciu o równanie trwałości:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^q$$

gdzie wykładnik potęgi  $q = 3$ , natomiast wymagane trwałości łożysk A oraz B wynoszą:

$$L_{A,B} = \frac{60 \cdot n_1}{10^6} \cdot L_h = \frac{60 \cdot 1480}{10^6} \cdot 15000 = 1332 \text{ mln obr}$$

$$P_{A,B} = F_{rA,B} = 62728\text{N}$$

Wymagana nośność dynamiczna łożysk wałka czynnego wynosi:

$$C_{A,B} = 62728 \cdot \sqrt[3]{1332} = 69018\text{N}$$

Dla założonych średnic czopów łożyskowych brak jest łożysk kulkowych zwykłych posiadających nośność dynamiczną nie mniejszą od obliczonej powyżej. Przyjęto zatem dwa łożyska walcowe jednorzędowe odmian NU oraz NUP, dla których wymagana nośność dynamiczna wyniesie:

$$C_{A,B} = 62728 \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{1332}} = 54303\text{N}$$

Wybrano z katalogu SKF łożyska NU oraz NUP208ECP o nośności dynamicznej 62000N.

### 6.13. Dobór łożysk tocznych wałka biernego

Założono, że wałek bierny będzie łożyskowany w łożyskach kulkowych zwykłych. Obciążenie każdego z łożysk wynosi podobnie jak dla wałka czynnego:

$$F_{rC} = F_{rD} = \frac{F}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{K_A}{2}$$

$$F_{rC} = F_{rD} = \frac{86452}{\cos 21,52^\circ} \cdot \frac{1,35}{2} = 62728\text{N}$$

Trwałość nominalna łożysk wyniesie:

$$L_{C,D} = \frac{60 \cdot n_2}{10^6} \cdot L_h = \frac{60 \cdot n_1}{10^6} \cdot \frac{z_1}{z_2} L_h = \frac{60 \cdot 1480}{10^6} \cdot \frac{19}{80} \cdot 15000 = 316,4 \text{ mln obr}$$

$$P_{C,D} = F_{rC,D} = 62728\text{N}$$

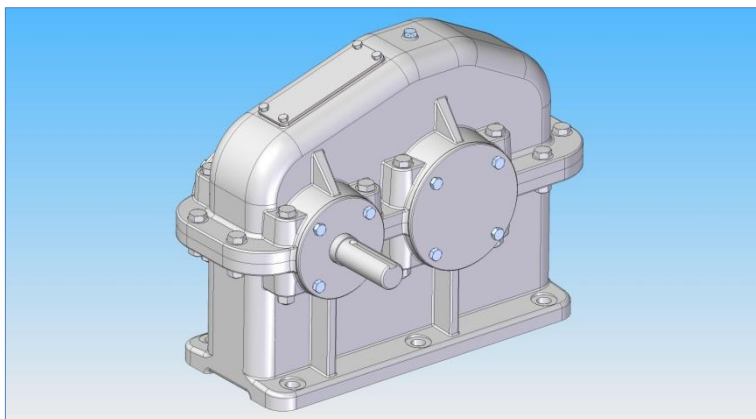
Wymagana nośność dynamiczna:

$$C_{C,D} = 62728 \cdot \sqrt[3]{316,4} = 42741\text{N}$$

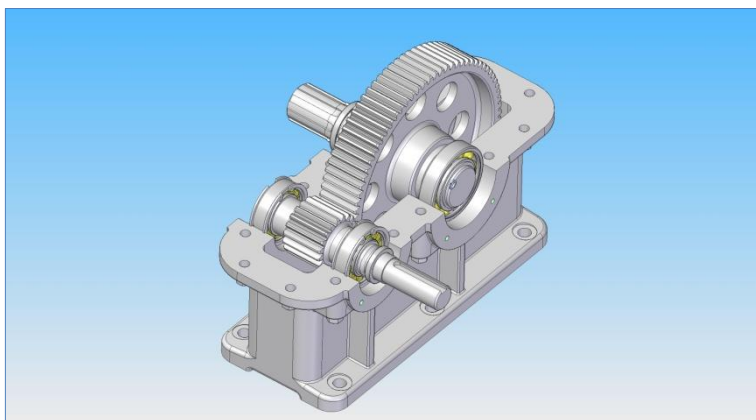
Przyjęto z katalogu SKF dwa łożyska kulkowe zwykłe 6211 o nośności dynamicznej 46200N.

## 6.14. Model 3D przekładni walcowej z kołami o zębach prostych

Na rysunku 6.1 przedstawiono model przekładni walcowej z kołami o zębach prostych, natomiast na rysunku 6.2 widoczna jest przekładnia pozbawiona górnej części korpusu oraz pokryw bocznych.

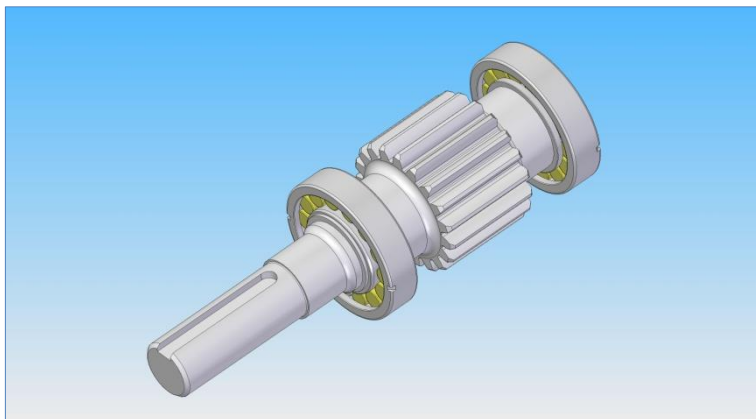


**Rysunek 6.1. Przekładnia walcowa z kołami o zębach prostych**

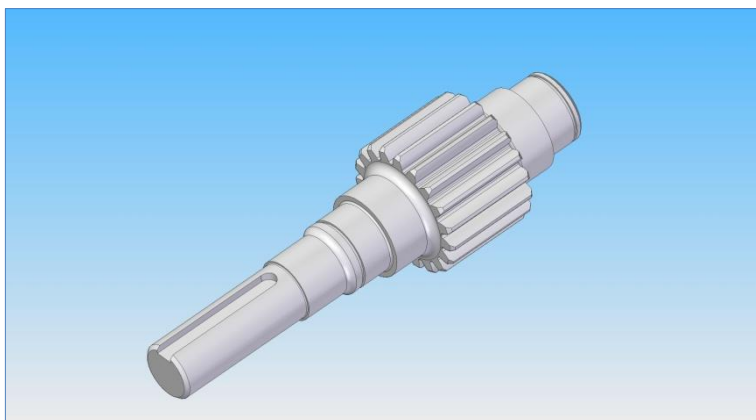


**Rysunek 6.2. Przekładnia walcowa z kołami o zębach prostych – widok wnętrza przekładni**

Na rysunku 6.3 przedstawiono kompletny zespół wałka wejściowego z założonymi łożyskami, natomiast na kolejnym rysunku wałek wejściowy.

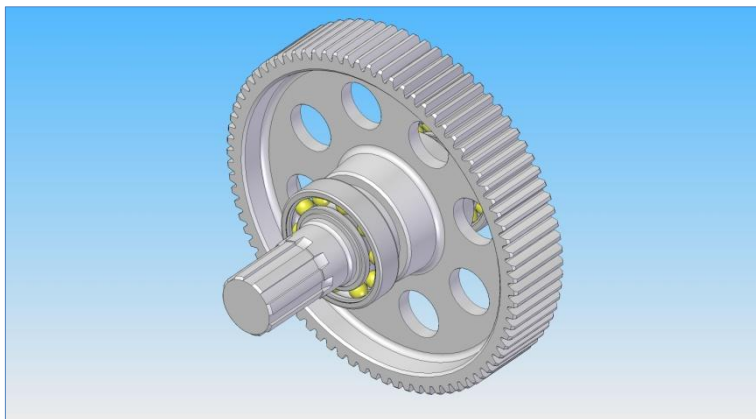


**Rysunek 6.3. Zespół wałka wejściowego**

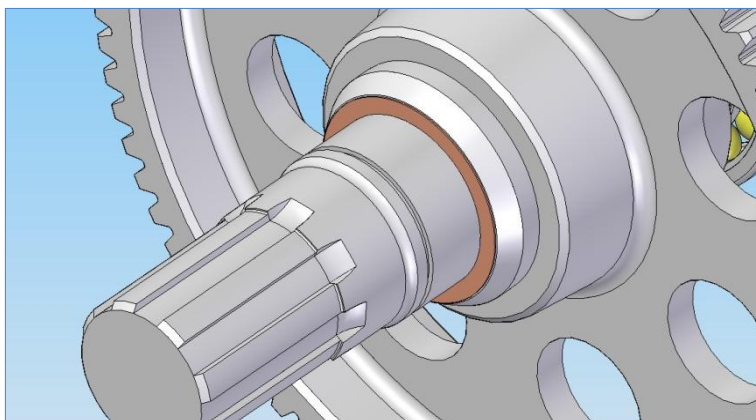


**Rysunek 6.4. Walek wejściowy**

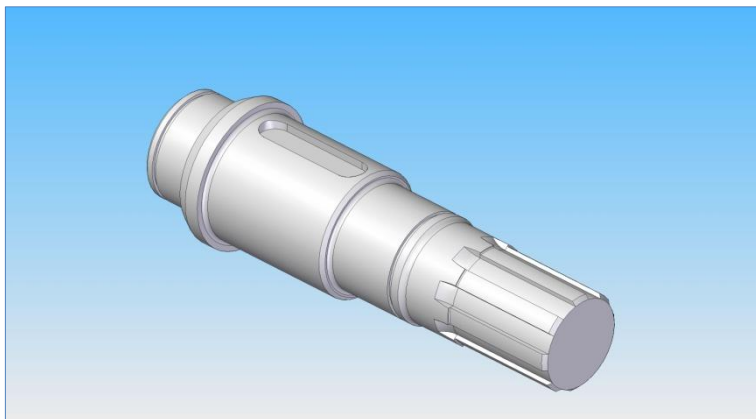
Na rysunkach 6.5 - 6.7 przedstawiono kompletny zespół wałka wyjściowego z założonym kołem zębatym, tuleją dystansową oraz łożyskami. Należy zwrócić uwagę na pakiet podkładek regulacyjnych widoczny na rysunku 6.6 ich zastosowanie jest niezbędne, ze względu na konieczność poprawnego osadzenia łożysk na wale.



**Rysunek 6.5. Zespól wałka wyjściowego**



**Rysunek 6.6. Zespól wałka wyjściowego z widocznym pakietem podkładek regulacyjnych**



**Rysunek 6.7. Walek wyjściowy**

## Literatura

- [1] Dietrich M., *Podstawy konstrukcji maszyn*, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999
- [2] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A., *Przekładnie zębate*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1989
- [3] Mazanek E., *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2005
- [4] Szewczyk K., *Połączenia gwintowe*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 1991

## Normy i katalogi

- [5] Norma PN-ISO 2904+A:1996, *Gwinty trapezowe metryczne ISO. Wymiary nominalne*.
- [6] PN-ISO 8734:2003, *Kółki walcowe ze stali, hartowane lub z martenzytycznej stali nierdzewnej (kółki ustalające)*.
- [7] PN-M-85005:1970, *Wpusty pryzmatyczne*.
- [8] PN-EN ISO 4017:2011, *Śruby z gwintem na całej długości z łbem sześciokątnym – Klasy dokładności A i B*.
- [9] PN-ISO 14:1994, *Połączenia wielowypustowe równoległe walcowe osiowane na średnicy wewnętrznej - Wymiary, tolerancje i sprawdzanie*.
- [10] PN-ISO 54:2001, *Przekładnie zębate walcowe ogólnego przeznaczenia oraz dla przemysłu ciężkiego – Moduły*.
- [11] PN-M-88525:1993, *Przekładnie i reduktory zębate walcowe ogólnego przeznaczenia - Podstawowe parametry*.
- [12] PN-ISO 6336-1:2000, *Przekładnie zębate walcowe. Obliczanie nośności kół. Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające*.
- [13] PN-ISO 6336-2:2000, *Przekładnie zębate walcowe. Obliczanie nośności kół. Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting)*.
- [14] PN-ISO 6336-3:2001, *Przekładnie zębate walcowe. Obliczanie nośności kół. Wytrzymałość zęba na zginanie*.
- [15] Katalog łożysk SKF <http://www.skf.com>

## Aneks

Tabela 9. Tablice wytrzymałościowe wybranych materiałów konstrukcyjnych [MPa]

| Material     | Napężenia dopuszczalne |          |          |       |          |          |       |          |          |       |          |          |     |       |       |
|--------------|------------------------|----------|----------|-------|----------|----------|-------|----------|----------|-------|----------|----------|-----|-------|-------|
|              | $k_r$                  | $k_{rj}$ | $k_{rc}$ | $k_g$ | $k_{gj}$ | $k_{go}$ | $k_s$ | $k_{sj}$ | $k_{so}$ | $k_t$ | $k_{tj}$ | $k_{to}$ | $p$ | $p_j$ | $p_u$ |
| S235JR       | 125                    | 90       | 55       | 135   | 79       | 44       | 75    | 52       | 26       | 67    | 34       | 19       | 90  | 54    | 27    |
| S275JR       | 150                    | 90       | 62       | 145   | 87       | 48       | 81    | 57       | 29       | 75    | 39       | 22       | 97  | 58    | 29    |
| E295         | 165                    | 100      | 62       | 162   | 105      | 58       | 90    | 69       | 34       | 87    | 46       | 25       | 109 | 66    | 33    |
| E360         | 200                    | 125      | 78       | 194   | 120      | 80       | 108   | 78       | 47       | 97    | 63       | 35       | 130 | 78    | 39    |
| C10          | 99                     | 54       | 30       | 118   | 70       | 40       | 66    | 47       | 24       | 59    | 32       | 18       | 89  | 50    | 25    |
| C15          | 108                    | 60       | 33       | 130   | 81       | 45       | 75    | 54       | 26       | 65    | 30       | 20       | 97  | 54    | 27    |
| C20          | 117                    | 65       | 36       | 140   | 86       | 49       | 78    | 58       | 29       | 70    | 39       | 22       | 105 | 60    | 30    |
| C25          | 131                    | 72       | 41       | 164   | 99       | 55       | 92    | 65       | 32       | 78    | 43       | 25       | 128 | 72    | 36    |
| C35          | 172                    | 85       | 47       | 205   | 115      | 64       | 115   | 75       | 38       | 103   | 51       | 28       | 155 | 87    | 43    |
| C45          | 195                    | 102      | 57       | 230   | 144      | 78       | 128   | 95       | 46       | 118   | 61       | 34       | 175 | 98    | 49    |
| C55          | 220                    | 112      | 66       | 260   | 155      | 85       | 145   | 102      | 51       | 132   | 67       | 40       | 200 | 112   | 58    |
| C60          | 233                    | 120      | 68       | 280   | 162      | 90       | 157   | 105      | 54       | 140   | 72       | 41       | 210 | 118   | 59    |
| 15Cr2        | 233                    | 100      | 59       | 256   | 125      | 80       | 150   | 85       | 47       | 140   | 60       | 45       | 190 | 78    | 39    |
| 20Cr4        | 260                    | 112      | 63       | 320   | 140      | 91       | 180   | 100      | 54       | 175   | 67       | 38       | 230 | 95    | 47    |
| 18CrMo4      | 330                    | 135      | 80       | 360   | 172      | 109      | 205   | 115      | 65       | 200   | 81       | 48       | 285 | 108   | 54    |
| 15CrNi6      | 340                    | 140      | 84       | 375   | 180      | 114      | 210   | 124      | 67       | 205   | 85       | 50       | 275 | 115   | 57    |
| 28Mn6        | 260                    | 112      | 62       | 285   | 142      | 91       | 160   | 100      | 54       | 156   | 67       | 37       | 210 | 84    | 42    |
| 37MnSi5      | 325                    | 125      | 75       | 355   | 160      | 102      | 200   | 112      | 61       | 195   | 75       | 45       | 260 | 104   | 52    |
| 41Cr4        | 360                    | 140      | 84       | 395   | 175      | 114      | 220   | 124      | 67       | 215   | 84       | 47       | 275 | 109   | 55    |
| 200-400      | 116                    | 60       | 36       | 128   | 72       | 41       | 72    | 49       | 29       | 69    | 36       | 22       | 125 | 65    | 32    |
| 230-450      | 128                    | 67       | 40       | 140   | 78       | 46       | 78    | 54       | 32       | 77    | 40       | 24       | 138 | 72    | 36    |
| 270-480      | 160                    | 79       | 49       | 170   | 92       | 55       | 98    | 65       | 39       | 96    | 47       | 29       | 170 | 89    | 44    |
| EN-GJL-150   | 57                     | 28       | 19       | 71    | 38       | 25       | 50    | -        | -        | 40    | 20       | 13       | 160 | 60    | 30    |
| EN-GJL-250   | 86                     | 41       | 28       | 118   | 59       | 38       | 87    | -        | -        | 60    | 29       | 20       | 240 | 90    | 46    |
| EN-GJL-350   | 110                    | 48       | 35       | 150   | 72       | 48       | 100   | -        | -        | 80    | 34       | 25       | 300 | 110   | 55    |
| CuSn10Pb10   | 35                     | 20       | 12       | 42    | 24       | 14       | 24    | 13       | 8        | 21    | 12       | 7        | 28  | 16    | 10    |
| CuZn38Mn2Pb2 | 69                     | 36       | 23       | 82    | 45       | 26       | 48    | 26       | 15       | 41    | 22       | 14       | 55  | 29    | 18    |
| CuAl10Fe3Mn2 | 89                     | 47       | 29       | 107   | 60       | 35       | 62    | 30       | 21       | 53    | 28       | 17       | 71  | 38    | 23    |

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