

# Projekt 1: Reduktor dwustopniowy

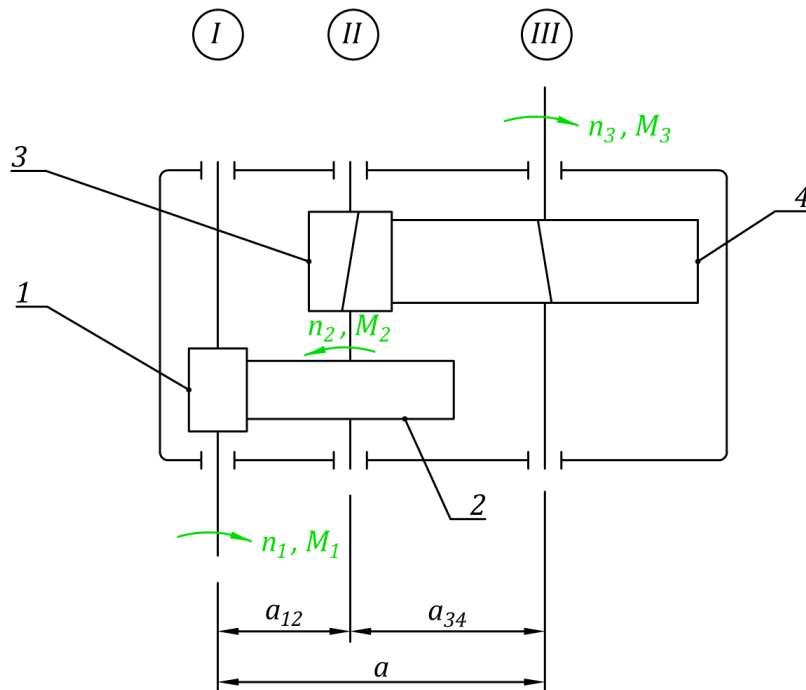
Serwis: Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza  
Kurs: Podstawy Konstrukcji Maszyn 2 - projekty  
Książka: Projekt 1: Reduktor dwustopniowy  
Wydrukowane przez użytkownika: Michał Batsch  
Data: środa, 8 kwiecień 2026, 09:14

# Spis treści

1. Wprowadzenie
2. Koła zębate 1 i 2
3. Koła zębate 3 i 4
4. Rozkład sił w przekładni walcowej
5. Ustalanie zwrotu siły wzdłużnej
6. Rozkład sił na wałach
7. Wstępne rozplanowanie
8. Kształtowanie wału maszynowego
9. Przygotowanie dokumentacji

# 1. Wprowadzenie

W ramach projektu 1 należy zaprojektować dwustopniowy reduktor walcowy, którego schemat przedstawiono na rysunku poniżej.



Jest to przekładnia zębata redukująca prędkość (reduktor):

- dwustopniowa (posiada dwa stopnie redukcji, para zębata 1 i 2 oraz para 3 i 4),
- walcowa (występują koła zębate walcowe).

W korpusie przekładni ułożyskowane są trzy wały: I, II i III. Prędkość i moment wprowadzana jest na wał wejściowy I, a następnie przekazywane są za pośrednictwem koła zębatego 1 na koło zębate 2. Następnie koło zębate 3 współpracując w kołem 4 przekazuje napęd na wał wyjściowy III. Koła zębate 1 i 2 posiadają zęby proste natomiast koła zębate 3 i 4 zęby śrubowe. Ponadto w projekcie należy przyjąć, że odległość osi  $a$  powinna być wielkością z szeregu: 5mm, 10mm, ..., 100mm, 105mm, 110mm, ... itd.

## 2. Koła zębate 1 i 2

### Zginanie zęba u podstawy

W pierwszej kolejności należy obliczyć moduł kół zębatach 1 i 2 z warunku na zginanie zęba u podstawy. W tym celu należy przyjąć współczynnik szerokości wieńca z przedziału  $\psi=(8-15)$  oraz kąt przyporu  $\alpha=20^\circ$ . Ponadto należy przyjąć materiał na koła zębate. Można skorzystać z tabel: tabela 1, tabela 2, oraz odczytać naprężenia dopuszczalne na obustronne zginanie  $k_{gj}$ . Moduł powinien spełniać nierówność

$$m_{1,2} = m \geq 267 \sqrt[3]{\frac{N}{\psi \lambda z_1 n_1 k_{gj}}} \Rightarrow m_{PN}$$

gdzie:

- $N$  to moc w [kW],
- $n_1$  to prędkość obrotowa koła 1 w [obr/min],
- $k_{gj}$  to naprężenia dopuszczalne na jednostronne zginanie [MPa]
- $\lambda$  to współczynnik zęba u podstawy.

Współczynnik  $\lambda$  odczytywany jest z tabeli dla  $x=0$  oraz przyjętej liczby zębów koła 1. Jeżeli w tabeli nie występuje przyjęta liczba zębów, współczynnik należy oszacować za pomocą interpolacji liniowej.

Po obliczeniu modułu należy przyjąć moduł znormalizowany, który jest większy od obliczonej wartości. W dalszych obliczeniach jako moduł  $m$  przyjmować należy dobrany moduł znormalizowany.

### Korekcja konstrukcyjna

Należy obliczyć zerową odległość osi kół 1 i 2:

$$a_{012} = 0,5(z_1 + z_2)m$$

Na tej podstawie (w ramach ćwiczeń) należy przyjąć rzeczywistą odległość osi  $a_{r12}$ , która będzie nieznacznie większa od odległości zerowej i będzie liczbą naturalną. Wówczas z poniższego równania oblicza się toczny kąt przyporu

$$a_{r12} = a_{012} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_r} \Rightarrow \alpha_r$$

Następnie oblicza się sumę współczynników przesunięcia zarysu

$$x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha_r - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha}$$

Sumę tę należy rozdzielić na obydwa koła np.:

- 1)  $x_1 + x_2$  dać na koło małe.
- 2) Sumę podzielić odwrotnie proporcjonalnie do przełożenia  $x_1/x_2 = z_2/z_1$ .
- 3) Skorzystać z wytycznych w literaturze

Ponadto oblicza się pozorną odległość  $a_p$  osi oraz skrócenie głowy zęba  $km$ :

$$a_{p12} = a_{012} + (x_1 + x_2)m$$

$$km = a_{p12} - a_{r12}$$

Następnie oblicza się parametry kół zębatach:

- średnicę podziałową

$$d_j = mz_j$$

- średnicę wierzchołków

$$d_{a_j} = d_j + 2h_{a_j} + 2x_jm - 2km$$

$$h_{a_j} = m$$

- średnicę dna wrębów

$$d_{f_j} = d_j - 2h_{f_j} + 2x_jm$$

$$h_{f_j} = 1,25m$$

- szerokość wieńca zębatego

$$b_j = \psi m$$

- wskaźnik przyporu w przekroju czołowym

$$\epsilon_\alpha = z_1 C_1 + z_2 C_2 - C_3$$

gdzie:

$$C_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2(h_a + x_1 m)}{d_1}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha} - 1}$$

$$C_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2(h_a + x_2 m)}{d_2}\right)^2 \frac{1}{\cos^2 \alpha} - 1}$$

$$C_3 = \frac{a_{r12} \sin \alpha_r}{\pi m \cos \alpha}$$

Indeks  $j=1,2$  odnosi się do numeru koła zębatego. Można również skorzystać z poniższego wzoru

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_{r12} \sin \alpha_r}{\pi m \cos \alpha}$$

gdzie:

$r_{a1}, r_{a2}$  - to promienie kół wierzchołków,

$r_{b1}, r_{b2}$  - to promienie zasadnicze.

### Sprawdzenie zębów na naciski wg wzorów Hertza

Ostatnim etapem obliczeń jest sprawdzenie zębów na naciski wg wzorów Hertza. Dokonuje się tego na podstawie poniższej zależności

$$\sigma_{Hmax} = 4270 C_{m,\alpha} \sqrt{\frac{N}{b d_1^2 n_1} \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)} \leq k_H$$

gdzie:

- $C_{m,\alpha}$  to współczynnik uwzględniający rodzaj materiału (dla obydwu kół stalowych  $C_{m,\alpha} = 478,2$ )
- $b$  to szerokość wieńca w [mm],
- $d_1$  to średnica podziałowa w [mm],
- $n_1$  to prędkość obrotowa koła 1 w [obr/min],
- $N$  to moc w [kW],
- $k_H$  to naciski dopuszczalne wg Hertza.

Przy doborze wartości naprężeń dopuszczalnych proszę zwrócić szczególną uwagę dla jakiej obróbki cieplnej stali zostały one podane. Wyższe wartości tych naprężeń występują dla zębów utwardzanych powierzchniowo (azotowanych, nawęglanych i hartowanych). Ważne jest aby w kolejnym etapie zamieścić na rysunku wykonawczym koła zębatego rodzaj wymaganej obróbki cieplnej koła i zębów.

### 3. Koła zębate 3 i 4

#### Zginanie zęba u podstawy

Należy obliczyć moduł normalny kół zębatach 3 i 4 z warunku na zginanie zęba u podstawy. W tym celu należy przyjąć współczynnik szerokości wieńca z przedziału  $\psi=(8-15)$ , normalny kąt przyporu  $\alpha_n=20^\circ$ , oraz wstępnie kąt pochylenia linii zębów  $\beta=(8^\circ-20^\circ)$ . Ponadto należy przyjąć materiał na koła zębate. Można skorzystać z tabel dla kół 1 i 2, oraz odczytać naprężenia dopuszczalne na obustronne zginanie  $k_{go}$ . Moduł powinien spełniać nierówność

$$m_{n3,4} = m_n \geq 267 \sqrt[3]{\frac{N \cos \beta}{\psi \lambda_{zast} z_3 n_2 k_{go} C_\beta}} \Rightarrow m_{nPN}$$

gdzie:

- $N$  to moc w [kW],
- $n_2$  to prędkość obrotowa koła 3 w [obr/min],
- $k_{go}$  to naprężenia dopuszczalne na jednostronne zginanie [MPa]
- $C_\beta$  to współczynnik uwzględniający dodatkowe skręcanie zęba śrubowego (wstępnie przyjmuje się  $C_\beta=1,3$ )
- $\lambda_v$  to współczynnik zęba u podstawy wyznaczany dla zastępczej liczby zębów:

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta}$$

Współczynnik  $\lambda_v$  odczytywany jest z tabeli takiej jak dla kół 1 i 2 dla  $x=0$  oraz obliczonej zastępczej liczby zębów koła 3. Współczynnik należy oszacować za pomocą interpolacji liniowej.

Po obliczeniu modułu normalnego należy przyjąć moduł znormalizowany, który jest większy od obliczonej wartości. W dalszych obliczeniach jako moduł  $m_n$  przyjmować należy dobrany moduł znormalizowany.

Na tym etapie oblicza się odległość osi ze wzoru

$$a = 0,5 \frac{m_n}{\cos \beta} (z_3 + z_4)$$

Przykładowo uzyskano odległość osi 102,45mm. Na tej podstawie przyjmujemy najbliższą "ładną" odległość osi tak aby całkowita odległość osi w przekładni była liczbą z szeregu danym we wprowadzeniu. W tym przypadku przyjmujemy np.:  $a=100$ mm. Na podstawie tej "nowej" odległości osi, z powyższego równania oblicza się dokładną wartość kąta pochylenia linii zęba

$$\cos \beta = \frac{0,5 m_n}{a} (z_3 + z_4)$$

Ta dokładna wartość kąta  $\beta$  (z miejscami po przecinku) jest przyjmowana do dalszych obliczeń. Teraz należy przeprowadzić obliczenia sprawdzające na zginanie. W tym celu ponownie oblicza się zastępczą liczbę zębów  $z_{v3}$  (z nowym kątem  $\beta$ ) oraz na tej podstawie dobiera zastępczy współczynnik wytrzymałości zęba u podstawy  $\lambda_v$ . Ponadto oblicza się parametry geometryczne kół zębatach:

- moduł czółowy

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

- średnicę podziałową

$$d_j = m_t z_j$$

- średnicę wierzchołków

$$d_{a_j} = d_j + 2h_a$$

$$h_a = m_n$$

- średnicę dna wrębów

$$d_{f_j} = d_j - 2h_f$$

$$h_f = 1,25m_n$$

- szerokość wieńca zębatego

$$b = \psi m_n$$

- kąt przyporu w przekroju czołowym

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

- wskaźnik przyporu w przekroju czołowym

$$\epsilon_\alpha = z_3 C_1 + z_4 C_2 - C_3$$

gdzie:

$$C_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_a}{d_3}\right)^2 \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_n}{\cos^2 \beta}\right) - 1}$$

$$C_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{2h_a}{d_4}\right)^2 \left(1 + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_n}{\cos^2 \beta}\right) - 1}$$

$$C_3 = \frac{a}{\pi m_t} \operatorname{tg} \alpha_t$$

- poskokowy wskaźnik przyporu

$$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$$

- całkowity stopień pokrycia

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$$

Indeks  $j=3,4$  odnosi się do numeru koła zębatego.

Następnie przyjmuje się współczynnik  $C_\beta$  wg

$$C_\beta = \begin{cases} 1,3 & \text{gd}y \ \epsilon_\gamma \leq 1,5 \\ 1,4 & \text{gd}y \ \epsilon_\gamma > 1,5 \end{cases}$$

Ostatecznie sprawdza się warunek wg pierwszej nierówności z nowym kątem  $\beta$ , nowym współczynnikiem  $C_\beta$  i nowym współczynnikiem  $\lambda_v$ . Warunek ten powinien być spełniony.

#### Sprawdzenie zębów na naciski wg wzorów Hertza

Ostatnim etapem obliczeń jest sprawdzenie zębów na naciski wg wzorów Hertza. Dokonuje się tego na podstawie poniższej zależności

$$\sigma_{Hmax} = 4270 C_{m,\alpha} \sqrt{\frac{N \cos^2 \beta}{b \epsilon_\alpha d_3^2 n_2} \left(1 + \frac{z_3}{z_4}\right)} \leq k_H$$

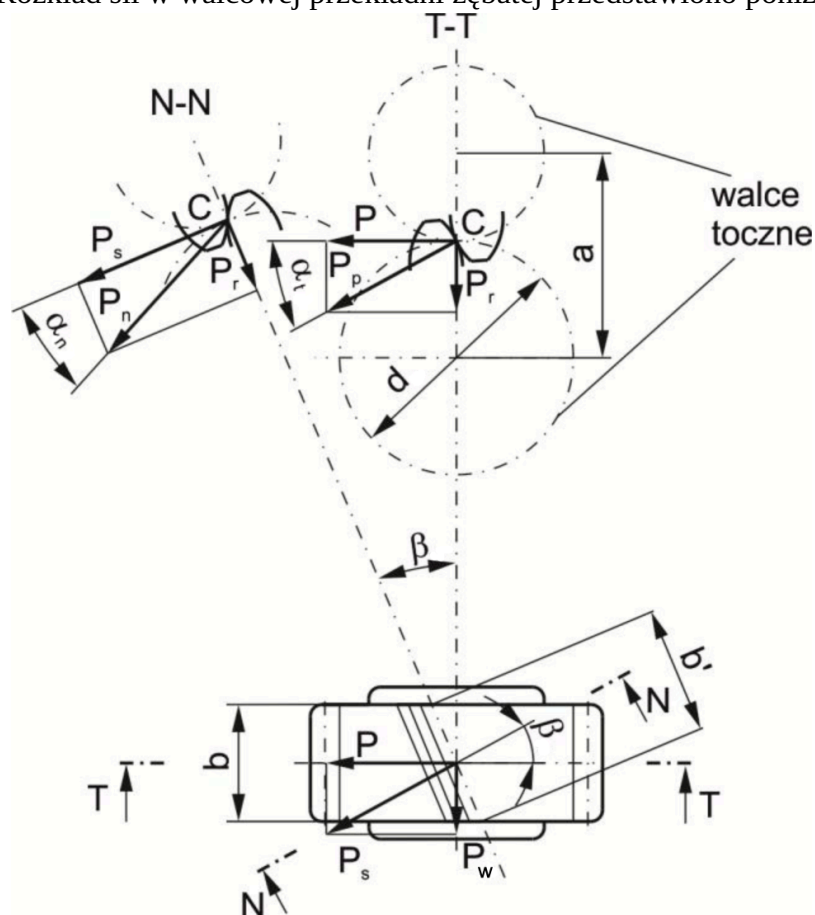
gdzie:

- $C_{m,\alpha}$  to współczynnik uwzględniający rodzaj materiału (dla obydwu kół stalowych  $C_{m,\alpha} = 478,2$ )
- $b$  to szerokość wieńca w [mm],
- $d_3$  to średnica podziałowa w [mm],
- $n_2$  to prędkość obrotowa koła 3 w [obr/min],
- $N$  to moc w [kW],
- $k_H$  to naciski dopuszczalne wg Hertza.

Przy doborze wartości naprężeń dopuszczalnych proszę zwrócić szczególną uwagę dla jakiej obróbki cieplnej stali zostały one podane. Wyższe wartości tych naprężeń występują dla zębów utwardzanych powierzchniowo (azotowanych, nawęglanych i hartowanych). Ważne jest aby w kolejnym etapie zamieścić na rysunku wykonawczym koła zębatego rodzaj wymaganej obróbki cieplnej koła i zębów.

## 4. Rozkład sił w przekładni walcowej

Rozkład sił w walcowej przekładni zębatej przedstawiono poniżej.



W kole zębatym występują dwa charakterystyczne przekroje: przekrój normalny (N-N) oraz czołowy (T-T). Parametry geometryczne definiowane w poszczególnych przekrojach oznaczają się poprzez indeksy  $t$  i  $m$ . Tym samym występuje moduł czołowy ( $m_t$ ) i moduł normalny ( $m_n$ ) oraz czołowy kąt przyporu ( $\alpha_t$ ) i normalny kąt przyporu ( $\alpha_n$ ). Łatwo zauważyć, że dla zębów prostych, dla których kąt pochylenia linii zębów  $\beta=0^\circ$  przekrój czołowy i normalny jest taki sam.

Siłę międzyzębną  $P_p$  można rozłożyć na dwie składowe, które obciążają wał:

- obwodową

$$P = \frac{2M}{d}$$

- promieniową

$$P_r = P \operatorname{tg} \alpha_t$$

Ponadto, jeżeli występują zęby śrubowe pojawia się siła wzdłużna:

$$P_w = P \operatorname{tg} \beta$$

## 5. Ustalanie zwrotu siły wzdłużnej

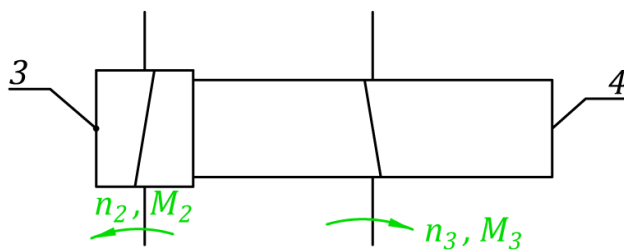
Jak zostało wspomniane zwrot siły wzdłużnej zależy od:

- kierunku obrotów koła czynnego (napędzanego),
- kierunku pochylenia linii zębów.

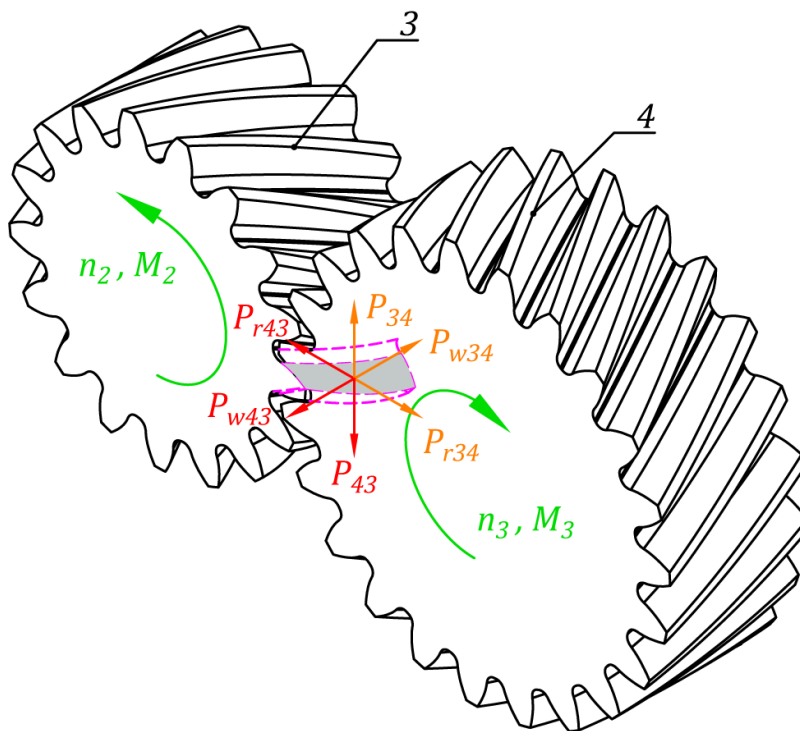
Z tego względu powinien być on ustalony indywidualnie. W tym celu można korzystać z literatury, w której są rozpisane wszystkie przypadki lub skorzystać z rozumowania przedstawionego poniżej.

Rozważmy parę zębatą 3 i 4 wg rys. a), w której koło 3 posiada prawą linię zębów koło 4 natomiast lewą (współpracujące koła zębate w przekładni o osiach równoległych muszą posiadać przeciwne kierunki pochylenia zębów).

a)



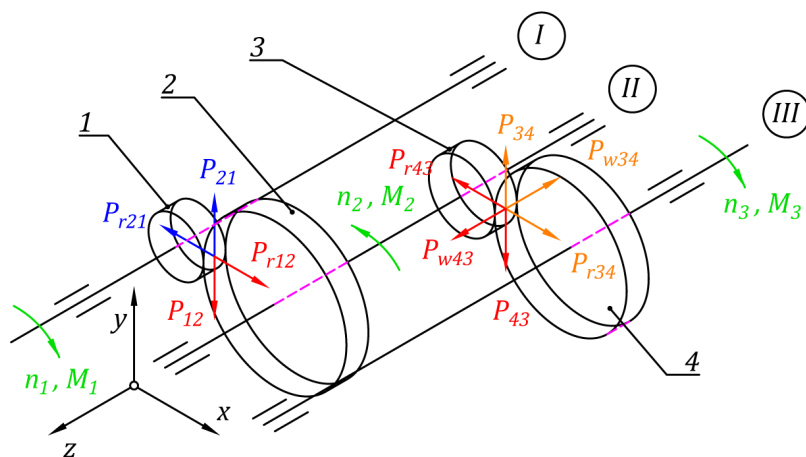
b)



Przyjmując kierunek obrotów zgodnie z rysunkiem a), powierzchnia zęba koła czynnego 3 (zaznaczona szarym kolorem na rys. b)) "przesuwając się" ku górze powinna natrafić na powierzchnię zęba koła biernego 4 aby wprawić go w ruch. Ze względu na "skośne" ułożenie zębów, szary ząb będzie "starał" się "przesunąć" ząb koła 4 na prawą stronę. Inaczej mówiąc szary ząb koła 3 zadziała z siłą wzdłużną  $P_{w34}$  na ząb koła 4. Zatem koło 4 działa na koło 3 z siłą o tej samej wartości i przeciwnym zwrocie  $P_{w43}$ .

## 6. Rozkład sił na wałach

Układ reduktora przedstawiono na poniższym rysunku w rzucie izometrycznym.



W wyniku tak przyjętych kierunków obrotu, koło zębate 1 działa na koło zębate 2 z siłą obwodową  $P_{12}$  skierowaną w dół. Zgodnie z rozważaniami z rozdziału 3 pojawia się również reakcja promieniowa działająca w kierunku do osi koła  $P_{r12}$ . Ponadto nie występuje tu siła wzdłużna ze względu na zerowy kąt pochylenia linii zębów. Kolorem niebieskim zaznaczono siły o tych samych wartościach i przeciwnych zwrotach z jakimi koło 2 działa na koło 1.

Zgodnie z kierunkiem obrotu wału 2 koło 3 działa na koło 4 z siłą obwodową  $P_{34}$  skierowaną do góry. Wobec powyższego zgodnie z zasadą dynamiki koło 4 działa na koło 3 z siłą  $P_{43}$  skierowaną w dół. Podobnie jak poprzednio na koło 3 działa siła promieniowa  $P_{r43}$ . Ponadto występuje tu również siła wzdłużna  $P_{w43}$ , której zwrot zależy od kierunków obrotu oraz kierunku pochylenia linii zębów kół współpracujących, co zostanie pokazane w następnej części.

Podsumowując:

- wał I obciążony jest niebieskimi siłami,
- wał II obciążony jest czerwonymi siłami,
- wał III obciążony jest siłami pomarańczowymi.

Wartości sił oblicza się następująco:

- siła obwodowa działająca na koło 2 i 1

$$P_{12} = P_{21} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2M_1}{d_1}$$

- siła promieniowa działająca na koło 2 i 1

$$P_{r12} = P_{r21} = P_{12} \operatorname{tg} \alpha_{t2}$$

- siła obwodowa działająca na koło 3 i 4

$$P_{43} = P_{34} = \frac{2M_2}{d_3} = \frac{2M_3}{d_4}$$

- siła promieniowa działająca na koło 3 i 4

$$P_{r43} = P_{r34} = P_{43} \operatorname{tg} \alpha_{t3}$$

- siła wzdłużna działająca na koło 3 i 4

$$P_{w_{43}} = P_{w_{34}} = P_{43} \operatorname{tg} \beta_3$$

## 7. Wstępne rozplanowanie

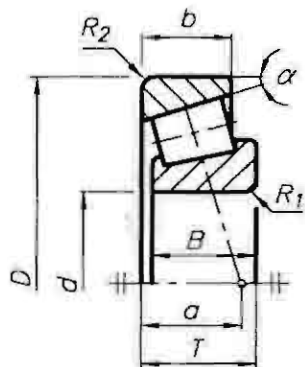
Przed przejściem do dokładnych obliczeń wałów należy rozplanować położenie elementów, które będą na nim osadzone. W pierwszej kolejności należy dobrać materiał z jakiego zostanie wykonany wał. Proszę wybierać z grupy stali do ulepszania cieplnego np.: C45 lub 42CrMo4. Następnie z warunku na skręcanie oblicza się wstępną średnicę wału:

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi k_s}}$$

gdzie  $M$  to moment na wale I, II lub III, przy czym spodziewając się jednoczesnego zginania wału, wstępnie przyjmuje się zaniżone wartości naprężeń dopuszczalnych w granicach:

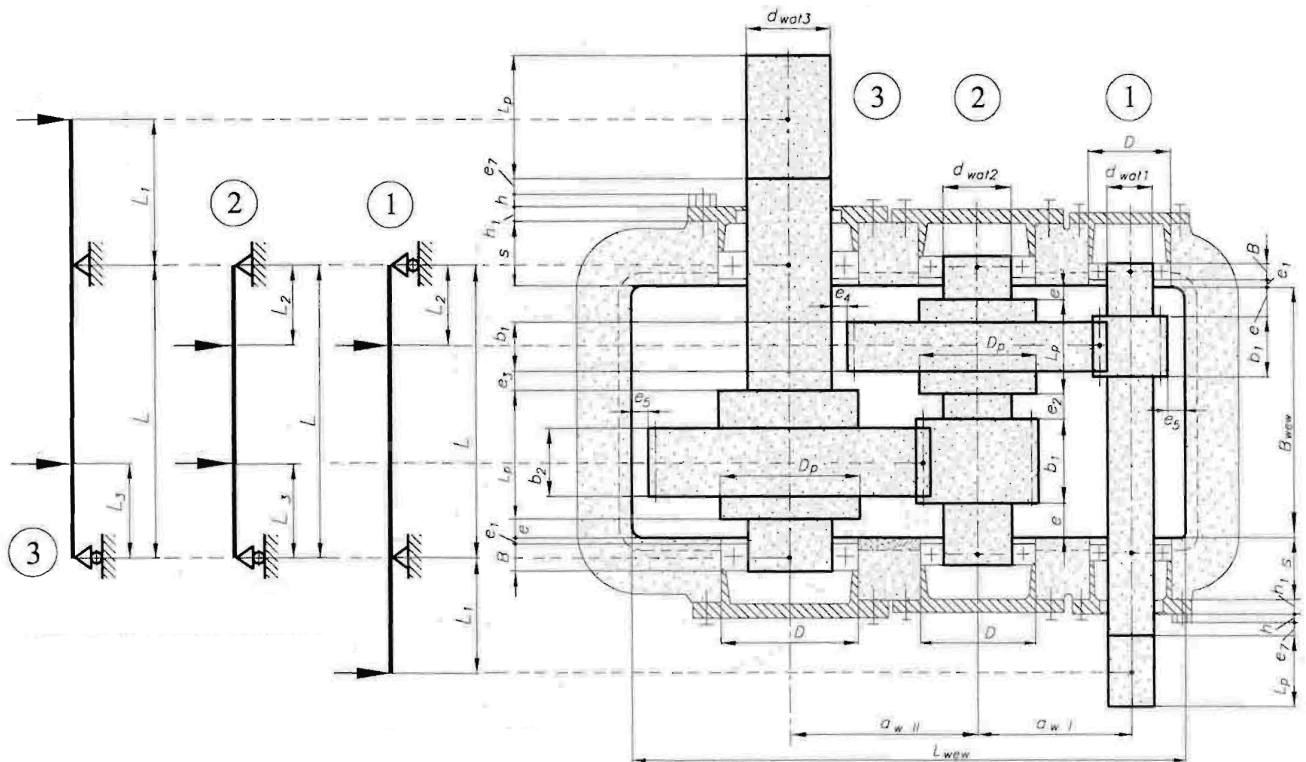
$$k_s = (20 - 30) MPa$$

Tak obliczoną średnicę zaokrągla się do najbliższej wartości znormalizowanej. Następnie do tej średnicy dobiera się łożysko stożkowe (dla wałów II i III) lub kulkowe (dla wału I) odmiany średniej (normy/katalogi/literatura) i odczytuje się jego wymiary. Przykładowe łożysko pokazano poniżej.



Najważniejszymi wymiarami z punktu widzenia rozplanowania są wymiary  $D$ ,  $d$ ,  $b$ ,  $T$  i  $a$ . Należy zwrócić uwagę, że położenie siły reakcji określa wymiar  $a$  i położenie to w przypadku łożysk stożkowych nie występuje w połowie jego szerokości.

W następnej kolejności w oparciu o poniższy rysunek dobiera się wymiary, które pozwalają na określenie odległości pomiędzy podporami, a punktami przyłożenia sił od kół zębatach:  $L$ ,  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  (wał nr 1, 2,3).



W szczególności dobiera się:

$$e_{1min} = (3 \div 5) \text{ mm},$$

$$e_{2min} = (0 \div 5) \text{ mm},$$

$$L_p \approx D_p = (1,6 \div 1,8) d_w,$$

$$e \geq 8 \text{ mm}.$$

Podczas dobierania powyższych wartości należy pamiętać o tym aby konstrukcja była jak najbardziej zwarta tzn. należy się trzymać raczej wartości minimalnych np. nie należy przyjmować parametru  $e = 100 \text{ mm}$  pomimo tego, że podana powyżej nierówność jest spełniona.

Ponadto szerokość wieńców kół zębatych określa się wg zależności

$$b_{2,4} = \psi \cdot m_{n2,4}$$

$$b_{1,3} = b_{2,4} + (4 \div 10) \text{ mm}$$

gdzie

$$\psi = 8 \div 15$$

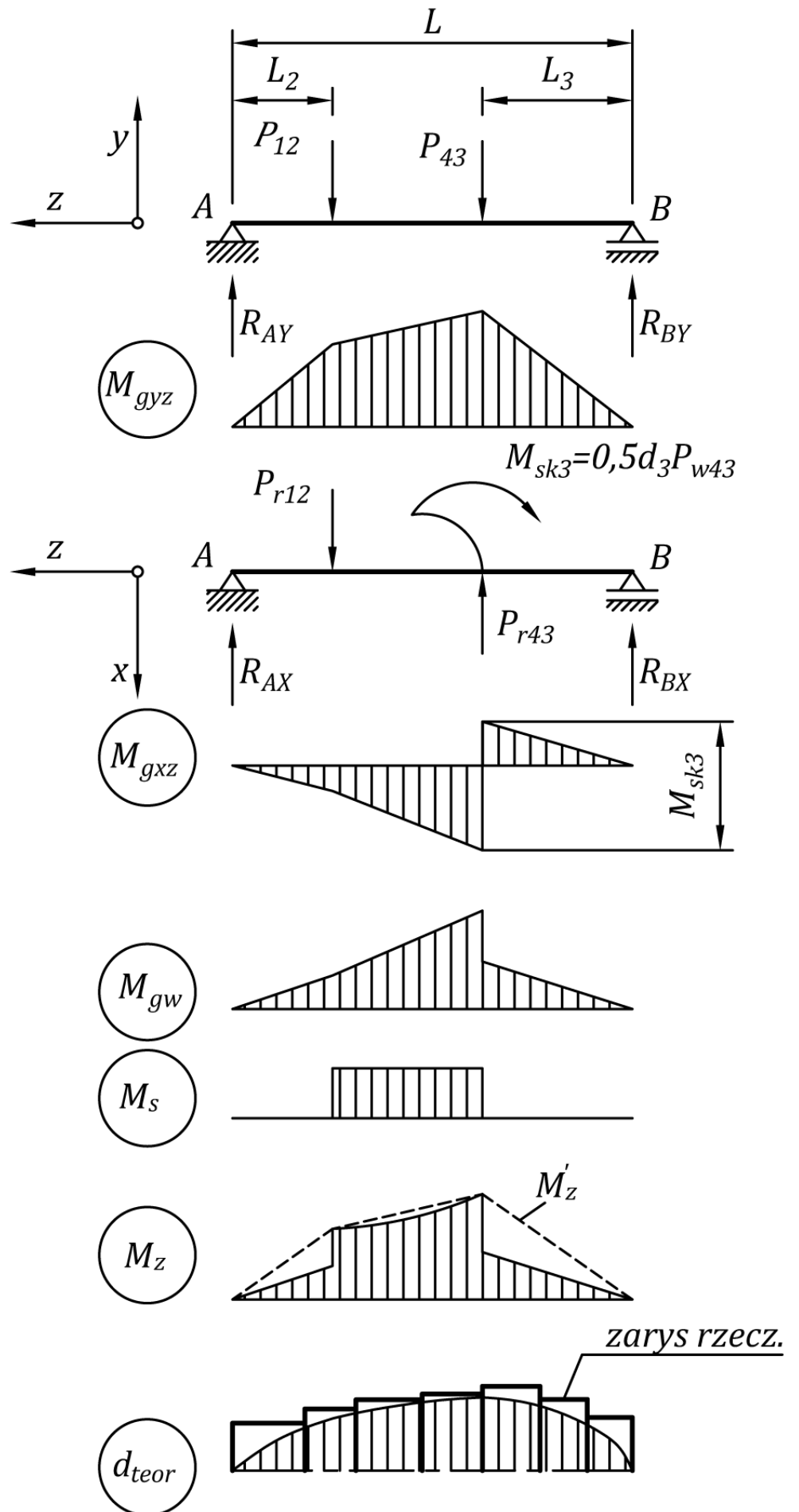
to współczynnik szerokości wieńca.

Na tym etapie wygodnie jest stworzyć szkic (np w programie AutoCAD), na którym w postaci prostokątów o odpowiednich wymiarach zaznacza się wał, łożyska oraz pozostałe elementy. Na podstawie takiego szkicu w łatwy sposób można wyznaczyć wymiary określające punkty przyłożenia sił.

# 8. Kształtowanie wału maszynowego

Po wyznaczeniu wartości sił oraz wstępnym rozplanowaniu położenia elementów na wałach, można przystąpić do ich kształtowania, które odbywa się wg poniższego schematu.

- 1) Rozkład sił na płaszczyzny x-z i y-z.
- 2) Konstrukcja wykresów momentów gnących w płaszczyźnie x-z i y-z.
- 3) Konstrukcja wykresu momentu wypadkowego wg zależności



$$M_{gw} = \sqrt{M_{gxz}^2 + M_{gyz}^2}$$

4) Konstrukcja wykresu momentu skręcającego  $M_s$

5) Konstrukcja wykresu momentu zastępczego wg zależności

$$M_z = \sqrt{M_{gw}^2 + 0,75 M_s^2}$$

6) Korekcja ("wygładzenie") wykresu zastępczego  $M'_z$  (linia przerywana).

7) Wyznaczenie zarysu teoretycznego wałka (linia cienka) wg wzoru

$$d_{teor}(z) = \sqrt[3]{\frac{32 M'_z(z)}{\pi k g_0}}$$

8) Stopniowanie wałka (linia gruba) i kształtowanie czopów wg poniższych wytycznych:

- Zarys rzeczywisty nie powinien przecinać zarysu teoretycznego.
- Sąsiadujące średnice powinny pozostawać w stosunku wynoszącym ok. 1,2.
- Powierzchnie osi lub wału maszynowego kształtuje się powierzchniami walcowymi lub stożkowymi (rzadziej kulistymi).
- Należy w miarę możliwości kształtować poszczególne średnice wg średnic znormalizowanych (nie dotyczy to powierzchni swobodnych).
- Liczbę stopni ograniczyć do minimum.
- Nie projektować zmniejszenia średnicy wału w części środkowej mimo, że obciążenie na to pozwala.
- Jeżeli w miejscu występowania sił przewiduje się osadzenie koła na wpuście lub wielowypuście, należy zwiększyć średnicę wału o ok. 10%.

Na rysunku obok podano rozkład sił dla wałka II wraz z przykładowymi wykresami. Wykresy te mogą wyglądać inaczej, zależą bowiem od kierunku sił reakcji oraz od wartości obciążenia. Należy zwrócić uwagę, że w płaszczyźnie x-z w miejscu osadzenia koła 3 występuje obciążenie momentem skupionym  $M_{sk3}$ , który wynika z działania siły wzdłużnej na ramieniu  $d_3/2$ . Zwrot tego momentu zależy od zwrotu siły wzdłużnej i musi być wyznaczony indywidualnie.

## 9. Przygotowanie dokumentacji

W skład całej dokumentacji projektowej (podlegającej ocenie) wchodzi:

- rysunek złożeniowy,
- rysunek wykonawczy górnej części korpusu,
- rysunek wykonawczy dowolnego koła zębatego,
- obliczenia.

W tym tygodniu należy rozpocząć tworzenie dokumentacji technicznej (rysunkowej). Należy zacząć od rysunku złożeniowego - w rzeczywistości również zaczyna się od złożenia, a w następnej kolejności rysowane są poszczególne elementy (części). Rysunki należy tworzyć w wersji elektronicznej w systemach CAD (np.: AutoCad, Inventor, SolidWorks itp.). Formatki do pierwszych dwóch systemów znajdują się tutaj. Utworzony rysunek należy zapisać w formacie .pdf (w zależności od programu CAD można korzystać z zewnętrznej drukarki pdf lub z opcji eksportu rysunku do .pdf). Ocenie podlega rysunek w formacie .pdf.

Pierwszy termin oddania projektu to **22.12.2021**.