



KAPITAŁ LUDZKI
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI

UNIA EUROPEJSKA
EUROPEJSKI
FUNDUSZ SPOŁECZNY



APARATURA PROCESÓW CHEMICZNYCH, BIOCHEMICZNYCH I OCHRONY ŚRODOWISKA

TOM II

**Stereomechanika w budowie aparatów i urządzeń
procesowych**

*JAN HEHLMANN
HENRYK MERTA
MACIEJ JODKOWSKI*

Materiały dydaktyczne współfinansowane ze środków Unii Europejskiej
w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego

Spis treści

1	Elementy stereomechaniki technicznej.....	4
1.1	STATYKA.....	5
2	ELEMENTY I PODZESPOŁY APARATÓW I MASZYN	35
2.1	Połączenia	35
2.1.1	Połączenia spawane.....	35
2.1.2	Obliczanie połączeń spawanych.....	36
2.1.3	Połączenia lutowane	37
2.1.4	Połączenia zgrzewane	38
2.1.5	Połączenia śrubowe i gwintowe.....	44
2.1.6	Połączenia sworzniowe	49
2.1.7	Połączenia kołkowe	51
2.1.8	Połączenia klinowe	52
2.2	Osie i wały	53
2.2.1	Rodzaje osi i wałów	54
2.2.2	Projektowanie osi i wałów	55
2.3	Łożyska	61
2.3.1	Konstrukcje łożysk ślizgowych	62
2.3.2	Konstrukcja łożysk tocznych.....	65
2.3.3	Dobór łożysk tocznych.....	69
2.3.4	Normalizacja	71
2.4	Sprzęgła.....	72
2.5	Napędy	77
2.5.1	Napęd cierny.....	79
2.5.2	Napęd ciągnowy	80
2.5.3	Napęd zębaty	84

3.6. Dobór silnika elektrycznego,	90
2.5.4 Wyznaczenie mocy silnika.....	101
2.6 Aparaty i ich elementy	103
2.6.1 Konstrukcje nośne aparatu.....	105
2.6.2 . Włazy	108
2.6.3 Osprzęt aparatów	110
2.7 Aparaty do mieszania,	116
2.7.1 Obliczenia wytrzymałościowe wału mieszadła	117
2.7.2 . Obliczenia sprawdzające wał na drgania krytyczne metodą zmodyfikowaną.....	118
2.7.3 . Napędy mieszadeł.....	118
2.8 Osadniki	119
2.8.1 Osadniki konwencjonalne.....	119
2.8.2 Osadniki z wypełnieniem	131
2.9 . Reaktory i bioreaktory	141
2.9.1 Reaktory typu zbiornikowego z mieszadłem	142
2.9.2 . Reaktory rurowe.....	143
3.10.3.....	144
2.9.3 . Bioreaktory	146
3 Przykłady obliczeniowe.....	150
3.1.1 Moment bezwładności I.....	160
4 Literatura	161

1 Elementy stereomechaniki technicznej

Mechanika techniczna jest dziedziną nauki, która zajmuje się badaniami ruchów ciał w przestrzeni i czasie. W celu uzyskania analitycznego opisu rozpatrywanych zjawisk, układy rzeczywiste transformuje się do modeli symulacyjnych:

- punkt materialny symuluje ciało rzeczywiste, którego wymiary są bardzo małe wobec zmian położenia,
- ciało doskonale sztywne zastępuje ciało stałe gdy wielkość odkształcenia można pominąć wobec układu odniesienia
- zbiór punktów materialnych,
- odkształcalne kontinuum materialne tj. obszar wypełniony materią w sposób ciągły (model dla płynów i ciał odkształcalnych)

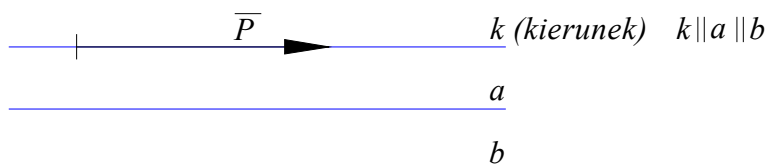
mechanikę dzielimy na następujące dziedziny: **kinetykę** zajmującą się badaniem ruchów ciał bez względu na siły, które ruch wywołują i **dynamikę**, która bada zależność ruchu ciał od sił wywołujących ruch. Dynamikę dzieli się z kolei na **statykę** tj. naukę o ciałach będących w równowadze i **kinetykę** zajmującą się ruchem ciał wywołanym przez określone siły.

W mechanice spotykamy się z wielkościami dwojakiego rodzaju:

- **skalarami** określonymi wartością liczbową i mianowaną jednostką (masa [kg], czas [s], długość [m], pole [m²]),
- **wektorami** czyli wielkościami określonymi przez podanie kierunku i zwrot działania oraz wartości

rozdzielamy trzy rodzaje wektorów:

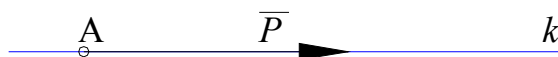
1. wektor swobodny, którego rezultat działania nie zależy od położenia, może on być przemieszczany na dowolny kierunek równoległy



2. wektor związany z prostą k czyli posuwany



3. wektor związany z kierunkiem (k) i punktem zaczepienia (A)



wektorem jest siła, przyspieszenie, pęd, popęd, prędkość.

1.1 STATYKA

Statyka jest nauką zajmującą się równowagą ciał, które pozostają pod działaniem określonych sił. Pod pojęciem siły rozumiemy oddziaływanie zmierzające do wywołania lub zniweczenia ruchu. W układzie SI (System International) jednostką siły jest 1N, co wyprowadza się z II prawa dynamiki Newtona - zmiana pędu ciała jest proporcjonalna względem siły i ma kierunek prostej wzdłuż której ta siła działa.

$$\frac{d(\bar{m}\bar{v})}{dt} = \bar{P}$$

Gdzie: (mv) [kgm / s] - pęd

$(P \cdot t)$ [N · s] - popęd

Przy $m=const$:

$$\frac{d}{dt}(mv) = m \frac{d\bar{v}}{dt} = m \cdot \bar{p}$$

$$\bar{P} = m \cdot \bar{p}$$

stąd wymiar siły

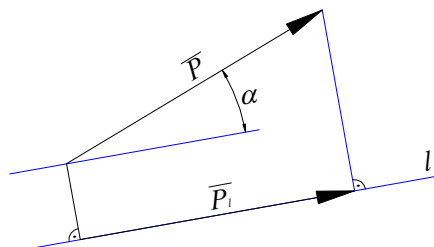
$$[P] = [kg] \cdot [m / s^2] = \left[\frac{kg \cdot m}{s^2} \right] = 1N$$

W rzeczywistości spotykamy się z różnymi przypadkami obciążeń ciał siłami:

- siły powierzchniowe – ciśnienie, naprężenie
- siły objętościowe – w przypadku ciśnienia w cieczy,
- siły skupione
- siły rozłożone liniowo – obciążenie ciągłe

Rzut wektora siły

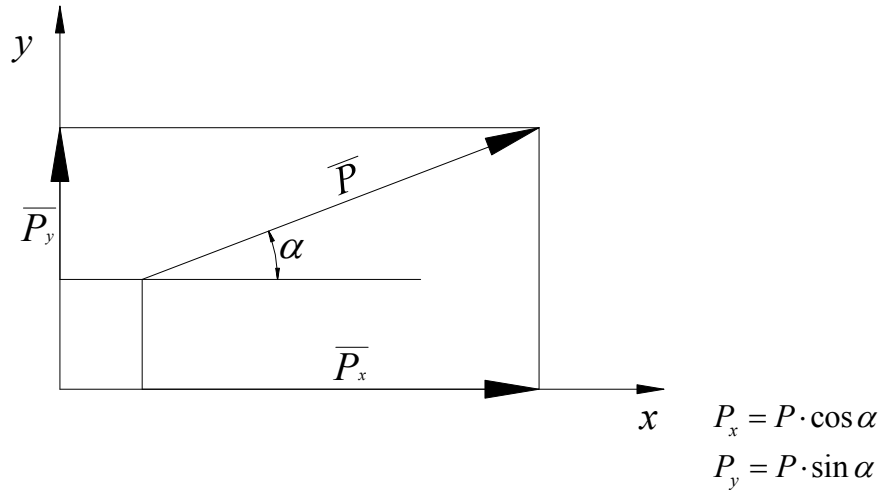
Rzutem wektora na prostą l jest odcinek P_l uzyskany przez prostokątne rzutowanie początku i końca wektora siły P



$$P_l = P \cdot \cos \alpha$$

Rzut może mieć wartość dodatnią lub ujemną w zależności od wartości kąta α bo $\cos$ przyjmuje wartości od (-1 do +1). Dla siły prostopadłej $\cos 90^\circ = 0$ i wartość rzutu $P_l = 0$

W układzie prostokątnym



Rzuty siły $P(P_x, P_y)$ są składowymi tej siły.

Wartość siły P

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}$$

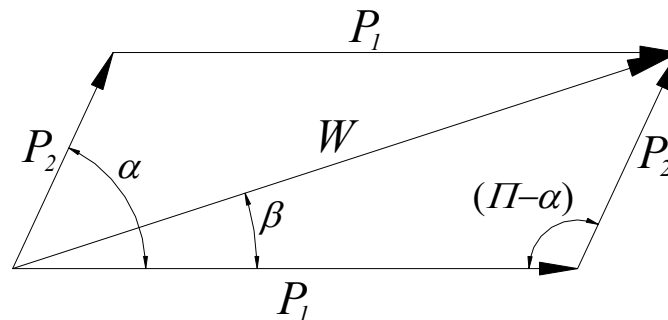
Położenie, kierunek

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_y}{P_x}$$

Zwrot (wartość) jest dodatnia, gdy jest zgodna z zwrotem osi lub ujemna w przypadku niezgodności.

Wyznaczanie wypadkowej dwu sił przecinających się na płaszczyźnie

Wypadkową czyli siłą dającą równoważny efekt działania układu sił, można określić w oparciu o geometryczne sumowanie, które polega na łączeniu początku i końca wektorów z zachowaniem kierunku, zwrotu i wartości.



Z twierdzenia cosinusów, wartość wypadkowej

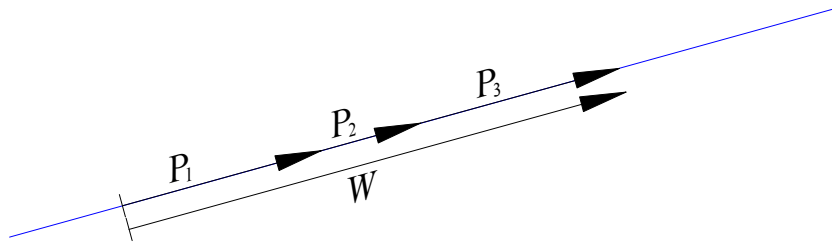
$$W^2 = P_1^2 + P_2^2 + 2P_1P_2 \cos \alpha$$

Kierunek wypadkowej z twierdzenia sinusów $\frac{P_2}{\sin \beta} = \frac{W}{\sin(\pi - \alpha)}$

$$\sin \beta = \frac{P_2 \sin \alpha}{W}$$

Składanie wielu sił metodą analityczną

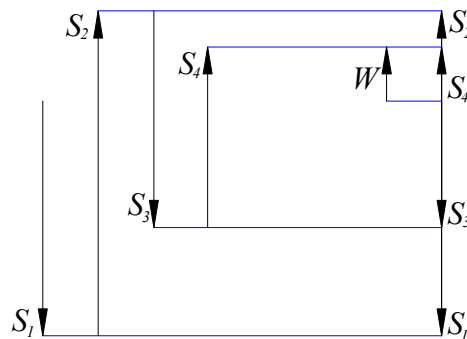
W przypadku gdy wektory sił działają na jednej prostej lub kierunkach równoległych to można je sumować algebraicznie z uwzględnieniem znaków.



$$\begin{aligned} P_1 &= aN \\ P_2 &= bN \\ P_3 &= cN \end{aligned}$$

to wypadkowa

$$W = a + b + c$$



$$S_1 = aN \quad S_2 = bN \quad S_3 = cN \quad S_4 = dN$$

Sumując algebraicznie trzeba uwzględnić znaki:

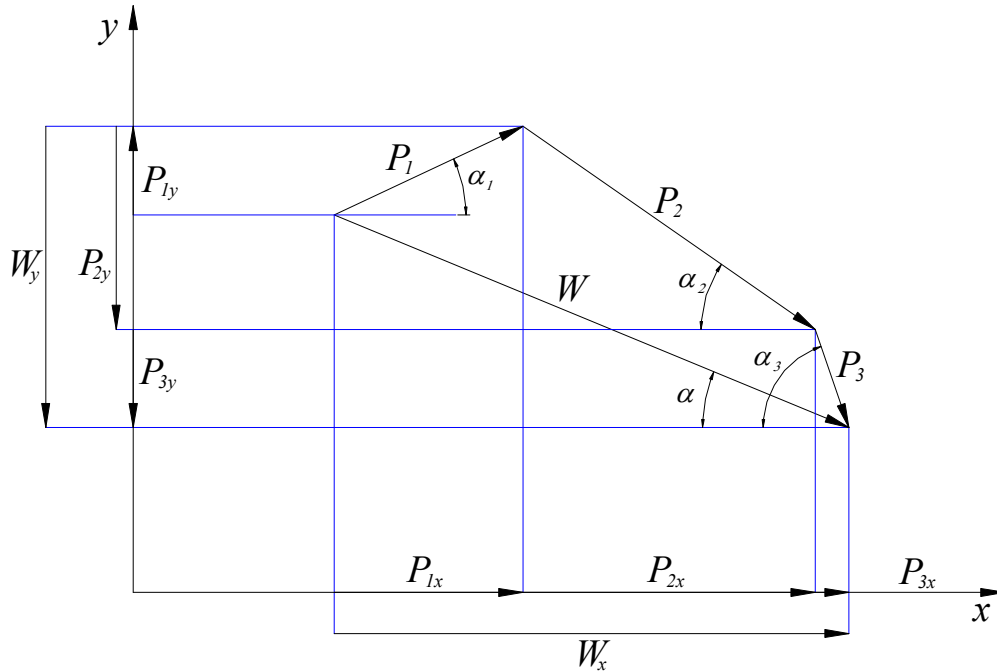
$$W = a - b + c - d \quad [N]$$

Dla płaskiego układu sił $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ możemy utworzyć dwa zbiory rzutów na oś x i y :

$P_{1x}, P_{2x}, P_{3x}, \dots, P_{nx}$ i $P_{1y}, P_{2y}, P_{3y}, \dots, P_{ny}$. Składowe są wektorami równoległymi więc można je sumować algebraicznie.

$$W_x = P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} = \sum_{k=1}^n P_{kx}$$

$$W_y = P_{1y} - P_{2y} - P_{3y} = \sum_{k=1}^n P_{ky}$$



Można więc zapisać:

$$W_x = W \cdot \cos \alpha = \sum_{k=1}^n P_k \cdot \cos \alpha_k$$

$$W_y = W \cdot \sin \alpha = \sum_{k=1}^n P_k \cdot \sin \alpha_k$$

Wartość wypadkowej

$$W^2 = W_y^2 + W_x^2$$

Kierunek wypadkowej

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{W_y}{W_x} = \frac{\sum P_k \sin \alpha_k}{\sum P_k \cos \alpha_k}$$

Równowaga płaskiego zbieżnego układu sił

Siły przyłożone w jednym punkcie ciała są w równowadze, gdy ich wypadkowa jest równa zero.

$$W^2 = W_x^2 + W_y^2 = 0$$

tzn. musi być spełniony warunek $W_x = 0$ i $W_y = 0$

czyli aby płaski zbieżny układ sił był w równowadze to suma rzutów sił na oś x i y musi być równa zero.

$$\sum_{k=1}^n P_{kx} = 0$$

$$\sum_{k=1}^n P_{ky} = 0$$

Geometryczną interpretacją tego twierdzenia jest zamykanie się wieloboku sił.

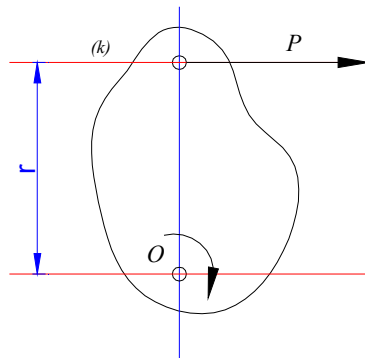
W przypadku układu sił rozbieżnego musi być jeszcze spełniony warunek

$$\sum M_{ko} = 0$$

Co oznacza, że ogólny moment układu sił obliczany względem dowolnego punktu „O” musi być równy zero. W przypadku gdy warunek ten nie jest dochowany to układ może ulegać obrotowi. Warunek $\sum M_{ko} = 0$ jest zawsze spełniony dla układu zbieżnego. Przytoczone trzy równania są warunkami równowagi układu sił i umożliwiają wyznaczenie 3 niewiadomych.

Momenty sił

Momentem siły względem dowolnego punktu O nazywamy iloczyn wartości liczbowej siły przez prostopadłe ramię.



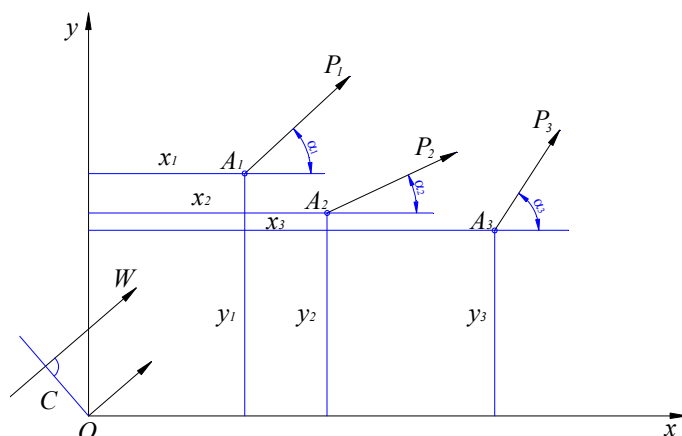
$$M = P \cdot r \quad [Nm]$$

W przypadku dowolnego układu sił, który jest określony przez wartości:

$$P_1, P_2, P_3$$

$$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$$

$$A_1(x_1, y_1), A_2(x_2, y_2), A_3(x_3, y_3)$$



1. Wypadkowa układu

$$W_x = \sum P_k \cos \alpha_k, \quad W_y = \sum P_k \sin \alpha_k$$

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2}$$

kierunek

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{W_y}{W_x}$$

2. Moment ogólny układu sił względem punktu O

$$M = -\sum x_k P_{ky} + \sum y_k P_{kx}$$

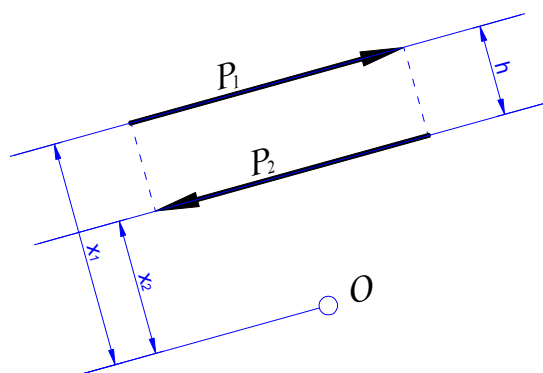
Suma algebraiczna tych momentów daje nam wartość liczbową ogólnego momentu i jednocześnie

$$M = W \cdot c$$

co oznacza, że moment ogólny można obliczyć również w oparciu o wypadkową układu i ramię c .

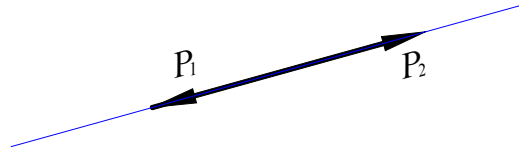
Para sił

Dwie siły równe, przeciwnie skierowane i równoległe do siebie nazywamy parą sił.



$$P_1 = P_2 \quad \vec{P}_1 \parallel \vec{P}_2$$

W przypadku pary sił $\sum P_k = 0$ czyli ogólna suma jest równa zero.

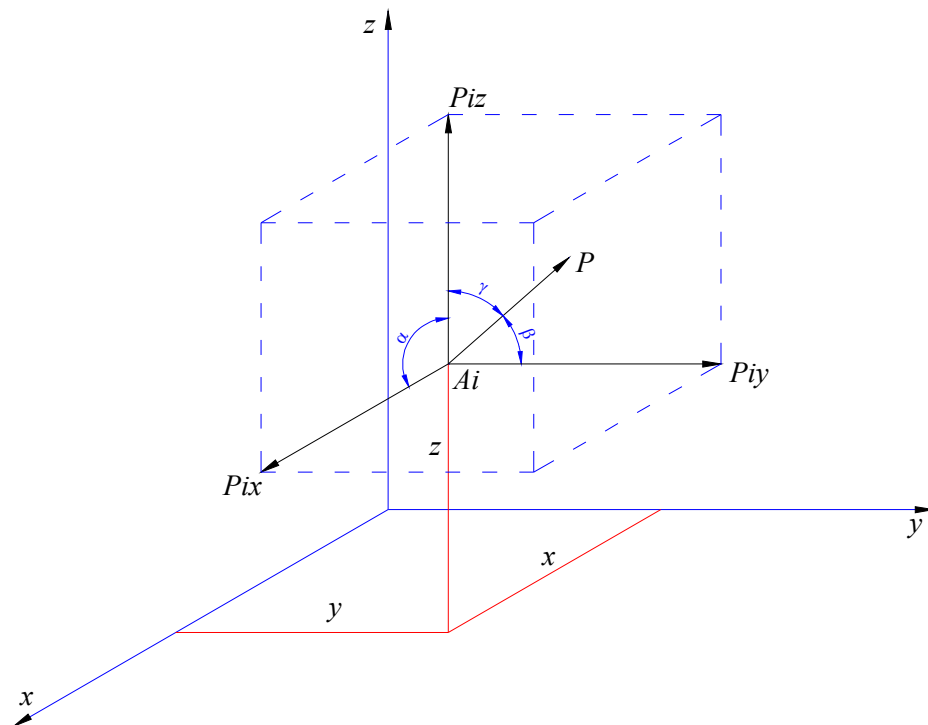


Ogólny moment

$$\sum M_{io} = -P_2 x_2 + P_1 x_1 = P(x_1 - x_2) = P(x_1 - x_1 + h) = P \cdot h = \text{const dla } P_1 = P_2 = P$$

Ogólny moment pary sił jest stały i równy iloczynowi siły P i ramienia h .

Dowolny przestrzenny układ sił



Każda z sił jest określona przez podanie wartości P_i , kątów $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ i punktu zaczepienia

$$A_i(x_i, y_i, z_i)$$

Rzut sił daje nam składowe wypadkowej

$$\sum P_{ix} = P_i \cos \alpha_i = W_x$$

$$\sum P_{iy} = P_i \cos \beta_i = W_y$$

$$\sum P_{iz} = P_i \cos \gamma_i = W_z$$

Wartość wypadkowej

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2 + W_z^2}$$

Kierunek wypadkowej

$$\cos \alpha_o = \frac{W_x}{W} \quad \cos \beta_o = \frac{W_y}{W} \quad \cos \gamma_o = \frac{W_z}{W}$$

W celu wyznaczenia wektora ogólnego momentu obliczamy momenty wszystkich sił względem każdej osi

$$M_{ix} = -y_i P_{iz} + z_i P_{iy} = M_x$$

$$M_{iy} = -z_i P_{ix} + x_i P_{iz} = M_y$$

$$M_{iz} = -x_i P_{iy} + y_i P_{ix} = M_z$$

Wartość ogólnego wektora momentu możemy obliczyć w oparciu o wypadkowe

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

i kierunek

$$\cos \lambda_o = \frac{M_x}{M} \quad \cos \mu_o = \frac{M_y}{M} \quad \cos \nu_o = \frac{M_z}{M}$$

Dla równowagi takiego układu musi być ogólna suma równa zero

$$\boxed{\sum P_{ix} = 0 \quad \sum P_{iy} = 0 \quad \sum P_{iz} = 0}$$

Oraz ogólny moment równy zero

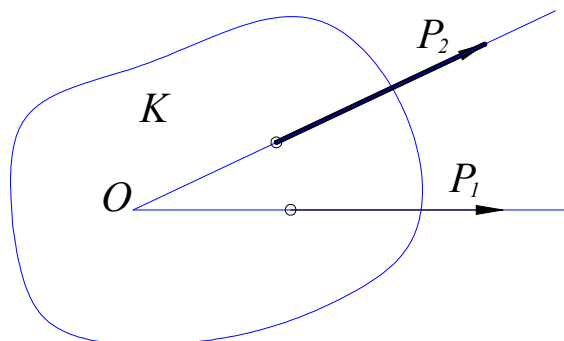
$$\boxed{\sum M_{ix} = 0 \quad \sum M_{iy} = 0 \quad \sum M_{iz} = 0}$$

Mamy więc 6 warunków równowagi.

Należy jeszcze zaznaczyć, że siła równoległa do soi daje moment równy zero.

Przykład 1.

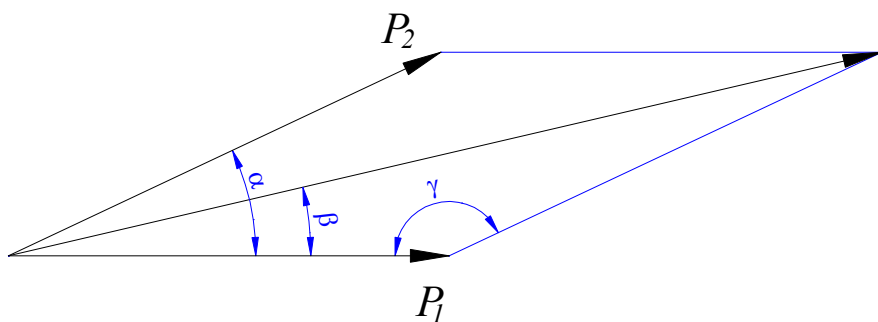
Na ciało K działają w jednej płaszczyźnie dwie siły $P_1=10\text{N}$ przyłożona w punkcie A oraz siła $P_2=16\text{N}$ przyłożona w punkcie B. kierunki działania tworzą kąt 30° .



PLAN OBCIĄŻENIA

1cm ~ n m

PLAN SIŁ



1cm ~ n N

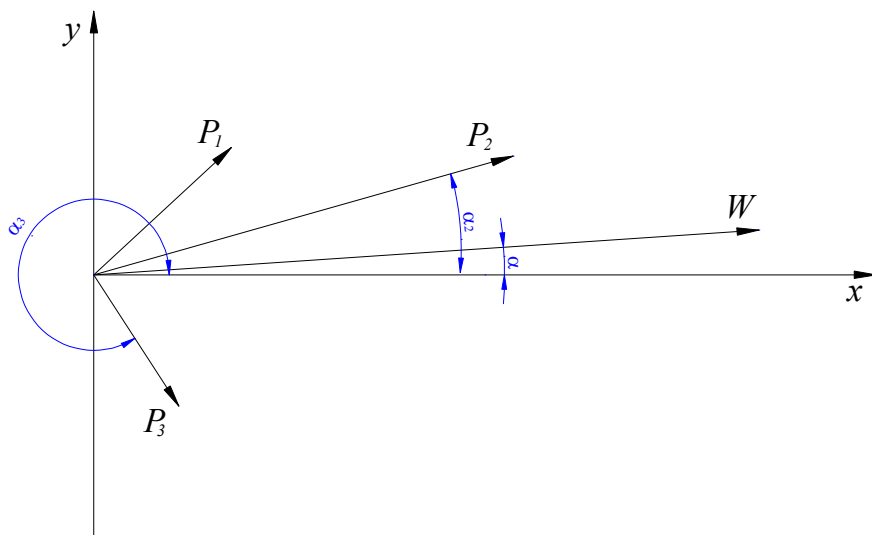
Siła wypadkowa $\vec{W} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2$

$$W = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + 2P_1P_2 \cos \alpha} = \sqrt{10^2 + 16^2 + 2 \cdot 10 \cdot 16 \cdot \cos \frac{\pi}{6}} = 25,1 \text{ N}$$

Z twierdzenia sinusów

$$\sin \beta = \frac{P_2 \sin \alpha}{W} = \frac{16}{25,1} \cdot \sin \frac{\pi}{6} = 0,319$$

$$\beta = 18^\circ 40'$$

Przykład 2.

Znaleźć wypadkową trzech sił: $P_1=80\text{N}$, $P_2=50\text{N}$, $P_3=60\text{N}$ określonych kątami $\alpha_1=15^\circ$, $\alpha_2=60^\circ$, $\alpha_3=300^\circ$.

Rzuty sił

$$P_{1x} = P_1 \cdot \cos \alpha_1 = 80 \cdot \cos 15^\circ = 76,8 \text{ N}$$

$$P_{2x} = P_2 \cdot \cos \alpha_2 = 50 \cdot \cos 60^\circ = 25 \text{ N}$$

$$P_{3x} = P_3 \cdot \cos \alpha_3 = 60 \cdot \cos 300^\circ = 30 \text{ N}$$

$$W_x = P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} = 76,8 + 25 + 30 = 131,8 \text{ N}$$

$$P_{1y} = P_1 \cdot \sin \alpha_1 = 80 \cdot \sin 15^\circ = 20,72 \text{ N}$$

$$P_{2y} = P_2 \cdot \sin \alpha_2 = 50 \cdot \sin 60^\circ = 43,3 \text{ N}$$

$$P_{3y} = P_3 \cdot \sin \alpha_3 = 60 \cdot \sin (270 + 30)^\circ = -60 \cdot 0,866 = -51,96 \text{ N}$$

$$W_y = P_{1y} + P_{2y} + P_{3y} = 20,72 + 43,3 - 51,96 = 12,06 \text{ N}$$

Wypadkowa

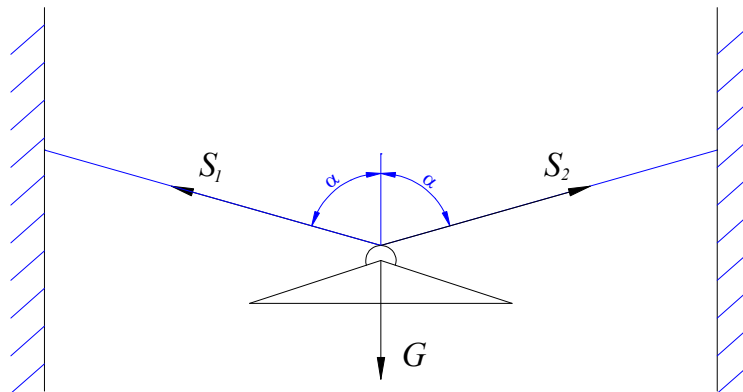
$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} = \sqrt{131,8^2 + 12,06^2} = 132,5 \text{ N}$$

Kierunek

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{W_y}{W_x} = \frac{12,02}{131,8} = 0,0912$$

$$\alpha = 5^\circ 13'$$

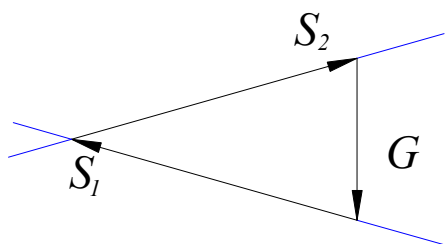
PRZYKŁAD 3.



Lampa uliczna o ciężarze $G=100\text{N}$ wisi na dwóch symetrycznych linach, wyznaczyć siły S_1 i S_2 w linach.

Jest to układ sił zbieżnych, napięcia lin S_1 i S_2 pokrywają się z ich kierunkami

PLAN SIŁ



1cm~50N

Układ sił ma być w równowadze

$$\sum P_{ix} = 0: -S_1 \sin \alpha + S_2 \sin \alpha = 0$$

Stąd $S_1 = S_2 = S$

$$\sum P_{iy} = 0: S_1 \cos \alpha + S_2 \cos \alpha - G = 0$$

ale $S_1 = S_2 = S$ to

$$2S \cos \alpha = G$$

$$S = \frac{G}{2 \cos \alpha} = \frac{100}{2 \cdot \cos 70^\circ} = 146,2 \text{ N}$$

$$\sum M_i = 0 \text{ ponieważ układ jest zbieżny.}$$

Rodzaje podpór belek

Belkami nazywamy elementy, których zadaniem jest przenoszenie sił zewnętrznych. Dla

belek wymiary poprzeczne są dużo mniejsze od wymiaru długości $\frac{b}{l} \rightarrow 0$

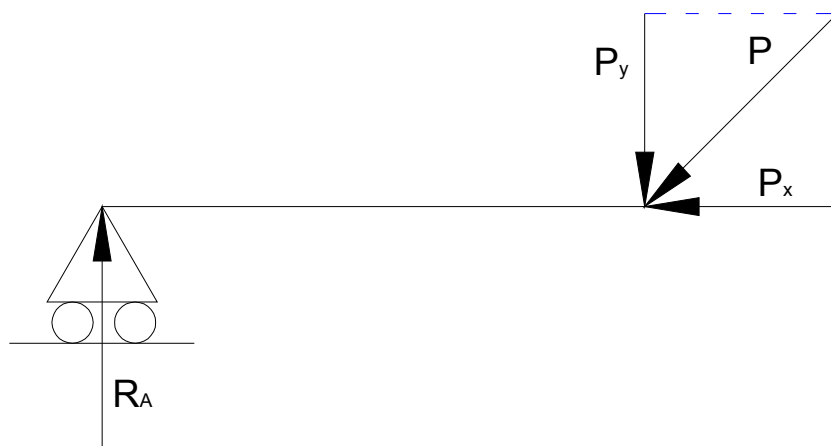
1. Podpora stała – uniemożliwia przesuw w kierunku pionowym i poziomym



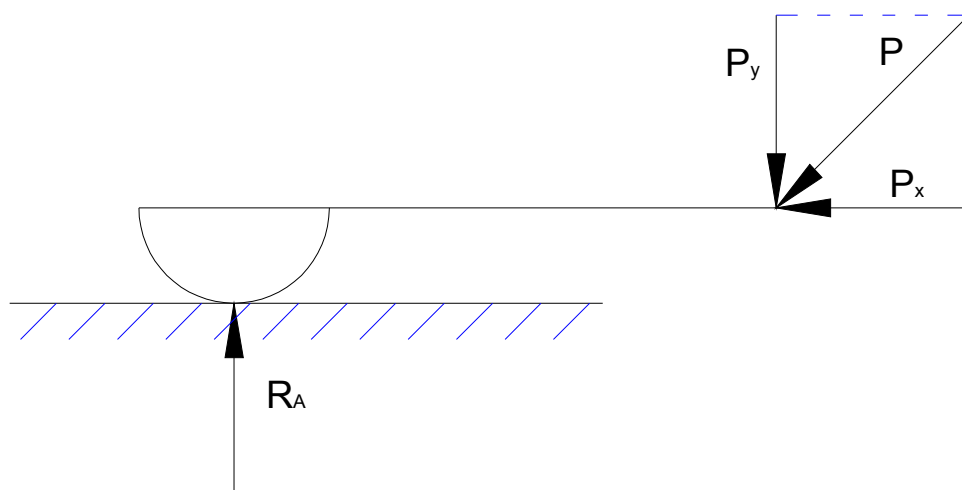
$$R = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{R_x}{R_y}$$

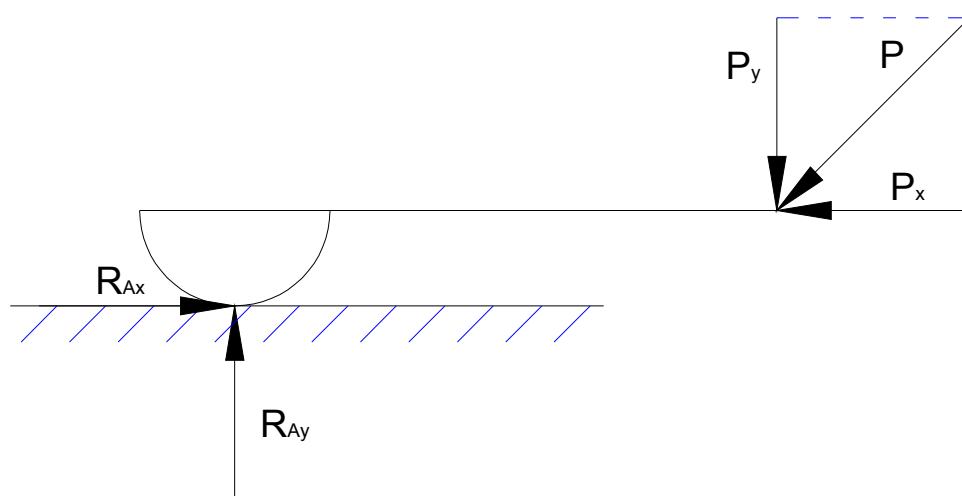
2. Podpora ruchoma – uniemożliwia przesuw w kierunku pionowym a przesuw w kierunku poziomym odbywa się bez oporu



3. Podparcie gładkie – bez tarciove



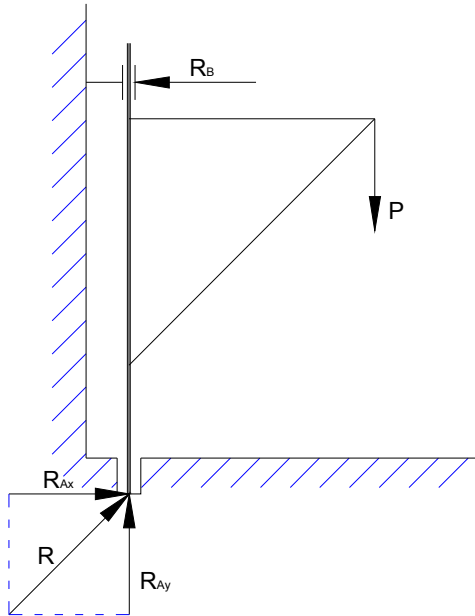
4. Podparcie szorstkie – tarciove



$$R_{Ay} = N - \text{nacisk}$$

$$R_{Ax} = T - \text{siła tarcia}$$

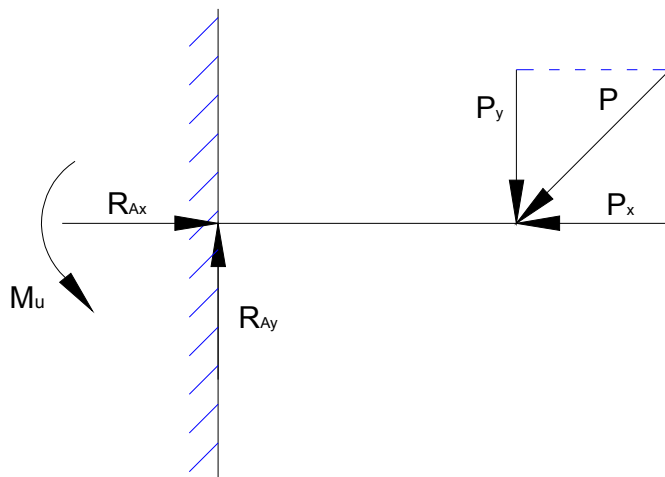
5. Łożysko sztywne – pierścieniowe



6. Łożysko stopowe – oporowe

We wszystkich przypadkach podpory dawały możliwości obrotu.

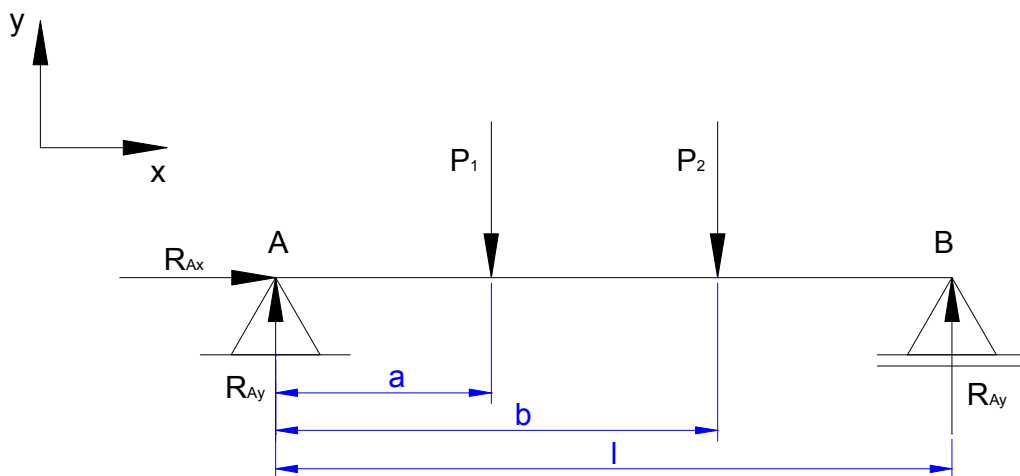
7. Sztywne utwierdzenie – nie umożliwia obrotu (M_n) ani przesuwu pionowego (R_{Ay}) ani poziomego (R_{Ax})



Oprócz belek w rzeczywistości stosuje się następujące układy nośne: ramy, kratownice, powłoki otwarte, powłoki obrotowe, płyty.

Obliczanie reakcji podpór

Reakcje podpór wyznaczamy z warunków równowagi. Zwroty reakcji zakłada się dowolnie, ujemna wartość oznacza błędnie założony zwrot.



$$1. \quad \sum P_{ix} = 0 \quad : \quad R_{Ax} = 0$$

Zamiast równania rzutów $\sum P_{iy}$ można napisać dwa warunki momentów:

$$2. \quad \sum M_{iA} = 0$$

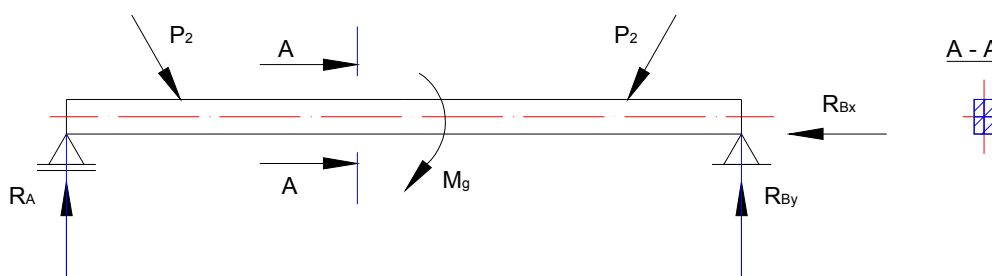
$$-R_B \cdot l + P_2 \cdot b + P_1 \cdot a = 0$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot a + P_2 \cdot b}{l} \quad [N]$$

$$3. \quad \sum M_{iB} = 0$$

$$R_{Ay} \cdot l - P_1 \cdot (l - a) - P_2 \cdot (l - b) = 0$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot (l - a) + P_2 \cdot (l - b)}{l} \quad [N]$$

Redukcja wewnętrzna

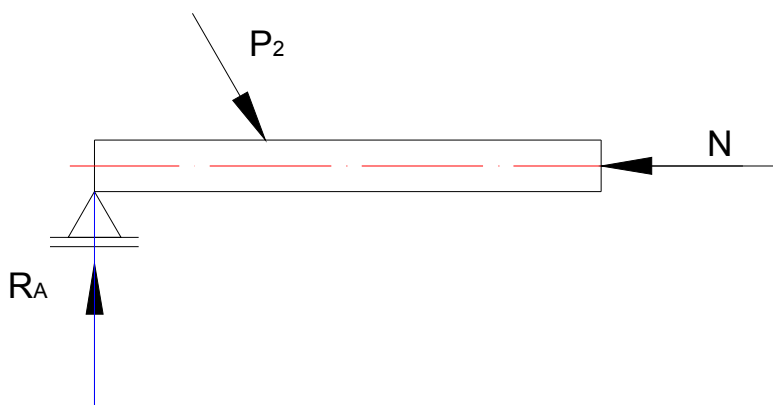
Jeżeli obciążoną belkę przetniemy (a-a) to lewą część belki można utrzymać w ukierunkowanym stanie przez przyłożenie do przekroju odpowiedniego wektora, który jest jednocześnie siłą wewnętrzną.

Jeżeli dla zrównoważenia pozostałej części pręta potrzebna jest:

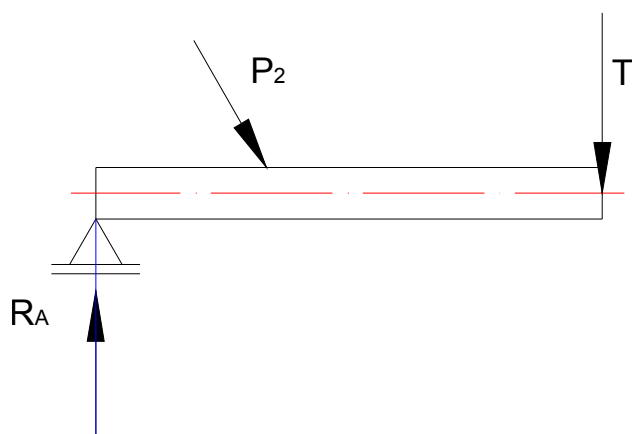
1. Siła równoległa do osi pręta tzn. prostopadła do przekroju to siłę taką nazywamy **siłą osiową** lub **normalną (N)**

Zwrot do przekroju ($-N$) – ściskanie

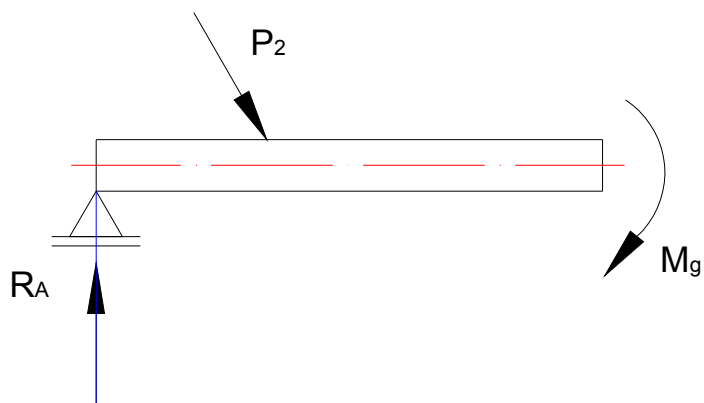
Zwrot do przekroju ($+N$) – rozciąganie



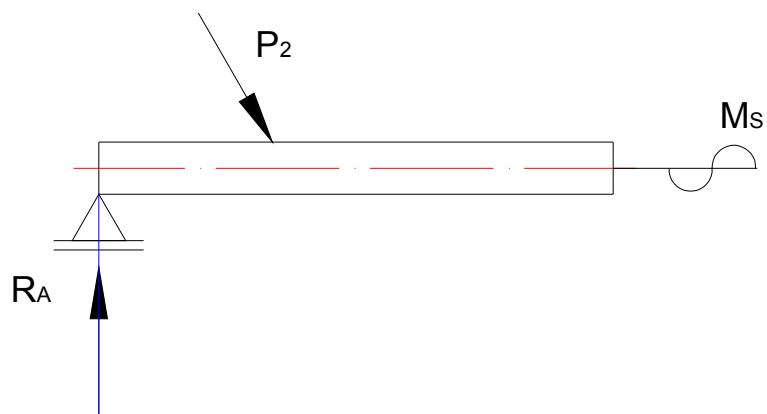
2. Siła równoległa do przekroju to taka siła nosi nazwę **siły poprzecznej** lub **tnącej (T)**



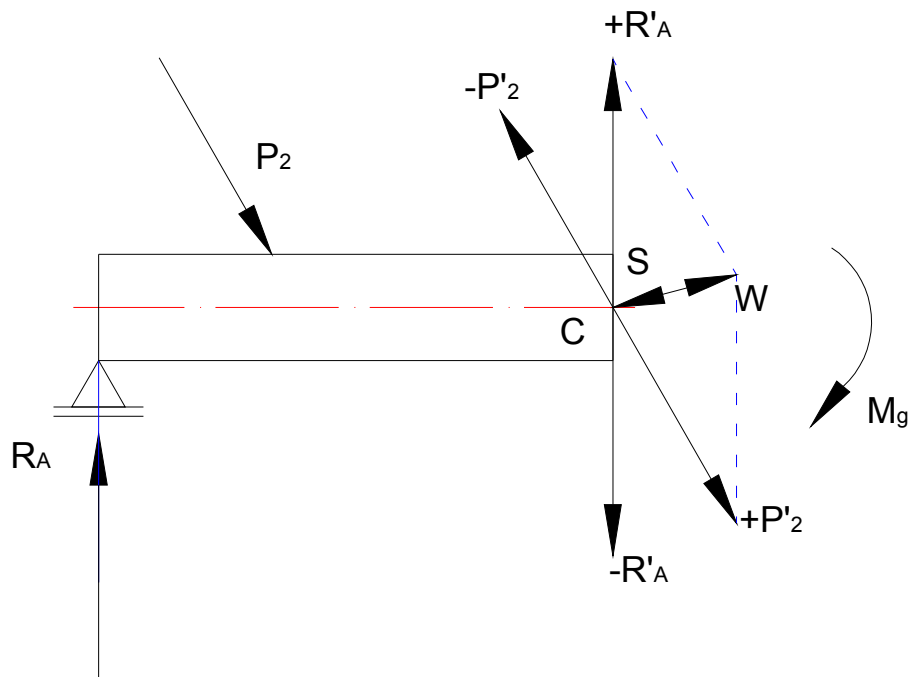
3. Moment działający w płaszczyźnie prostopadłej do przekroju to jest to **moment gnący** (M_g)



4. Moment działający w płaszczyźnie przekroju to jest to **moment skręcający** (M_s)



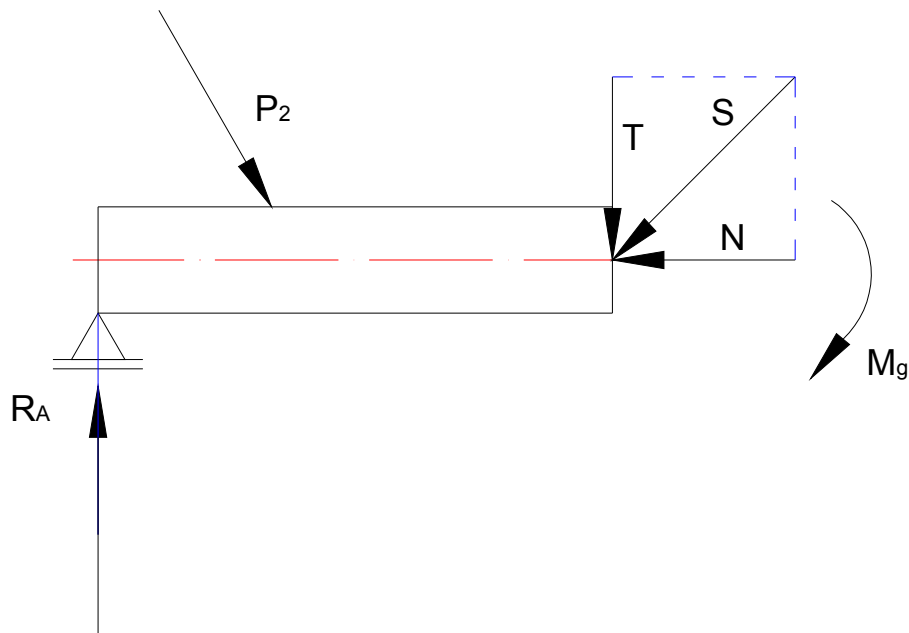
W przypadku ogólnym postępujemy więc następująco:



W osi przekroju (C) zaczepiamy zerowe układy sił równoległe do rzeczywistych.

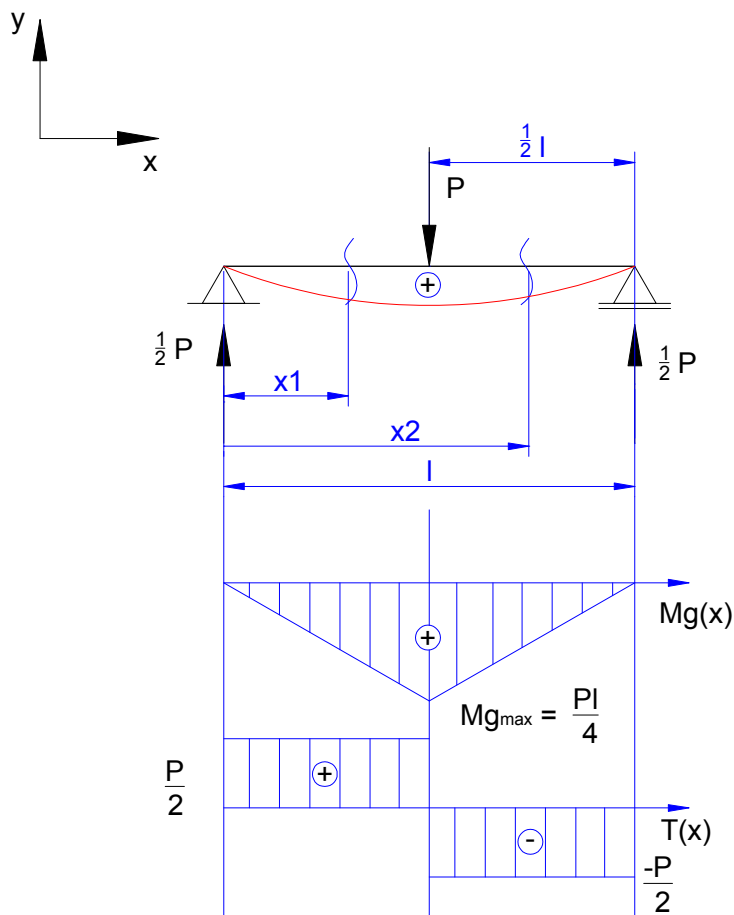
Działanie par sił $(P_2 - P_2')$ i $(R_A - R_A')$ zastępujemy momentem gnącym M_g , zaś pomocnicze siły $+ R_A'$ i $+ P_2'$ równoważymy siłą S równą sile wypadkowej W ale o przeciwnym zwrocie.

Siłę S rozkładamy na normalną N i tnącą T uzyskując w rezultacie trzy siły wewnętrzne N , T , M_g



1.

Moment gnący nazywamy dodatnim jeżeli pochodzi od sił działających do góry zaś ujemnym gdy siły działają w dół.



$$0 \leq x_1 \leq l/2$$

$$Mg(x) = \frac{P}{2} \cdot x_1 \quad T = \frac{dMg}{dx} = \frac{P}{2}$$

$$x_1 = 0 \quad Mg = 0$$

$$x_1 = l/2 \quad Mg = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2}$$

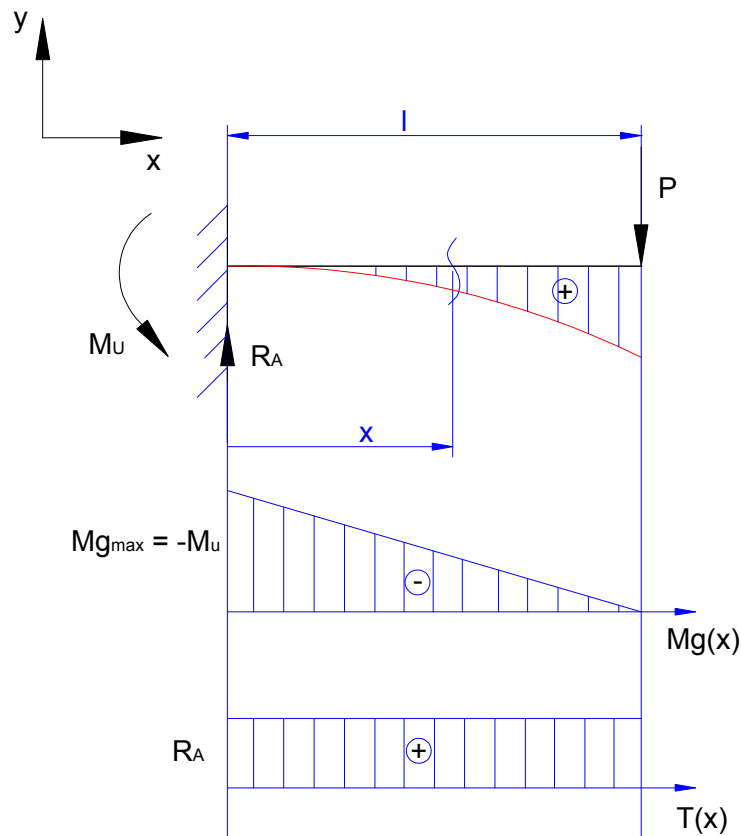
$$l/2 \leq x_2 \leq l$$

$$Mg(x) = \frac{P}{2} \cdot x_2 - P \left(x_2 - \frac{l}{2} \right) \quad T(x) = \frac{dMg}{dx} = \frac{P}{2} - P = -\frac{P}{2}$$

$$x_2 = l/2 \quad Mg = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2}$$

$$x_2 = l \quad Mg = \frac{P}{2} \cdot l - P \cdot \frac{l}{2} = 0$$

Moment gnący dodatni wygina belkę wypukłością w dół a ujemny w górę.



$$\sum P_{iy} = 0 \quad R_A - P = 0$$

$$R_A = P$$

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$P \cdot l - M_n = 0$$

$$M_n = P \cdot l$$

$$0 \leq x \leq l$$

$$Mg(x) = R_A \cdot x - M_n \quad T = \frac{dMg}{dx} = R_A$$

$$x = 0 \quad Mg = -M_n$$

$$x = l \quad Mg = P \cdot l - P \cdot l = 0$$

2.

Wartość liczbowa momentu gnącego obliczamy jako sumę momentów od wszystkich sił działających po jednej stronie przekroju.

Belkę dzielimy na tyle przedziałów aby w każdym była tylko jedna nowa siła zewnętrzna, jeżeli jest n sił zewnętrznych to przedziałów jest $(n+1)$.

Wartość liczbową **siły poprzecznej** T obliczamy jako sumę algebraiczną składowych równoległych do przekroju od wszystkich sił położonych po jednej stronie przekroju.

Siła poprzeczna jest dodatnia dla sił działających do góry w przypadku przedziału lewego a dla przedziału prawego obowiązuje zasada odwrotna.

Wartość liczbową **siły osiowej normalnej** N obliczamy jako sumę składowych prostopadłych do przekroju wszystkich sił działających po jednej stronie przekroju. Siła podłużna jest dodatnia gdy pochodzi od sił działających od przekroju (rozciąganie) a ujemna gdy pochodzi od sił działających do przekroju (ściskanie).

Pomiędzy $Mg(x)$ i $T(x)$ zachodzi związek

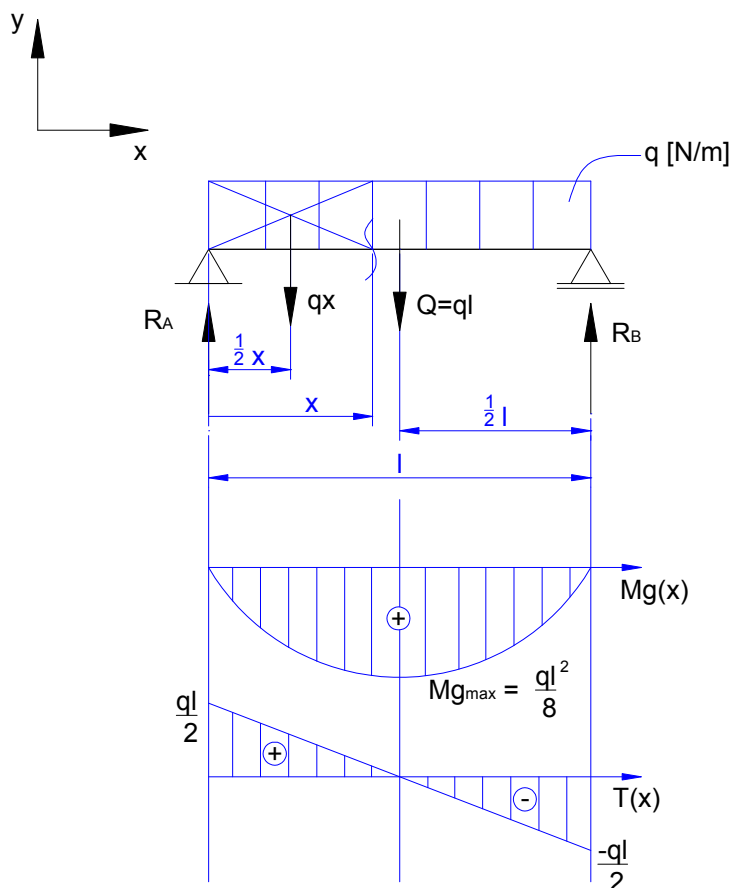
$$\boxed{\frac{dMg}{dx} = T}$$

Jeżeli x wzrasta od prawej ku lewej wtedy w pochodnej trzeba zmienić znaki na przeciwne, gdyż przyrost dx jest ujemny.

W wykresie $Mg(x)$ i $T(x)$ każda rzędna obrazuje wielkość siły wewnętrznej. Przekrój belki, gdzie moment gnący jest maksymalny nazywamy **przekrojem niebezpiecznym**.

W przekroju tym może najszybciej nastąpić załamanie belki.

W przypadku obciążenia ciągłego wyznaczenie reakcji podpór odbywa się z zastosowaniem zredukowanej siły skupionej, która jest równa polu obciążenia ciągłego a działa w środku ciężkości pola obciążenia. W przypadku wyznaczania sił wewnętrznych operujemy obciążeniem ciągłym.



$$\sum P_{ix} = 0 \quad - R_{Bx} = 0$$

$$\sum P_{iy} = 0$$

Zredukowana siła zachowuje zwrot i kierunek obciążenia ciągłego $Q = q \cdot l$

$$R_A + R_B - Q = 0$$

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$Q \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot l = 0$$

$$R_B = \frac{Q}{2} = \frac{q \cdot l}{2}$$

$$R_A = R_B = \frac{q \cdot l}{2}$$

$$0 \leq x \leq l$$

$$Mg(x) = R_A \cdot x - q_x \cdot \frac{x}{2}$$

ponieważ $q_x = q \cdot x$

zatem $Mg(x) = \frac{q \cdot l}{2} \cdot x - (q \cdot x) \cdot \frac{x}{2}$ to jest $\frac{qx^2}{2}$ równanie paraboli

$$x = 0 \quad Mg = 0$$

$$x = \frac{l}{2} \quad Mg = \frac{q \cdot l^2}{8}$$

$$0 \leq x \leq l$$

$$T(x) = \frac{dMg(x)}{dx} = R_A - q \cdot x$$

$$x = 0 \quad T = R_A$$

$$x = \frac{l}{2} \quad T = 0$$

$$x = l \quad T = -R_A = -\frac{q \cdot l}{2}$$

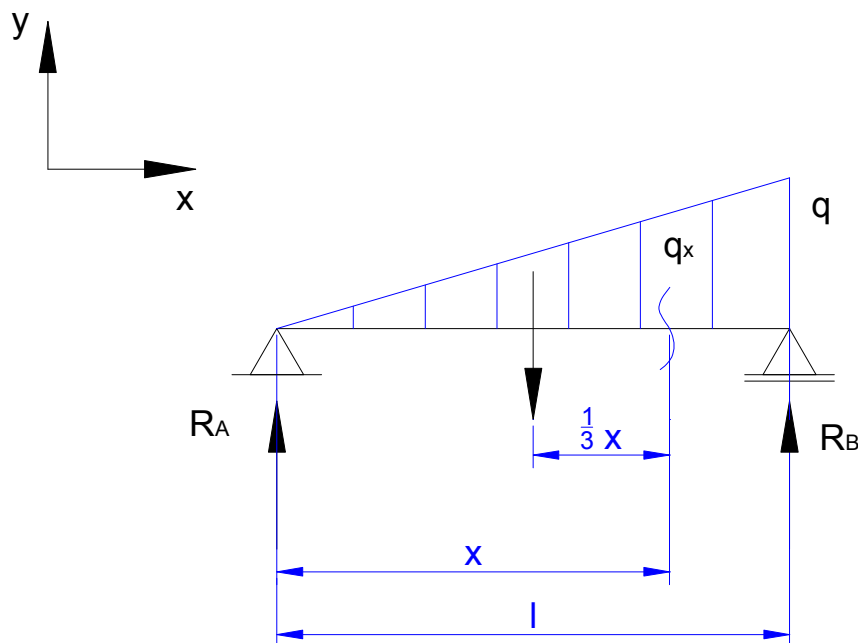
Maksimum Mg występuje w przypadku zerowania I pochodnej $\frac{dMg(x)}{dx} = 0$ czyli

$$R_A - q \cdot x = 0$$

$$\frac{q \cdot l}{2} - q \cdot x = 0$$

$$x = \frac{l}{2} \rightarrow Mg_{\max}$$

W przypadku obciążenia liniowo zmiennego siła zredukowana $Q = \frac{1}{2} q \cdot l$ a miejsce działania leży w 1/3 wysokości.



$$0 \leq x \leq l$$

$$Mg(x) = R_A \cdot x - \left(\frac{1}{2} q_x \cdot x \right) \cdot \frac{1}{3} x$$

gdzie z proporcji

$$\frac{q}{q_x} = \frac{l}{x} \rightarrow q_x = \frac{q \cdot x}{l}$$

Zatem

$$Mg(x) = R_A \cdot x - \frac{1}{6} \cdot \frac{qx^3}{l}$$

Wykres Mg odpowiada linii trzeciego stopnia. Z warunku $\sum M_{iB} = 0$

$$R_A \cdot l - Q \cdot \frac{1}{3} l = 0$$

$$R_A = \frac{1}{3} Q = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2} ql = \frac{1}{6} ql$$

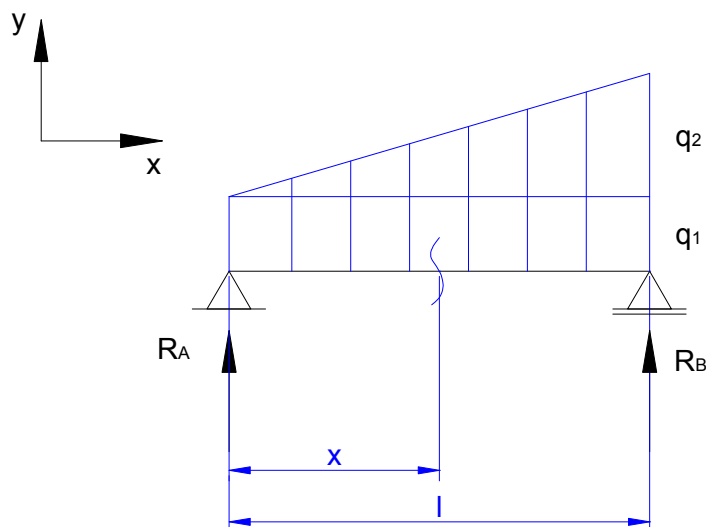
$$Mg_{\max} \rightarrow \frac{dMg}{dx} = R_A - \frac{1}{2} \cdot \frac{qx^2}{l} = 0 \leftarrow T(x)$$

$$\frac{1}{6} ql - \frac{1}{2} \frac{qx^2}{l} = 0$$

$$x = l \sqrt{\frac{1}{3}}$$

Obliczyć reakcje i wykonać wykresy Mg(x) i T(x) przyjmując $l=1\text{m}$, $q=200\text{N/m}$.

Obciążenie trapezowe rozdzielamy na obciążenia ciągłe stałe i liniowo zmienne.



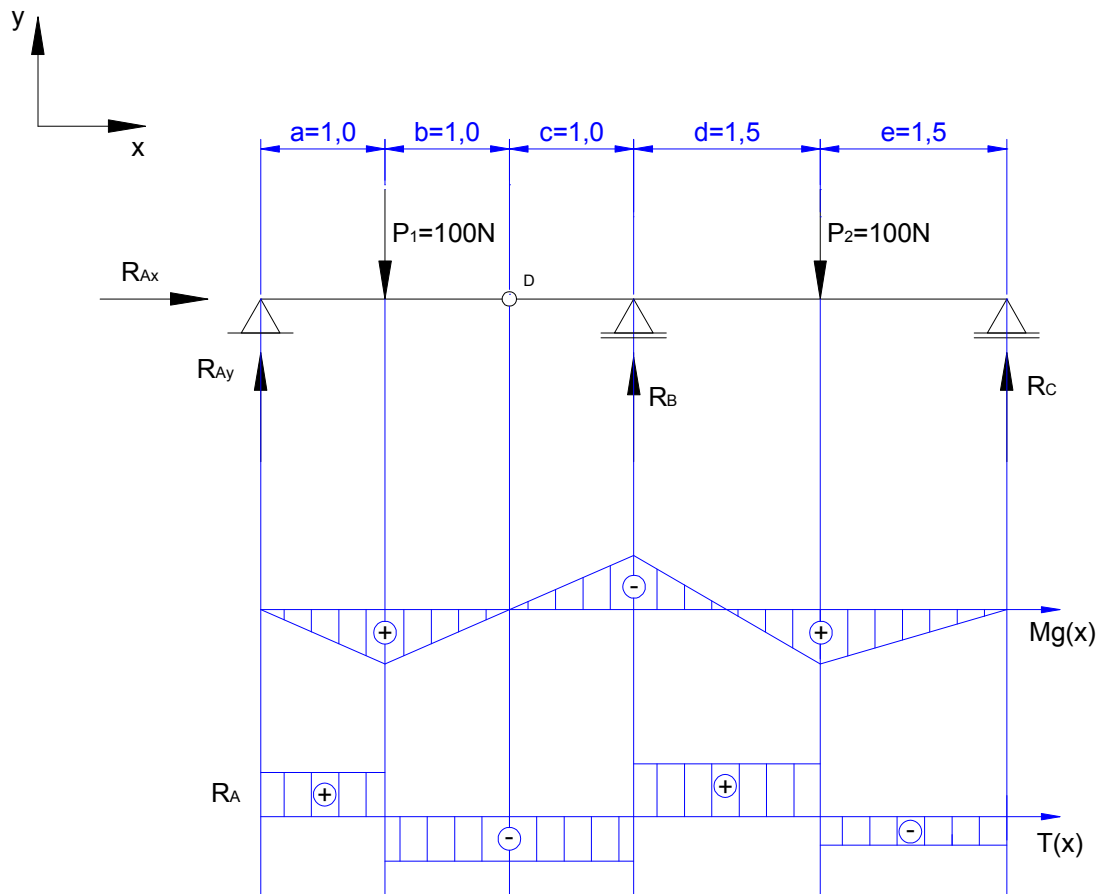
$$Mg(x) = R_A \cdot x - q_1 \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{1}{6} \cdot \frac{q_2 x^3}{l}$$

$$T(x) = R_A - q_1 \cdot x - \frac{1}{2} \cdot \frac{q_2 x^2}{l}$$

PRZYKŁAD

Obliczyć reakcje i wykonać wykresy $Mg(x)$ i $T(x)$ przyjmując $q_1=100\text{N/m}$, $q_2=100\text{N/m}$ i $l=1,0\text{m}$

Przegub jest elementem pozwalającym na obrót belki w jednej płaszczyźnie, tzn. przenosi siłę a nie przenosi momentu.



W równaniach rzutów przegubu nie uwzględniamy – przenosi siłę.

1. $\sum P_{ix} = 0 \quad R_{Ax} = 0$
2. $\sum P_{iy} = 0 \quad R_{Ay} + R_B + R_C - P_1 - P_2 = 0$

Przegub dostarcza dodatkowego warunku równowagi

$$\sum M_{iD(L)} = 0 \quad \sum M_{iD(P)} = 0$$

$$3. \quad \sum M_{iD(L)} = 0 \quad R_{Ay} \cdot (a+b) - P_1 \cdot b = 0$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot b}{a+b} = \frac{100 \cdot 1}{1+1} = 50 \text{ N}$$

$$4. \quad \sum M_{iD(P)} = 0 \quad P_2 \cdot (c+d) - R_B \cdot c - R_C \cdot (c+d+e) = 0$$

$$P_2 \cdot 2,5 - R_B \cdot 1 - R_C \cdot 4 = 0$$

$$R_B = -4R_C + 2,5P_2$$

Z równania 2

$$R_C = \frac{-P_1 + 1,5P_2 + R_{Ay}}{3} = \frac{-100 + 150 + 50}{3} = 33,3 \text{ N}$$

$$R_B = -4 \cdot 33,3 + 2,5 \cdot 100 = 117 \text{ N}$$

$$\underline{0 \leq x_1 \leq a}$$

$$Mg(x_1) = R_A x_1$$

$$T(x_1) = R_A$$

$$x = 0 \quad Mg = 0$$

$$x = a \quad Mg = R_A \cdot a = 50 \cdot 1 = 50 \text{ Nm}$$

$$\underline{a \leq x_2 \leq (a+b+c)} \text{ przegub nie stanowi granicy przedziału}$$

$$Mg(x_2) = R_A x_2 - P_1 (x_2 - a)$$

$$T(x_2) = R_A - P_1$$

$$x = a \quad Mg = R_A \cdot a - P_1 \cdot (a - a) = 50 \cdot 1 = 50 \text{ Nm}$$

$$x = a+b \text{ w przegubie } Mg = 0$$

$$Mg = R_A (a+b) - P_1 (a+b+c) = 50 \cdot 2 - 100 \cdot 1 = 0 \text{ Nm}$$

$$x = a+b+c$$

$$Mg = R_A (a+b+c) - P_1 (a+b+c-a) = 50 \cdot 3 - 100 \cdot 2 = -50 \text{ Nm}$$

$$\underline{(a+b+c) \leq x_3 \leq (a+b+c+d)}$$

$$Mg(x_3) = R_A x_3 - P_1 (x_3 - a) + R_B (x_3 - a - b - c)$$

$$T(x_3) = R_A - P_1 + R_{By}$$

$$x = a+b+c \quad Mg = -50 \text{ Nm}$$

$$x = a + b + c + d \quad Mg = 50 \text{ Nm}$$

$$(a + b + c + d) \leq x_4 \leq l$$

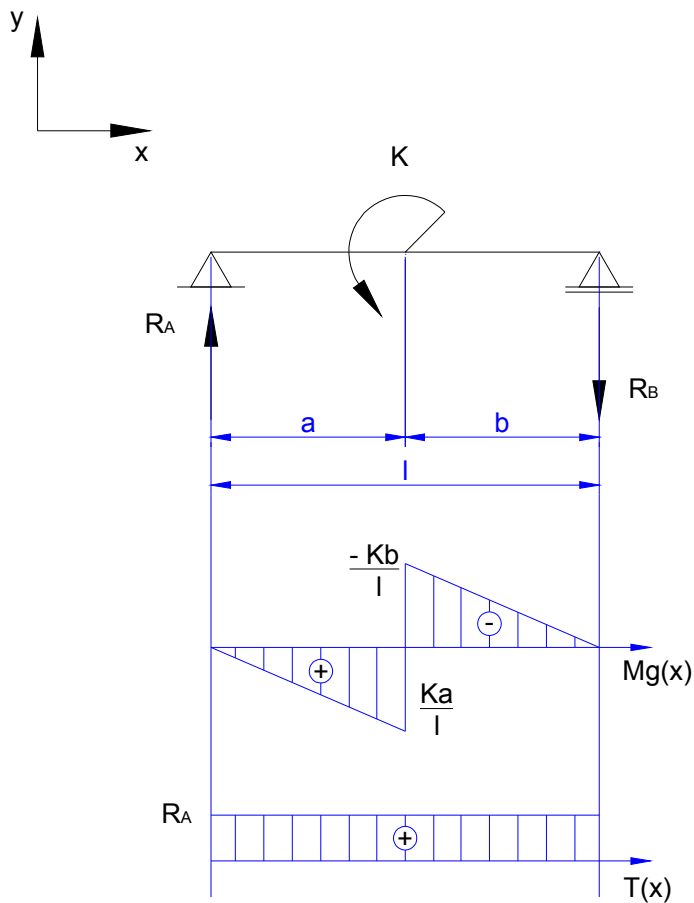
$$Mg(x_4) = R_A x_4 - P_1(x_4 - a) + R_B(x_4 - a - b - c) - P_2(x_4 - a - b - c - d)$$

$$T(x_4) = R_A - P_1 + R_B - P_2$$

$$x = a + b + c + d \quad Mg = \dots \text{ Nm}$$

$$x = l \quad Mg = \dots \text{ Nm}$$

Moment skupiony – uważamy za ujemny gdy jest lewo skrętny a za dodatni gdy jest prawoskrętny.



$$\sum M_{iA} = 0$$

$$R_B l - K = 0$$

$$R_B = \frac{K}{l}$$

$$\sum M_{iB} = 0$$

$$R_A l - K = 0$$

$$R_A = \frac{K}{l}$$

$$0 \leq x_1 \leq a$$

$$Mg(x_1) = R_A x = \frac{K}{l} \cdot x$$

$$T(x_1) = R_A$$

$$x = 0 \quad Mg = 0$$

$$x = a \quad Mg = \frac{K}{l} \cdot a$$

$$a \leq x_2 \leq (a+b) = l$$

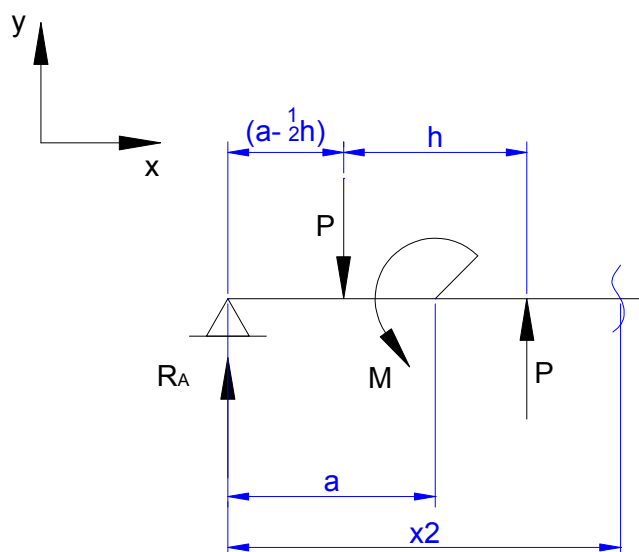
$$Mg(x_2) = R_A x_2 - K$$

$$T(x_2) = R_A$$

$$x = a \quad Mg = R_A \cdot a - K = \frac{K}{l} \cdot a - K = \frac{K}{l} (a - l) = -\frac{Kb}{l}$$

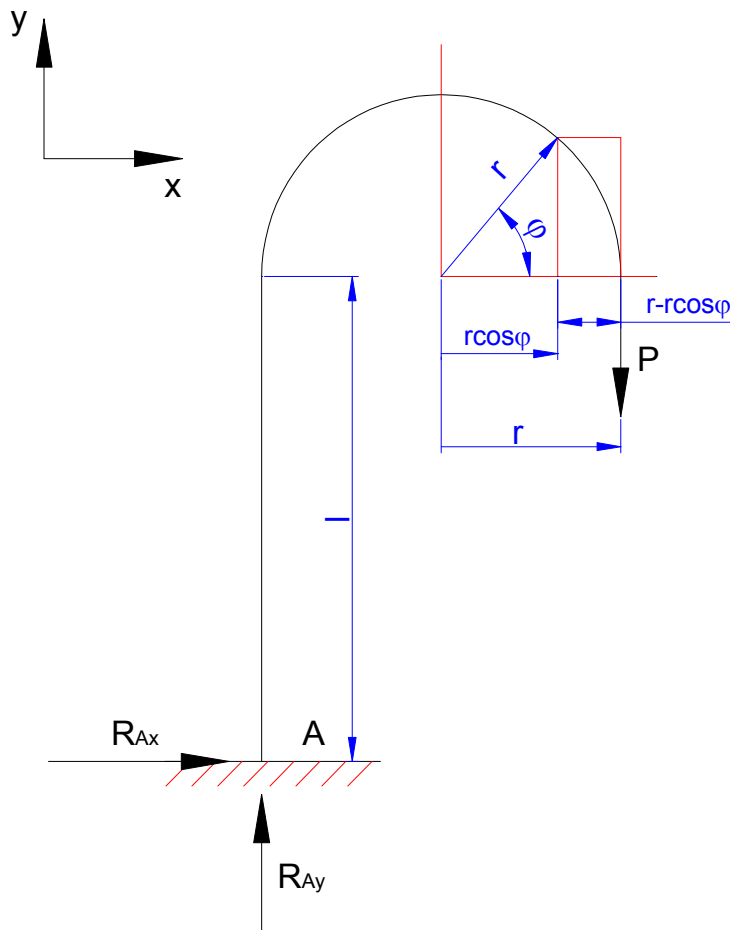
$$x = l \quad Mg = 0$$

W miejscu obciążenia belki momentem skupionym $Mg(x)$ zmienia znak. Znak momentu można ustalić przez rozłożenie na parę sił.



$$\begin{aligned}
 Mg(x_2) &= R_A x_2 - P \left(x_2 - a + \frac{h}{2} \right) + P \left(x_2 - a + \frac{h}{2} - h \right) = \\
 &= R_A \cdot x_2 - P \cdot x_2 + P \cdot a - P \cdot \frac{h}{2} + P \cdot x_2 - P \cdot a + P \cdot \frac{h}{2} - Ph = R_A \cdot x_2 - P \cdot h
 \end{aligned}$$

ale $P \cdot h = M$ czyli $Mg(x_2) = R_A x_2 - M$



$$1. \sum P_{ix} = 0 \quad R_{Ax} = 0$$

$$2. \sum P_{iy} = 0$$

$$R_{Ay} - P = 0$$

$$R_{Ay} = P$$

$$3. \sum M_{iA} = 0$$

$$P \cdot 2r - M_n = 0$$

$$M_n = P \cdot 2r$$

$$0 \leq x_1 \leq \pi r$$

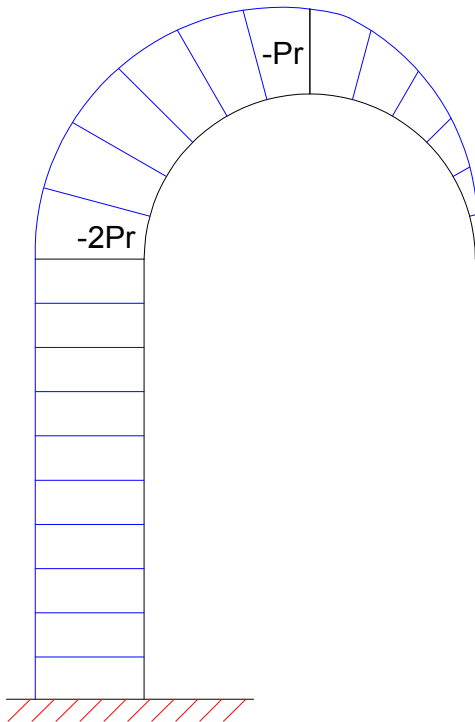
$$Mg(x) = -P \cdot r (1 - \cos \varphi)$$

$$\varphi = 0 \quad Mg = 0$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \quad Mg = -P \cdot r$$

$$\varphi = \pi \quad Mg = -2P \cdot r$$

$$\pi r \leq x_2 \leq l$$



W przekroju tym siła P zostaje zredukowana do momentu skupionego $M = -2P \cdot r$ czyli

$$Mg(x_2) = -2P \cdot r$$

Siłę tnącą uzyskujemy przez rozłożenie siły P w dowolnym przekroju na T i siłę osiową S i tak

$$0 \leq x_1 \leq \pi r$$

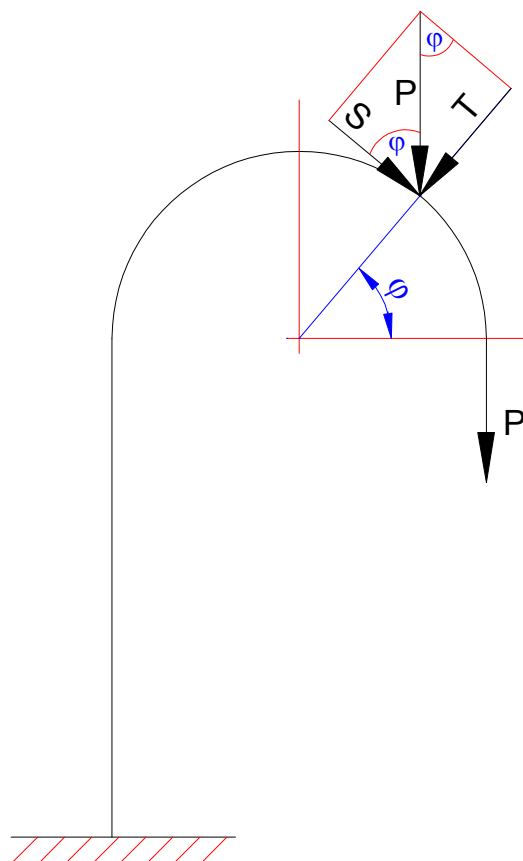
$$\varphi = 0 \quad T = 0$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \quad T = P$$

$$\varphi = \pi \quad T = 0$$

$$\text{dla } x_2 = 0 \quad T(x) = 0$$

dla przekroju liczonego od prawej strony siły działające w dół są dodatnimi siłami tnącymi.



Siły osiowe

$$0 \leq x_1 \leq \pi r$$

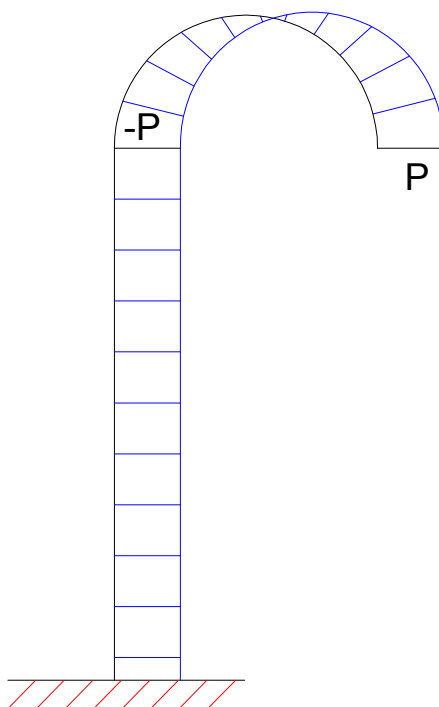
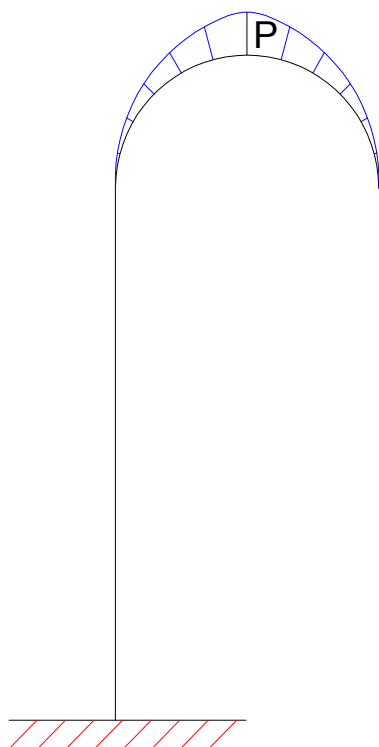
$$S = P \cos \alpha$$

$$\varphi = 0 \quad S = P$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \quad S = 0$$

$$\varphi = \pi \quad S = -P$$

$$\text{dla } x_2 = 0 \quad S = -P$$



2 ELEMENTY I PODZESPOŁY APARATÓW I MASZYN

Zarówno aparat jak i maszynę można traktować jako pewien mniej lub bardziej złożony obiekt techniczny, tak skonstruowany aby tworzył pewną zwartą całość a jego poszczególne elementy (podzespoły) mogły ze sobą współpracować i spełniać wymagane zadania. Pod pojęciem podzespół zmontowanych ze sobą, wchodzący w skład jakiegoś zespołu.

2.1 Połączenia

Aby elementy składowe maszyny bądź aparatu mogły wspólnie się poruszać oraz przenosić obciążenia muszą być ze sobą połączone (powiązane) za pomocą połączeń [1- 6]. Połączenia można podzielić na:

1. Połączenia nierozłączne w których elementy są ze sobą złączone na stałe a w celu ich rozłączenia musi się zniszczyć części łączone lub konstrukcję.

Do połączeń nierozłącznych zalicza się połączenia:

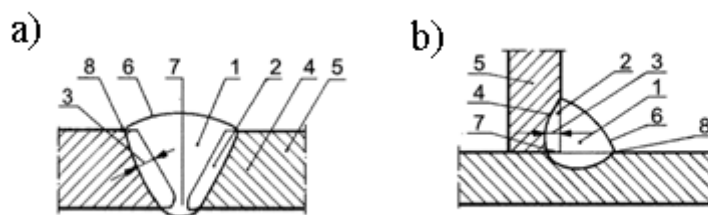
- spawane
- lutowane
- zgrzewane
- klejone
- wciskowe
- nitowe

2. Połączenia rozłączne w których możliwe jest rozebranie elementów łączonych bez zniszczenia konstrukcji. Do połączeń rozłącznych zalicza się połączenia:

- śrubowe i gwintowe
- sworzniowe
- kołkowe
- klinowe.

2.1.1 Połączenia spawane

Połączenia spawane uzyskuje się poprzez łączenie metali lub tworzyw sztucznych przez ich miejscowe stopienie w płomieniu gazowym lub łuku elektrycznym zwykle z dodatkiem spoiwa (materiał dodatkowy) stapiającego się wraz z elementami łączonymi. Powstała mieszanina po zakrzepnięciu stanowi jednolite połączenie tworząc tzw. złącze spawane, którego głównym elementem jest spoina [1].



Rys. 3.1.1. Spoina i jej elementy: a – czołowa, b - pachwinowa

1– stopiwo, 2- wtop (warstwa stopionego metalu rodzimego), 3 - głębokość wtopienia, 4 - strefa wpływów cieplnych w metalu rodzimym, 5 – materiał rodzimy, 6 - lico spoiny, 7 - grań spoiny, 8 – brzeg spoiny

Ponieważ złącze spawane posiada różnorodną strukturę zatem jego własności mechaniczne są bardzo zróżnicowane. Zmiany strukturalne i cieplne są przyczyną pojawienia się tzw. naprężeń spawalniczych wpływających niekorzystnie na wytrzymałość złącza. Oprócz tego w spoinie mogą wystąpić wady strukturalne takie jak: pory, pęknięcia krystalizacyjne, zażuzlenia, pęcherze, braki przetopu. Aby w sposób poprawny określić cechy użytkowe złącza niezbędna jest wiedza z zakresu technologii wytwarzania i oceny tych złącz. Ma to związek z doбором metody spawania, rodzaju złącza i spoiny, osłony ochronnej spoiwa, kształtu brzegów łączonych elementów, kształtu lica spoiny itp.

W chwili obecnej wykorzystując technologie spawalnicze można łączyć ze sobą wszystkie rodzaje stali, żeliwa i staliwa oraz metale kolorowe. Szczegółowy wykaz metod spawania można znaleźć w normach PN-EN ISO 4063: 2003, PN ISO 1792: 2004.

Rodzaje spoin i sposób ich oznaczania (Tabela 3.1.1) podaje norma PN-EN 22553: 1997.

2.1.2 Obliczanie połączeń spawanych

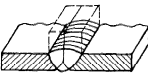
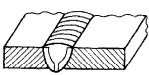
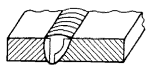
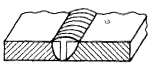
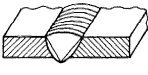
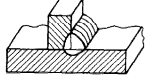
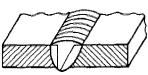
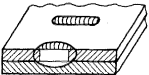
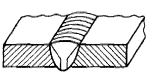
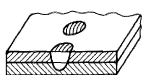
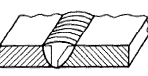
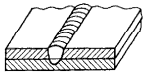
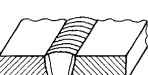
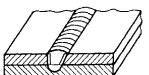
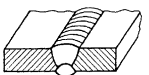
Spoiny czołowe są zwykle rozciągane lub ściskane siłą P skierowaną prostopadłe do osi. Wówczas warunek wytrzymałościowy przyjmuje postać

$$\sigma_{r,(c)} = \frac{P}{A} \leq k_{r,(c)} \quad (3.1.1)$$

gdzie: A - pole przekroju obliczeniowego spoiny

$k_{r(c)}$ – dopuszczalne naprężenie na rozciąganie (r) lub ściskanie (c).

Tabela 3.1.1. Rodzaje spoin i sposób ich oznaczania

Nazwa spoiny	Kształt spoiny	Nazwa spoiny	Kształt spoiny
Znak umowny		Znak umowny	
Brzeźna		Czołowa U	
		Czołowa 1/2 U	
Czołowa I			
Czołowa V		Pachwinowa	
			
Czołowa 1/2 V		Otworowa	
			
Czołowa Y		Punktowa	
			
Czołowa 1/2 Y		Liniowa	
			
Czołowa V o stromych brzegach		1/2 V ze stromym brzegiem	
			
Grzbietowa		Podpawanie grani	
			

Spoiny pachwinowe oblicza się na ścinanie. Do obliczeń spoin pachwinowych przyjmuje się umowną grubość spoiny równą wysokości a trójkąta wpisanego w pole przekroju poprzecznego spoiny, przy czym wysokość ta jest wyprowadzona z grani spoiny. Jeżeli grubość elementów łączonych wynosi g wówczas przyjmuje się, że $a = 0,7g$.

2.1.3 Połączenia lutowane

Lutowanie polega na łączeniu elementów za pomocą roztopionego metalu zwanego lutem stanowiącego stop metali nieżelaznych. Jednym z warunków uzyskania dobrego połączenia lutowego jest właściwy dobór lutu. Wytrzymałość złącza lutowego w znacznym stopniu zależy od czystości powierzchni łączonych oraz ich położenia względem siebie. Rozróżnia się lutowanie lutem miękkim, twardym i lutowanie (PN-EN ISO 367: 2001).

Lutowanie lutem miękkim ma miejsce w połączeniach słabo obciążonych i nie narażonych na działanie wysokiej temperatury (temperatura topliwości lutu $\leq 300^\circ \text{C}$). Zwykle ma to miejsce w przypadku cienkościennych zbiorników, pojemników, rynien,

rurociągów itp. W przypadku lutowania lutem miękkim w celu ochrony oczyszczonych powierzchni przed utlenieniem stosuje się trzy rodzaje topików, a mianowicie: aktywne, nieaktywne, uaktywnione (PN-EN-29454-1:2000, PN-EN ISO 9454-2:2004).

Lutowanie lutem twardym stosuje się przy znacznych naprężeniach w złączu i wysokiej temperaturze pracy (temperatura topliwości lutu 500 - 1100°C) . Luty twarde wytwarzane są na bazie takich materiałów jak: miedź, nikiel, srebro, aluminium, żelazo, mangan, złoto, platyna i pallad.

Lutospawanie to metoda pośrednia łączenia elementów między spawaniem a lutowaniem. Połączenie uzyskuje się przez stopienie lutu bez nadtapiania łączonych elementów. Lutospoina i sam proces lutowania są podobne jak przy spawaniu. Lutospawanie w szczególności może być stosowane do łączenia:

- elementów wykonanych z metali żele lub niespawalnych np. żeliwa, stali wysokowęglowych, metali kolorowych i ich stopów.
- elementów mających powłokę ochronną.

2.1.3.1 Wytrzymałość połączeń lutowanych

Z uwagi na dyfuzję lutu z metalem wytrzymałość spoiny lutowej jest większa niż wytrzymałość lutu. Połączenie lutowane powinno przenosić tylko obciążenie ścinające, jego wytrzymałość na rozciąganie i zginanie jest niewielka. Wymaga to odpowiedniego ukształtowania połączenia w celu wyeliminowania niekorzystnych obciążeń.

Przy obliczaniu wytrzymałości połączenia lutowanego sprawdza się warunek wytrzymałości spoiny na ścinanie w postaci

$$\tau = \frac{P}{A} \leq k_t \quad (3.1.2)$$

gdzie: P – siła obciążająca, A – pole powierzchni lutospoiny, k_t – dopuszczalne naprężenie na ścinanie lutu.

2.1.4 Połączenia zgrzewane

Zgrzewanie to metoda łączenia metali i tworzyw z zastosowaniem miejscowego docisku łączonych elementów przy jednoczesnym podgrzaniu do stanu plastyczności. Dobrą

zgrzewalnością odznaczają się niestopowe i stopowe stale konstrukcyjne o małej zawartości węgla oraz stale wysokostopowe austenityczne. W zależności od źródła ciepła stosowanego do podgrzania łączonych elementów rozróżnia się zgrzewanie: kuzienne, płomieniowe, termitowe, mechaniczne, elektryczne [5]. W budowie maszyn i aparatów znajduje zastosowanie głównie spawanie elektryczne polegające na tym, że przez zetknięte części zgrzewane przepuszcza się prąd o dużym natężeniu. Powoduje on nagrzewanie miejsc styku do temperatury ciastowatości lub płynności, co sprzyja powstawaniu złącza.

Biorąc pod uwagę postać uformowanej zgrzeliny i wzajemne usytuowanie elementów łączonych można wyodrębnić następujące jego odmiany: punktowe, garbowe, liniowe, doczołowe.

Warunek wytrzymałościowy zgrzein punktowych na ścinanie w płaszczyźnie styku ma formę:

$$\tau = \frac{P}{n \cdot m \cdot A} \leq k_t \quad (3.1.3)$$

gdzie: P – siła obciążająca, n – liczba zgrzein, m – liczba przekrojów ścinanych, A – pole powierzchni jednej zgrzeliny, k_t – dopuszczalne naprężenie na ścinanie.

Jeżeli wytrzymałość zgrzein punktowych na ścinanie jest zadowalająca, to należy dodatkowo sprawdzić ich wytrzymałość na docisk powierzchniowy σ_d . W tym przypadku spełniony powinien być warunek

$$\sigma_p = \frac{P}{n \cdot d \cdot g} \leq k_d \quad (3.1.4)$$

gdzie: d – średnica zgrzeliny, g – grubość jednego z przyłączy lub nakładki, k_d – dopuszczalne naprężenie na naciski powierzchniowe [3].

2.1.4.1 Połączenia klejone

Klejenie polega na naniesieniu na powierzchnie elementów klejonych cienkiej warstwy substancji zwanej klejem. Po zbliżeniu i dociśnięciu powierzchni tworzy się tzw. spoina klejowa, wskutek działania sił przyczepności powierzchni (adhezja) i wewnętrznych sił spójności (kohezja). Dobre złącze klejowe powinno posiadać zbliżone wartości w/w sił.

W budowie maszyn i aparatów stosuje się kleje wytwarzane na bazie żywic epoksydowych, fenolowych i silikonów oraz na bazie żywic epoksydowych i wielocząsteczkowego nylonu. Kleje te tworzą złącza o dobrej wytrzymałości na ścinanie (max ok. 40 MPa), lecz małej na rozciąganie. W najnowszych technikach klejenia stosuje się utwardzanie promieniami świetlnymi.

Doboru kleju i metody klejenia dokonuje się w zależności od rodzaju łączonych materiałów, warunków pracy i wymaganej wytrzymałości złącza.

Obliczenia wytrzymałościowe połączeń klejonych zakładkowych dokonuje się zazwyczaj biorąc pod uwagę naprężenia styczne. Jeżeli elementy łączone są rozciągane lub ściskane wówczas warunek wytrzymałościowy ma postać

$$\tau = \frac{P}{A} \leq k_t \quad (3.1.5)$$

gdzie: P – siła obciążająca, A – pole powierzchni łączonych, k_t – dopuszczalne naprężenie na ścinanie.

2.1.4.2 Połączenia wciskowe (wtłaczane)

W połączeniu tym unieruchomienie elementów uzyskuje się wykorzystując tarcie pomiędzy ich powierzchniami walcowymi lub stożkowymi. W połączeniu wciskowym elementy odkształcają się i związane z tym siły sprężystości materiału zapewniają odpowiedni wcisk określony jako różnica wymiarów średnic czopa i oprawy.

Ze względu na sposób łączenia połączenia wciskowe dzieli się na:

- połączenia wciskowe skurczowe w których zmianę wymiaru uzyskuje się poprzez podgrzanie lub zamrożenie jednego z łączonych elementów,
- połączenia wciskowe wtłaczane w których zrealizowanie połączenia uzyskuje się wtłaczając jeden element w drugi.

Połączenia wciskowe stosuje się najczęściej do osadzania kół przekładniowych na wałach. Jeżeli w takim połączeniu przenoszony jest tylko moment skręcający M_s wówczas warunek obciążalności złącza określa zależność

$$M_s = P_o \frac{d}{2} \leq T \frac{d}{2} \quad (3.1.6)$$

gdzie: P_o – siła obwodowa, d – średnica nominalna czopa, T – siła tarcia równoważąca siłę obwodową.

Uwzględniając, że współczynnik tarcia wynosi μ , długość powierzchni styku l , zaś wymagany jednostkowy nacisk na powierzchnię czopa i oprawy wywołany wciskiem wynosi k_{dw} siłę tarcia określi zależność

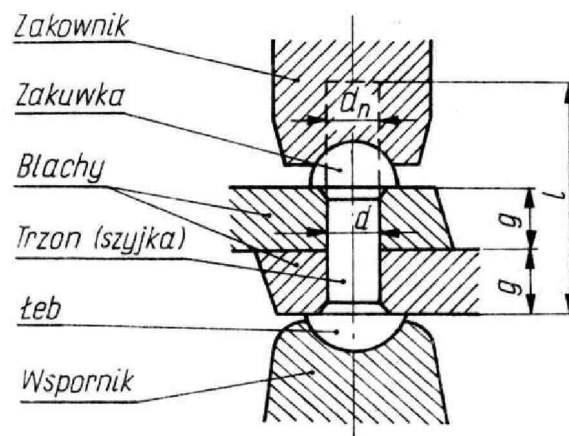
$$T = \pi d l \mu k_{dw} \quad (3.1.7)$$

zaś warunek obciążalności przyjmie formę

$$\frac{2M_s}{\pi d^2 l \mu} \leq k_{dw} \quad (3.1.8)$$

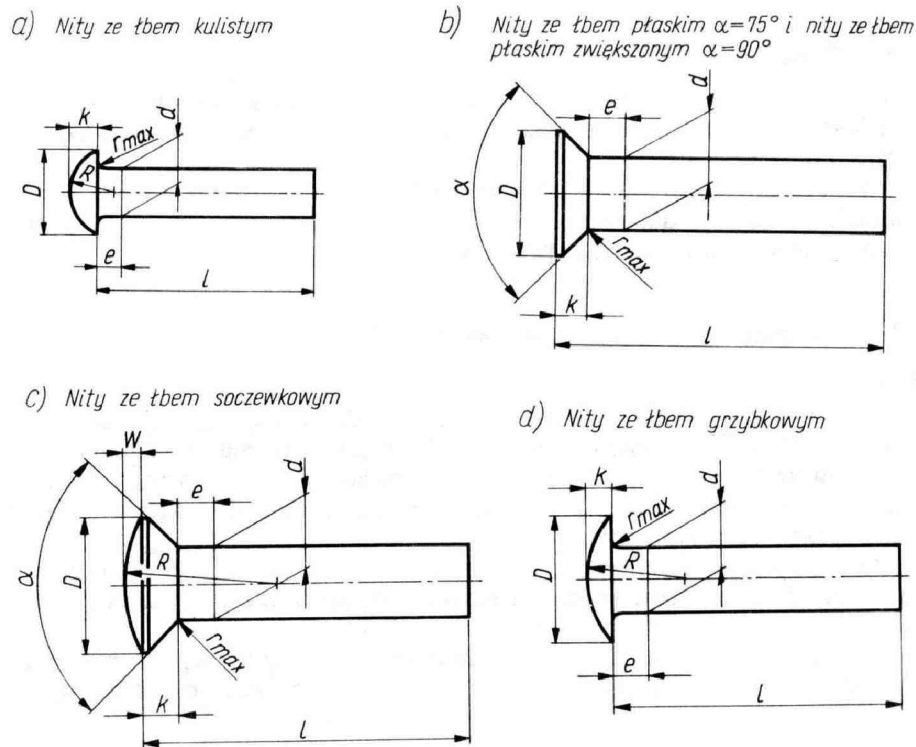
2.1.4.3 Połączenia nitowe

Nity stosuje się przy łączeniu blach naczyń ciśnieniowych, różnych konstrukcji stalowych, mostów itp. Wykonuje się je z materiałów o dużej plastyczności np. stale niskowęglowe, miedź, mosiądz, aluminium i jego stopy. Nit po osadzeniu go w otworze jest zamykany (zakuwany) (Rys. 3 2).



Rys. 3.1.2. Zakuwanie nitu

Kształty nitów są znormalizowane. Nazwy nitów są związane z kształtem łba (Rys.3.1.3).



Rys. 3.1.3. Nity o różnych łbach

Szczegółowe dane nitów zebrane są w normach, które podają:

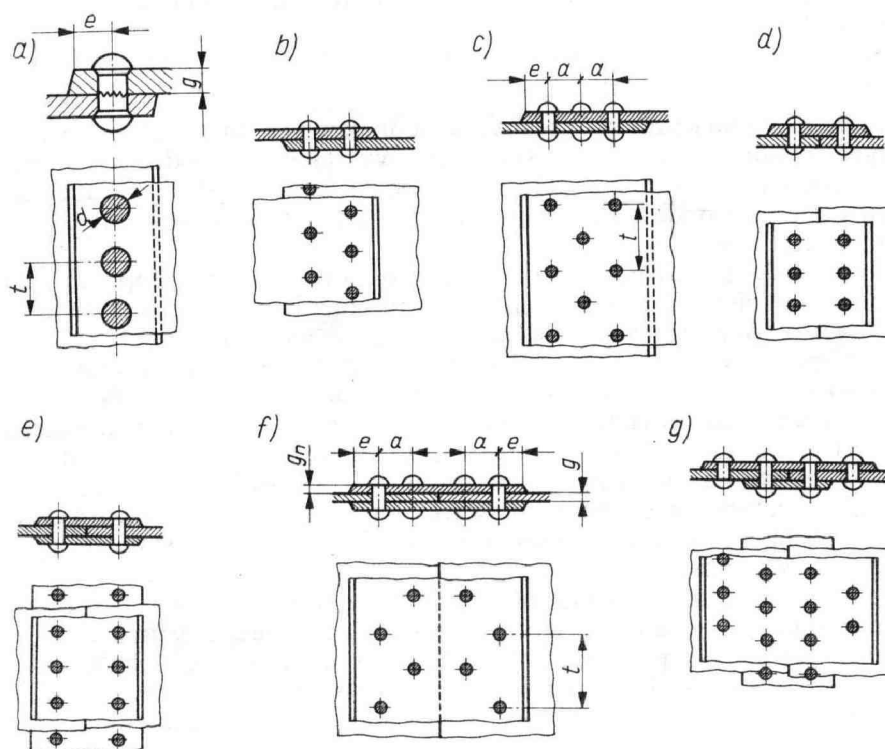
- numer normy np. PN- EN ISO 15974:2003,
- tytuł normy np. Nity jednostronne zamknięte z łbem wpuszczanym i z rdzeniem zrywany, AIA/St.
- zawartość, np. ustalono wymiary, własności mechaniczne, badania odbiorcze i oznaczenie nitów jednostronnie zamkniętych z łbem wpuszczanym i z rdzeniem zrywany, z nitem właściwym ze stopu (AIA) i z rdzeniem stalowym (ST), o średnicach nominalnych od 3,2 do 4,8 mm. Określono średnice otworów przejściowych w łączonych elementach.

W zależności od warunków pracy połączenia nitowego dzieli się je na:

- mocne, stosowane w konstrukcjach stalowych, połączenie musi spełniać jedynie warunek wytrzymałości,

- szczelne, stosowane w budowie zbiorników i naczyń, połączenie musi spełniać warunek wytrzymałości i szczelności,
- mocno szczelne, stosowane w budowie statków, zbiorników ciśnieniowych, kotłów itp., połączenie musi wykazywać dużą szczelność i wytrzymałość.

Przykłady wybranych połączeń nitowych podano na rys. 3.1. 4.



Rys. 3.1.4. Połączenia nitowe: a – c) zakładkowe, d) nakładkowe jednostronne, e – g) nakładkowe dwustronne

Jeżeli założy się, że wszystkie nity w połączeniu są jednakowo obciążone i we wszystkich przekrojach poprzecznych połączenia rozkład naprężeń jest równomierny, wówczas warunki wytrzymałościowe określają zależności:

- na ścinanie nitów

$$\tau = \frac{4P}{\pi d^2 m} \leq k_t \quad (3.1.9)$$

gdzie: P – siła obciążająca złącze, d – średnica nitu, m – liczba przekrojów ścinanych, k_t – dopuszczalne naprężenie na ścinanie.

- na naciski powierzchniowe nitów

$$\frac{P}{ndg} \leq k_d \quad (3.1.10)$$

gdzie: n – liczba nitów, g – grubość jednego z przyłączy, gdy przyłącza mają różne grubości przyjmuje się wartość mniejszą, k_d – dopuszczalne naciski powierzchniowe (przyjmuje się $k_d \approx 2,5k_t$),

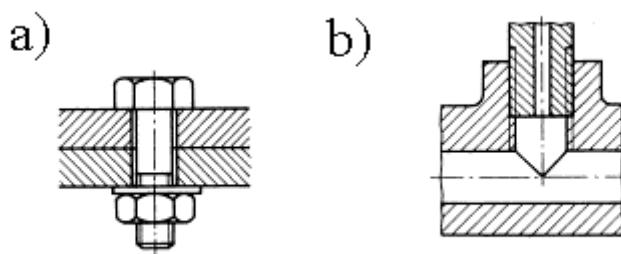
- na rozrywanie blach połączenia

$$\sigma_r = \frac{P}{(b - n_i d_o) g} \leq k_r \quad (3.1.11)$$

gdzie: b – szerokość blachy połączenia, n_i – liczba nitów w rozpatrywanym przekroju, d_o – średnica otworu pod nity, g – grubość sprawdzanego przyłącza, k_r – dopuszczalne naprężenie materiału z którego wykonano przyłącze.

2.1.5 Połączenia śrubowe i gwintowe

Połączenia śrubowe i gwintowe należą do połączeń rozłącznych realizowanych za pomocą gwintów (Rys.3.1.5).



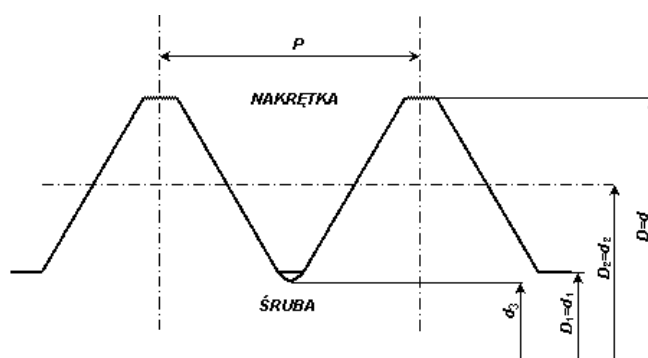
Rys.3.1.5. Połączenie a) – śrubowe, b) - gwintowe

Połączenia śrubowe posiadają elementy pośrednie (łączniki) w postaci śrub, wkrętów, bądź też śrub i nakrętek, które powodują, że przemieszczanie się elementów łączonych jest niemożliwe. Połączenia gwintowe charakteryzują się tym, że gwint zewnętrzny (przynależny śrubie) jest wykonany wprost na elementach łączonych i dzięki temu można je łączyć bezpośrednio.

Gwint (Rys. 3.1.6) powstaje przez wycięcie bruzd (rowków) o określonym kształcie wzdłuż krzywej przestrzennej (linia śrubowa) opisanej na poboczniczy walca lub stożka przez punkt poruszający się wzdłuż osi walca (stożka). Zależnie od kierunku ruchu gwint może być prawoskrętny (prawozwojowy), gdy punkt linii oddala się od obserwatora w wyniku ruchu obrotowego zgodnego z kierunkiem wskazówek zegara, lub lewoskrętny (lewozwojowy) w przypadku przeciwnym. Powstałe występy (grzbiet) oraz bruzdy obserwowane w płaszczyźnie przechodzącej przez oś gwintu, tworzą zarys gwintu. W zależności od kształtu zarysu rozróżnia się gwinty: prostokątne, trapezowe symetryczne i niesymetryczne, trójkątne, kołowe.

Podstawowe parametry gwintu są następujące:

P	-	skok	gwintu,
D	—	średnica nominalna gwintu	nakrętki,
d	—	średnica nominalna gwintu	śruby,
D_1	—	średnica wewnętrzna gwintu	nakrętki,
d_1	—	średnica wewnętrzna gwintu	śruby,
D_2	—	średnica gwintu	nakrętki,
d_2	—	średnica gwintu	śruby,
d_3 — średnica rdzenia śruby			



Rys. 3.1.6. Podstawowe parametry gwintu

W budowie maszyn i aparatów stosowane są śruby z gwintem

- metrycznym,
- calowym.

Gwint metryczny posiada kąt gwintu $\pi/3$, zaś gwint calowy - $11\pi/36$.

Oznaczanie gwintów:

- gwint metryczny

Oznaczenie gwintu metrycznego (zgodnie z normą PN-ISO-965-1) składa się z litery M i następującą po niej wartością średnicy znamionowej gwintu oraz podziałki wyrażonych w milimetrach i rozdzielonych znakiem x. Dla gwintów o podziałce zwykłej oznaczenie podziałki można pominąć np. M20x1,5 – oznacza gwint metryczny o średnicy znamionowej 20 mm, podziałce 1,5; M20 – oznacza gwint metryczny o średnicy znamionowej 20 mm i podziałce zwykłej.

- gwint metryczny wielozwojowy oznacza się literą M i następującą po niej wartością średnicy znamionowej, znakiem x, literami Ph i wartością skoku, literą P i wartością podziałki, poziomej kreski i polem tolerancji. Średnica znamionowa, skok i podziałka wyrażone są w mm np. M20xPh3P1,5–6g – oznacza gwint metryczny dwuzwojowy o średnicy znamionowej 20 mm, o skoku 3 mm, podziałce 1,5 wykonany w tolerancji 6g,
- gwint metryczny lewozwojowy. Na końcu oznaczenia gwintu należy dodać litery LH oddzielone poziomą kreską np. M20x1–LH; M20xPh3P1,5-LH,
- gwint calowy (zgodnie z normą PN ISO 263) posiada trzy szeregi z podziałką stopniowaną (zwykły, drobnozwojowy i bardzo drobnozwojowy) oraz osiem szeregów z podziałką stałą (jednakową).

Przykłady oznaczania gwintów calowych.

Szereg zwykły; oznaczenie UNC np. 3/8-16 UNC oznacza gwint calowy o średnicy 3/8 cala i podziałce 16 zwoi na cal; oznaczenie No.6-32UNC – gwint nr 6 o podziałce 32 zwoje na cal.

Szereg drobnozwojowy; oznaczenie UNF np. 3/8-24 UNF oznacza gwint o średnicy 3/8 cala i podziałce 24 zwoje na cal; oznaczenie No.6-40 UNF - gwint nr 6 o podziałce 40 zwoje na cal.

Szereg bardzo drobnozwojowy; oznaczenie UNEF np. 3/8-32 UNEF oznacza gwint o średnicy 3/8 cala i podziałce 32 zwoje na cal.

Szeregi z podziałką stałą; oznaczenie UN np. 7/8-16 UN oznacza gwint o średnicy 7/8 cala o podziałce 16 zwoi na cal.

Obliczanie wytrzymałości połączenia śrubowego obciążonego siłą osiową

Jeżeli śruba jest obciążona tylko siłą osiową P , to jej rdzeń narażony jest wyłącznie na rozciąganie. Wówczas musi być spełniony warunek

$$\sigma_r = \frac{4P}{\pi d^2} \leq k_r \quad (3.1.12)$$

gdzie: σ_r – naprężenie w przekroju śruby, P – siła obciążająca, d – średnica przekroju śruby, k_r – dopuszczalne naprężenie materiału śruby.

Jeżeli jest znana wartość siły osiowej obciążającej siłę albo wymiary śruby to po przekształceniu zależności (3.1.11) otrzymuje się wyrażenia na:

- wymaganą średnicę śruby

$$d \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi k_r}} \quad (3.1.13)$$

- dopuszczalną siłę osiową

$$P \geq \frac{\pi d^2}{4} k_r \quad (3.1.14)$$

Jeżeli złącze jest obciążone statycznie to dopuszczalne naprężenie k_r określa zależność

$$k_r = \frac{R_e}{X_e} \quad (3.1.15)$$

gdzie: R_e - granica plastyczności materiału śruby, X_e – współczynnik bezpieczeństwa dla śrub stalowych zwykle przyjmuje się $1,3 \div 2,5$.

2.1.5.1 Obliczanie wytrzymałości połączenia śrubowego obciążonego siłą osiową i momentem skręcającym

Przy jednoczesnym występowaniu naprężeń rozciągających σ_r i skręcających τ_s śrubę oblicza się na naprężenie zastępcze σ_z wynikające np. z hipotezy Hubera

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_r^2 + 3\tau_s^2} \quad (3.1.16)$$

gdzie: σ_r - określone jest zależnością (3.1.11), zaś

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_s} \quad (3.1.17)$$

gdzie: M_s – moment skręcający, W_s – wskaźnik wytrzymałości na skręcanie.

Można wykazać [Skoć Spalek PKMstr.426] , że dla śruby z gwintem metrycznym zwykłym o zarysie trójkątnym obciążonej siłą osiową i momentem skręcającym wytrzymałość jest wystarczająca gdy spełniony jest warunek

$$P \leq 0,6 k_r \quad (3.1.18)$$

lub po przekształceniu wymagana średnica śruby określona jest zależnością

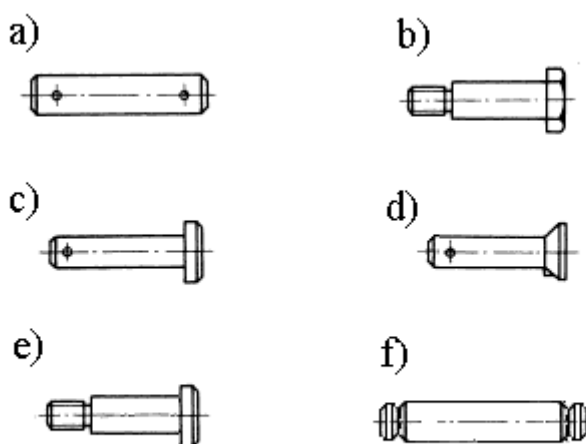
$$d \geq 1,3 \sqrt{\frac{P}{k_r}} \quad (3.1.19)$$

2.1.6 Połączenia sworzniowe

Głównym elementem połączenia sworzniowego jest cylindryczny sworzeń (walcowy kołek), zabezpieczony przed wypadnięciem. Połączenie sworzniowe zwykle wykorzystywane jest do łączenia przegubów. Na rysunku 3.1.7 pokazano typowe kształty sworzni. Kształty sworzni i ich wymiary są znormalizowane (PN-EN 22340:2000, PN-EN 22341:2000, PN-90/M-83009, PN-91/S-36039). W celu zabezpieczenia sworzni przed przemieszczeniem wzdłuż osi używa się podkładek płaskich, zawleczek, podkładek zaciskowych sprężynujących, pierścieni sprężynujących zewnętrznych i wewnętrznych oraz nakrętek nakręcanych na gwint końcówki sworznia. W zależności od sposobu użytkowania sworzeń może być osadzony w częściach łączonych ciasno, ciasno w jednej z części lub luźno w obu częściach.

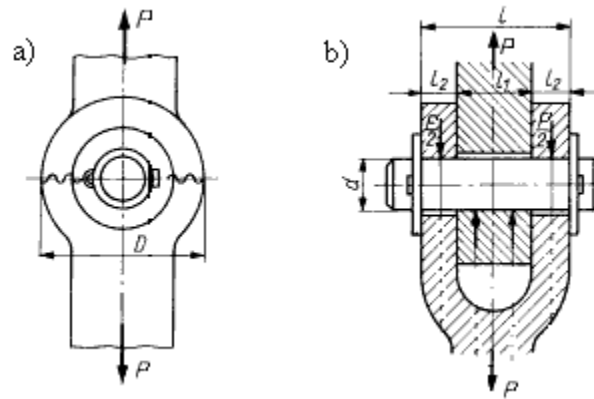
Jeżeli sworzeń osadzony jest ciasno to w przypadku sworznia dwuciętego musi być spełniony warunek

$$\tau = \frac{2P}{\pi d^2} \leq k_t \quad (3.1.20)$$



Rys. 3.1.7. Typowe kształty sworzni

Jeżeli sworzeń jest pasowany luźno w tzw. połączeniu widelkowym (Rys.3.1.8), to w tym przypadku jest obliczany na zginanie



Rys. 3.1.8. Połączenie sworzniowe widelkowe: a) – widok boczny, b) – przekrój osiowy

$$\sigma_g = \frac{Pl}{8W_g} \leq k_g \quad (3.1.21)$$

gdzie $W_g = \frac{\pi d^3}{32}$.

Połączenia sworzniowe bez względu na rodzaj zastosowanego pasowania należy sprawdzić czy naciski w miejscach styku sworznia z częściami łączonymi nie przekraczają wartości dopuszczalnej:

- dla elementu środkowego

$$\frac{P}{dl_1} \leq k_d \quad (3.1.22)$$

- dla elementu widelkowego

$$\frac{P}{2dl_2} \leq k_d \quad (3.1.23)$$

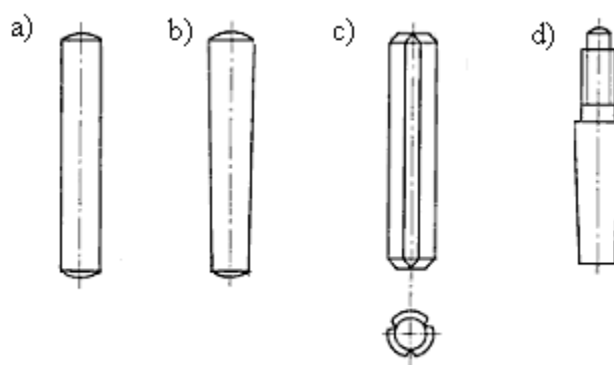
Wartości naprężeń dopuszczalnych k_d przyjmuje się zgodnie z ogólnymi zaleceniami.

Należy dodatkowo podkreślić, że pomimo spełnienia warunków wytrzymałościowych (3.1.20) ÷ (3.1.23) ciągną środkowe i ciągną widelkowe mogą ulec zerwaniu i powinny być sprawdzone na rozrywanie zgodnie z zależnością (3.1.1).

2.1.7 Połączenia kołkowe

Połączenia kołkowe jest to połączenie rozłączne pośrednie. Służy do ustalania wzajemnego położenia dwóch lub więcej elementów. Kołek może mieć kształt stożkowy lub walcowy - gładki lub karbowany (Rys.3.1.9). Kształt i wymiary kołków są znormalizowane (PN-EN 22339:2000, PN-EN 28749:2000, PN-EN ISO 2338:2003, PN-EN 22339:2000, PN-EN ISO 8733 ÷ PN-EN ISO 8750, PN-EN ISO 8734:2003, PN-89/M-85020).

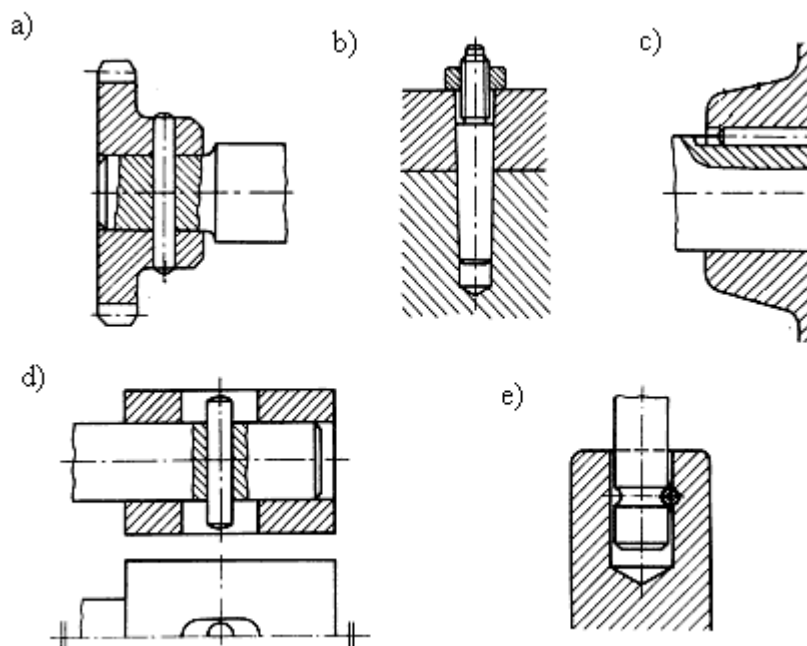
W zależności od przeznaczenia rozróżnia się kołki: złączne, ustalające, kierujące, zabezpieczające.



Rys.3.1.9. Odmiany kołków: a) – walcowy, b) – stożkowy, c) – z karbami, d) – stożkowy z nagwintowanym trzpieniem

Jeżeli kołek jest nieobciążony, nie wymagane są żadne obliczenia wytrzymałościowe. Jeśli złącze pracuje pod obciążeniem, kołek oblicza się ze względu na kryterium maksymalnego dopuszczalnego nacisku powierzchniowego k_d , na zginanie k_g lub na ścinanie k_c .

Przykłady wybranych połączeń za pomocą kołków podano na rys. 3.1.10.



Rys. 3.1.10. Przykłady połączeń kołkowych: a) – złącze poprzeczne, b) – ustalające z kołkiem stożkowym, c) – złącze wzdluzne, d) – ruchowe suwliwe, e) – obrotowe

2.1.8 Połączenia klinowe

Połączenia klinowe należą do połączeń rozłącznych. W zależności od położenia osi klina w stosunku do części łączonych odróżnia się kliny: wzdluzne i poprzeczne (Rys. 3.1.11).



Rys. 3.1.11. Połączenie klinowe: a) - wzdłużne, b) – poprzeczne

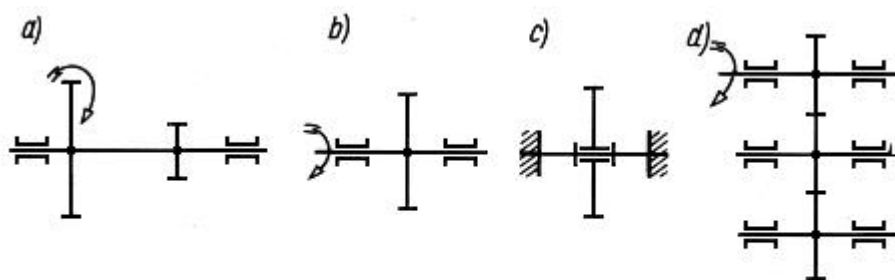
Kształty i wymiary klinów są znormalizowane (PN-90/M-85036, PN-90/M-850340).

Z uwagi na trudny do ustalenia stan naprężeń rzeczywistych połączeń klinowych poprzecznych nie oblicza się wytrzymałościowo. Przybliżone obliczenia mogą dotyczyć przekrojów niebezpiecznych (osłabionych przez otwór klinowy) i obejmować obliczanie drąga i tulei na rozciąganie oraz klina zgodnie z zależnościami (3.1.20) ÷ (3.1.23) podanymi dla sworzni luźno pasowanych.

2.2 Osie i wały

Element maszyny podparty w łożyskach i podtrzymujący osadzone na nim części maszyn, które wykonują ruchy obrotowe lub wahadłowe nazywa się osią lub wałem. Przenosząc moment obrotowy, wał narażony jest jednocześnie na skręcanie oraz - pod wpływem sił poprzecznych - na zginanie. Oś przenosi tylko na momenty gnające. Oś może być nieruchoma, utwierdzona w miejscu podparcia, lub ruchoma, osadzona w łożyskach. Oś nieruchomą mocuje się w podporach za pomocą połączeń wpustowych, gwintowych, itp. Krótką oś nazywa się czasami sworzniem. Zarówno osie, jak i wały mogą być dodatkowo obciążone siłą poosiową, np. gdy elementami osadzonymi na nich są koła zębate skośne lub stożkowe.

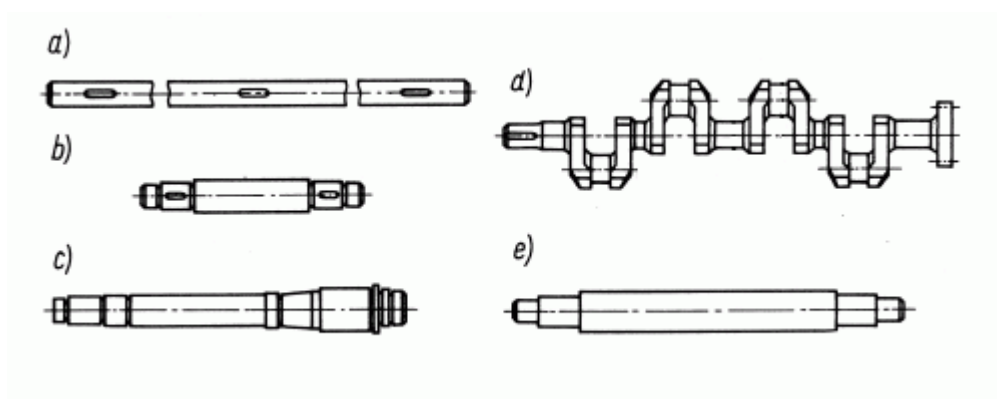
Przykłady schematów wałów oraz osi pokazano schematycznie na rys.3.2.1.



Rys. 3.2.1. Schematy: a, b) wału, c) osi nieruchomej, d) osi ruchomej

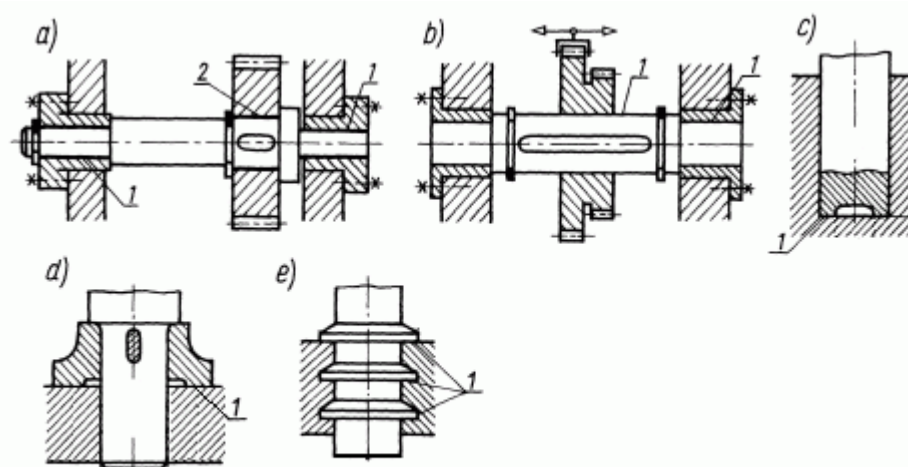
2.2.1 Rodzaje osi i wałów

Osie i wały sztywne są to pręty o przekroju okrągłym albo sześciokątnym lub innym. Osie i wały (Rys. 3.2.2) dzieli się na gładkie o prawie niezmiennym przekroju na całej długości oraz kształtowe - o zmiennych przekrojach, dostosowanych do obciążenia i spełnianej funkcji. Osie z reguły są proste, natomiast wały mogą być proste lub wykorbione. W niektórych urządzeniach stosuje się wały giętkie, służące do przenoszenia napędu na elementy wykonujące ruchy przestrzenne względem źródła napędu. Zależnie od liczby łożysk, będących podporami wałów, rozróżnia się wały dwu - i wielopodporowe oraz - jednopodporowe. W zależności od spełnianych funkcji wału często stosuje się nazwy: wał główny pomocniczy rozrządczy itp. Wały mogą być pełne lub drążone. Wały drążone stosuje się w celu zmniejszenia ciężaru konstrukcji.



Rys. 3.2.2. Rodzaje wałów i osi: a) wał gładki, b, c) wały schodkowe, d) wał wykorbiony, e) oś nieruchoma

Czopami nazywa się odcinki osi lub wału, których powierzchnie stykają się ze współpracującymi elementami: łożyskami, kołami zębatymi itp. Rozróżnia się czopy ruchowe i spoczynkowe (Rys.3.2.3).



Rys.3.2.3. Rodzaje czopów 1 - czopy ruchowe, 2 - czopy spoczynkowe

Czopy ruchowe współpracują z panewkami łożysk ślizgowych z kołami przesuwными lub obracającymi się względem nieruchomej osi, natomiast czopy spoczynkowe współpracują z elementami osadzonymi na stałe względem wału i obracającymi się wraz z nim.

2.2.2 Projektowanie osi i wałów

Projektowanie osi i wałów polega na:

- wyznaczeniu metodami statyki wszystkich sił czynnych (obciążeń) i biernych (reakcji podpór lub utwierdzeń) działających na oś lub wał;
- obliczeniu wartości momentów zginających (dla osi i wałów) oraz skręcających i zastępczych (dla wałów) co najmniej dla punktów przyłożenia sił zewnętrznych i dla punktów podparcia (łożysk);
- obliczeniu średnic wału w podstawowych przekrojach i ustaleniu kształtu wału (osi);
- wykonaniu (w razie potrzeby) obliczeń sprawdzających (np. z uwzględnieniem osłabienia wału lub osi korbami) i uzupełniających, polegających na obliczeniu sztywności wału itp.

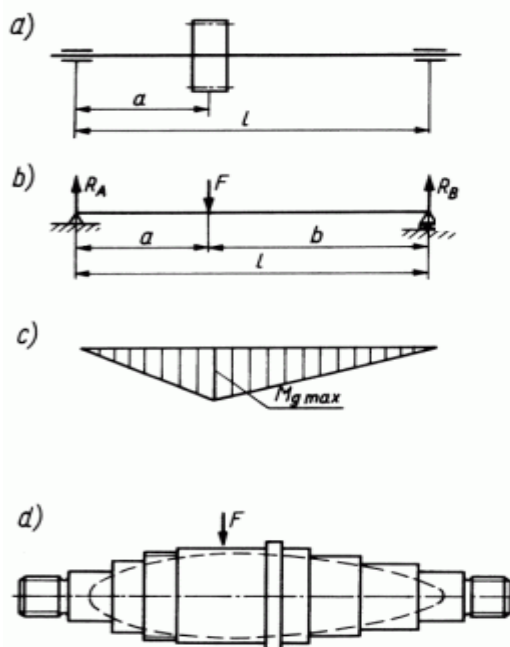
2.2.2.1 . Obliczanie osi dwupodporowych na zginanie.

Oś oblicza się jako belkę podpartą na dwóch podporach (łożyskach) i obciążoną siłami skupionymi (rys. 3.2.4).

Reakcje w podporach wyznacza się na podstawie warunków równowagi. W przypadku osi tylko obciążonej tylko jedną siłą poprzeczną F (rys. 3.2.4 a, b) reakcje oblicza się z zależności

$$R_A = F \frac{b}{l} , \quad R_B = F \frac{a}{l}$$

(3.2.1)



Rys. 3.2.4. Obliczanie osi na zginanie: a) schemat osi, b) schemat obciążenia, c) wykres momentów, d) proponowany kształt osi

Maksymalny moment zginający wynosi

$$M_g = R_A a , \text{ lub } M_g = R_B b \quad (3.2.2)$$

Na podstawie warunku wytrzymałościowego na zginanie oblicza się minimalną średnicę osi

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \cong \frac{M_g}{0,1d^3} \leq k_g \quad (3.2.3)$$

Stąd

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_g}{0,1k_g}} \quad (3.2.4)$$

Z wykresu momentów zginających (Rys.3.2.4c) wynika, że w przypadku stosowania osi gładkiej własności materiału są w pełni wykorzystane tylko w przekroju, niebezpiecznym natomiast w przekrojach, w których $M_g < M_{g \max}$, materiał osi jest niedociążony. W celu właściwego wykorzystania materiału ustala się teoretyczny kształt osi (wału), odpowiadający belce o równomiernej wytrzymałości na zginanie, wartości średnic w poszczególnych przekrojach oblicza się wg odpowiednich wartości momentów zginających. Na podstawie teoretycznego kształtu ustala się rzeczywiste kształty osi lub wału. Najczęściej wykonuje się osie i wały schodkowe, projektowane w taki sposób, aby kształt rzeczywisty był opisany na kształcie teoretycznym (Rys.3.2.4d). Naprężenia rzeczywiste w każdym przekroju poprzecznym będą wówczas mniejsze od naprężeń dopuszczalnych.

Osie stałe (nieruchome) i ruchome (obracające się) oblicza się wg tych samych wzorów, przyjmując odpowiednie wartości naprężeń dopuszczalnych k_g . Osie stałe przenoszą przeważnie obciążenia statyczne lub rzadziej - tętniące, zatem do wzoru (3.2.3) lub (3.2.4) podstawia się wartości odpowiednich naprężeń dopuszczalnych na zginanie k_g . Osie ruchome są zawsze obciążone wahadłowo - nawet przy obciążeniach statycznych - dlatego do ich obliczeń przyjmuje się wartości naprężeń dopuszczalnych zmiennych dwustronnie k_{go} . Obliczone wartości średnic czopów zaokrągla się w górę do średnic normalnych (PN-78/M-

02041); średnice czopów pod łożyska uzależnia się również od wymiarów łożysk (zwłaszcza toczyń) oraz od czynników konstrukcyjnych i technologicznych.

2.2.2.2 Obliczanie wałów na skręcanie.

Wały oblicza się tylko na skręcanie w następujących przypadkach:

1. Gdy moment skręcający jest znacznie większy od momentów zginających wału. Przypadek ten ma miejsce dla wałów krótkich występujących np. w reduktorach, w których elementy odbierające napęd (sprzęgła, koła pasowe itd.) znajdują się przy łożysku reduktora, a średnice kół osadzonych na tym wale są dość duże. W takich przypadkach można pominąć wpływ momentów zginających, ewentualnie zwiększając nieco obliczoną średnicę wału.

2. Gdy wał jest obciążony tylko momentem skręcającym. Przykład takiego obciążenia stanowią drążki skrętne, stosowane w niektórych pojazdach, na stanowiskach badawczych, itp.

3. Gdy wielkość projektowanego urządzenia zależy m.in. od wymiarów wału, a jego wymiary długościowe nie są ustalone. W takich przypadkach po wstępnym obliczeniu wału na skręcanie ustala się wymiary wału i projektowanego urządzenia, a następnie oblicza się dokładnie wał (co najmniej w przekrojach niebezpiecznych), wprowadzając w razie potrzeby odpowiednie zmiany. W podanych przypadkach średnicę wału oblicza się z warunku wytrzymałościowego na skręcanie.

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_0} \cong \frac{M_s}{0,2d^3} \leq k_s \quad (3.2.5)$$

Stąd

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_s}{0,2k_s}} \quad (3.2.6)$$

Podstawiając do wzoru (3.2.6) 4.13 wartość momentu skręcającego wyznaczonego na podstawie mocy N przenoszanej przez wał i jego prędkości obrotowej oraz założonego materiału można obliczyć średnicę wału z zależności

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9950N}{0,210^6 k_s n}} \cong 0,363 \sqrt[3]{\frac{N}{k_s n}} \quad (3.2.7)$$

w którym: P - w kW, n - w obr/min, k_s - w MPa oraz d - w m (metrach).

W zależności od rodzaju obciążenia wartości naprężeń dopuszczalnych na skręcanie przyjmuje się następująco:

k_s - przy prawie ciągłej pracy wału (bardzo rzadkie zmiany prędkości obrotowej itd.);

Wartości liczbowe wymienionego naprężenia są podane są w tablicach.

2.2.2.3 . Obliczanie wałów dwupodporowych na równoczesne zginanie i skręcanie.

Obciążenie wałów wywołuje w nich naprężenia normalne (zginające) i styczne (skręcające), zatem wały oblicza się ze wzoru na naprężenia zastępcze (σ_z) opartego na hipotezie wytrzymałościowej Hubera

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_g^2 + (\alpha \tau_s)^2} \leq k_g \quad (3.2.8)$$

Podstawiając zależności: $\sigma_g = M_g/W_x$, $\tau_s = M_s/W_o$ oraz $W_o = 2W_x$, otrzymuje się po przekształceniach wzór

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W_x} \leq k_g \quad (3.2.9)$$

w którym moment zastępczy (zredukowany)

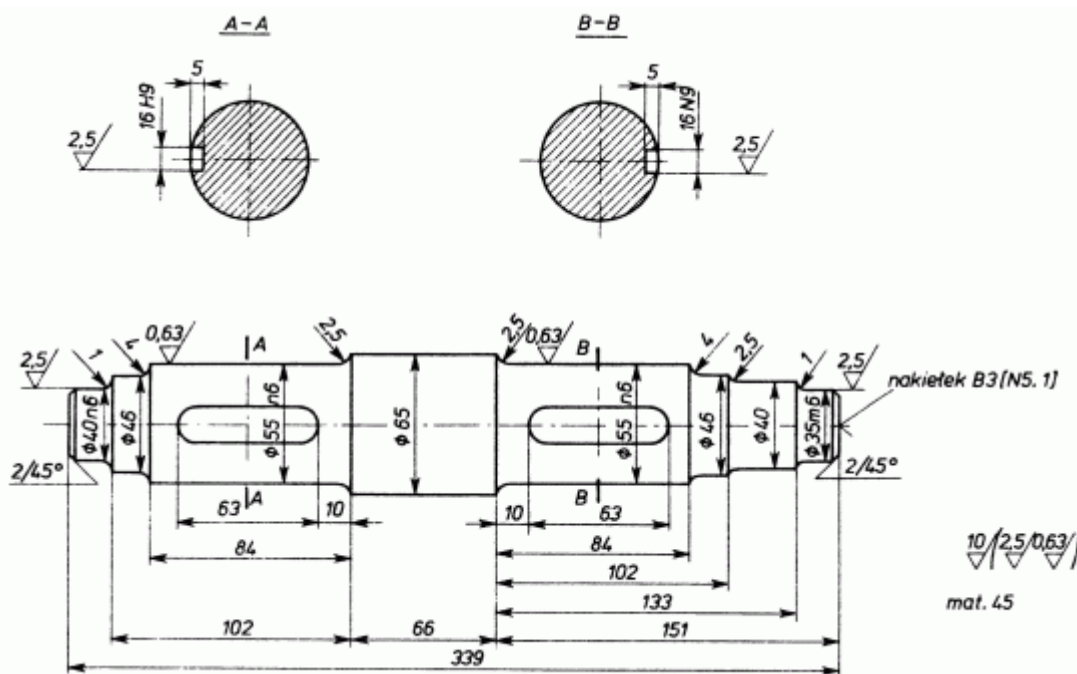
$$M_z = \sqrt{M_g^2 + \left(\alpha \frac{M_s}{2}\right)^2} \quad (3.2.10)$$

Współczynnik redukcyjny α określa, w jakim stopniu uwzględnia się w obliczeniach naprężenia styczne. Jego wartość oblicza się z zależności: $\alpha = k_{go}/k_{sj}$ lub $\alpha = k_{go}/k_{so}$. Podstawiając do wzoru (3.2.9) wskaźnik wytrzymałości przekroju $W_x \approx 0,1d^3$, otrzymuje się zależność

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_s}{0,1k_g}} \quad (3.2.11)$$

W podanych wzorach pominięto wpływ obciążeń wzdłużnych na wytrzymałość wału, ponieważ są one z reguły nieznaczące.

Na rys.3.2.5 podano przykład rysunku wału z wymiarami



Rys.3.2.5. Przykład wymiarowania wału

2.3

Łożyska

Łożyska są to zespoły elementów konstrukcyjnych, których zadaniem jest podtrzymanie poruszających się elementów maszyn (np. osi, wałów), zapewnienie im jak najmniejszego tarcia oraz przenoszenie ich obciążeń.

Łożyska dzieli się na dwa podstawowe rodzaje:

- ślizgowe,
- toczne (których dotyczy ta praca i będą one tematem na następnych stronach).

W łożyskach ślizgowych powierzchnia czopa wału ślizga się bezpośrednio po powierzchni panewki (części łożyska współpracującej z czopem), zatem w czasie pracy występuje tarcie ślizgowe.

W łożyskach tocznych powierzchnie robocze czopa i gniazda są rozdzielone częściami tocznymi, które umożliwiają ruch obrotowy czopa bez poślizgu względem oprawy dzięki przetaczaniu się. Wówczas zamiast tarcia ślizgowego występuje tarcie toczne.

Łożyska można też podzielić ze względu na rodzaj ruchu:

- łożyska umożliwiające wzajemny ruch obrotowy,
- łożyska wahliwe, umożliwiające ruch tylko po ograniczonej amplitudzie kątowej,
- prowadnice, umożliwiające wzajemny przesuw prosto lub krzywoliniowy.

Ze względu na kierunek siły obciążającej łożysko:

- poprzeczne, przejmujące obciążenia prostopadłe do osi łożyskowanego elementu,
- poprzeczno-wzdłużne, przejmujące obciążenia zarówno prostopadłe jak i zgodne z kierunkiem ruchu,
- wzdłużne, przenoszące obciążenia zgodne z kierunkiem ruchu osi.

Ze względu na rodzaj panewki:

- z panewkami niedzielonymi
- z panewkami dzielonymi.

Łożyska ślizgowe na ogół stosuje się:

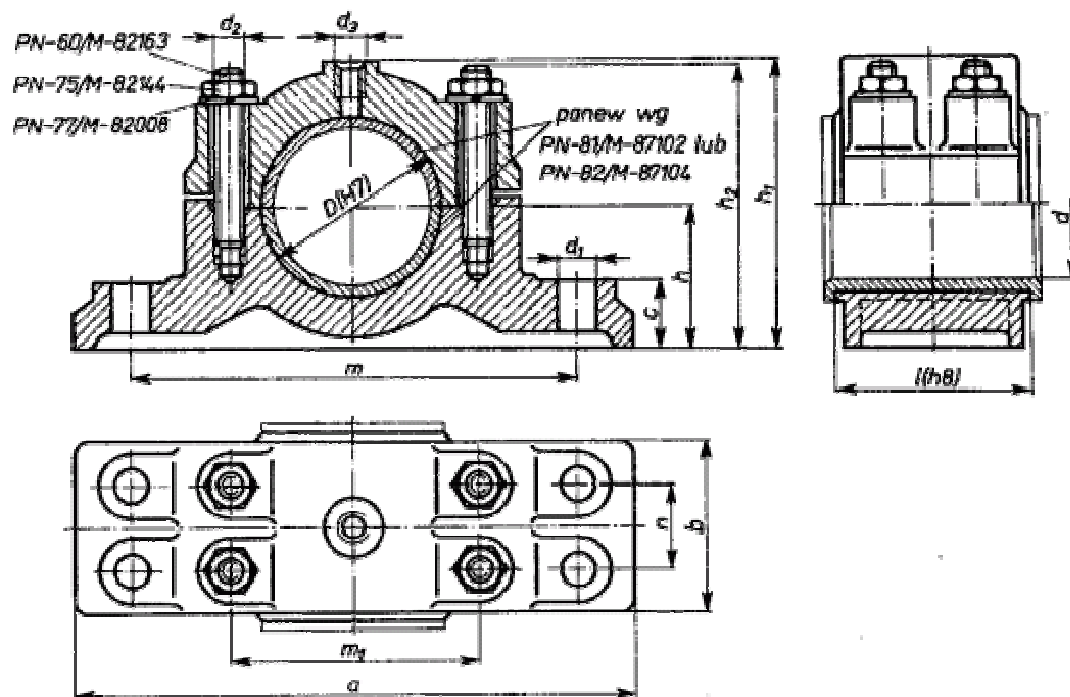
- przy przenoszeniu bardzo dużych obciążeń (nawet do kilku MN),
- przy obciążeniach uderowych, gdy konieczne jest, aby łożyska tłumiły drgania wału,
- przy dużych prędkościach obrotowych i możliwości uzyskania tarcia płynnego,
- w razie konieczności stosowania łożysk (lub panwi) dzielonych, gdy wymagana jest cichobieżność łożyska,
- gdy osiągnięcie bardzo dużej dokładności montażu (koniecznej przy łożyskach tocznych) jest utrudnione,
- w drobnych konstrukcjach o bardzo małych obciążeniach (m. in. w urządzeniach mechaniki precyzyjnej).

Łożyska toczne są najczęściej stosowane:

- gdy zależy nam na uzyskaniu bardzo małych oporów w czasie pracy, a zwłaszcza podczas rozruchu,
- przy zmiennych prędkościach obrotowych wału (ponieważ współczynnik tarcia łożysk tocznych w bardzo małym stopniu zależy od prędkości obrotowej),
- przy częstszym zatrzymywaniu i uruchamianiu maszyn (gdyż w takich warunkach pracy łożyska ślizgowe zbyt szybko ulegają zużyciu),
- gdy wymagana jest duża niezawodność pracy i duża trwałość łożyska,
- gdy ze względu na wymiary korpusu maszyny konieczne jest stosowanie łożysk o małych wymiarach wzdłużnych.

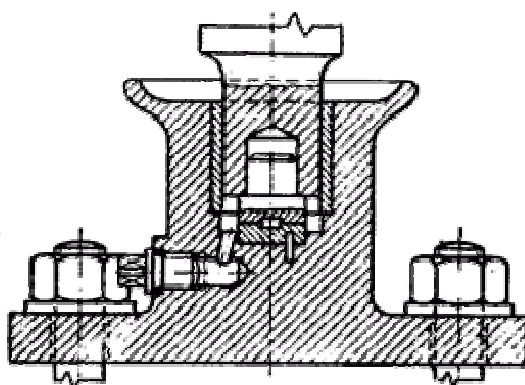
2.3.1 Konstrukcje łożysk ślizgowych

Najprostszym łożyskiem ślizgowym jest łożysko przedstawione na rys.3.3.1.



Rys. 3.3.1. Łożysko ślizgowe poprzeczne

Łożyska ślizgowe stopowe służą zazwyczaj do podtrzymywania pionowych wałów ciężkich maszyn, np. turbin wodnych, mają czop tarczowy (Rys.3.3.2). Powierzchnia współpracy jest pierścieniowa.

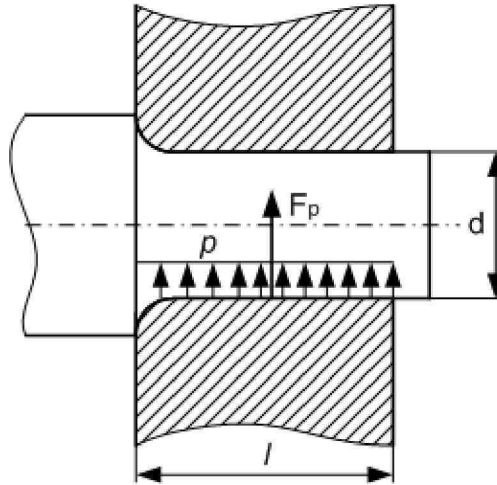


Rys. 3.3.2. Łożysko ślizgowe wzdłużne

2.3.1.1 Obliczanie łożysk ślizgowych

Obliczanie łożysk ślizgowych prowadzone jest zwykle w sposób przybliżony, gdyż nie

wszystkie czynniki decydujące o warunkach pracy łożyska mogą być uwzględnione w ścisły sposób. Zwykle sprowadza się je do obliczenia głównych wymiarów, to jest średnicy czopa d i długości czynnej łożyska l oraz sprawdzeniu czy łożysko nie będzie ulegało przegrzaniu w czasie pracy. Czop łożyska (Rys.3.3.3) jest narażony na zginanie przy czym obciążenie ciągłe czopa jest zastąpione siłą skupioną F_p , przyłożoną w połowie długości czopa.



Rys.3.3.3. Obciążenie czopa

Naprężenia zginające w niebezpiecznym przekroju czopa można wyznaczyć z zależności

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \cong \frac{F_p \cdot l}{2 \cdot 0,1 d^3} \leq k_g \quad (3.3.1)$$

Zakładając, że naciski między panewką i czopem są równomierne określa się naciski jednostkowe w formie

$$p_j = \frac{F_p}{d \cdot l} \leq k_d \quad (3.3.2)$$

Dzieląc stronami zależności (3.3.1) i (3.3.2) oraz uwzględniając, że współczynnik kształtu $\lambda = l/d$ otrzymuje się równanie

$$\lambda = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 k_g}{k_d}} \cong 0,45 \sqrt{\frac{k_g}{k_d}} \quad (3.3.3)$$

gdzie k_g – dopuszczalne naprężenie na zginanie, k_d - dopuszczalne naprężenie na docisk

Na podstawie wzorów (3.3.2) i (3.3.3) można obliczyć średnicę czopa z zależności

$$d \geq \sqrt{\frac{F_p}{\lambda k_d}} \quad (3.3.4)$$

a następnie jego długość

$$l = \lambda d \quad (3.3.5)$$

Jeżeli średnica czopa obliczona z powyższego równania różni się od średnicy otrzymanej z obliczeń wału, należy przyjąć większą z tych wartości.

Aby łożysko nie uległo nadmiernemu nagrzanemu musi być spełniony następujący warunek;

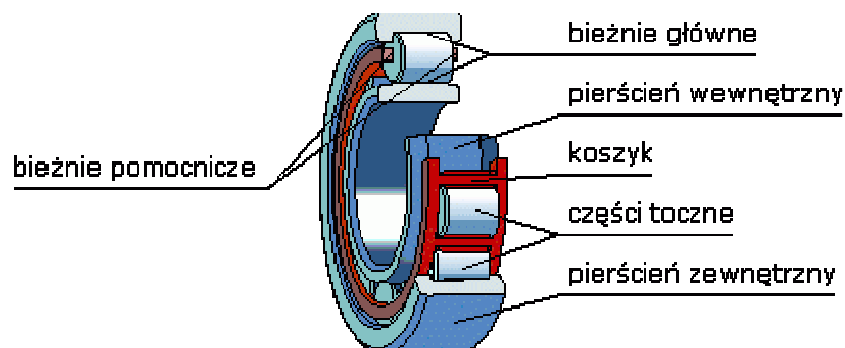
$$\frac{F_p \cdot \omega \cdot \mu}{l} \leq \kappa \quad (3.3.6)$$

gdzie: F_p – obciążenie łożyska, μ – współczynnik tarcia, ω – prędkość kątowa czopa, κ – współczynnik równy 18000 dla łożysk lekkich i 50000 dla łożysk ciężkich.

2.3.2 Konstrukcja łożysk tocznych

Podstawowymi elementami łożyska tocznego są:

- części toczne,
- koszyk
- pierścienie z bieżniami.



Rys.3.3.4. Części składowe łożyska tocznego

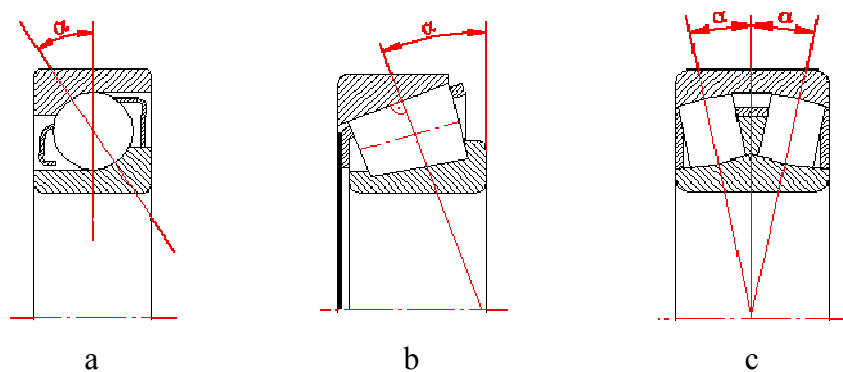
Bieżnie przenoszące obciążenie w głównym kierunku działania łożyska nazywane są bieżniami głównymi, prowadzące zaś element toczny lub przenoszące obciążenie w kierunku innym niż główny nazywane są bieżniami pomocniczymi (Rys 3.3.4). Pierścień zewnętrzny osadzony jest w oprawie, a wewnętrzny na wale maszyny.

Nazwy poszczególnych rodzajów łożysk tocznych wynikają z ich klasyfikacji według następujących kryteriów:

- nominalnego kąta działania α (promieniowe i osiowe),

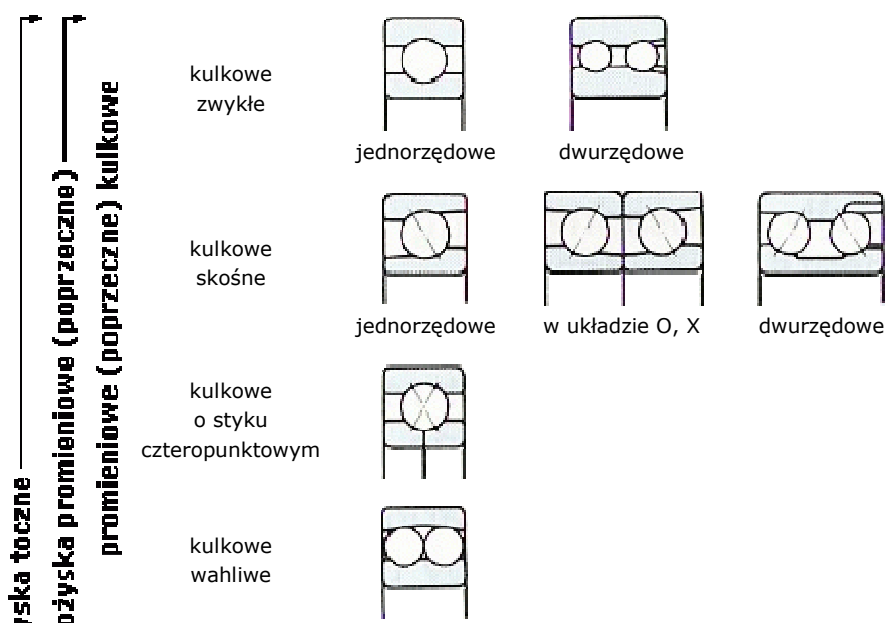
- kształtu części tocznych (kulkowe, walcowe, igielkowe stożkowe, baryłkowe),
- możliwości wzajemnego wychylenia się pierścieni (zwykłe, wahliwe i samonastawne),
- uzupełniających cech konstrukcyjnych, jak np. liczby rzędów części tocznych, rozmieszczenia bieżni pomocniczych, uszczeltek, blaszek ochronnych, kształtu powierzchni osadcznych itp.

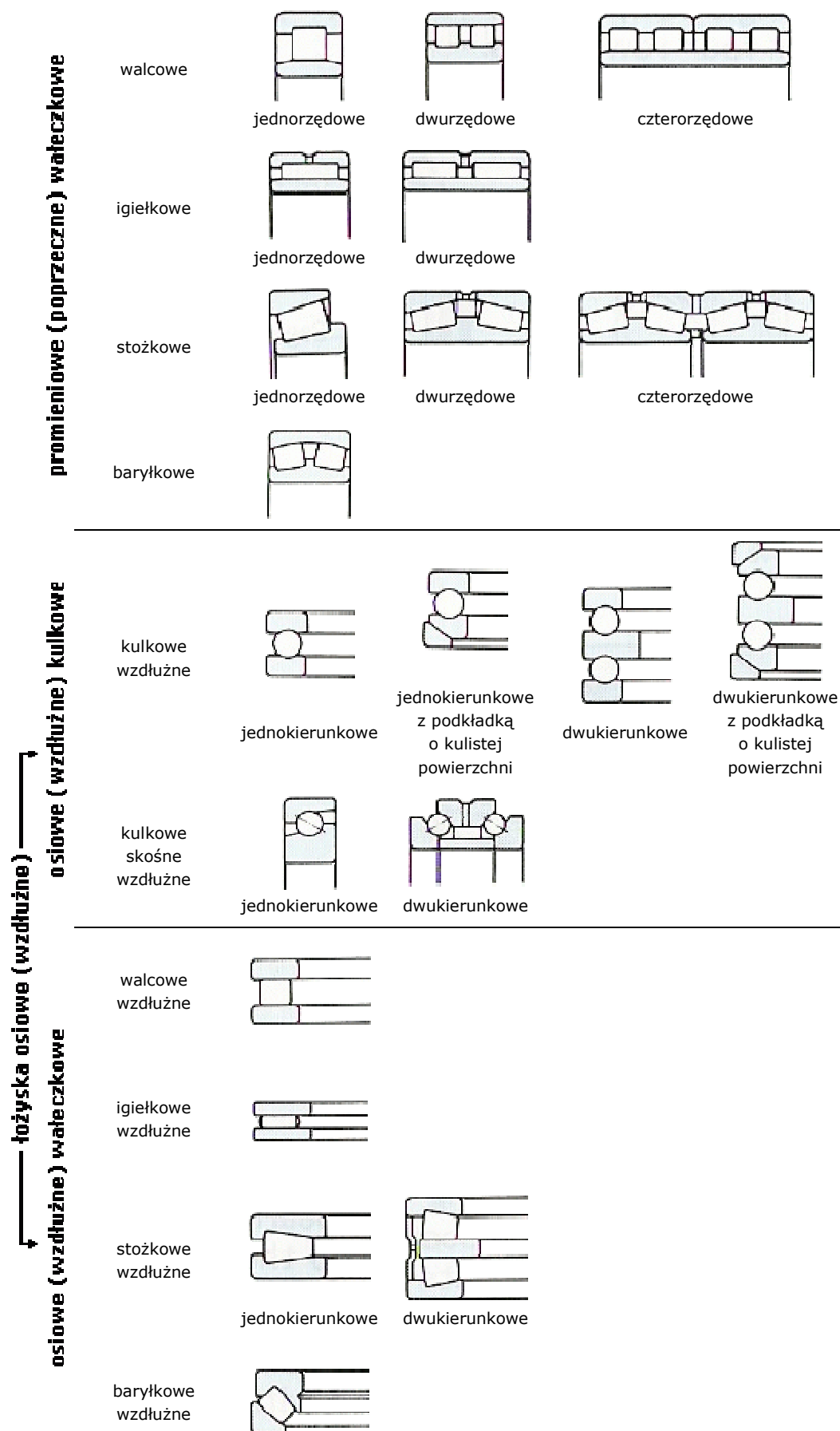
Nominalny kąt działania łożysk kulkowych jest zawarty między prostą łączącą punkty styku kulki z bieżniami w nieobciążonym łożysku a płaszczyzną prostopadłą do osi łożyska (Rys. 3.3.5a). W łożyskach wałeczkowych mieści się on między prostą prostopadłą do tworzącej bieżni zewnętrznej a płaszczyzną prostopadłą do osi łożyska (Rys. 3.3.5b i c).



Rys. 3.3.5. Kąt działania łożyska

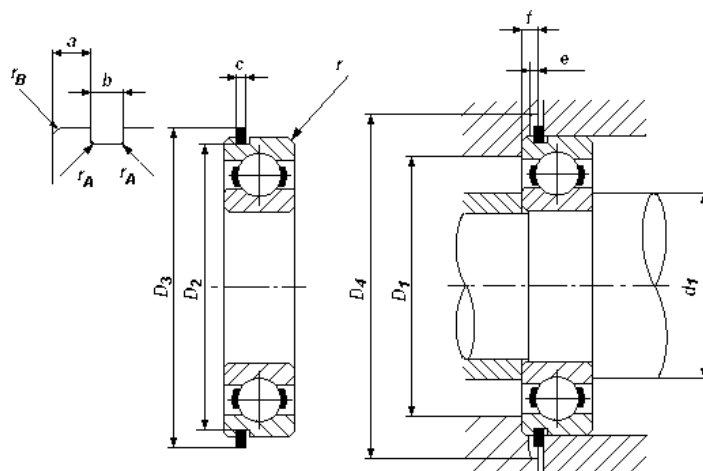
Poniżej został przedstawiony podział łożysk tocznych (Rys. 3.3.6).





Rys. 3.3.6. Podział łożysk tocznych

Wymiary związane z łożyskami tocznymi podano na rys. 3.3.7.



Rys.3.3.7. Wymiary związane z łożyskami tocznymi

Tabela 3.3.1

Wymiary związane z łożyskami tocznymi

Symbol	D_2	a	b	r_A	D_3	c	d_{1min}	d_{1max}	D_1	D_4	f	e	r_B
	[mm]												
6700	—	—	—	—	—	—	10,8	—	14,2	—	—	—	—
6800	—	—	—	—	—	—	12	12,5	17	—	—	—	—
6900	20,8	1,05	0,8	0,2	24,8	0,7	12	13	20	25,5	1,5	0,7	0,7
6000	—	—	—	—	—	—	12	13,5	24	—	—	—	—
6200	28,17	2,06	1,35	0,4	34,7	1,12	14	16	26	35,5	2,9	1,2	0,2
6300	33,17	2,06	1,35	0,4	39,7	1,12	14	17	31	40,5	2,9	1,2	0,2
6701	—	—	—	—	—	—	13,6	13,8	16,4	—	—	—	—
6801	—	—	—	—	—	—	14	14,5	19	—	—	—	—
6901	22,8	1,05	0,8	0,2	26,8	0,7	14	15	22	27,5	1,5	0,7	0,7
16001	—	—	—	—	—	—	14	—	26	—	—	—	—
6001	—	—	—	—	—	—	14	16	26	—	—	—	—
6201	30,15	2,06	1,35	0,4	36,7	1,12	16	17	28	37,5	2,9	1,2	0,2
6301	34,77	2,06	1,35	0,4	41,3	1,12	17	18,5	32	42	2,9	1,2	0,2
6702	—	—	—	—	—	—	16,6	16,8	19,4	—	—	—	—
6802	—	—	—	—	—	—	17	17,5	22	—	—	—	—
6902	26,7	1,3	0,95	0,25	30,8	0,85	17	17,5	26	31,5	1,9	0,9	0,9
16002	—	—	—	—	—	—	17	—	30	—	—	—	—

6002	30,15	2,06	1,35	0,4	36,7	1,12	17	19	30	37,5	2,9	1,2	0,2
6202	33,17	2,06	1,35	0,4	39,7	1,12	19	20	31	40,5	2,9	1,2	0,2
6302	39,75	2,06	1,35	0,4	46,3	1,12	20	23	37	47	2,9	1,2	0,2
6703	—	—	—	—	—	—	18,6	18,8	21,4	—	—	—	—
6803	—	—	—	—	—	—	19	19,5	24	—	—	—	—
6903	28,7	1,3	0,95	0,25	32,8	0,85	19	20	28	33,5	1,9	0,9	0,9
16003	—	—	—	—	—	—	19	—	33	—	—	—	—
6003	33,17	2,06	1,35	0,4	39,7	1,12	19	21	33	40,5	2,9	1,2	0,2
6203	38,1	2,06	1,35	0,4	44,6	1,12	21	23	36	45,5	2,9	1,2	0,2
6302	44,6	2,46	1,35	0,4	52,7	1,12	22	25	42	53,5	3,3	1,2	0,2
6403	—	—	—	—	—	—	23,5	—	55,5	—	—	—	—
6704	—	—	—	—	—	—	21,6	22,3	25,4	—	—	—	—
6804	30,7	1,3	0,95	0,25	34,8	0,85	22	22,5	30	35,5	1,9	0,9	0,9
6904	35,7	1,7	0,95	0,25	39,8	0,85	22	24	35	40,5	2,3	0,9	0,9
16004	—	—	—	—	—	—	22	—	40	—	—	—	—
6004	39,75	2,06	1,35	0,4	46,3	1,12	24	26	38	47	2,9	1,2	0,2
6204	44,6	2,46	1,35	0,4	52,7	1,12	25	28	42	53,5	3,3	1,2	0,2
6304	49,73	2,46	1,35	0,4	57,9	1,12	26,5	28,5	45,5	58,5	3,3	1,2	0,2
6404	—	—	—	—	—	—	26,5	—	65,5	—	—	—	—

2.3.3 Dobór łożysk tocznych

Łożysk tocznych nie oblicza się, lecz dobiera z katalogów producentów w zależności od kształtu i wielkości czopa oraz w zależności od nośności spoczynkowej, dynamicznej oraz obciążenia projektowanych podparć łożyskowych wału

Nośność spoczynkowa łożyska C_0 oznacza takie graniczne obciążenie wyrażone w jednostkach siły działającej na łożysko, które nie spowoduje odkształcenia plastycznego elementu tocznego i pierścieni o wartości większej niż $0,0001D_k$, przy czym D_k - średnica elementu tocznego.

Przyjęto jako wymagający sprawdzenia warunek wytrzymałościowy w postaci

$$s_{obl} = \frac{C_0}{F_z} \geq s_{o\ wym} \quad (3.3.7)$$

gdzie: s_{obl} – obliczeniowa wartość współczynnika bezpieczeństwa ze względu na kryterium odkształcalności przy obciążeniu statycznym, C_0 nośność spoczynkowa, F_z – spoczynkowe obciążenie zastępcze łożyska, $s_{o\ wym}$ - statystycznie wymagana wartość współczynnika bezpieczeństwa.

Nośność spoczynkową można wyznaczyć ze zależności:

- dla łożysk kulkowych

$$C_o = 14iD_k^2 \cos \alpha \quad (3.3.8)$$

- dla łożysk walcowych

$$C_o = 35izD_k l_e \cos \alpha \quad (3.3.9)$$

gdzie: i – liczba rzędów elementów tocznych, z – liczba elementów tocznych w 1. rzędzie, D_k – średnica elementu tocznego. l_e – efektywna szerokość elementów tocznych o postaci walca, α – kąt działania łożyska.

Spoczynkowe obciążenie zastępcze F_z określa zależność

$$F_z = X_o F_r + Y_o F_a \quad (3.3.10)$$

gdzie: F_r, F_a – odpowiednio: obciążenie promieniowe i wzdłużne łożyska, X_o, Y_o – odpowiednio: współczynnik obciążenia promieniowego i wzdłużnego.

Trwałość łożyska jest to okres pracy w godzinach lub milionach obrotów, do momentu kiedy w 90% badanych łożysk pojawią się pierwsze oznaki zmęczenia materiału powierzchni tocznych.

Nośność dynamiczna jest to wyrażona w jednostkach siły wartość obciążenia łożyska, przy której jego trwałość równa się 1 milionowi obrotów.

Zależność między trwałością łożyska, jego nośnością dynamiczną i obciążeniem zewnętrznym jest określona ogólnym wzorem (11.1):

$$L = \left(\frac{C}{F_z} \right)^p \quad (3.3.11)$$

gdzie:

C -nośność dynamiczna(ruchowa) łożyska, L -trwałość łożyska wyrażona w milionach obrotów, F_z - zastępcze obciążenie ruchowe (dynamiczne) łożyska (3.3.10), p - wykładnik potęgowy dla łożysk:

- kulkowych $p = 3$,

- wałeczkowych i igiełkowych $p = 10/3$.

Nośność dynamiczna łożysk tocznych jest wartością podawaną przez producenta i jest wielkością wyznaczaną doświadczalnie.

3.3.4. Smarownie łożysk tocznych

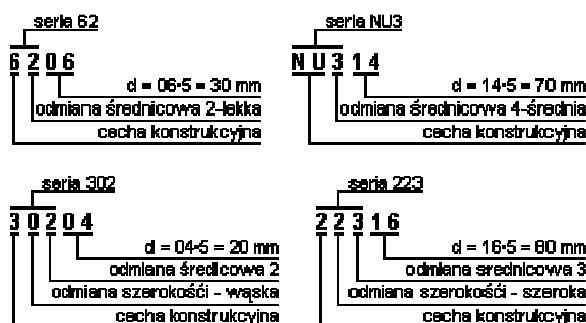
Dobór smarowania do warunków pracy i rodzaju łożysk sprowadza się do określenia rodzaju środka smarującego, jego gatunku i właściwości oraz sposobu smarowania.

Łożyska toczne są w zasadzie smarowane wyłącznie dwoma rodzajami środków smarujących olejem lub smarem plastycznym, a w wyjątkowych przypadkach wysokich temperatur lub próżni smarowane są smarami stałymi.

2.3.4 Normalizacja

Dla łożysk o wymiarach metrycznych zostały ustalone przez ISO tablice głównych wymiarów, z którymi powinny być zgodne wymiary wszystkich typów łożysk bieżąco produkowanych i nowo projektowanych. Tablice te są okresowo uzupełniane. Polski Komitet Normalizacyjny przyjął te dane do PN/M-86404.

W systemie normalizacyjnym każde łożysko ma numer - cechę składającą się z grup cyfrowych i literowych, w których zakodowane są konstrukcje i użytkowe właściwości łożyska. Grupa znajdująca się na początku łożyska wskazuje rodzaj łożyska. Następna, jednocyfrowa lub dwucyfrowa grupa wymiarowa określa proporcje jego wymiarów i przedstawia odmianę wymiarową. Ostatnia grupa cyfrowa informuje o średnicy otworu łożyska. Za nią znajduje się oznaczenie odmiany konstrukcyjnej. Połączenie grup rodzaju łożyska, odmiany wymiarowej i konstrukcyjnej stanowi serię łożyska. Mieszana literowo-cyfrowa grupa na końcu numeru informuje o charakterze specjalnego wykonania. Rodzaj łożyska nie zawsze jednoznacznie wynika z pierwszej grupy numeru ze względu na ograniczoną liczbę cyfr od 1 do 9 w porównaniu z liczbą rodzajów łożysk. W związku z tym rodzaje łożysk wykonywane w różnych odmianach wymiarowych oznaczono tą samą cyfrą i ich jednoznaczne oznaczenie stanowi połączenie grupy rodzaju i odmiany wymiarowej.



Rys. 3.3.8. Przykłady tworzenia numeru łożyska

W miarę postępu w konstrukcji wewnętrznej łożysk lub wprowadzenia szczegółowych odmian konstrukcyjnych poszczególni producenci wprowadzają własne dodatkowe symbole,

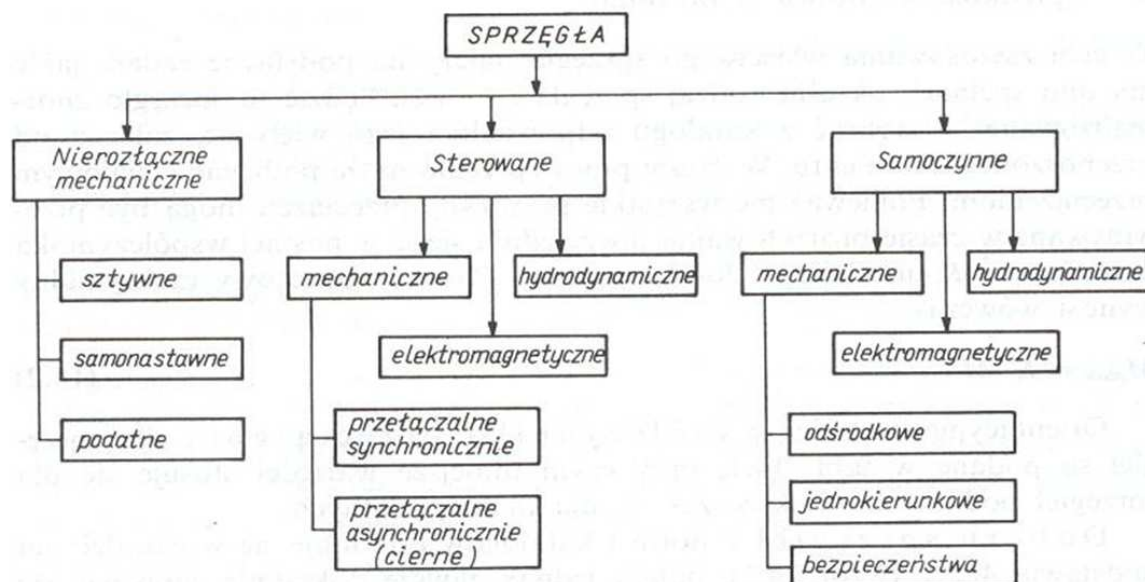
nie pokrywające się z oznaczeniami innych wytwórców. Są to na ogół duże litery arabskie następujące po cyfrowej części numeru łożyska.

2.4 Sprzęgła

Sprzęgłem [2, 6] nazywa się zespół układu napędowego maszyn, przeznaczony do łączenia wałów i przekazywania momentu obrotowego z wału czynnego (napędzającego) na wał bierny (napędzany) bez zmiany kierunku ruchu obrotowego. Sprzęgło składa się z członu czynnego, członu biernego i łącznika. Człon stanowi zespół elementów sprzęgła osadzony na wale czynnym lub biernym, natomiast łącznikiem nazywa się części (kołki, śruby itd.) lub czynnik (np. ciecz), przekazujące moment obrotowy z członu czynnego na człon bierny. Łącznik określa zatem sposób przekazania momentu obrotowego i jednocześnie charakteryzuje dane sprzęgło.

Klasyfikacja sprzęgieł może być więc prowadzona według różnych kryteriów: zadań, rozwiązań konstrukcyjnych, sposobu włączania czy np. rodzaju łącznika przekazującego itp.

Klasyfikację ogólną sprzęgieł podano na rys. 3.4.1

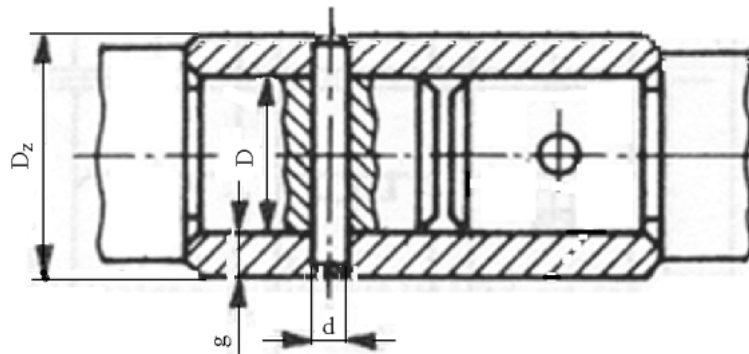


Rys.3.4.1. Klasyfikacja sprzęgieł

Stosowanie różnych sprzęgieł umożliwia również spełnienie wielu innych zadań, które bez użycia tych sprzęgieł wymagałyby bardziej skomplikowanej konstrukcji maszyn. Należy zwrócić uwagę, że wiele sprzęgieł spełnia równocześnie kilka zadań, a więc nie tylko zadania

wynikające z umieszczenia ich w danej grupie klasyfikacyjnej (np. sprzęgła ze sprężyną wężykową, sprzęgła cierne tarczowe i inne). Podejmując decyzję o wyborze odpowiedniego sprzęgła należy opierać się i na normach oraz na katalogach wytwórni, a dobór sprzęgieł lub projektowanie nowych konstrukcji należy poprzedzać dokładną analizą żądanych ich cech i parametrów.

Głównym elementem sztywnego **sprzęgła kołkowego** (Rys. 3.4.2) jest kołek walcowy, który łączy w sposób sztywny oba człony połączenia.



Rys. 3.4.2. Sprzęgło sztywne kołkowe

Kołek oblicza się wykorzystując warunek wytrzymałości na ścinanie

$$\tau = \frac{4M_o}{\pi D d^2} \leq k_t \quad (3.4.1)$$

gdzie: M_o – moment obrotowy sprzęgła, k_t – dopuszczalne naprężenie na ścinanie kołka.

Warunek wytrzymałościowy na dopuszczalne naciski powierzchniowe ma postać:

- dla piasty

$$\tau_{dp} = \frac{M_o}{g d (D + g)} \leq k_{d \text{ dop } p} \quad (3.4.2)$$

- dla czopa

$$\tau_{dcz} = \frac{6M_o}{D^2 d} \leq k_{d \text{ dop } cz} \quad (3.4.3)$$

gdzie: D , d , g – wielkości według rys. 3.4.1, $k_{d \text{ dop}}$ – dopuszczalne naprężenie na docisk.

Średnicę czopa należy obliczyć z zależności

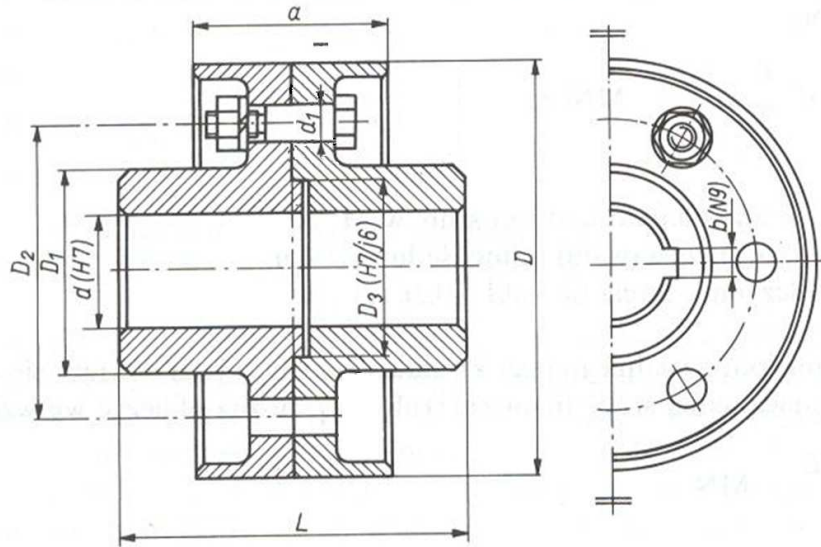
$$\frac{D}{d} = \sqrt{4 \frac{k_t}{k_s} + \frac{10}{9}} \quad (3.4.4)$$

gdzie: k_s – dopuszczalne naprężenia na skręcanie dla czopa.

Jeżeli $k_s = k_t$, wówczas $D/d \approx 2,5$.

Sprzęgła kołnierzowe składają się z dwu członów (tarcz), które mogą mieć ochronne obrzeża (Rys. 3.4.3). Człony tworzą z czopami wałów połączenia wciskowe lub mieszane z

wpuści. Śruby łączące człony powinny być pasowane (H7/j6) w przypadku jeżeli sprzęgło obciążone jest momentem obrotowym zmiennym.



Rys. 3.4.3. Sprzęgło kołnierzone z obrzeżami ochronnymi

Wówczas przenoszony moment obrotowy określa reguła

$$M_o \leq n k_t \frac{\pi d_1^2 D_2}{8} \quad (3.4.5)$$

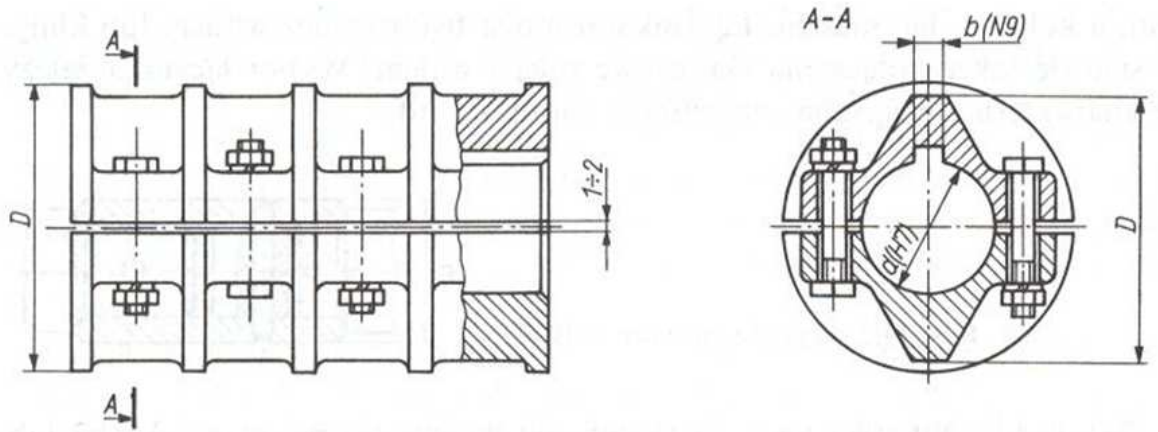
gdzie: n – liczba śrub, k_t – dopuszczalne naprężenie na ścinanie dla materiału śruby, d_1 , D_2 – wielkości według rys. 3.4.3.

Jeżeli śruba narażona jest na ścinanie i zginanie wówczas warunek wytrzymałościowy wynikający z hipotezy wyężeniowej Hubera ma postać

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \left(\frac{k_r}{k_s} \tau\right)^2} \leq k_z \quad (3.4.6)$$

gdzie: σ_{max} - maksymalne naprężenie zginające, k_r – dopuszczalne naprężenie na rozciąganie, k_s – dopuszczalne naprężenie na skręcanie, k_z – dopuszczalne naprężenie zastępcze 45-55 MPa.

Sprzęgło łukowe przedstawiono na rys.3.4.4. Na końce wałów nakłada się łubki, które następnie skręca się śrubami. Moment obrotowy jest przenoszony przez moment tarcia wywołany dociskiem obydwu członów sprzęgła do łączonych wałów.

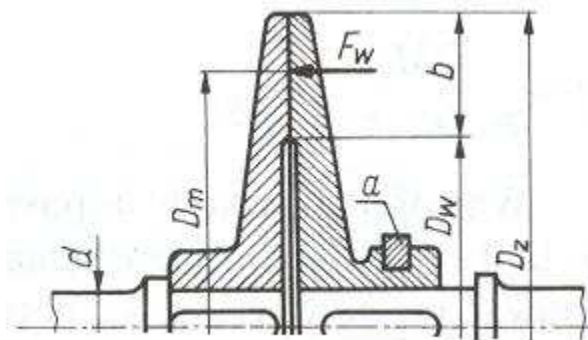


Rys. 3.4.4. Sprzęgło łukowe

Sprzęgło cierne należy do sprzęgieł rozłącznych. Ich zasadnicze odmiany to sprzęgło tarczowe i stożkowe. Przenoszony przez sprzęgło moment obrotowy wyznacza się zakładając równomierny rozkład nacisków jednostkowych na wykładzinach ciernych. Wówczas dla sprzęgła tarczowego (Rys. 3.4.5) warunek projektowy przyjmuje postać

$$\tau_d = \frac{2M_{to}}{\pi\mu b D_m^2} \leq \tau_{d \text{ dop}} \quad (3.4.7)$$

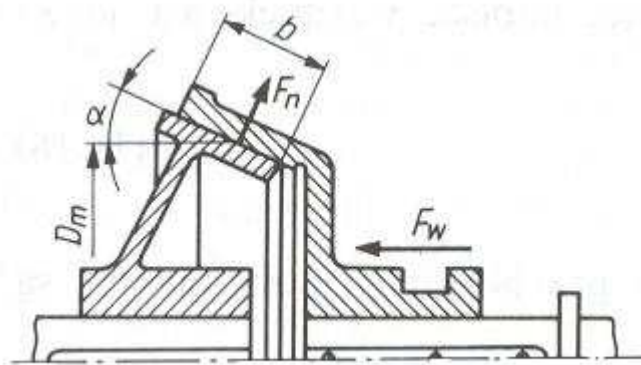
gdzie: M_{to} – moment tarcia przenoszony przez sprzęgło, μ – współczynnik tarcia, b – robocza szerokość tarczy, D_m – średnia średnica roboczej powierzchni tarczy.



Rys. 3.4.5. Sprzęgło cierne tarczowe

Dla sprzęgła stożkowego (Rys. 3.4.6) moment tarcia przenoszony przez sprzęgło ma formę

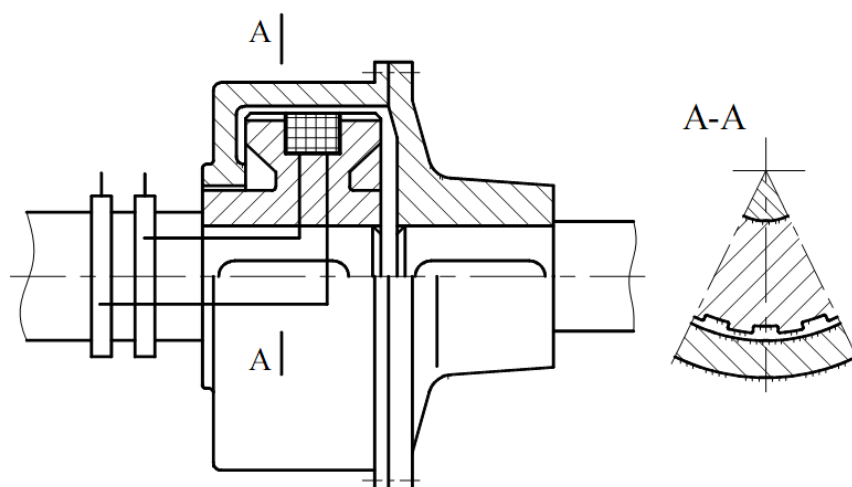
$$M_{to} = F_n \mu \frac{D_m}{2} \quad (3.4.8)$$



Rys. 3.4.6. Sprzęgło cierne stożkowe

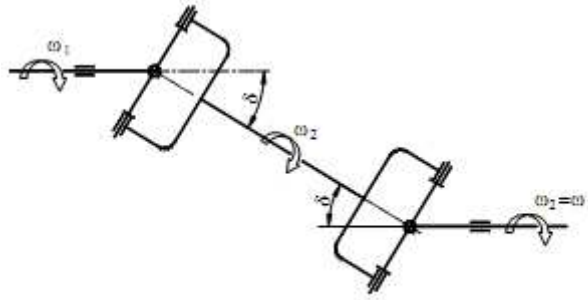
W zależności od wielkości nachylenia powierzchni ciernych do osi sprzęgła α oraz współczynnika tarcia μ sprzęgła stożkowe mogą być samohamowne lub niesamohamowne.

Sprzęgło elektromagnetyczne (Rys. 3.4.7) przenosi napęd dzięki oddziaływaniu pola magnetycznego powodującego zaciśnięcie tarczy ciernej lub zestalenie (albo stężenie) proszku lub pasty ferromagnetycznej, znajdujących się pomiędzy elementami napędzającymi i napędzanymi.



Rys. 3.4.7. Sprzęgło elektromagnetyczne

Sprzęgło przegubowe Cardana (Rys. 3.4.8) stosuje się do połączenia wałów o osiach przecinających się. W takim sprzęgle wały posiadają różne prędkości kątowe.



Rys.3.4.8. Zasada działania sprzęgła Cardana

Związek pomiędzy tymi prędkościami jest określony zależnością

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \psi_1 \sin^2 \delta}{\cos \delta} \quad (3.4.9)$$

gdzie: δ – kąt między osiami łączonych wałów, ψ_1 – kąt obrotu wału napędzającego liczony od początkowego położenia, przy którym oś łącznika krzyżowego jest prostopadła do płaszczyzny w której leżą oba łączone wały.

2.5 Napędy

Napędy wg [7-12] są to mechanizmy służące do transmisji mocy i zmiany parametrów ruchu z silnika do maszyny roboczej. Biorąc pod uwagę sposób przekazywania ruchu rozróżnia się napędy: mechaniczne, elektryczne, hydrauliczne i pneumatyczne.

Zespół elementów decydujący o wielkości i charakterze przenoszonego ruchu stanowi przekładnię np. zazębiające się dwa koła zębate, dwa koła połączone pasem itp. W przekładni rozróżnia się koło czynne (napędzające) i bierne (napędzane).

Ruch obrotowy koła przekładni o średnicy D charakteryzuje się przez podanie następujących wielkości: prędkość kątowna ω , obrotowa (liczba obrotów) n , obwodowa v danego koła. Związki pomiędzy tymi wielkościami opisują zależności

$$\omega = 2\pi n \quad (3.5.1)$$

$$v = \omega \frac{D}{2} \quad (3.5.2)$$

Podstawową cechą przekładni jest jej przełożenie kinematyczne i określone jako stosunek prędkości kątowej/ obrotowej koła czynnego 1 do prędkości kątowej/obrotowej koła biernego 2.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.5.3)$$

W zależności od wartości przełożenia rozróżnia się następujące rodzaje przekładni:

- reduktory (przekładnie zwalniające, $i > 1$),
- multiplikatory (przekładnie przyspieszające, $i < 1$).

Stosowanie różnych przełożeń w przekładni wymaga określenia odpowiednich wymiarów kół współpracujących. Biorąc pod uwagę fakt, że prędkości obwodowe obu kół muszą być jednakowe $v_1 = v_2$ można napisać

$$i = \frac{D_2}{D_1} \quad (3.5.4)$$

Przełożenie całkowite przekładni k stopniowej jest iloczynem przełożeń poszczególnych stopni a zatem

$$i = i_1 i_2 \dots i_{k-1} i_k \quad (3.5.5)$$

Moment obrotowy jest kolejną wielkością charakteryzującą przekładnie. Jego wartość można obliczyć z zależności

$$M_o = \frac{N}{\omega} \quad (3.5.6)$$

gdzie: N – moc przenoszona.

Na skutek strat spowodowanych oporami tarcia, poślizgiem itp., moc N_2 odprowadzana na wale biernym jest mniejsza od mocy doprowadzonej na wale czynnym N_1 . Stosunek mocy N_2 do mocy N_1 nosi nazwę sprawności przekładni

$$\eta_p = \frac{N_2}{N_1} \quad (3.5.7)$$

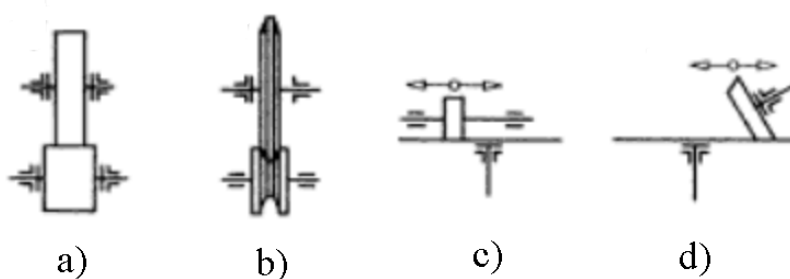
Sprawność pojedynczych przekładni mechanicznych jest wysoka i wynosi od 0,95÷0,99.

W przypadku przekładni złożonych k stopniowych sprawność całkowita jest określona zależnością

$$\eta_p = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_{k-1} \eta_k \quad (3.5.8)$$

2.5.1 Napęd cierny

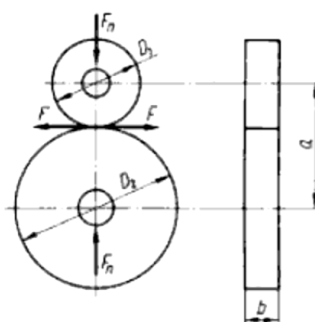
Przekładnie cierne (Rys.3.5.1) są używane zwykle do przenoszenia niewielkich mocy i/lub uzyskania w stosunkowo łatwy sposób zmiennego przełożenia. W napędzie ciernym moment obrotowy przenoszony jest za pomocą siły tarcia wywołanej przez docięśnięcie kół czynnego i biernego.



Rys. 3.5.1. Schemat napędu ciernego: a, b) – o stałym przełożeniu, c, d) – o zmiennym przełożeniu

Przekładnie cierne o zmiennym przełożeniu nazywane są *wariatorami* lub *chyżozmianami*.

Schemat przekładni cierniej do rozważań wytrzymałościowych przedstawiono na rys. 3.5.2.



Rys.3.5.2. Schemat przekładni cierniej

Rozstawienie osi kół ciernych a wynosi

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = D_1 \frac{1+i}{2} = D_2 \frac{(1+i)}{2i} \quad (3.5.9)$$

Przekładnie cierne oblicza się wytrzymałościowo sprawdzając warunek na naciski powierzchniowe

$$k = \frac{F_n}{2\rho b} = \frac{F_n}{2\rho\varphi a} \leq k_d \quad (3.5.10)$$

gdzie: F_n – siła nacisku kół ciernych, b – szerokość kół, przyjmuje się $b = \varphi a = (0,2 \div 0,4)a$, k_d – nacisk dopuszczalny, ρ – zastępczy promień krzywizny powierzchni styku

$$\rho = \frac{D_1 D_2}{2(D_1 + D_2)} = \frac{ia}{(1+i)^2} \quad (3.5.11)$$

Zależność między siłą obwodową F a siłą nacisku F_n określa zależność

$$F = \frac{F_n \mu}{X} \quad (3.5.12)$$

gdzie: X – współczynnik pewności przeciw poślizgowi, przyjmuje się $X=1,4 \div 2$,

μ – współczynnik tarcia.

Moc przenoszona N

$$N = Fv \quad (3.5.13)$$

Po uwzględnieniu (3.5.2), (3.5.9)÷(3.5.12) moc na wale czynnym (1) jaką może przenieść przekładnia można wyznaczyć z zależności

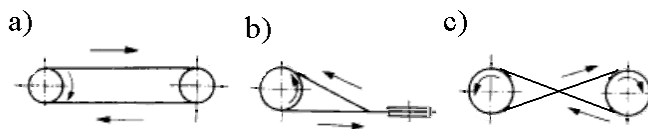
$$N_1 = \frac{2ia^3\varphi k\mu\omega_1}{(1+i)^3} \quad (3.5.14)$$

Prędkości obwodowe w przekładniach ciernych zwykle nie przekraczają 7 m/s, zaś ze względu na konieczność stosowania dużych nacisków na koła stosuje się je do przenoszenia niedużych mocy.

2.5.2 Napęd cięgowy

Napędem cięgowym nazywa się napęd taki w którym ruch przenoszony jest z jednego koła (czynnego) na drugie (bierne) za pomocą cięgna. W zależności od rodzaju cięgna rozróżnia się napędy: pasowy, linowy, łańcuchowy. Przenoszenie mocy jest możliwe dzięki

tarcia między cięgnem a kołami. Rodzaje przekładni pasowych podano na rys. 3.5.3.

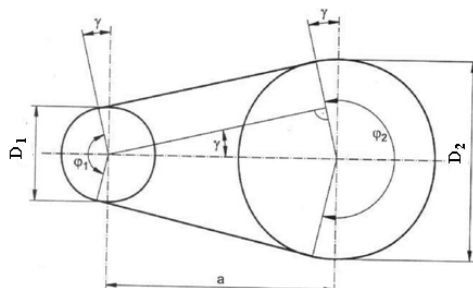


Rys.3.5.3. Rodzaje przekładni cięgnowych: a) – otwarta, b) - półskrzyżowana, c) - skrzyżowana

Z przekładni pasowych korzysta się w przypadku, gdy przenoszona moc nie przekracza 50 kW, prędkość pasa v mieści się w przedziale 5÷30 m/s, zaś przełożenie $i < 6$ maksymalnie do 10.

Ponieważ pasy łatwo rozciągają się w napędach tych często występuje poślizg, wynoszący 0,01÷0,02 prędkości koła napędzającego.

Dla przekładni pasowych (Rys. 3.5.4) stosuje się pasy: skórzane, tkaninowo- gumowe, tekstylne, z tworzyw sztucznych i stalowe.



Rys.3.5.4. Schemat przekładni cięgnowej

Długość pasa L można wyznaczyć z zależności

$$L = 0,5(4a + D_1\varphi_1 + D_2\varphi_2) \quad (3.5.15)$$

Kąty opasania φ_1 i φ_2 wynoszą odpowiednio

$$\varphi_1 = \pi - 2\gamma \quad (3.5.16a)$$

$$\varphi_2 = \pi + 2\gamma \quad (3.5.16b)$$

gdzie:

$$\sin \gamma = \frac{D_1 - D_2}{2a} \quad (3.5.17)$$

Moc przenoszona przez pas można wyrazić wzorem (3.5.13), który po przekształceniu pozwala wyznaczyć siłę obwodową

$$F = \frac{N}{v} \quad (3.5.18)$$

Przyjmując, że naprężenie w pasie jest naprężeniem rozciągającym warunek wytrzymałościowy dla pasa o powierzchni rozrywanego przekroju S przyjmie formę

$$\sigma_r = \frac{F}{S} \leq k_r \quad (3.5.19)$$

Dla danego rodzaju pasa odczytuje się wartość obciążenia jednostkowego q i oblicza się wartość obciążenia dopuszczalnego q_{dop} ze wzoru

$$q_{dop} = \frac{k_o k_v k_\varphi}{k_T} q \quad (3.5.20)$$

gdzie: k_o , k_v , k_φ , k_T – odpowiednio współczynnik uwzględniający: rodzaj przekładni i kąt pochylenia osi kół do poziomu, wpływ sił odśrodkowych, kąt opasania, trwałość pasa (można przyjąć na podstawie [12]).

Obliczeniowa szerokość pasa b wynosi

$$b = \frac{F}{q_{dop}} \quad (3.5.21)$$

zaś na podstawie (3.5.19) i (3.5.21) jego grubość

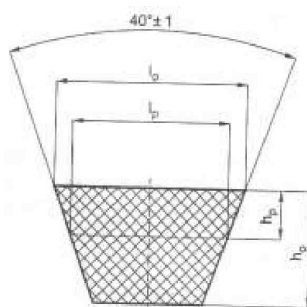
$$g \geq \frac{q_{dop}}{k_r} \quad (3.5.22)$$

Przykład oznaczania pasa płaskiego tkaninowo-gumowego, typu 400, o szerokości 125 mm.

Pas płaski tkaninowo-gumowy 400-125 PN-81/C-94148.

Pasy klinowe są wykonywane jako pasy bez końca i mają przekrój poprzeczny trapezowy (Rys.3.5.5).

Siły tarcia pasa klinowego są parokrotnie większe w porównaniu z pasem płaskim.



Rys. 3.5.5. Przekrój poprzeczny paska klinowego

W praktyce przyjmuje się liczbę pasów $z=1-5$ (maksymalnie 8); im większa liczba pasów tym wymagany mniejszy przekrój pojedynczego paska-tym większa zwartość przekładni-mniejszy rozstaw kół; im większa liczba pasów tym większe prawdopodobieństwo nierównomiernego przenoszenia obciążeń-tym większe prawdopodobieństwo uszkodzenia przekładni.

Wyróżnia się 7 typów pasów zwykłych: A,B,C,D,E,20,25 i 8 typów pasów specjalnych: HZ,HA,HB,HC,HE,H20,H25 (Tab.3.5.1).

Tabela.3.5.1. Wymiary przekroju pasów klinowych

Oznaczenie wielkości przekroju paska	Szerokość skuteczna paska l_p	Wymiary orientacyjne		
		l_o	h_o	h_p
		mm		
HZ	8,5	10	6	2,5
A, HA	11,0	13	8	3,3
B, HB	14,0	17	11	4,2
C, HC	19,0	22	14	5,7
D, HD	27,0	32	19	8,1
E, HE	32,0	38	23	9,0
20, H20	17,0	20	12,5	4,8
25, H25	21,0	25	16	6,3

Odległość kół rowkowych a powinna spełniać nierówność

$$0,5(D_1 + D_2) + 0,05 \leq a \leq 2(D_1 + D_2) \quad (3.5.23)$$

Liczba pasów klinowych x potrzebnych do przeniesienia mocy N wynosi

$$x = \frac{N}{N_1} \quad (3.5.24)$$

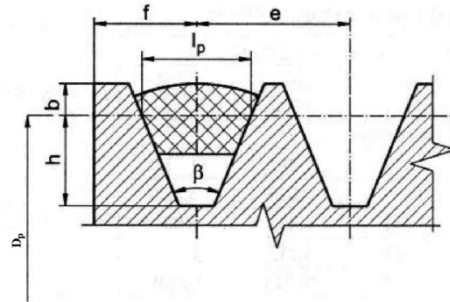
gdzie: N_1 - moc przenoszona przez jeden pasek.

Po obliczeniu liczby dodatkowo należy sprawdzić tzw. liczbę zginania Z

$$Z = \frac{n}{D_1 L} \leq 20000 \quad (3.5.25)$$

gdzie: D_1 , L w metrach, n w obrotach na minutę.

W celu poprawnego ustalenia na wałku każde koło jest wykonywane z piastą. Piastę, jako element koła, wykonuje się zwykle z tego samego materiału, co koło. Materiałem z którego wykonuje się koło może być: żeliwo szare, staliwo, stal niestopowa konstrukcyjna walcowana na gorąco, stop aluminium, tworzywo sztuczne. W zależności od technologii wykonania koła mogą być: odlewane, spawane, tłoczone, kute, monolitowe lub składane.



Rys. 3.5.6. Wymiary zarysu rowków koła pasowego

Normy dotyczące napędów z pasami klinowymi.

PN-66/M-85202 Koła rowkowe do pasów klinowych. Wymiary wieńców kół.

PN-67/M-85203 Przekładnie pasowe z pasami klinowymi. Zasady obliczania.

PN-84/M-85211 Koła pasowe.

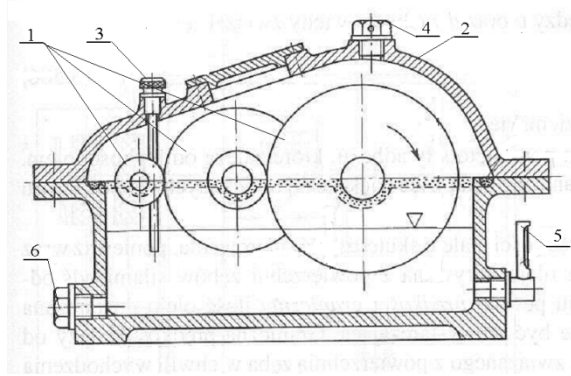
PN-86/M-85200/06 Pasy klinowe. Pasy normalnoprofilowe. Wymiary.

Napędy linowe stosowane są w przypadku dużych odległości między kołami. Cięgnem jest tutaj lina stalowa lub konopna.

Przekładnie łańcuchowe stosowane są w celu zachowania niezmienności przełożenia i w przypadku, gdy z uwagi na odległość osi nie można stosować przekładni zębatych. Jako cięgno stosowany jest łańcuch o różnych konstrukcjach.

2.5.3 Napęd zębaty

Przekładnią zębatą (Rys.3.5.7) nazywa się układ złożony z co najmniej dwu kół zębatych mogących przenosić ruch na skutek zazębiania się zębów. Zazwyczaj jest to związane ze zmianą prędkości i odpowiednią zmianą sił i momentów.



Rys. 3.5.7. Przekrój przekładni zębatej: 1 – koło zębate, 2- obudowa, 3 – wskaźnik poziomu oleju, 4 – korek wlewowy oleju, 5 - wskaźnik poziomu oleju, 6 – korek spustowy oleju

Do ich zalet należy:

- możliwość przenoszenia dużych mocy sięgających 50 000 kW ,
- praca przy bardzo dużych prędkościach obwodowych (ok. 50 m/s),
- bardzo wysoka sprawność (około 99% dla jednego stopnia przełożenia),
- zwartość budowy,
- stałość przełożenia,
- mniejsze naciski na wały i osie,
- niezawodność działania.

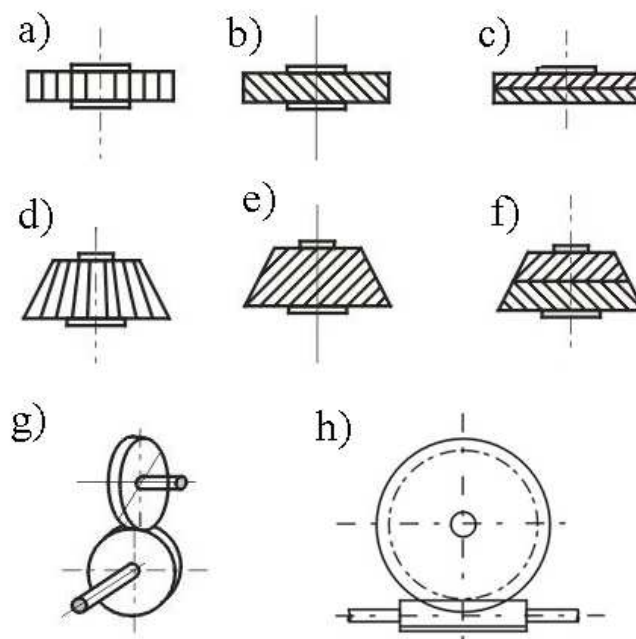
Do wad przekładni zębatych można zaliczyć:

- głośność,
- generowanie drgań,
- stosunkowo wysoki koszt,
- mniejsza odporność na przeciążenia,
- przeniesienie napędu na stosunkowo niewielką odległość.

Przekładnie zębate są częściami składowymi rozmaitych maszyn lub są wykonywane jako odrębne, całkowicie lub częściowo obudowane urządzenia zwane skrzyniami przekładniowymi.

W zależności od wzajemnego ułożenia osi wałów, napędzającego i napędzanego stosowane są następujące rodzaje kół zębatych (Rys. 3.5.8):

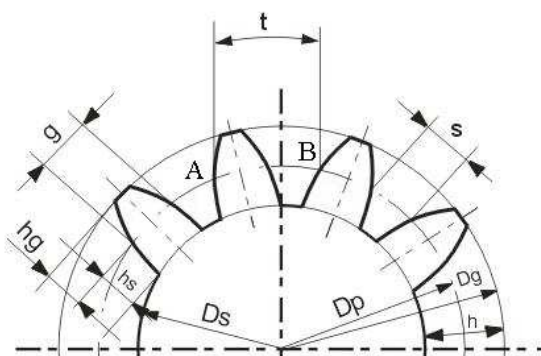
- równoległy o kołach walcowych z zębami: prostymi, skośnymi, daszkowymi,
- przecinający się o kołach stożkowych z zębami: prostymi, skośnymi, daszkowymi,
- wichrowaty o kołach śrubowych i przekładnie ślimakowe



Rys. 3.5.8. Rodzaje kół zębatych: walcowe o zębach: a) - prostych, b) - skośnych, c) – walcowych; stożkowe o zębach: d) - prostych, e) - skośnych, f) – walcowych; wichrowate: g) – o kołach śrubowych, h) – przekładnia ślimakowa

Aby koła podziałowe toczyły się po sobie bez poślizgu linia tworząca profil zarysu zęba musi być odpowiednio dobrana. Ten warunek spełnia ewolwenta i cykloida. Zarys cykloidalny wyróżnia się charakterystycznym podcięciem zęba przy stopie.

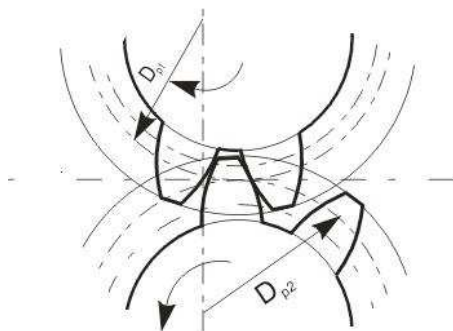
Podstawowe wielkości charakteryzujące koło zębate podano na rys. 3.5.9.



Rys.3.5.9. Podstawowe wielkości charakteryzujące koło zębate

W każdym kole zębatym wyróżnia się następujące elementy: średnicę podziałową D_p , średnicę głów D_g , średnicę stóp (zasadniczą) D_s , głowę zęba h_g , stopę zęba h_s , całkowitą wysokość zęba h , wierzchołek zęba określony średnicą D_g , podstawę zęba określoną średnicą D_s , grubość zęba g , wręb – przestrzeń między sąsiednimi zębami, szerokość wrębu s , t - podziałka zazębienia określana jako odległość między punktami A i B, mierzona po łuku na średnicy podziałowej.

Zazębianie się dwóch kół o zarysach ewolwentowych walcowych o zębach prostych pokazana jest na rys.3.5.10.

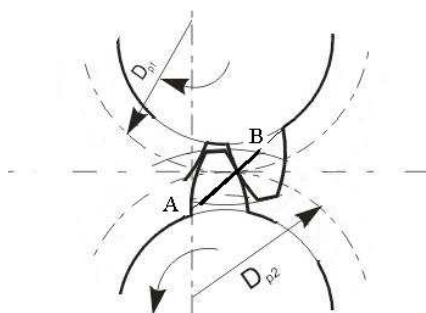


Rys. 3.5.10. Zazębianie się dwóch kół zębatach

Jak widać na rysunku 3.5.10 w takim układzie koła obracają się w przeciwnych kierunkach.

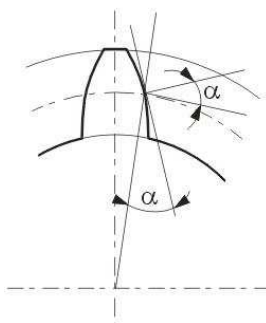
Jeżeli zachodzi konieczność zachowania tego samego kierunku obrotów kół, to w przekładni stosuje się trzecie koło pośredniczące, które może mieć dowolną liczbę zębów.

Linie prostą AB (Rys.3.5.11) wzdłuż której stykają się zęby podczas obrotu kół nazywa się linią zazębienia (przyporu). Jest ona styczna do średnic kół zasadniczych.



Rys. 3.5.11. Linia przyporu

Kąt przyporu α pokazano na rys.3.5.12.



Rys.3.5.12. Kąt przyporu

Obecnie większość kół zębatach wykonuje się o kącie przyporu 20° .

Jeżeli przez z_1 oznaczy się liczbę zębów koła 1, a przez z_2 liczbę zębów koła 2 i uwzględni się, że obwód koła podziałowego jest równy iloczynowi liczby zębów i podziałki, to obowiązują zależności (Rys. 3.5.9)

$$t_1 z_1 = \pi D_{p1} = t_2 z_2 = \pi D_{p2} \quad (3.5.26)$$

Dwa koła współpracujące z sobą muszą mieć te same podziałki $t_1 = t_2 = t$, zatem

$$i = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.5.27)$$

Z zależności (3.5.26) wynika również

Stosunek podziałki koła zębatego do liczby π jest wielkością charakterystyczną koła i nosi nazwę modułu m

$$m = \frac{t}{\pi} \quad (3.5.28)$$

Moduły kół zębatych są znormalizowane. Koła zębate współpracujące ze sobą muszą mieć takie same moduły.

$$m_1 = m_2 = m \quad (3.5.29)$$

Wybrane wartości modułów uprzywilejowanych wg PN- 78/M-88502: 1; 1,125; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

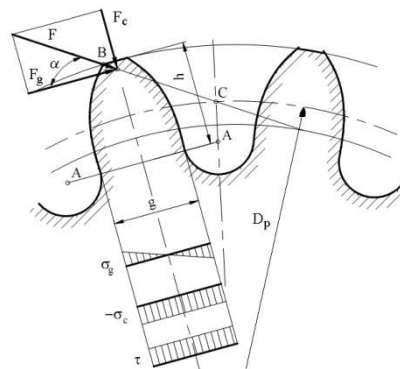
Odległość osi a kół w przekładni zębatej walcowej

$$a = 0,5(D_{p1} + D_{p2}) = 0,5m(z_1 + z_2) \quad (3.5.30)$$

Obliczenia wytrzymałościowe zębów można przeprowadzić przyjmując, że głównymi przyczynami zniszczeń zęba są:

- naprężenia zginające u podstawy zęba,
- naciski na boczną powierzchnię zęba.

Na rys. 3.5.13 przedstawiono układ sił działających na ząb



Rys.3.5.13. Siły i naprężenia działające na ząb

Siła F działająca na ząb rozkłada się na siłę F_g wywołującą zginanie zęba u podstawy i siłę F_c wywołującą ściskanie. Przekrojem niebezpiecznym jest przekrój A-A o wymiarach

$g \times b$, gdzie: g – wymiar zęba u podstawy, b – szerokość zęba. Jeżeli wysokość zęba wynosi h to moment zginający pochodzący od siły F_g można wyrazić wzorem

$$M_g = F_g h \quad (3.5.31)$$

zaś maksymalne naprężenie zginające u podstawy zęba wynosi

$$\sigma_g = \frac{6F_g h}{bg^2} \leq k_{gj} \quad (3.5.32)$$

gdzie: k_{gj} – dopuszczalne naprężenie na jednostronne zginanie.

Wprowadzając tzw. współczynnik kształtu zęba q , określony zależnością

$$q = \frac{6hm}{s^2} \quad (3.5.33)$$

Uwzględniając zależność (3.5.33) w (3.5.32) otrzymuje się formę

$$\sigma_g = \frac{F_g q}{bm} \leq k_{gj} \quad (3.5.34)$$

Siła F_g podana w powyższych zależnościach stanowi obciążenie statyczne, jej wartość w pracującej przekładni może różnić się dość znacznie od siły rzeczywistej. Różnicę pomiędzy siłą rzeczywistą a siłą statyczną stanowią nadwyżki dynamiczne wynikają one głównie z niedokładności wykonania. Drugim czynnikiem zmieniającym F_g jest chwilowy wzrost obciążeń przekładni zależny od charakteru pracy maszyny z nią współpracującej.

W celu uwzględnienia w/w wpływów wprowadza się odpowiednie współczynniki korygujące, siłę F_g do postaci

$$F_{gobl} = \frac{K_p K_v F_g}{K_\varepsilon} \quad (3.5.35)$$

gdzie: K_p , - współczynnik przeciążenia, K_v – współczynnik zależny od prędkości obwodowej, K_ε – współczynnik zależny od liczby przyporu.

Po wprowadzeniu do (3.5.34) wartości F_{gobl} i uwzględnieniu, że

$$b = \lambda m \quad (3.5.36)$$

otrzymuje się po przekształceniach

$$m \geq \sqrt{\frac{F_{gobl} q}{\lambda k_{gj}}} \quad (3.5.37)$$

Przenoszony przez przekładnię moment obrotowy wyraża wzór

$$M_o = F_{gobl} \frac{D_p}{2} = F_{gobl} \frac{mz}{2} \quad (3.5.38)$$

Po uwzględnieniu odpowiednio (3.5.36) i (3.5.38) w (3.5.34) i (3.5.37) uzyskuje się zależności

$$\sigma_g = \frac{2M_o q}{\lambda z m^3} \leq k_{gj} \quad (3.5.39)$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_o q}{\lambda z k_{gj}}} \quad (3.5.40)$$

W miejscu styku zębów pod wpływem siły nacisku występują naprężenia. Przy zbyt dużych naciskach może wystąpić zniszczenie powierzchni, na skutek zjawiska zwanego pittingiem lub odkształceń plastycznych. Naciski powierzchniowych zębów oblicza się według wzoru Hertza:

$$\sigma_d = \frac{2F}{b\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}\right) \frac{1}{2\pi(1-\nu^2)} \quad (3.4.41)$$

gdzie: F – siła dociskająca, E_1 , E_2 – moduł Younga, b- czynna szerokość zęba, ν - liczba Poissona, ρ_1 , ρ_2 – promienie krzywizny stykających się zębów.

Zastępczy promień krzywizny zarysu zęba w punkcie przyporu można wyrazić wzorem

$$\rho = \frac{D_p}{2} \sin \alpha \quad (3.5.42)$$

W powyższych wzorach występują wartości stałe dla danego kąta przyporu i dla materiałów z których wykonane są koła (E , π , ν , a). Wyodrębniając je i oznaczając np. przez C, a następnie uwzględniając (3.5.27) otrzymuje się następujący warunek wytrzymałości na naciski powierzchniowe

$$\sigma_d = C \sqrt{\frac{F}{b D_p} \left(1 \pm \frac{1}{i}\right)} \leq k_d \quad (3.5.43)$$

Wartości stałej C w zależności od rodzaju materiału i kąta przyporu podane są w tablicach.

Podane wyżej zależności nie uwzględniają wpływu smarowania, który może wpływać pozytywnie na zmniejszenie nacisków rzeczywistych w stosunku do obliczonych.

3.6. Dobór silnika elektrycznego, wg [9, 10, 13 – 15]

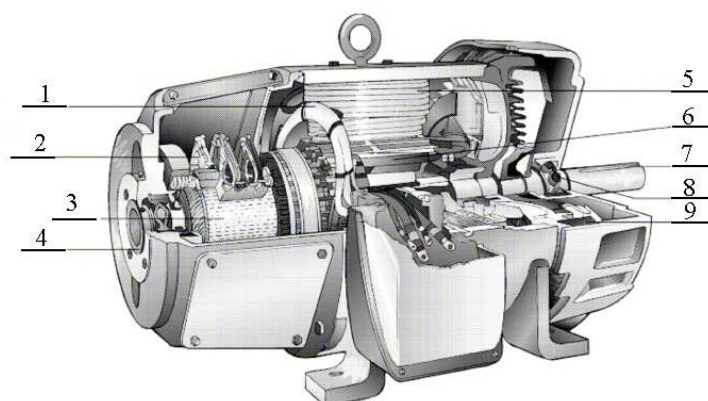
W przypadku operacji chemicznych silniki elektryczne muszą być odporne na warunki pogodowe, korozję i inne niebezpieczne odczynniki chemiczne. Silniki elektryczne stosowane są w maszynach i aparatach głównie do napędu pomp, kompresorów, wentylatorów, mieszalników kruszarek, urządzeń rozdrabniających, przenośników itd. Można je podzielić biorąc pod uwagę różne kryteria np. ze względu na:

- moc: do 0,1 kW;; od 0,1 do 1 kW; od 1 do 10 kW; od 10 do 250 kW; od 250 do 1500 kW; ponad 1500 kW,

- rodzaj stosowanego prądu:

- - silniki prądu stałego (Rys.3.6.1). (bocznikowy, szeregowy, szeregowo-bocznikowy,

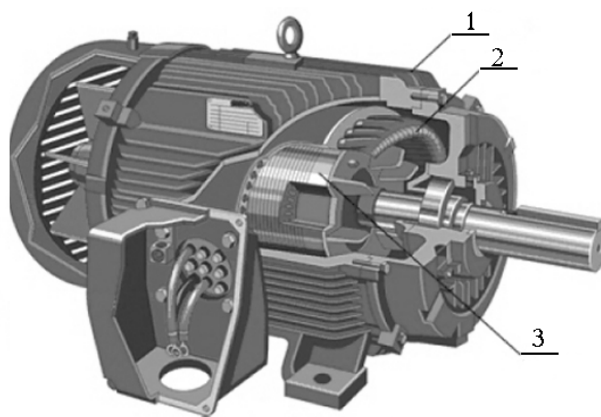
obcowzbudny),



Rys. 3.6.1. Silnik prądu stałego: 1- obwód zasilający, 2 – szczotki, 3 – komutator, 4 – łożysko, 5 – elektromagnes, 6 – twornik, 7 – wał, 8 – łożysko, 9 - wentylator

- - silniki prądu zmiennego (Rys.3.6.2): synchroniczne, asynchroniczne; jedno- i trójfazowe

itp.



Rys. 3.6.2. Silnik prądu zmiennego asynchroniczny: 1 – obudowa, 2 – stojan, 3 – wirnik

Ogólna charakterystyka silników elektrycznych i ich zastosowania

Silniki prądu stałego są wykorzystywane w przypadku operacji charakteryzujących się stałym natężeniem strumienia zasilającego, kiedy wymagana jest łatwa i wygodna regulacja prędkości obrotowej oraz występuje duży moment rozruchowy. W silnikach tych można regulować prędkość obrotową w szerokim jej zakresie. Stosuje się je w wirówkach, przenośnikach, podnośnikach, pompach zanurzeniowych itp. Gdy obciążenie wzrasta maleje liczba obrotów, maleje siła elektromotoryczna (SEM) indukowana w wirniku, rośnie różnica między napięciem i SEM, a zatem rośnie prąd. Tak więc silnik elektryczny prądu stałego sam automatycznie reguluje pobór energii z sieci w zależności od zmian obciążenia. W chwili rozruchu SEM równa jest zero, zatem prąd^d byłby bardzo duży. Należy więc zwiększyć oporność obwodu. Dokonuje się tego przez włączenie dodatkowej oporności (rozrusznika) w szereg z twornikiem.

Silniki synchroniczne charakteryzują się stałą liczbą obrotów zależną od liczby par biegunów p i częstotliwości prądu f zgodnie z zależnością

$$n = \frac{60f}{p} \quad (3.6.1)$$

Przyjmując częstotliwość prądu $f = 50$ liczba obrotów silnika dla $p = 1, 2, \dots, 10$ wynosi odpowiednio: 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500, 375, 300. Silnik synchroniczny ma dużą sprawność oraz małą wrażliwość na wahania napięcia sieci. Wadą jest brak momentu rozruchowego. Tego typu silniki stosuje się do napędu sprężarek, wentylatorów, dmuchaw, itp.

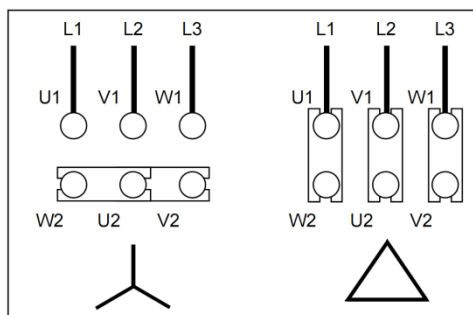
Silniki indukcyjne są bardzo często stosowane z uwagi na ich prostą i odporną konstrukcję, prostą instalację i kontrolę. Zakres ich mocy wynosi od kilkuset watów do kilkuset kilowatów przy napięciu dom 500 V i do kilku tysięcy kilowatów przy napięciu 3000 i 6000 V. Wadą silników indukcyjnych jest trudność regulacji prędkości obrotowej i mały współczynnik mocy (stosunek mocy czynnej do pozornej) przy niedociążeniu i na biegu jałowym.

Wirnik silnika asynchronicznego obraca się z pewnym poślizgiem s zmniejszającym jego rzeczywistą prędkość obrotową n w stosunku do prędkości obrotowej n_s pola wirującego

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (3.6.1)$$

Im większe jest obciążenie silnika tym przy większym poślizgu pracuje silnik. Każdy silnik posiada swoje parametry znamionowe, których wartości można znaleźć np. w tablicach [12]. Poślizg znamionowy odpowiada znamionowemu obciążeniu i znamionowej prędkości obrotowej.

Powszechnie stosowanym rozwiązaniem, mającym na celu ograniczenie prądu podczas rozruchu, jest podłączanie uzwojeń silnika na czas rozruchu w gwiazdę, a po uzyskaniu właściwych obrotów - przełączenie w trójkąt. Połączenie w gwiazdę zmniejsza moc silnika i może być stosowane także podczas pracy silnika jeżeli nie ma zapotrzebowania na moc.



Rys. 3.6.3. Podłączenie silnika do sieci trójkąt-gwiazda

Wraz z rozwojem elektroniki, a w szczególności tranzystorów mocy, triaków i mikroprocesorów, zaczęto stosować układy łagodnego rozruchu oraz regulować prędkość obrotową przebiegami częstotliwości (falownikami). Przebiegi częstotliwości to urządzenie energoelektroniczne, które pozwala na płynną regulację napięcia i częstotliwości wyjściowej zasilający silnik prądu przemiennego. Poprzez regulację częstotliwości uzyskuje się regulację prędkości obrotowej, natomiast poprzez zmianę wartości napięcia osiąga się zmianę momentu elektromagnetycznego silnika. Aby otrzymać stałość momentu przy zmianie częstotliwości, utrzymuje się stałość tych dwóch wielkości.

Rozwój technologiczny i spadek kosztów układów falownikowych są przyczyną coraz częstszego stosowania tego typu urządzeń dla silników klatkowych.

Falownik do silnika dobiera się ze względu na moc i prąd znamionowy silnika, jeśli moce silnika i falownika są takie same ale prąd silnika jest większy niż prąd znamionowy falownika to należy zastosować większy falownik, poza tym przypadkiem nie trzeba stosować zapasów mocy. Falownik może być skalarny lub wektorowy.

Wynika to z metody sterowania silnikiem zaimplementowanej w falowniku. W metodach skalarnych steruje się amplitudą np. prądu stojana, strumienia itp. Metody wektorowe są bardziej zaawansowane, stosuje się tam interpretację danych sygnałów jako wektor o określonej długości i zwrocie, z układu 3-fazowego przelicza się do układów dwuwymiarowych itp. Przy pracy z niskimi prędkościami silnik powinien mieć obce chłodzenie.

Układy z regulacją obrotów, umożliwiają uzyskanie znacznych oszczędności energii zastępując układy, w których maszyna (pompa, wentylator) pracowała cyklicznie, przepływ był dławiony lub tracony.

Osiągnięcie zadowalającego efektu energetycznego poprzez zastosowanie układu płynnej regulacji prędkości obrotowej napędu elektrycznego zależy przede wszystkim od zmienności procesu technologicznego w czasie (zmiany osiąganego efektu użytecznego) i dotychczasowego sposobu jego regulacji.

Znaczenie ma również rodzaj (charakterystyka) urządzenia, którym chce się sterować. Najbardziej powszechnym obszarem zastosowań układów płynnej regulacji są napędy wentylatorów i pomp wirowych, dmuchaw (np.: typu Roots'a), sprężarek śrubowych, co znajduje odzwierciedlenie w proponowanych darmowych narzędziach do oceny efektu energetycznego tego typu przedsięwzięć. Znane są również zastosowania regulacji częstotliwościowej.

Softstart to urządzenie energoelektroniczne pozwalające ograniczyć prąd rozruchowy poprzez ograniczenie wartości napięcia zasilającego. Składa się z szeregu płytek drukowanych, bloków tyrystorowych, radiatora i transformatorów sterujących. Jego działanie oparte jest na zastosowaniu układu tyrystorowego – układu odwrotnie równoległego.

Ze względu na obniżenie momentu rozruchowego *softstart* będzie miał zastosowanie przy niewielkich obciążeniach. Przy tym warunku można go zastosować:

- w przenośnikach taśmowych, wyciągach, schodach ruchomych,
- w maszynach tekstylnych (ciągarkach drutu),
- w młynach kulowych, tokarkach, nawijarkach, skrawarkach obrotowych do fornit,
- w przenośnikach ślimakowych,
- w napędach wentylatora,
- do rozruchu wysokonapięciowych silników klatkowych,
- do pomp tłokowych i sprężarek przy tłoczeniu przy stałym ciśnieniu, dmuchaw wyporowych, walcarek, taśmociągów.

Tabliczka znamionowa silnika może zawierać następujące dane:

OPIS	PRZYKŁAD
Częstotliwość znamionowa, silnik 3-fazowy	50Hz, 3~
Moc znamionowa silnika (moc mechaniczna na wale)	15kW

Rodzaje połączeń silnika (gwiazda / trójkąt) z podanymi wartościami napięć i prądów	Y (380V, 29A) Δ(220V, 50A)
Współczynnik mocy silnika $\cos \varphi$ = stosunek mocy czynnej do mocy pozornej.	0,9
Prędkość znamionowa silnika – prędkość silnika obciążonego znamionowym momentem przy znamionowym napięciu i częstotliwości.	2910
Stopień ochrony obudowy (norma IEC 34-5) określający stopień zabezpieczenia silnika przed możliwością dostania się do jego wnętrza pyłów i ciał stałych oraz stopień zabezpieczenia użytkownika przed dotknięciem do części będących pod napięciem.	IP 54
Rodzaj chłodzenia silnika (norma IEC 34-6)	IC ...
Sposób montażu silnika (norma IEC 34-7)	IM ...
Klasa izolacji silnika	F

Obroty silnika elektrycznego przenoszone są na wał maszyny roboczej bezpośrednio lub poprzez elementy pośredniczące (przekładnię, sprzęgło). Elementy te jak również łożyska napędu należy dobierać z katalogów firm produkujących te elementy.

Sprawność silnika elektrycznego η_s określona jest jako stosunek mocy na wale silnika N_s do mocy pobranej z sieci N_{ps}

$$\eta_s = \frac{N_s}{N_{ps}} \quad (3.6.2)$$

Sprawność silnika elektrycznego zależy między innymi od jego rodzaju i mocy jak to przykładowo przedstawiono w tabeli 3.6.1.

Tabela 3.6.1. Wartości sprawności silników elektrycznych [15]

$\eta_s, \%$				
Moc, kW	10	100	1000	10000
	85	92	96	97

Biorąc pod uwagę możliwość zastosowania silnika w maszynach i aparatach stosowanych w przemyśle chemicznym można kierować się tabelą 3.6.2. Wybór powinien również uwzględniać warunki ekonomiczne, doświadczenie oraz preferencje osobiste. Objaśnienia kodów umieszczonych w tabeli podano poniżej.

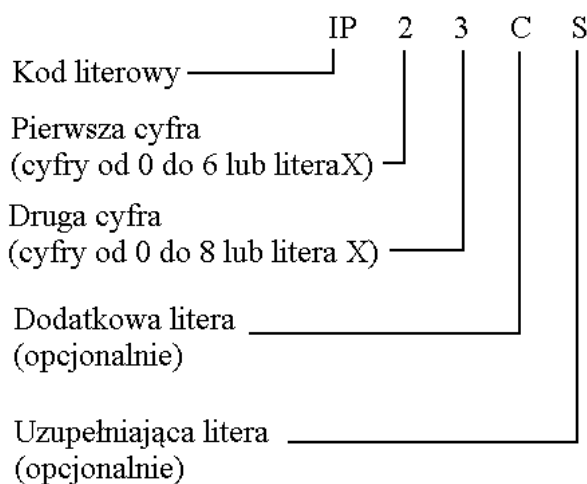
Tabela 3.6.2. Propozycje wyboru silnika elektrycznego [15]

Zastosowanie	Rodzaj silnika	
	Prąd zmienny	Prąd stały
Mieszadło	1a, 1b, 2b	5a
Młyn kulowy	1c, 2b, 3a	5b
Dmuchawa	1a, 1b, 2b, 3a, 4	5a
Kompresor	1a, 1b, 1c, 3a, 4	5b, 7
Przenośnik	1a, 1c, 2b, 3a	5b, 7
Kruszarka	1a, 1c, 1d	5a, 5b
Mieszalnik do substancji ciastowatych	1a, 1b, 1c, 2b	5a, 5b
Wentylator odśrodkowy i śmigłowy	1a, 1b, 2c, 3a, 4	5a, 7
Młyn młotowy	1c	5a
Podnośniki	1d, 2a, 3b	6
Młyn pyłowy	1c	5b
Pompa odśrodkowa	1a, 1b, 2b, 3a, 4	5b
Pompa wyporowe	1c, 2b, 3a	5b
Kruszarka kamienia	3a	5b, 6

1. Silnik klatkowy. Stała prędkość obrotowa
 - a) moment w normie, prąd rozruchowy w normie,
 - b) moment w normie, prąd rozruchowy mały,
 - c) moment duży, prąd rozruchowy mały,
 - d) moment duży, poślizg duży.
2. Silnik klatkowy. Zmienna prędkość obrotowa
 - a) stała moc,
 - b) stały moment,
 - c) zmienny moment.
3. Silnik pierścieniowy
 - a) ogólnego zastosowania,
 - b) do podnośników i dźwignic.
4. Silnik synchroniczny

5. Silnik prądu stałego, prędkość stała
 - a) bocznikowany
 - b) bocznikowo-szeregowy.
6. Silnik prądu stałego, szeregowy, zmienna prędkość.
7. Silnik prądu stałego, prędkość regulowana.

Na rys. 3.6.4 przedstawiono kod opisujący stopnie ochrony zapewniane przez obudowy silników elektrycznych (kod IP – International Protection).



Rys.3.6.4. Opis ochrony obudowy silników według standardu normy IEC 34 -5

W tabeli 3.6.2 podano opis poszczególnych stopni ochrony zapewniony przez obudowy silnika elektrycznego według normy IEC 34-5.

Przy doborze silnika napędowego należy wziąć pod uwagę następujące elementy:

- a) właściwe wykorzystanie zdolności produkcyjnej napędzanej maszyny,
- b) właściwe wykorzystanie mocy silnika,
- c) zapewnienie bezpieczeństwa pracy,
- d) zastosowanie dużego stopnia automatyzacji i mechanizacji,
- e) koszty instalacyjne i eksploatacyjne,
- f) budowę odpowiednią do warunków pracy w danym zakładzie,
- g) moc znamionowa dobrać tak, aby temperatura uzwojeń nie przekroczyła granic dopuszczalnych oraz aby obciążalność momentem była dostateczna
- h) moc silnika dobrać w zależności od rodzaju pracy silnika (ciągła, dorywcza, przerywana).

Budowa dobieranego silnika zależy od warunków w jakich będzie on pracował. Można tu wyróżnić silniki:

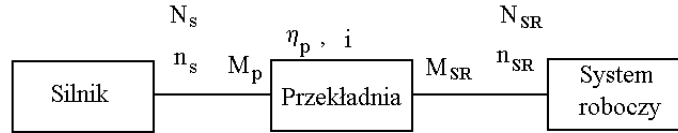
- a) otwarte: budowa otwarta, półotwarta,
- b) półzamknięte: budowa chroniona, kryta okapturzona,
- c) zamknięte: budowa zamknięta,
- d) ognioochronne: budowa przeciwwybuchowa, ognioszczelna, z pierścieniami w pancerzu.

Tabela 3.6.2. Wykaz ochrony zapewniony przez obudowy silników elektrycznych według normy IEC 34-5.

Cyfra	Pierwsza cyfra		Druga cyfra	Dodatkowa litera (nieobowiązująca)		Uzupełniająca litera (nieobowiązująca)	
	Znaczenie dla ochrony osób	Znaczenie dla ochrony silnika	Znaczenie dla ochrony silnika	Znaczenie dla ochrony osób przed dostępem		Informacje dotyczące	
0	Bez ochrony	Bez ochrony	Bez ochrony	A	wierzchem dłoni	H	aparatów wysokiego napięcia
1	Ochrona przed bezpośrednim kontaktem wierzchem dłoni	Ochrona przed ciałami stałymi o średnicy ≥ 50 mm	Ochrona przed pionowo kapiącą wodą				
2	Ochrona przed kontaktem z palcami dłoni.	Ochrona przed ciałami stałymi o średnicy $\geq 12,5$ mm	Ochrona przed kapiącą wodą pod kątem do 15°	B	palcem	M	ruchu w czasie prób pod wodą
3	Ochrona przed kontaktem z narzędziami	Ochrona przed ciałami stałymi o średnicy $\geq 2,5$ mm	Ochrona przed wodą natryskiwaną				
4	Ochrona przed kontaktem z przewodem	Ochrona przed ciałami stałymi o średnicy $\geq 1,0$ mm	Ochrona przed wodą rozbryzgiwaną	C	narzędziem	S	postoju w czasie prób pod wodą
5	Ochrona przed kontaktem z przewodem	Ograniczona ochrona przed pyłem	Ochrona przed wodą laną strugą				
6	Ochrona przed kontaktem z przewodem	Pyłoszczelne	Ochrona przed wodą padającą strumieniem pod ciśnieniem	D	drutem	W	warunków klimatycznych
7	-----	-----	Ochrona przed krótkotrwałym zanurzeniem w wodzie				
8	-----	-----	Ochrona przed długotrwałym zanurzeniem w wodzie				

2.5.4 Wyznaczenie mocy silnika

W celu wyznaczenia mocy silnika rozważono typowy układ napędu przedstawiony na rys. 3.6.5.



Rys. 3.6.5. Schemat układu napędowego

Pod pojęciem system roboczy rozumieć należy tutaj każdą maszynę lub aparat wymagające napędu np. mieszalnik, wirówka, przenośnik, wentylator itp. Układ napędowy może nie posiadać przekładni, wówczas napęd jest bezpośrednio przenoszony z silnika na maszynę roboczą.

2.5.4.1 Moc silnika przy obciążeniu stałym

Moc silnika napędowego pracującego przy stałym obciążeniu określa zależność

$$N_s = \frac{N_{SR}}{\eta_p} = \frac{M_{SR}\omega_{SR}}{\eta_p} = \frac{2\pi M_{SR}n_{SR}}{\eta_p} = \frac{2\pi M_{SR}n_s}{\eta_p i} \quad (3.6.3)$$

gdzie: N – moc, M – moment obrotowy, η – sprawność, n – liczba obrotów, i – przełożenie przekładni; indeksy: p – przekładnia, s – wał silnika, SR – system roboczy.

Przełożenie przekładni i określa zależność

$$i = \frac{n_s}{n_{SR}} = \frac{M_{SR}}{M_p} \quad (3.6.4)$$

Moc znamionową silnika N_{zn} dobiera się z katalogu silników np. [12] tak aby spełniony był warunek

$$N_{zn} \geq N_s \quad (3.6.5)$$

Dopuszczalne przeciążenie silnika podczas pracy przy stałym obciążeniu wynosi 5%.

2.5.4.2 Moc silnika przy obciążeniu okresowo zmiennym

Rozważa się tutaj trzy metody:

1) *Metoda strat średnich*

Straty średnie ΔN_{sr} przy obciążeniu zmiennym można wyznaczyć z zależności

$$\Delta N_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta N_i t_i}{\sum_{i=1}^n t_i} \quad (3.6.6)$$

gdzie: ΔN_i – strata odpowiadająca obciążeniu N_i w czasie t_i , n – liczba cykli.

Moc znamionową silnika N_{zn} dobiera się tak aby spełniony był warunek

$$\frac{N_{zn}}{\eta_{zn}} - N_{zn} \geq \Delta N_{sr} \quad (3.6.7)$$

gdzie: η_{zn} – sprawność znamionowa silnika.

2) Metoda prądu zastępczego

Metoda ta polega na wyznaczeniu wartości prądu zastępczego I_z , który płynąc nieprzerwanie przez silnik wydzieli tę samą ilość ciepła co prąd rzeczywisty przy obciążeniu zmiennym.

$$I_z = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n I_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}} \quad (3.6.8)$$

Silnik wybrany z katalogu powinien spełniać warunki

$$I_{zn} \geq I_z \text{ oraz } \frac{I_{max}}{I_{zn}} < \lambda_l \quad (3.6.9)$$

gdzie: I_{max} – maksymalna wartość prądu obciążenia wyznaczona z wykresu obciążenia, λ_l – przeciążalność prądowa silnika podana w katalogu.

3) Metoda momentu zastępczego

Metodę tę stosuje się, gdy moment obrotowy silnika jest proporcjonalny do prądu. Wówczas moment zastępczy M_z określa zależność

$$M_z = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}} \quad (3.6.10)$$

Z katalogu dobiera się silnik o momencie znamionowym spełniającym warunek

$$M_{zn} \geq M_z \text{ oraz } \frac{M_{max}}{M_{zn}} \leq p_m \quad (3.6.11)$$

gdzie: M_{max} – największy moment wyznaczony z wykresu obciążenia, p_m – przeciążalność silnika momentem podana w katalogu.

Moc znamionową silnika oblicza się ze wzoru

$$N_{zn} = M_{zn} 2\pi n_{zn} \quad (3.6.12)$$

Dopuszczalne przeciążenie silnika przy zmiennym obciążeniu napędu wynosi 10%.

2.5.4.3 Moc i moment obrotowy systemu roboczego

Jak wynika z rozważań przedstawionych w poprzednich podrozdziałach w celu wyznaczenia mocy silnika konieczna jest między innymi znajomość mocy lub momentu obrotowego systemu roboczego (N_{pr} , M_{pr}), każdorazowo wyznaczone

z warunków pracy maszyny lub warunków prowadzenia procesu w danym aparacie.
Z reguły obowiązywać tutaj będą zależności

$$N_{SR} = kN_{pr} \quad (3.6.13)$$

$$M_{SR} = kM_{pr} \quad (3.6.14)$$

$$k = k_1 k_2 \dots k_n \quad (3.6.15)$$

gdzie: $k_1, k_2, \dots, k_n$ – współczynniki uwzględniające wzrost mocy lub momentu obrotowego spowodowany czynnikami dodatkowymi.

Wartości $k_1, k_2, \dots, k_n$ przyjmuje się zgodnie z zaleceniami projektowymi bądź procesowymi np. w przypadku mieszadła są one następujące:

k_1 – współczynnik uwzględniający stopień napełnienia mieszalnika,

k_2 – współczynnik uwzględniający wzrost mocy przy rozruchu i ewentualnym wzroście oporów mieszania (w przypadku wzrostu gęstości, przylepiania się substancji mieszanych itp.),

k_3 – współczynnik uwzględniający opory w przypadku zabudowania w mieszalniku elementów wspomagających, np. przegród.

2.6 Aparaty i ich elementy

Zespół elementów [16] zestawionych według odpowiedniego, określonego konkretnymi potrzebami i wymaganiami prowadzonych procesów schematu nosi nazwę aparatu. Dodatkowe nazwy aparatów (typy) są związane ze specyficznym przeznaczeniem i rodzajem prowadzonych w nim procesów np. mieszalnik, wymiennik ciepła.

Ten sam aparat może służyć różnym celom o podobnym charakterze. Możliwy jest więc podział aparatów na grupy o podobnej konstrukcji. Występowanie w poszczególnych grupach powtarzających się elementów umożliwia ich unifikację pod względem kształtów i wymiarów. To ujednolicenie nosi nazwę normalizacji. Zalecane rozwiązania konstrukcyjne są przedstawione w postaci norm, które dotyczą zarówno elementów aparatury, jak i całych aparatów. Typowym aparatem najczęściej stosowanym w procesach jest aparat zbiornikowy.

Elementy konstrukcyjne aparatów procesowych (rys. 3.7.1) stanowią ściany zwane ogólnie powłoką, (korpusem lub płaszczem), dna, pokrywy, płaszcze, króćce, kołnierze, dławnice, włazy, wzierniki, cieczowskazy, podpory i in. Aparaty przeznaczone do pracy pod podwyższonym ciśnieniem, a zwłaszcza do przechowywania i transportu sprężonych gazów, których ciśnienie w temperaturze 425 K jest wyższe od 0,1 MPa, podlegają przepisom bezpieczeństwa zbiorników pod ciśnieniem. Nie dotyczy to jednak zbiorników (aparatów), w których ciśnienie jest wyższe niż 70 kPa, lecz iloczyn ciśnienia i objętości jest $< 30 \text{ kPa m}^3$.

Powłoki są najistotniejszymi i najbardziej materiałochłonnymi elementami aparatu. Kształt powłoki, zależnie od przeznaczenia i wymagań konstrukcyjnych może być cylindryczny, kulisty, stożkowy, prostopadłościenny, itd. Największe zastosowanie znajdują powłoki cylindryczne, ze względu na prostotę wykonania i małe zużycie materiału konstrukcyjnego. W zależności od przeznaczenia są stosowane w usytuowaniu (położeniu) pionowym lub poziomym.

Dnem jest nazywana część aparatu, która ogranicza powłokę z dołu, bądź z boku (jeśli aparat jest poziomy) i jest połączona nierozłącznie lub tworzy jedną całość z powłoką. Stosowane są następujące dna: elipsoidalne, półkuliste, sferyczne, stożkowe i płaskie. Zastosowanie tego czy innego rodzaju dna jest uzależnione od kształtu powłoki, własności przetwarzanych substancji i ciśnienia w środowisku procesu.

Pokrywy w odróżnieniu od den stanowią zwykle oddzielną część aparatu i mają za zadanie zamknięcia korpusu od góry, z boku, od dołu lub zamknięcia innych elementów postaci otworów jak włazy, luki itp.

Płaszcze w aparatach są przeznaczone do zewnętrznego ogrzewania lub chłodzenia czynników. Grubość ścianki płaszcza wynika z warunków pracy aparatu, określających wytrzymałość płaszcza.

Króćce, służą do wprowadzenia i odbioru substancji stanowią krótkie odcinki przewodów, umieszczone w otworach płaszcza, pokrywach, dnach aparatu i połączone z nimi na stałe, zwykle poprzez przyspawanie. W połączeniach rozłącznych króćce są zaopatrzone w kołnierze. Długość króćca powinna być możliwie mała, wystarczająca jednak dla swobodnego mocowania śrub dociskających kołnierz króćca do kołnierza rury lub innego elementu aparatu.

Kołnierze i połączenia kołnierzowe służą do rozłącznego połączenia oddzielnych części aparatu, łączenia rur z aparatem i odcinków rur z sobą, aparatu z przyrządami pomiarowo —kontrolnymi i z innymi urządzeniami, jak zawory, zasuw, pompy i in. Ponadto służą jako elementy do mocowania pokryw włączów i luków, a także jako połączenia oddzielnych części aparatów, jeśli mają one znaczną

wysokość. Szczelność połączenia zapewnia uszczelka umieszczona i ściśnięta pomiędzy powierzchniami czołowymi kołnierza. Uszczelki są wykonywane z różnych materiałów niemetalowych i metali, w zależności od ciśnienia, temperatury i właściwości substancji znajdujących się w aparacie lub w przewodzie. Oprócz kołnierzy połączonych na stałe z króćcem lub płaszczem, są również stosowane kołnierze luźne, jeżeli ciśnienie < 20 MPa.

Włazy, to elementy umożliwiające wejście do środka aparatu w celu jego kontroli, okresowego oczyszczenia, przeglądu i remontów wnętrza.

Wzierniki, stanowiące otwory w ścianie aparatu z kołnierzami, pomiędzy którymi jest umieszczona profilowana płyta szklana, odpowiednio uszczelniona z kołnierzem służą do obserwacji przebiegu procesu w aparatach zamkniętych.

Cieczowskazy w aparatach służą do obserwacji poziomu cieczy i działają na zasadzie naczyń połączonych

Aparaty ustawiane są na **fundamentach** lub specjalnych konstrukcjach nośnych, **podporach**.

2.6.1 Konstrukcje nośne aparatu

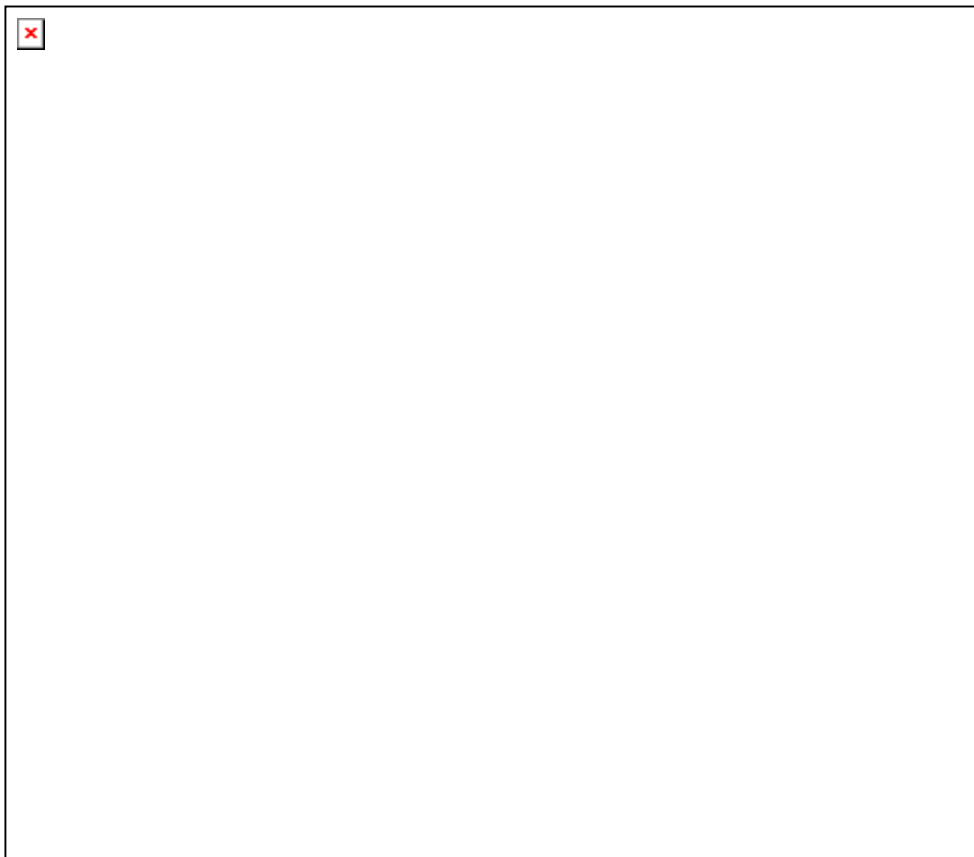
Zadaniem konstrukcji nośnej jest umieszczenie aparatu na zadanej wysokości w odpowiednim położeniu stałym (poziomym lub pionowym) lub zmiennym w trakcie operacji realizowanej w aparacie podczas jego pracy. Konstrukcja nośna może być stacjonarna lub mobilna. Pierwsza na stałe związana jest z podłożem przy pomocy śrub fundamentowych, mobilna natomiast umożliwia przemieszczanie zbiornika (cysterny, zbiorniki na kółkach itd.).

Głównymi elementami konstrukcji nośnej dla aparatów pionowych są:

- łapy wspornikowe,
- wsporniki (nogi),
- podkładki.

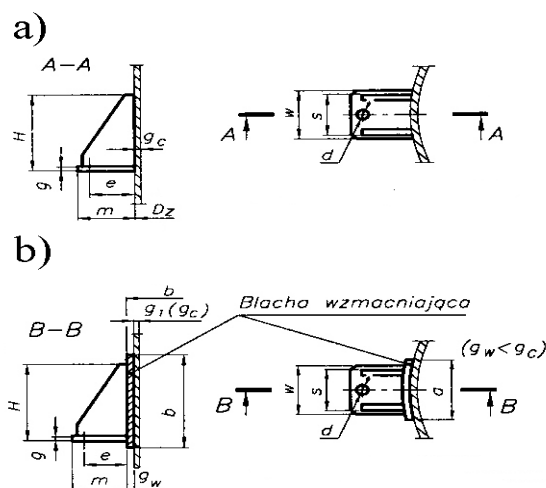
Łapy wspornikowe muszą być przyspawane bezpośrednio do ścianki aparatu. W przypadku

gdy aparat posiada płaszcz grzejny należy wykonać w nim otwory w celu odsłonięcia ścianki aparatu.



Rys. 3.7.5. Typowe podpory aparatów cylindrycznych pionowych: a), b),c) – wspornik (noga} bezpośrednio przyspawane do aparatu, d), e) – łapa przyspawana do dennicy

Rozróżnia się dwa sposoby zamocowania łap do ścian aparatu: bezpośredni i za pośrednictwem blachy wzmacniającej (Rys.3.7.6).



Rys.3.7.6. Zamocowanie łap do ściany aparatu: a) - bezpośrednio do aparatu, b) - za pośrednictwem blachy wzmacniającej

Wymiary łap wspornikowych dla zbiorników pionowych są funkcją średnicy wewnętrznej aparatu i masy aparatu. Podają je normy BN-64/2212-02 i BN-64/2212-03. Ich doboru dokonuje się na podstawie nomogramu. Sprawdza się naprężenia „wgniatające” ścianę płaszcza wywołane siłą wywieraną przez łapę według zależności:

- przy zastosowaniu łap bez blachy wzmacniającej

$$\sigma_1 = \frac{0,36 G e D_z}{H (D_z + 2H) g_c^2} \leq k_{dop} \quad (3.7.29)$$

- przy zastosowaniu łap z blachą wzmacniającą

$$\sigma_2 \frac{0,36 G e D_b}{H (D_b + 2H) (g_l + g_w)^2} \leq k_{dop} \quad (3.7.30)$$

gdzie: G – masa napelnionego zbiornika, D_z – zewnętrzna średnica płaszcza aparatu, D_b – zewnętrzna średnica blachy wzmacniającej, g_c – najmniejsza grubość płaszcza nie wymagająca wzmocnienia, g_l – najmniejsza grubość płaszcza dla wzmocnienia, g_w – najmniejsza grubość blachy wzmacniającej, e – odległość otworów na śruby mocujące, H – wysokość łapy, k_{dop} - naprężenia dopuszczalne, przyjmuje się 95 MPa.

Przykład oznaczenia łapy wspornikowej o wielkości 250:

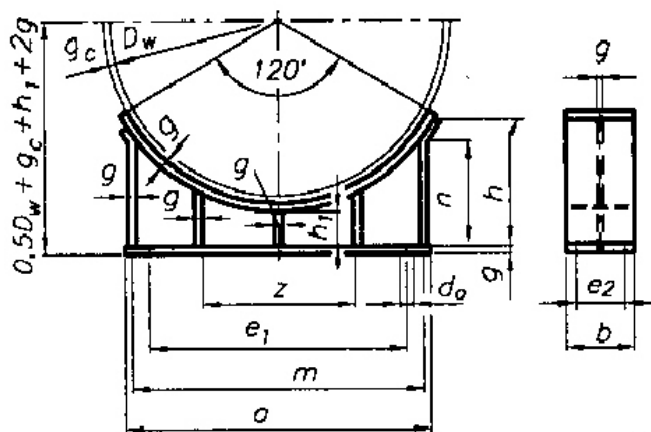
Łapa wspornikowa 250 BN-64/2212-02

Przykład oznaczenia blachy wzmacniającej o wielkości 250 i grubości 12 mm:

Blacha wzmacniająca 250x12 BN-64/2212-02.

W przypadku aparatów poziomych rozróżnia się trzy odmiany podpór o średnicach:

A – 600....1200 mm,
B – 1400.....2000 mm,
C – 2400....3000 mm.



Rys.3.7.7. Podpora zbiornika poziomego

Przyjmuje się, że ich wymiary podpory są funkcją średnicy aparatu zgodnie z normą BN-64/2212-04.

Przykład oznaczenia podpory odmiany A do aparatu o średnicy wewnętrznej $D_w = 1000$ mm i grubości ścianki części cylindrycznej $g_c = 12$ mm

Podpora A 1200/12 BN-64/2212-02.

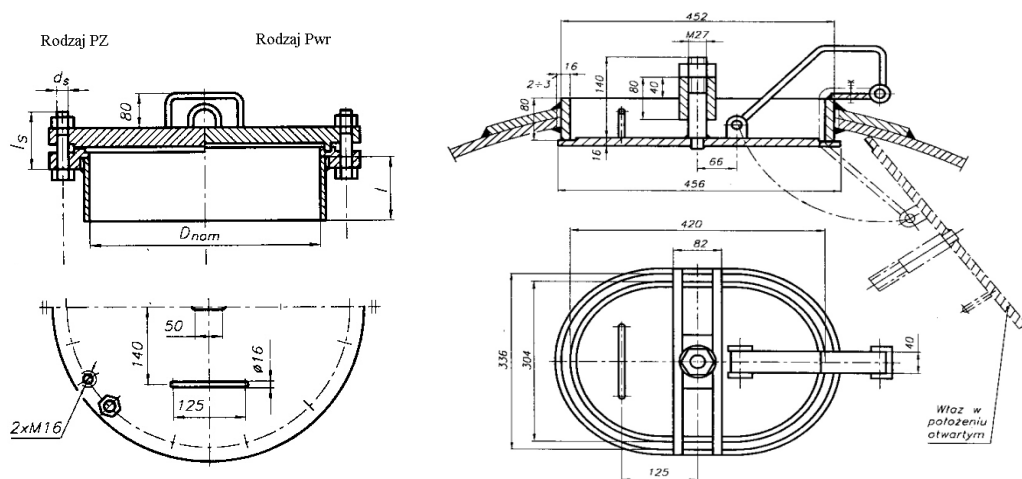
2.6.2 . Włazy

Włazy są to elementy aparatu umożliwiające wchodzenie do wnętrza w celu przeprowadzenia okresowej kontroli, czyszczenia, remontu itp.

Uwzględniając kształt elementu można rozróżnić włązy: okrągłe i owalne. Te ostatnie stosuje się do ciśnień nie przekraczających 1 MPa i temperatury do 150 °C.

a)

b)



Rys.3.7.8. Włazy: a) okrągły, b) owalny

Włazy stosowane w budowie aparatury są znormalizowane zgodnie z normą BN – 83/2211-24.01 i BN – 67/2211-16 .

Rozróżnia się następujące rodzaje włązów:

PZ – z kołnierzem płaskim i przyłągą zgrubną,

Pwr - z kołnierzem płaskim i uszczelnieniem typu „występ-rowek”,

Sz – z kołnierzem szyjkowym z przyłągą zgrubną,

Szwr - z kołnierzem szyjkowym i uszczelnieniem typu „występ-rowek”.

Biorąc pod uwagę zakresy temperatur rozróżnia się następujące rodzaje włązów:

U – dla zakresu temperatur od – 40 do +150 °C,

N - dla zakresu temperatur od 0 do +200 °C,

T - dla zakresu temperatur od +200 do +300 °C.

Zalecenia przy doborze włazu dla średnicy wewnętrznej aparatu D_w i średnicy włazu $D_{wł}$:

- dla $D_w \geq 1500$ mm $D_{wł} = 0,35 D_w$

- dla $800 \leq D_w \leq 1500$ mm $D_{wł} = 0,50 D_w$

- dla $D_w < 800$ mm aparaty powinny mieć otwory, które umożliwiałyby oględziny i oczyszczenie ścianek aparatu oraz usuwanie z niego zanieczyszczeń.

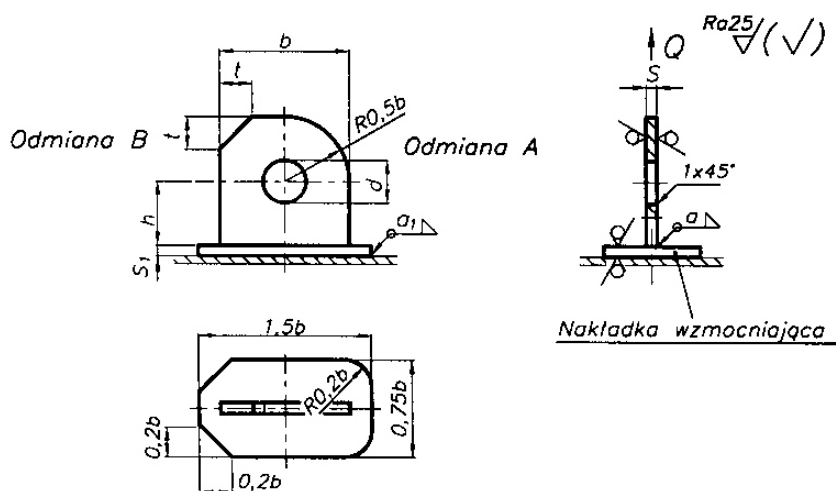
- średnica włązów okrągłych nie powinna być mniejsza od 400 mm, a wymiary włązów owalnych nie powinny być mniejsze niż 300 x 400 mm.

Przykład oznaczania włazu z kołnierzem płaskim, rodzaju PZ, na ciśnienie nominalne 1 MPa, o średnicy nominalnej 400 mm, o długości rury króćca 200 mm, odmiany U, z uszczelką wykonaną z Polonitu 200:

Właz PZ -1,0/400/200/U/Polonit 200.

3.7.14. Uchwyty oczkowe nośne

W normie PN-M-71071:1995 określono odmiany i rodzaje uchwytów oczkowych nośnych. Podano sposób budowy oznaczenia wraz z przykładami oznaczenia. Ustalono wymiary, dopuszczalne obciążenia robocze oraz wskazano materiał, sposób wykonania i cechowania. Rozróżnia się dwie odmiany uchwytów: zaokrąglone (A) i ścięte (B) oraz dwa ich rodzaje: ze wzmocnieniem (W), bez wzmocnienia (nie są wyróżnione w oznaczeniu).



Rys. 3.7.9. Uchwyt oczkowy

Uchwyty dobiera się według dopuszczalnego obciążenia Q , które zależy od masy nienapełnionego aparatu wraz z osprzętem, liczby uchwytów i kierunku działania siły Q . Przykład oznaczenia uchwytu oczkowego nośnego odmiany B o wielkości 3, rodzaju W, ze stali P235SH, nakładce ze stali P235SH:

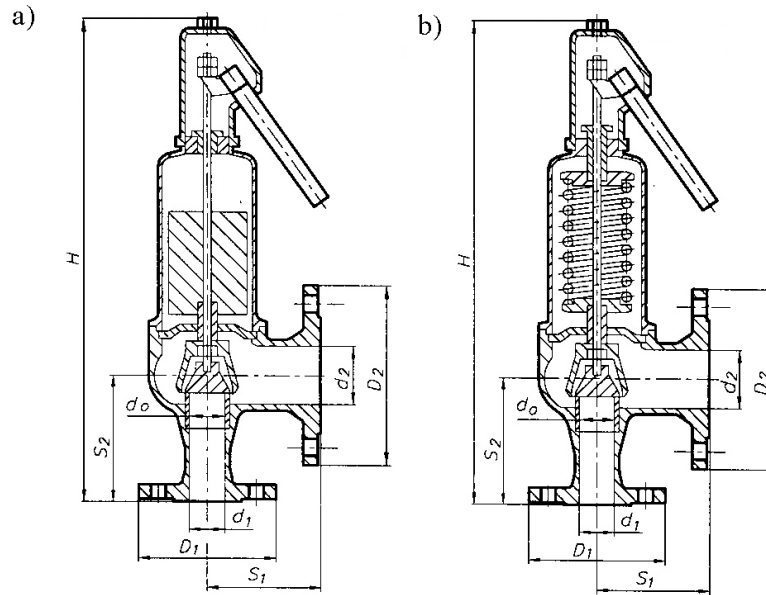
Uchwyt oczkowy B3-W P235SH-P235SH PN-M-71071:1995.

2.6.3 Osprzęt aparatów

Do osprzętu aparatów zalicza się: zawory bezpieczeństwa, cieczowskazy, ciśnieniomierze, termometry, urządzenia redukujące ciśnienie, zawieradła probiercze i odpowietrzające

2.6.3.1 . Zawory bezpieczeństwa

Zawory bezpieczeństwa dobiera się według katalogu KAP. *Rodzaje i wymiary zaworów bezpieczeństwa.* Można tutaj wyróżnić np. : zawory ciężarkowe stosowane do powietrza i innych czynników gazowych dla ciśnienia ≤ 1 MPa oraz zawory sprężynowe dla wody i innych cieczy, powietrza i innych czynników gazowych dla ciśnienia $\leq 1,6$ MPa



Rys. 3.7.10. Zawory bezpieczeństwa: a) -zawór ciężarkowy, b) –zawór sprężynowy

Przykład oznaczenia zaworu bezpieczeństwa sprężynowego typu Si 2501 o $D_{\text{nom}} = 50 \times 50$ i ciśnieniu początku otwarcia 1 MPa:

Zawór bezpieczeństwa Si 2501 50x50/1,0.

Wymiary zaworu bezpieczeństwa dobiera się w taki sposób aby jego natężenie przepływu czynnika G było mniejsze bądź równe natężeniu przepływu czynnika na wlocie do aparatu G_{wl} .

Natężenie przepływu czynnika na wlocie określa zależność (19), która po przekształceniu ma postać

$$G_w = \frac{\pi d_{\text{wl}}^2}{4} w_{\text{wl}} \rho_w \quad (31)$$

Natężenie przepływu dla zaworu bezpieczeństwa przybiera formę:

- dla gazów i par

$$G_w = 4,4167 \cdot 10^{-4} \alpha \cdot \psi_{\text{max}} F \sqrt{10(p_1 + 1)/V} \quad (32)$$

- dla cieczy

$$G_w = 4,4167 \cdot 10^{-4} \alpha \cdot F \sqrt{10(p_1 - p_2)/\rho_w} \quad (33)$$

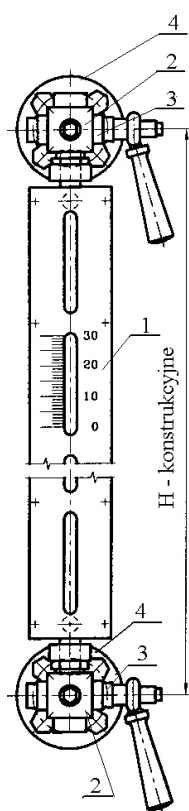
gdzie: α – współczynnik wypływu dla zaworów Si 570 $\alpha = 0,5$, zaś dla zaworów Si 2501 – $\alpha = 0,25$, ψ_{max} - współczynnik ekspansji adiabatycznej gazu (dla powietrza wynosi 0,484), F – pole przekroju zaworu równe polu najmniejszego wolnego przekroju w przelocie siedliska

zaworu, mm^2 , p_1 – max ciśnienie przed zaworem równe $1,1p_0$, p_2 – ciśnienie za zaworem, V – objętość właściwa gazów i par o ciśnieniu p_1 , ρ – gęstość cieczy przed zaworem.

Zakładając $G = G_w$ można z zależności (32) lub (33) wyznaczyć F , a na tej podstawie średnicę siedliska zaworu, według którego dobiera się wymiar zaworu bezpieczeństwa.

2.6.3.2 Cieczowskazy

W przypadku jeżeli wartość poziomu cieczy znajdującej się w aparacie stanowi o bezpieczeństwie jego pracy, powinien on być zaopatrzony w cieczowskaz. Konstrukcja jego powinna czynić zadość warunkom pewności ruchu i bezpieczeństwa dla obsługi. Przykładowy wygląd cieczowskazu podano na rys. 3.7.11.



Rys. 3.7.11. Cieczowskaz: 1 – rura wskaźnikowa wraz z osłoną, 2 – głowice płynowskazowe, 3 – zawór, 4 – kołnierz

Oslony o długości do 1200 mm mocuje się pomocą dwu rur mocujących. W przypadku gdy długość osłony zawiera się w granicach 1200 – 2400 mm mocuje się je za pomocą trzech rur mocujących.

Przykład oznaczenia elementów cieczowskazu:

- osłona cieczy wskazu o długości 1000 mm, odmiany W (ze stali węglowej)

Oslona cieczy wskazu 1000-W BN-66/2213-12,

- komplet głowic płynowskazowych rodzaju B (bez kurka spustowego), typu P (prawe), S (stalowe)

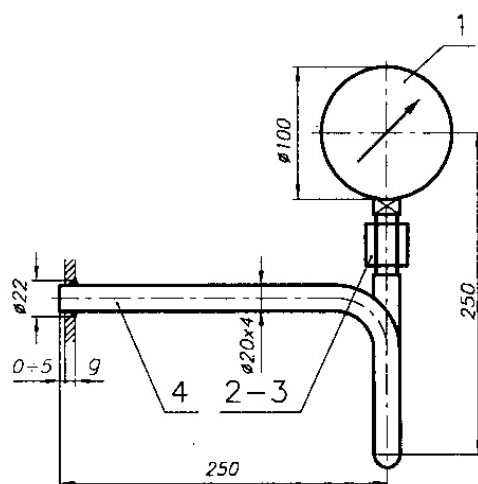
Głowice płynowskazowi BPS,

- rurka aparaturowa szklana o średnicy 20 mm, grubości ścianki 0,8 mm, i długości 1000 mm, klasy dokładności B

Rurka aparaturowa 20/0,8 -1000 B BN-75/6851-07.

2.6.3.3 Ciśnieniomierze

Jeżeli aparat jest ciśnieniowy, to powinien być zaopatrzony w ciśnieniomierz (rys.3.7.12). W W przypadku, gdy ciśnienie obliczeniowe nie jest niższe od ciśnienia zasilającego aparat, zaś w samym aparacie ciśnienie nie może wzrosnąć, zaopatrzenie w ciśnieniomierz nie jest wymagane, jeżeli ciśnieniomierz znajduje się na źródle zasilania. Ciśnieniomierz powinien być takiej klasy, aby przy ciśnieniu dopuszczalnym niedokładność odczytu nie przekraczała $\pm 5\%$. Aparat ciśnieniowy powinien być zaopatrzony w urządzenie do przyłączenia ciśnieniomierza kontrolnego. W uzasadnionych przypadkach ciśnieniomierz powinien posiadać syfon lub spiralę. Ciśnieniomierz dobiera się na podstawie normy PN – 88/M - 42304 .



Rys. 3.7.12. Ciśnieniomierz : 1 – element wskazujący, 2,3 – łącznik gwintowy z uszczelką,
4 – rura syfonowa

Przykład oznaczenia ciśnieniomierza rodzaju M (manometr), o wymiarze 100 (średnica manometru), odmiany R (króciec promieniowy), o klasie dokładności 4, o zakresie wskazań (0...16) MPa:

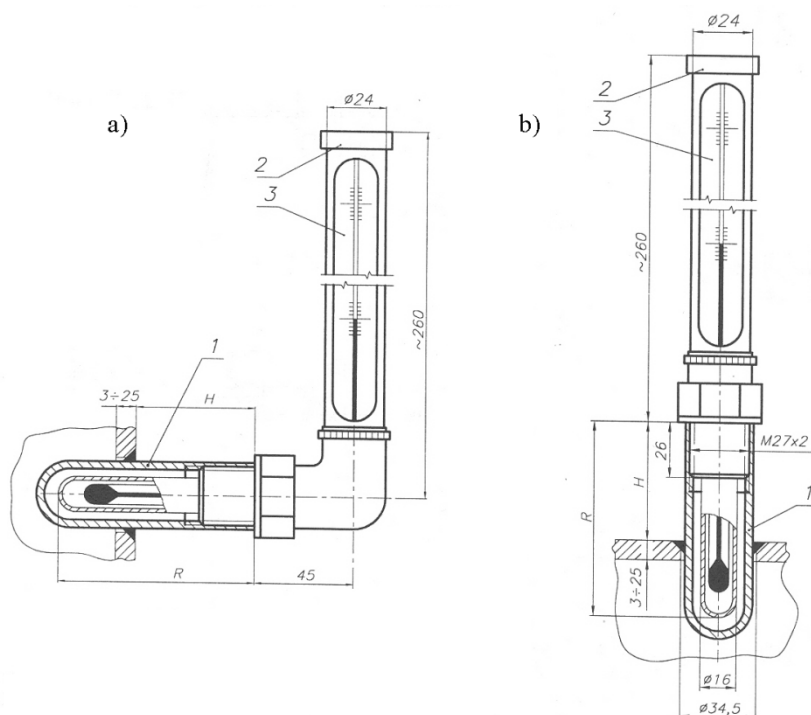
Ciśnieniomierz M 100 R 4/0-1,6.

2.6.3.4 .Termometry

Aparat w którym możliwe jest przekroczenie temperatury obliczeniowej, powinien być zaopatrzony w termometr. Temperatura dopuszczalna powinna być zaznaczona na podziałce lub odsłonie termometru czerwoną kreską, która nie powinna przypadać na ostatniej kresce działki. Jego umiejscowienie i oświetlenie powinno być takie aby wskazania były wyraźnie widoczne.

Termometry przemysłowe (Rys.3.7.13) można klasyfikować biorąc pod uwagę różne elementy:

- w zależności od zakresu:
 - 240 w zakresie pomiarowym od -90 do $+600^{\circ}$,
 - 160 w zakresie pomiarowym od -30 do $+220^{\circ}$.
- w zależności od kształtu:
 - P - proste,
 - K - kątowe o kącie odgięcia części zbiornikowej 90° i 120° .



Rys. 3.7.13. Termometry przemysłowe: a) – kątowy, b) –prosty, 1 – tulejka ochronna, 2 – oprawa termometru, 3 - termometr

3.7.8.5. Urządzenia redukcyjne ciśnienia

W przypadkach, gdy aparat jest zasilany ze źródła o ciśnieniu wyższym od ciśnienia dopuszczalnego, to oprócz zaworu odcinającego powinien on być zaopatrzony w przewodzie

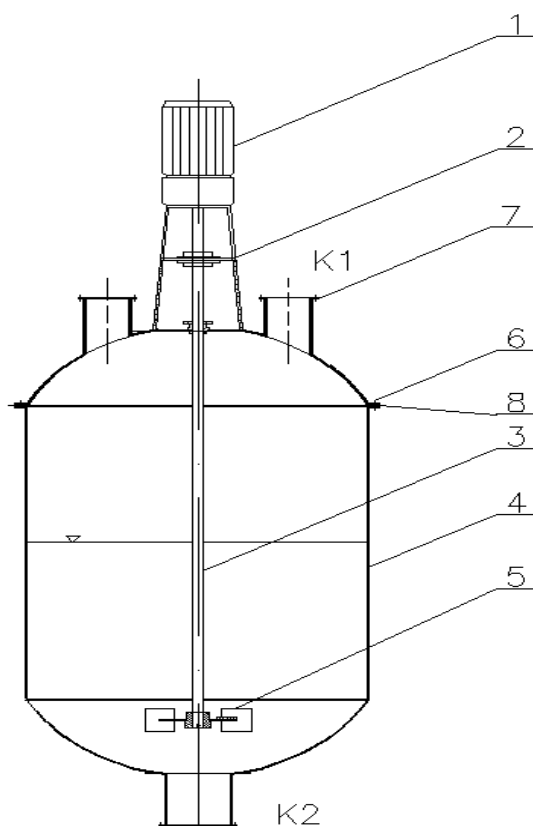
dopływowym w urządzenie redukcyjne. Urządzeniem redukcyjnym może być zwężka ograniczająca, zawór redukcyjny lub dławiący ręczny. Za każdym urządzeniem redukcyjnym powinien być zainstalowany zawór bezpieczeństwa o przepustowości uniemożliwiającej nadmierny wzrost ciśnienia za urządzeniem redukcyjnym. Każde urządzenie redukcyjne powinno być zaopatrzone po stronie niższego ciśnienia w manometr, umieszczony za zaworem bezpieczeństwa.

2.6.3.5 Wzierniki

Wzierniki są to elementy aparatu umożliwiające obserwacje zjawisk zachodzących w aparacie. W aparatach stosowane są wzierniki okrągłe o średnicach 50, 80, 125 mm i większych. W celu obserwacji przepływu cieczy rurociągiem stosowane są wzierniki okrągłe o średnicach 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100 mm.

2.7 Aparaty do mieszania,

Mieszanie jest podstawowym sposobem zwiększenia intensyfikacji procesów wymiany ciepła i masy i przyspieszenia reakcji chemicznych. Zarówno duża różnorodność składników i faz podlegających mieszaniu, jak i wymagania jakości sprawiają, że istnieje duża liczba metod i konstrukcji mieszadeł i mieszalników. Proces mieszania może być prowadzony w różnych sposobami, z których najważniejszymi są: mieszanie mechaniczne, pneumatyczne, hydrauliczne. Proces mieszania odbywa się w aparacie zwanym mieszalnikiem. Mieszalnik składa się zwykle ze zbiornika i elementu mieszającego. Najczęściej spotykanymi mieszalnikami są mieszalniki mechaniczne rys.3.8.1.



Rys. 3.8.1. Schemat mieszalnika: 1 – silnik napędzający, 2 – kolumna napędowa, 3 – wał mieszadła, 4 – mieszalnik, 5 – mieszadło turbinowe otwarte, 6 – kołnierz, 7 – króć, 8 – śruby kołnierza mieszalnika

Zasadnicze typy mieszadeł mechanicznych i zakresy ich stosowania oraz stosunki wymiarów szczegółowo podaje literatura. Wyróżnić tam można mieszadła: łopatkowe, kotwiczne, ramowe, turbinowe otwarte i zamknięte, propelerowe, łopatkowe. Największe prędkości obwodowe stosuje się dla mieszadeł propelerowych (4,8– 6 m/s), średnie dla mieszadeł turbinowych (2,3–7 m/s), najniższe zaś mają mieszadła ramowe, łopatkowe i

kotwicowe (1– 3 m/s). Inny podział mieszadeł to mieszadła promieniowe i osiowe. Promieniowe wytwarzają przepływ cieczy poziomy promieniowy, skierowany do ściany zbiornika (mieszalnika). Mieszadła osiowe wytwarzają przepływ równoległy do wału mieszadła.

2.7.1 Obliczenia wytrzymałościowe wału mieszadła

Moc mieszania

$$N_m = M_i \cdot (d_m)^5 \cdot n^3 \cdot \rho \quad (3.8.1)$$

gdzie: M_i - liczba mieszania odczytana z wykresu [17] w zależności od liczby Re i rodzaju mieszadła, d_m – średnica mieszadła, n – liczba obrotów, ρ – gęstość.

Moc na wale

$$N_w = N_m \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (3.8.2)$$

gdzie: k_1, k_2, k_3 – współczynniki uwzględniające odpowiednio: stopień napełnienia, wzrost mocy przy ewentualnym zwiększeniu oporów mieszania, wzrost mocy z uwagi na występowanie elementów wspomagających np. przegród.

Moment skręcający wału

$$M_s = \frac{N_w}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (3.8.3)$$

gdzie: M_s moment skręcający wał.

Średnica wału

$$d_w \geq \sqrt[3]{\frac{16M_s}{\pi \cdot k_s}} \quad (3.8.4)$$

gdzie: k_s - dopuszczalne naprężenie przy skręcaniu.

Średnica wału z warunku na dopuszczalny kąt skręcenia

$$d_w \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 180 \cdot M_s \cdot \left(\frac{\varphi}{L}\right)_{dop}}{G \cdot \pi^2}} \quad (3.8.5)$$

gdzie: $\left(\frac{\varphi}{L}\right)_{dop} = 1^\circ$, G – moduł odkształcenia postaciowego materiału.

Jako końcową średnicę przyjmujemy większą z otrzymanych na podstawie zależności (3.8.4) i (3.8.5).

2.7.2 . Obliczenia sprawdzające wał na drgania krytyczne metodą zmodyfikowaną

Metoda ta obejmuje łączny wpływ na drgania samego wału i mocowanego mieszadła.

Częstość krytyczną układu oblicza się z zależności

$$\omega_{kr} = \frac{\alpha^2}{L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_j}} \quad (3.8.6)$$

gdzie: I – moment bezwładności, E – moduł Younga, α – współczynnik odczytany z rys.

22,24 [17], L - długość mieszadła, m_j – masa jednostkowa wału mieszadła.

Kątowa prędkość obrotowa mieszadła ω powinna spełniać relację

$$\omega < (0,55 \div 0,80) \frac{\omega_{kr}}{A} \quad (3.8.7)$$

gdzie: dla mieszadeł turbinowych

$$A = \sqrt{1 + 0,025 \left(\frac{\eta_c}{\eta_w} \right)^{0,7} \left(\frac{d_m}{D_w} \right)^{0,9}} \quad (3.8.8)$$

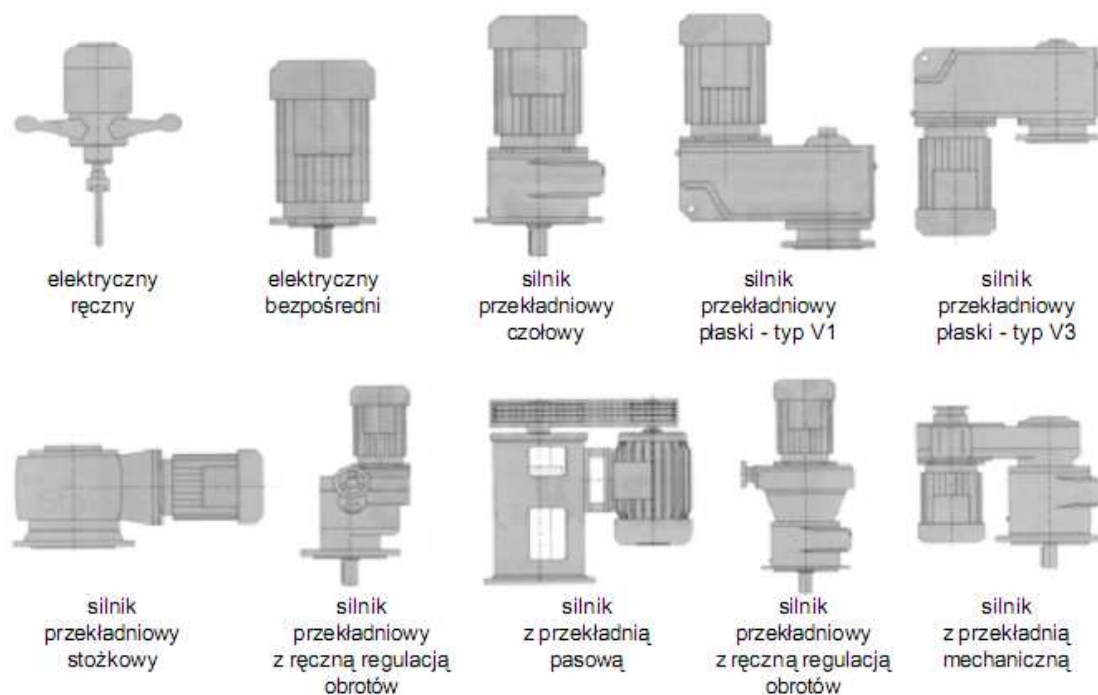
dla mieszadeł śmigłowych

$$A = \sqrt{1 + 0,115 \left(\frac{\eta_c}{\eta_w} \right)^{0,7} \left(\frac{d_m}{D_w} \right)^{0,9}} \quad (3.8.9)$$

gdzie: η_c - lepkość cieczy, η_w - lepkość wody w temperaturze 20°C, d_m – średnica mieszadła, D – średnica aparatu.

2.7.3 . Napędy mieszadeł

Na rys. 3.8.2 przedstawiono napędy mieszadeł. [21]. Zazwyczaj do napędu mieszadła stosuje się napęd indywidualny w którym obroty silnika przenoszone są na wał mieszadła poprzez przekładnię i sprzęgło (Rys.3.8.3).



Rys. 3.8.2. Napędy mieszadeł



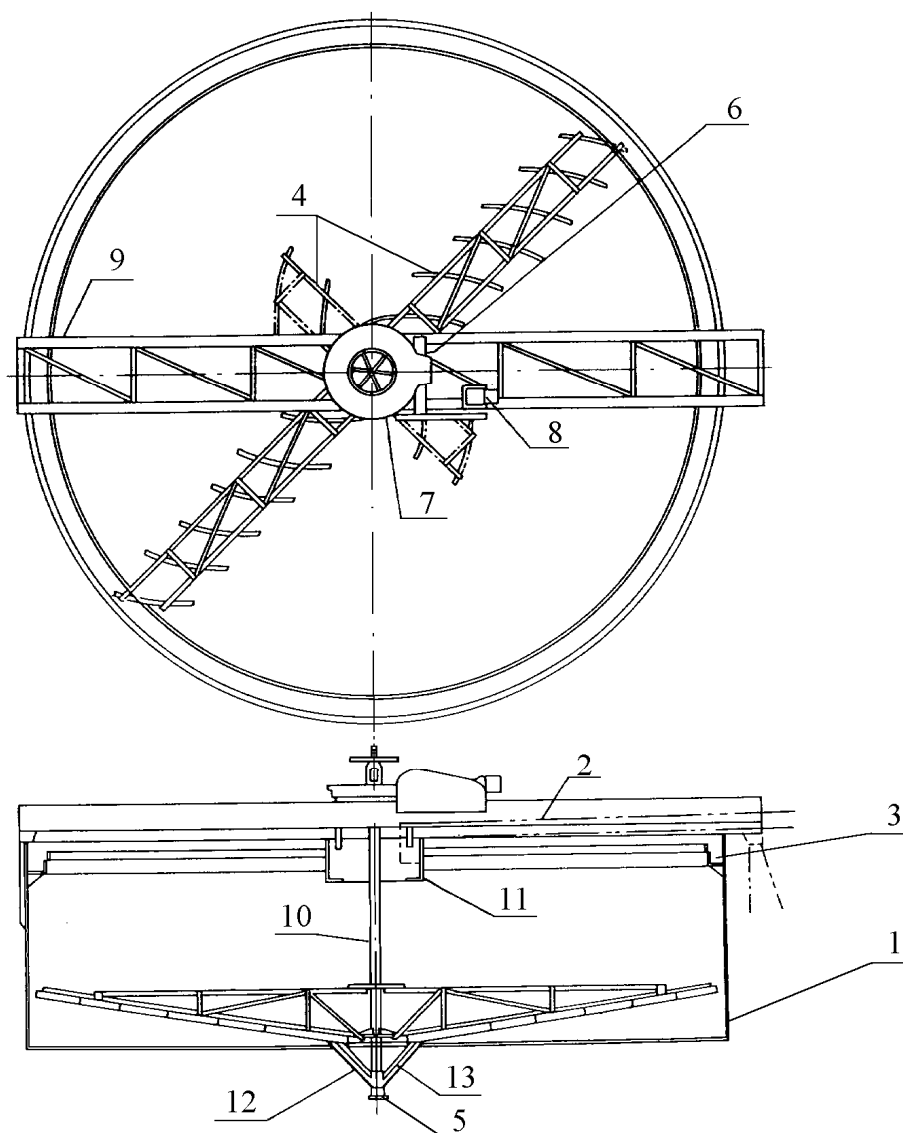
Rys. 3.8.3. Sprzęgła stosowane w napędach wału mieszadła

2.8 Osadniki

2.8.1 Osadniki konwencjonalne

Osadniki są to aparaty w których prowadzi się proces zagęszczania zawiesiny. Ze względu na stężenie ciała stałego w strumieniu zawiesiny zasilającej osadniki, Należy je

a)



b)



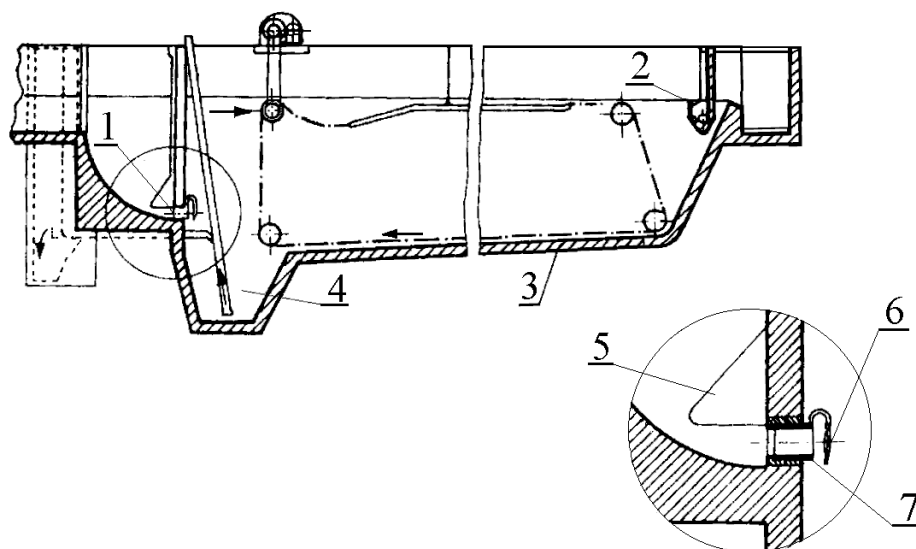
Rys. 3.9.1. Osadnik ciągły a) schemat osadnika ciągłego, 1- zbiornik cylindryczny, 2 – rura zasilająca, 3 – rynna przelewowa, 4 – zgarniacze, 5 – króciec wylotowy, 6 – wskaźnik momentu obrotowego, 7 – silnik, 8 – przekładnia, 9 – pomost, 10 – wał napędowy, 11 – komora zasilająca, 12 – stożek odprowadzający osad, 13 – zgarniacz stożkowy, wg [23] , b) widok osadnika, wg [24]

odróżnić od aparatów służących do klarowania, które przebiega w cieczach zawierających niewielkie ilości bardzo małych cząstek ciała stałego i ma na celu uzyskanie czystej cieczy. Ze względu na sposób pracy osadniki mogą być: okresowe lub ciągłe. Zwykle osadnik ciągły (Rys. 3.9.1) składa się z cylindrycznego zbiornika (1), często o bardzo dużej średnicy, do którego przez umieszczoną centralnie rurę zasilającą (2) dopływa zawiesina. Wzdłuż obwodu górnej części zbiornika umieszczona jest rynna przelewowa (3), którą odpływa ciecz.

W dolnej części aparatu znajdują się zgarniacze (4), przesuwające tworzący się osad do króćca wylotowego (5), połączonego z urządzeniem transportującym. Dodatkowo osadnik może być wyposażony w zgarniacze do usuwania zanieczyszczeń z powierzchni cieczy, urządzenie do regulacji położenia zgarniaczy osadu, układ do recyrkulacji zagęszczonej zawiesiny oraz dozownik substancji ułatwiający zagęszczanie.

Przekrój osadnika może być również czworokątny [25]. Przykładowe rozwiązanie takiego osadnika podano na rys.3.9.2. Zawiesina jest doprowadzana do aparatu przez odpowiedni

rozdzielacz. Osad, tworzący się na dnie zbiornika, jest przesuwany do zagłębienia poniżej strefy wlotowej za pomocą zgarniacza łańcuchowego. Częstki ciała stałego, tworzące warstwę na powierzchni cieczy, mogą być ściągane ruchomym przelewem.



Rys.3.9.2. Osadnik o przekroju czworokątnym: 1 – wlot zawiesiny, 2 – ruchomy przelew do wyprowadzenia pływających zanieczyszczeń, 3 – łańcuch ze zgarniaczami, 4 – spust osadu, 5 – rozdzielacz zawiesiny, 6 – talerz odbijający, 7 – rura wlotowa, wg [25]

2.8.1.1 . Powierzchnia osadnika

Powierzchnia osadnika określa się ją na podstawie powierzchni sedymentacji.

W celu obliczenia powierzchni sedymentacji, proponuje się stosować metody oparte na krzywej sedymentacji do obliczania powierzchni sedymentacji dla zawiesin nieorganicznych. W szczególności, najprościej i najszybciej można to wykonać na podstawie jednego testu sedymentacyjnego stosując metodę Merty i Zioly. Natomiast dla zawiesin organicznych (bez osadów czynnych) do wyznaczania powierzchni sedymentacji można stosować metodę Oltmanna lub Talmage'a i Fitcha. Dla osadów czynnych występuje znaczny rozrzut wyników pomiarowych i powierzchnia wyznaczona na podstawie krzywej sedymentacji może być czterokrotnie mniejsza lub o 40% większa od rzeczywistej. W takich przypadkach proponuje się wyznaczać powierzchnię na podstawie pomiarów sedymentacji zawiesiny w aparatach standardowych.

W praktyce projektowej przyjmuje się [26, 27], że powierzchnia osadnika F_{os} powinna być większa od obliczonej powierzchni sedymentacji F z powodu niedokładności metod

obliczeniowych, niedokładności parametrów opisujących proces sedymentacji i stosowanych w obliczeniach oraz z powodu zmiany skali aparatu. Można więc przyjąć, że

$$F_{os} = kF \quad (3.9.1)$$

Według różnych autorów współczynnik $k = 1, 2 - 1, 5$.

2.8.1.2 . Głębokość osadnika

Zawiesina sedymentując w osadniku ciągłym tworzy strefy o różnych stężeniach. Wysokości stref nie zmieniają się przy zachowaniu stałych natężeń przepływu. Na głębokość osadnika zasadniczy wpływ ma wielkość strefy osadu. Wielkości pozostałych stref dobiera się na podstawie informacji wynikających z eksploatacji osadników przemysłowych. Z reguły przyjmuje się, że głębokość strefy klarowania powinna wynosić od 0,3 – 2 m, głębokość strefy zasilania – 0,6 m, a głębokość strefy przejściowej – również 0,6 m. Głębokość osadnika można zatem obliczyć z zależności [28]

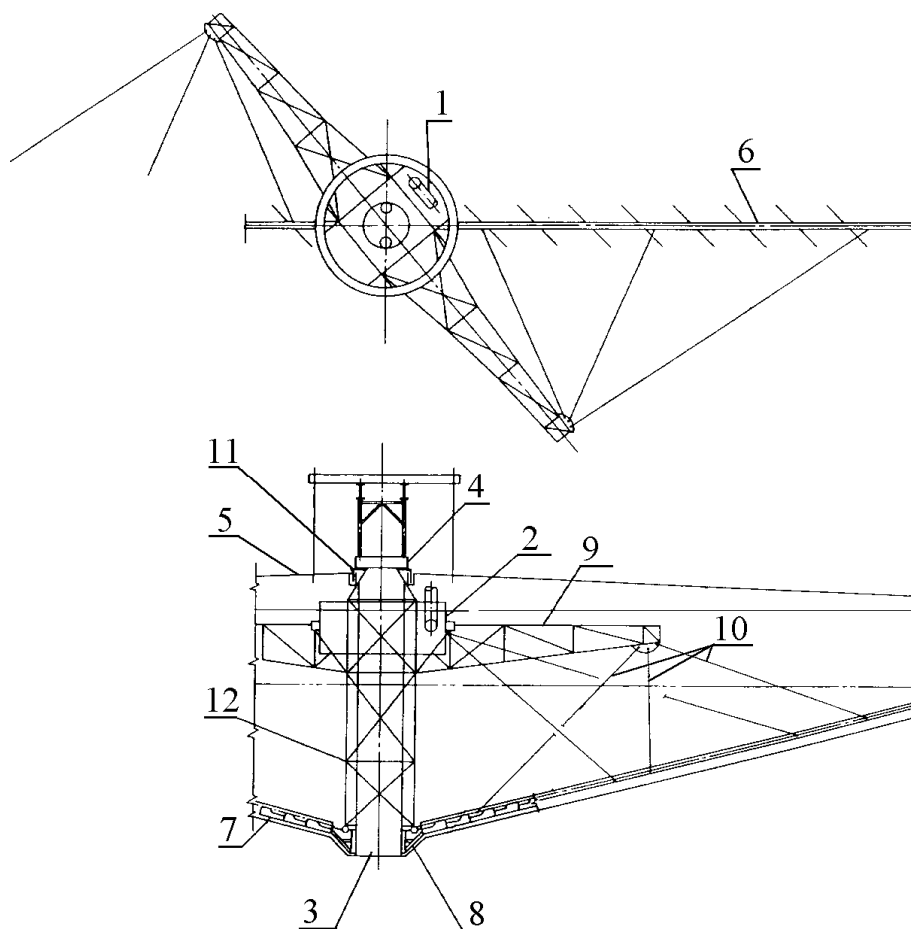
$$H_{os} = K_1 h^0 + K_2 \quad (3.9.2)$$

gdzie K_1 i K_2 są współczynnikami zależnymi od cech konstrukcyjnych aparatu. Zwykle $K_1 = 1,75$, zaś $K_2 = 1,5 - 3$ m.

2.8.1.3 Urządzenia pomocnicze osadnika

System zasilania osadnika – służy do doprowadzenia zawiesiny, jej równomiernego rozprowadzenia w przekroju poprzecznym osadnika oraz ograniczenia zaburzeń wlotowych. Standardowe rozwiązanie stanowi układ składający się z rurociągu położonego na moście transportowym i połączonego z przewodem umieszczonym centralnie. Pionowy, skierowany w dół, strumień zawiesiny zasilającej przepływa ruchem uwarstwionym z prędkością nie przekraczającą 0,025 m/s. Przewód zasilający może być krótki, jeżeli prędkość cieczy w osadniku jest mała. Natomiast, gdy wymagane jest bardzo małe stężenie ciała stałego w cieczy wypływającej z osadnika lub gdy gęstość ciała stałego jest bliska gęstości cieczy, przewód zasilający powinien sięgać głębiej.

W pewnych przypadkach sedymentacji zawiesin o mniejszych stężeniach przewód zasilający osadnik sięga aż do strefy osadu. Ułatwia to uzyskanie bardziej klarownej



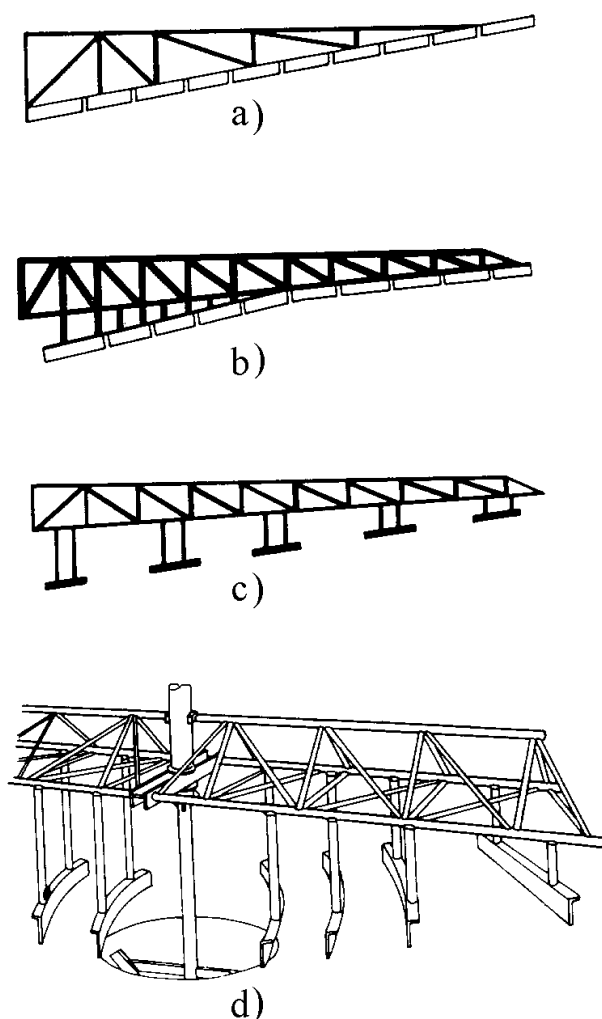
Rys. 3.9.3. Osadnik z centralną kolumną zasilającą: 1 – rura zasilająca, 2 – komora zasilania, 3 – kolumna centralna, 4 – mechanizm centralny, 5 – pokrywa osadnika, 6 – ramię zgarniacza, 7 – zgarniacze, 8 – zgarniacz stożkowy, 9 – ramię napędzające zgarniacz, 10 – liny zgarniacza, 11 – uszczelnienie, 12 – kanał centralny, wg [29]

cieczy dzięki dodatkowemu przepływowi (filtracji) przez warstwę osadu. Spotyka się również układy zasilania, w których zawiesina dopływa do osadnika od dołu kolumny centralnej posiadającej na szczycie elementy rozprawdzające zawiesinę (rys. 3.9 .3).

Zgarniacze osadu – elementy które przemieszczają osad w kierunku wylotu z osadnika i równocześnie powodują zagęszczenie osadu na skutek tworzenia się w nim kanałów ułatwiających odpływ ku górze. W przypadku układu zasilania z mostem transportowym lub układu z kolumną centralną stosuje się dwa długie ramiona lub dwa długie i dwa krótkie ramiona, a w przypadku osadnika o średnicy 50 – 150 m – jedno długie ramię, na którego końcu umieszczony jest wózek, poruszający się po obwodzie osadnika.

Na rys. .3.9.4 przedstawiono schematycznie wybrane układy zgarniaczy.

Pierwszy z nich stanowi typowe rozwiązanie, a drugi znajduje zastosowanie w przypadku dwuspadowego dna osadnika. W trzecim układzie elementy zgarniające umocowane są do ramion za pomocą rur o długości 1,8 – 2,5 m [31]. Uzyskuje się dzięki temu zmniejszenie oporu, na jaki napotykają zgarniacze podczas ruchu, zmniejszenie ilości zużytego materiału konstrukcyjnego oraz wydłużenie, nawet dwukrotnie, czasu pracy urządzenia, po którym należy je oczyścić. Układ czwarty jest rozwiązaniem konstrukcyjnym firmy Dorr – Oliver. Odmienne, specjalne rozwiązanie konstrukcyjne zgarniacza polega na podwieszeniu – elementów zgarniających do ramion tak, jak to pokazano na rys. 3.9.3.



Rys.3.9.4. Zgarniacze osadu: a – rozwiązanie typowe, b – rozwiązanie stosowane w przypadku dwuspadowego dna osadnika, c – zgarniacze podwieszone za pomocą rur do ramion, d – zgarniacze firmy Dorr-Oliver, wg [30]

Napęd zgarniaczy osadu – zapewnia im wymaganą prędkość obrotową, konieczną do przemieszczenia osadu z powierzchni dna osadnika w kierunku wylotu z osadnika. Wielkość

napędu określa się na podstawie momentu obrotowego. Znana od lat przybliżona prosta zależność ma postać [32]

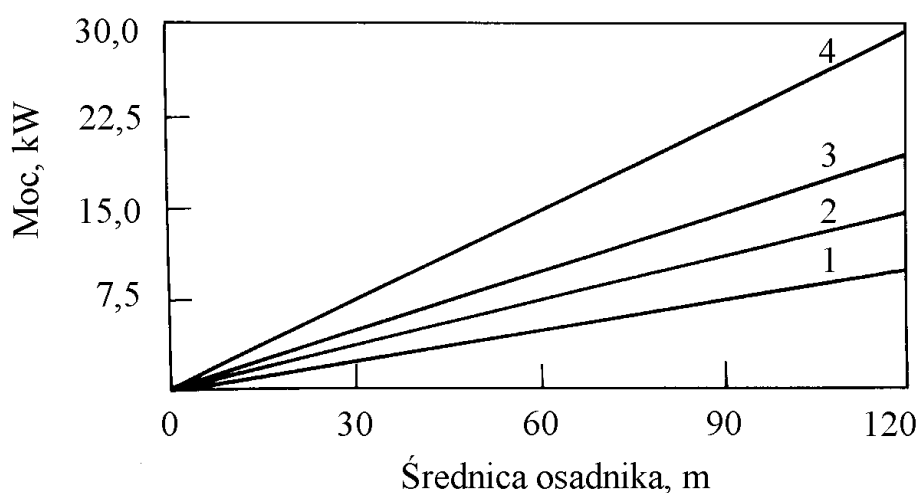
$$M_o = k_g D^2 \quad (3.9.3)$$

gdzie: M_o [N/m²] oznacza moment obrotowy, k_g [N/m.] jest współczynnikiem zależnym od typu zgarniacza i geometrii zbiornika, zaś D [m] jest średnicą osadnika. Doświadczalnie wyznaczone wartości współczynnika k_g zamieszczono w tabeli 3.9.1 [30]. Widać, że zależą one od rodzaju zawiesiny, jej stężenia i wielkości cząstek ciała stałego.

Tabela 3.9.1. Doświadczalne wartości współczynnika k_g do obliczania momentu obrotowego napędu zgarniaczy osadu, wg [30]

	Przemieszczanie osadu			
	Łatwe	Standardowe	Trudne	Bardzo trudne
k_g	15 - 58	73 - 131	146 - 292	> 292

Szczegółowe badania zapotrzebowania mocy do napędu zgarniaczy przeprowadzili Willus i Fitch [33]. Na ich podstawie powstał wykres przedstawiony na rys.3.9.5. Podaje on jedynie przybliżone informacje, ponieważ zakwalifikowanie osadu do jednej z czterech wymienionych grup jest trudne, z uwagi na brak szczegółowych kryteriów. Ponadto zapotrzebowanie mocy zależy również od szczegółów konstrukcyjnych zastosowanych zgarniaczy. Podczas projektowania napędu konieczne jest również określenie prędkości obrotowej zgarniaczy. Zależy ona od średnicy osadnika. Typowe wartości zamieszczono w tabeli 3.9.2 [31]. Należy zwrócić uwagę, że końce zgarniacza poruszają się z największą prędkością liniową i mogą spowodować zaburzenia wypływu cieczy klarownej, w wyniku których nastąpi wzrost stężenia ciała stałego w cieczy opuszczającej osadnik i zmniejszenie stężenia ciała stałego w osadzie, zwłaszcza jeśli prędkość obrotowa zgarniaczy będzie za duża.



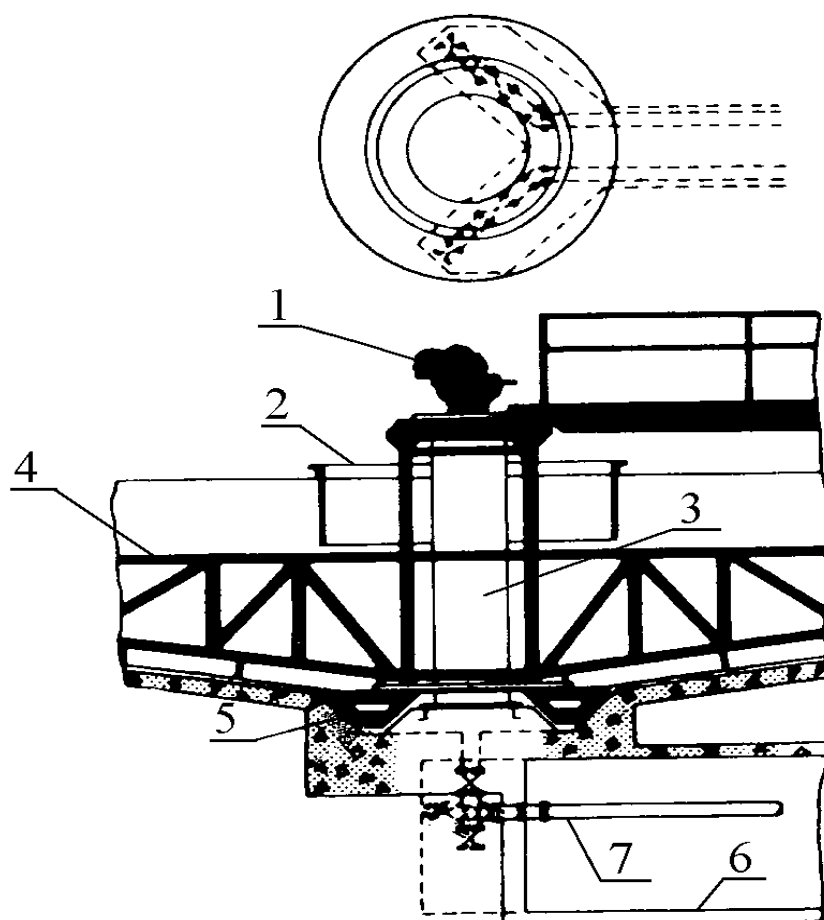
Rys. 3.9.5. Zapotrzebowanie mocy do napędu zgarniaczy osadu w zależności od średnicy osadnika i rodzaju osadu: 1 – osady łatwe do zgarniania, 2 – osady standardowe o zdolności przemieszczania zbliżonej do zdolności przemieszczania tlenku magnezu, 3 – osady trudne do zgarniania, 4 – osady bardzo trudne do zgarniania, wg [30]

Tabela 3.9.2. Moc silnika i prędkość obrotowa zgarniaczy osadu, wg [31]

Średnica osadnika [m]	Moc silnika [kW]	Prędkość obrotowa [l/h]
6	0,6	16,2
9	1,1	12,0
18	1,1	7,3
23	2,2	6,3
30	2,2	4,5
46	3,7	3,1
61	5,6	2,7
76	7,5	2,4
91	7,5	2,0
107	11,2	1,5
122	11,2	1,2

Ważnym elementem napędu jest przekładnia. Osadnik o średnicy 15 m i z mostem transportowym mają zwykle pojedynczą przekładnię ślimakową. Osadniki większe, o średnicy do 50 m, zaopatruje się w mechanizmy bardziej skomplikowane [30], posiadające dwa układy (przekładnie ślimakowe) napędzające główne koło zębate.

Układ odpływu osadu – powinien zapewnić ciągłą pracę osadnika. Ma na nią wpływ zastosowane rozwiązanie konstrukcyjne układu zgarniaczy, ich prędkość obrotowa, kształt dna osadnika, zabudowanie dodatkowego zgarniacza stożkowego oraz dobór układu pompowego. Główną trudność sprawia przeprowadzenie pod osadnikiem tunelu, w którym umieszczone są pompa i rurociąg odpływowy (rys.3.9.5).

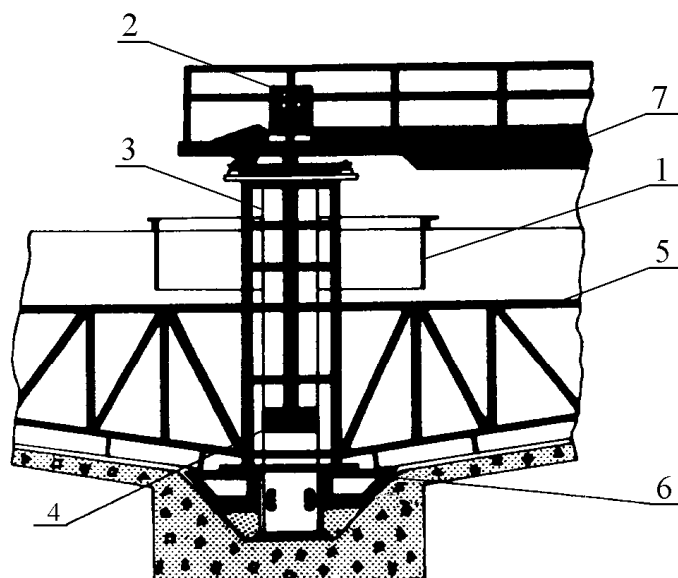


Rys. 3.9.5. Standardowy układ usuwania osadu umieszczony w tunelu pod osadnikiem: 1 – silnik, 2 – komora zasilania, 3 – kolumna centralna, 4 – ramię zgarniacza, 5 – zgarniacz stożkowy, 6 – tunel, 7 – układ odpływu osadu, wg [30]

Aby tego uniknąć, stosuje się bardzo często inne rozwiązanie w postaci układu z pompą głębinową i rurociągiem odpływowym, przeprowadzonym ponad powierzchnią zawiesziny w osadniku (rys. 3.9.6). W osadnikach o większych średnicach pompy umieszczone są w

kesonie na dnie osadnika, co zapewnia bezpośrednie zasilanie, zapobiega kawitacji i ułatwia prowadzenie okresowych przeglądów.

Pompy w układzie odpływu osadu powinny być tak dobrane, aby nie było niebezpieczeństwa zablokowania odpływu osadu.

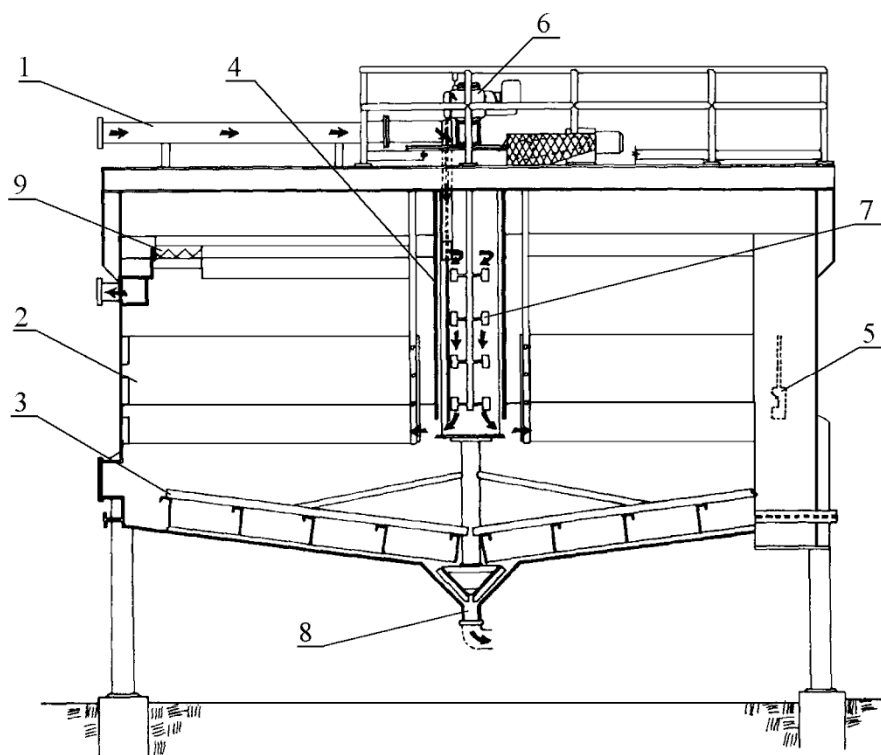


Rys. 3.9.6. Układ z pompą głębinową do usuwania osadu: 1 – komora zasilania, 2 – pompa osadu, 3 – kolumna centralna, 4 – pompa, 5 – ramię zgarniacza, 6 – zgarniacz stożkowy, 7 – układ odpływu osadu, wg [30]

Układ odpływu cieczy klarownej – posiada zwykle kształt rynny, umieszczonej na obwodzie zbiornika (wewnątrz lub na zewnątrz). Ciecz klarowna wpływa do rynny przelewem. Może to być przelew płaski, przelew z wycięciem w kształcie litery V lub przelew zanurzony. Dwa ostatnie typy przelewów są szczególnie zalecane. Zapobiegają one dopływowi przypadkowych ilości cieczy, które mogą mieć miejsce, jeśli występuje falowanie powierzchni cieczy pod wpływem wiatru. Czasami, w przypadku małych osadników, rynna odpływowa umieszczona jest tak, aby zwiększyć drogę cieczy. Ta ostatnia przemieszcza się z miejsca zasilania w dół osi, następnie ponad dnem w kierunku ściany zbiornika i wreszcie z powrotem w kierunku powierzchni aż do miejsca wpływu. Dłuższa droga poprawia czystość wypływającej klarownej cieczy.

2.8.1.4 . Rodzaje osadników konwencjonalnych

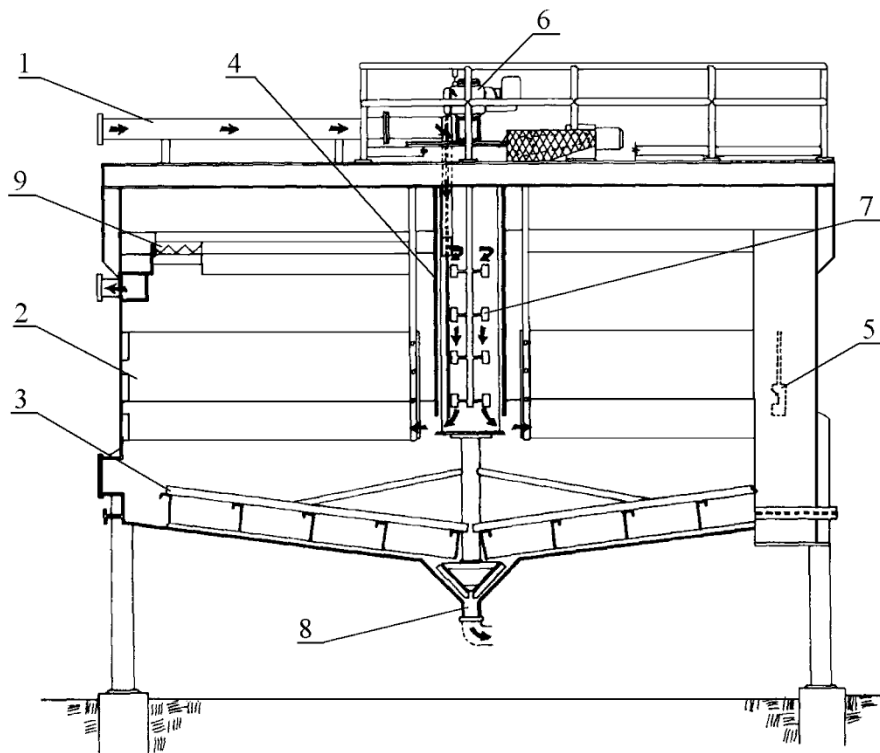
Cylindryczny osadnik firmy Eimco [30, 34] dla dużych natężeń przepływu zawiesziny przedstawiono na rys. .3.9.7. Cechuje się on mniejszymi kosztami instalacji oraz wymaga mniej miejsca niż osadnik konwencjonalny. Zawieszina wpływa do osadnika rurą centralną, która spełnia również rolę komory mieszania. Umieszczone tam mieszadło miesza zawieszinę z dodatkami ułatwiającymi sedymentację. Wylot rury centralnej znajduje się poniżej powierzchni osadu, co zapewnia uzyskanie lepiej oczyszczonej cieczy. Poziom osadu w osadniku regulowany jest automatycznie



Rys. .3.9.7. Osadnik cylindryczny firmy Eimco: 1 – rurociąg zasilający, 2 – wypełnienie płytowe, 3 – ramię zgarniacza osadu, 4 – komora mieszania, 5 – sensorowy czujnik poziomu osadu, 6 – silnik mieszadła, 7 – mieszadło, 8 – układ odpływu osadu, 9 – rynna odpływowa cieczy klarownej, wg [24]

Osadnik firmy Enviro-Clear przedstawiono na rys. 3.9.8 [30]. Zawieszina wprowadzana pionowo w osi osadnika, po wypłynięciu z rury centralnej uderza w przegrodę

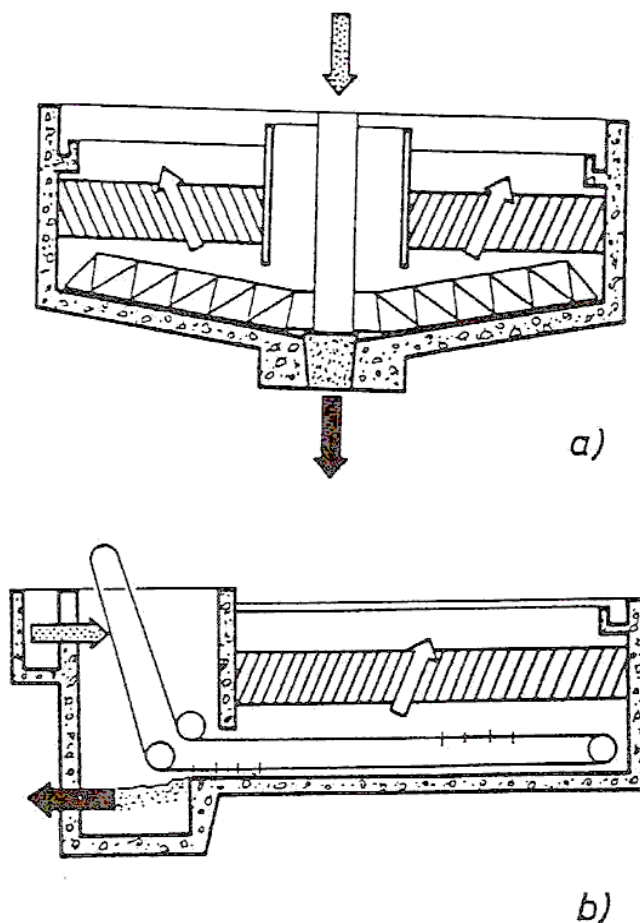
kierującą (deflektor), która powoduje poziomy rozptyw zawiesiny. Jej prędkość zależy od odległości między końcem rury centralnej a przegrodą. Osadniki tego typu mają średnice od 3,8 m, dla natężenia przepływu zawiesiny wynoszącego 170 m³/h, do 18 m – dla 3850 m³/h.



Rys. 3.9.8. Osadnik cylindryczny firmy Enviro-Clean: 1 – układ zasilania, 2 – ramię zgarniacza, 3 – zgarniacz, 4 – układ odpływu cieczy klarownej, 5 – rynna odprowadzająca ciecz klarowną, 6 – układ odpływu osadu, 7 – wskaźnik poziomu osadu, 8 – silnik, 9 – poręcz, wg [30]

2.8.2 Osadniki z wypełnieniem

Kolejną generację urządzeń, wykorzystujących zjawisko sedymentacji do zagęszczania zawiesin stanowią osadniki z wypełnieniem (rys.3.9.8), nazywane też cienkowarstwowymi lub wielostrumieniowymi.



Rys.3.9.8. Schematy osadników z wypełnieniem

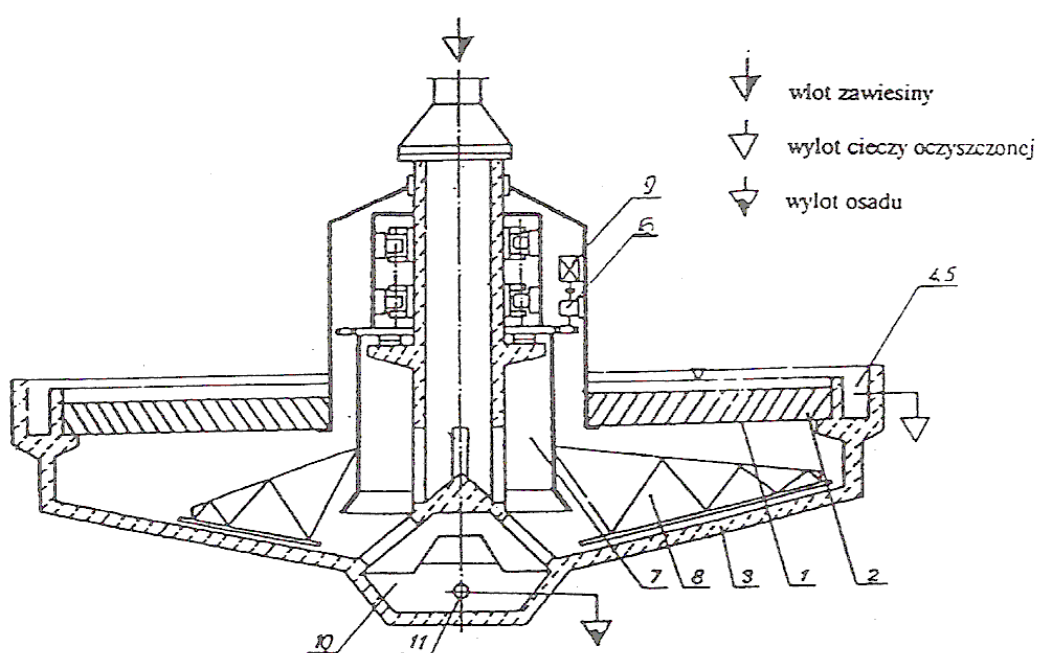
a) kołowy, b) prostokątny

Posiadają one szereg zalet, a mianowicie: są tanie, wysokosprawne oraz mogą pracować przy dużych natężeniach przepływu zawiesiny. Aparaty te stosowane są w technologiach przygotowania surowców, w technologiach utylizacyjnych, w oczyszczaniu ścieków i uzdatnianiu wód do celów przemysłowych lub komunalnych. Ponadto mogą znaleźć zastosowanie w ciągach technologicznych zamiast tradycyjnie stosowanych filtrów bądź wirówek sedymentacyjnych o dużym zużyciu energii i wysokich kosztach inwestycyjnych. Ta powszechność zastosowań osadników z wypełnieniem oraz ich znaczenie dla gospodarki stymuluje wiele kierunków badań i praktycznych zastosowań mających na celu doskonalenie pracy istniejących osadników i konstruowanie nowych.

Osadniki z wypełnieniem różnią się od osadników konwencjonalnych podziałem strumienia zawiesiny ciała stałego w cieczy na wiele płytkich strumieni płynących oddzielnie równoległymi przewodami. Uzyskuje się to stosując specjalne pakiety, które umieszczane są

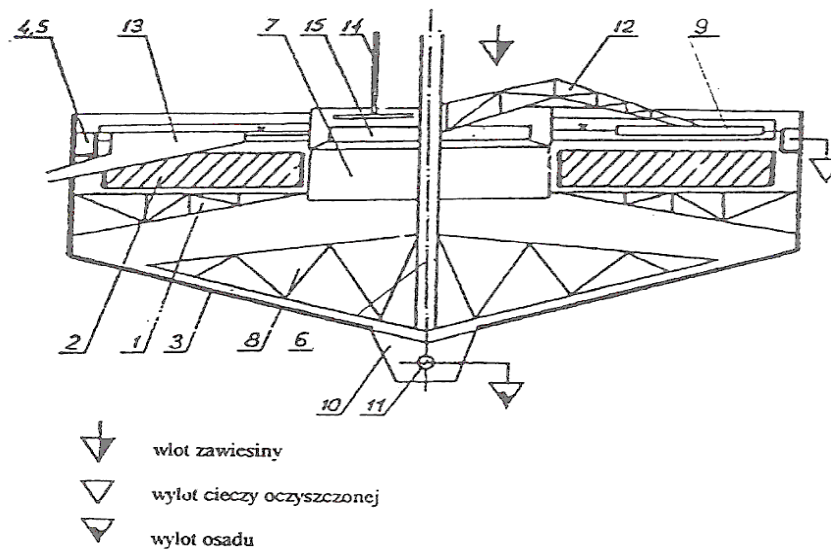
w części przepływowej konwencjonalnych osadników. Buduje się również samodzielne, specjalnie zaprojektowane jednostki zawierające jeden lub więcej modułów wypełnienia (osadniki lamelowe). Osadnik kołowy może być wypełniony wkładami częściowo lub całkowicie. Wkłady wypełnienia umieszczone w osadniku tworzą warstwę położoną na odpowiedniej konstrukcji wsporczej. Układ wkładów może być płaski (kąt pochylenia przewodów wynosi ok. 5°) lub stromy (kąt pochylenia przewodów wynosi ok. 60°).

Na rys.3.9.9 - 3.9.11 podano rozwiązania projektowe osadników kołowych, zaś na rys.3.9.12 i 3.9.13 – schematy rozwiązań projektowych osadników prostokątnych.



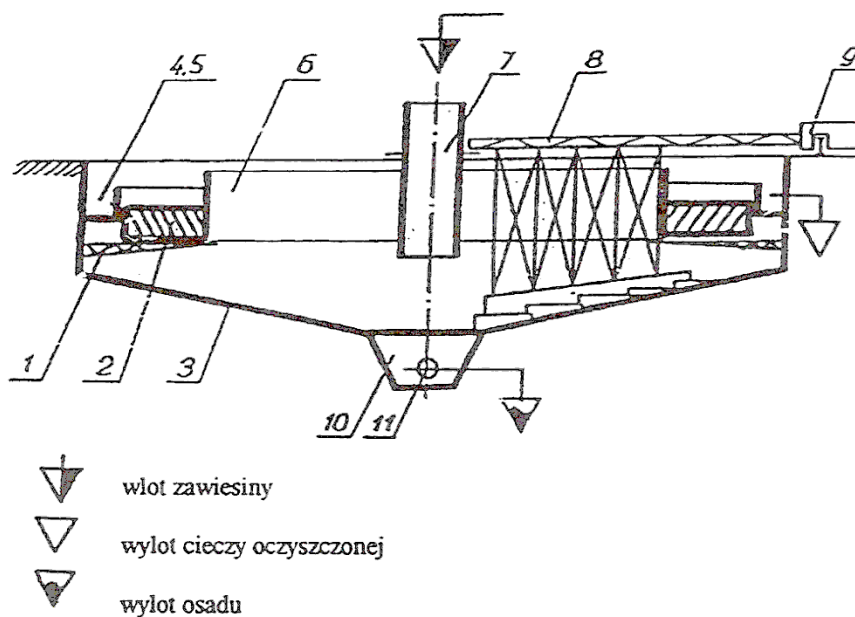
Rys. 3.9.9. Osadnik kołowy z wypełnieniem umieszczonym w całym przekroju poprzecznym:

- 1 – konstrukcja wsporcza, 2 – warstwa wypełnienia, 3 – korpus osadnika, 4 – koryto przelewowe, 5 – osłona koryta przelewowego, 6 – przekładnia napędu zgarzniacza osadu, 7 – komora zalewowa, 8 – zgarzniacz osadu, 9 – silnik napędu zgarzniacza osadu, 10 – komora osadu, 11 – odpływ osadu

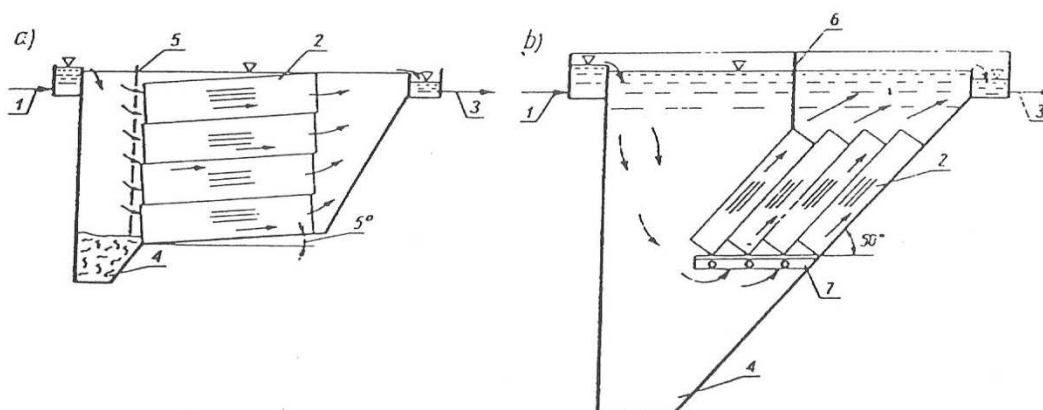


Rys.

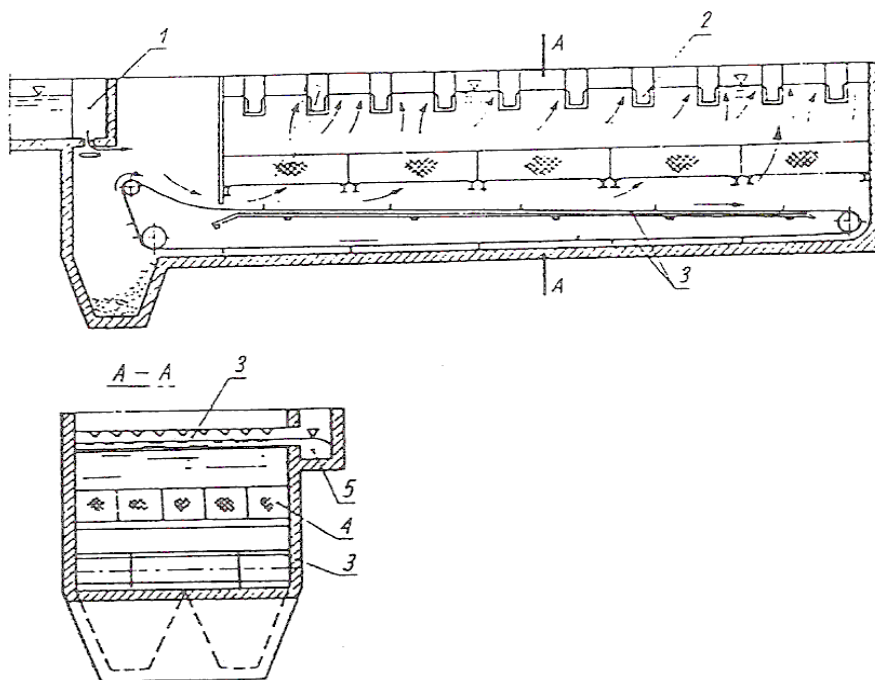
3.9.10. Rozwiązanie konstrukcyjne osadnika z wypełnieniem dla przypadku centralnego napędu zgarniacza: 1 – konstrukcja wsporcza, 2 – warstwa wypełnienia, 3 – korpus osadnika, 4 – koryto przelewowe, 5 – osłona koryta przelewowego, 6 – wał napędowy zgarniacza, 7 – komora zalewowa, 8 – zgarniacz osadu, 9 – zgarniacz piany, 10 – komora osadu, 11 – odpływ osadu, 12 – ramię zgarniacza piany, 13 – odpływy piany, 14 – natrysk wodny, 15 – koryto przelewowe piany



Rys. 3.9.11. Rozwiązanie konstrukcyjne osadnika z wypełnieniem częściowym dla przypadku peryferyjnego napędu zgarniacza: 1 – konstrukcja wsporcza, 2 – warstwa wypełnienia, 3 – korpus osadnika, 4 – koryto przelewowe, 5 – osłona koryta przelewowego, 6 – przegroda, 7 – komora zalewowa, 8 – zgarniacz osadu, 9 – napęd zgarniacza osadu, 10 – komora osadu, 11 – odpływ osadu



Rys. 3.9.12. Rozwiązania konstrukcyjne osadnika z wypełnieniem: a – układ płaski, b – układ stromy, 1 – wlot zawiesiny, 2 – wkład wypełnienia, 3 – wylot cieczy oczyszczonej, 4 – komora osadu, 5 – przegroda perforowana, 6 – przegroda, 7 – podparcie wkładów



Rys. 3.9.13. Osadnik prostokątny z wypełnieniem: 1 – wlot zawiesziny, 2 – koryta zbierające, 3 – zgarniacz osadu, 4 – wkłady wypełnienia, 5 – wylot cieczy oczyszczonej

2.8.2.1 . Rodzaje wypełnień

Z przestrzeni osadnika, którą można uważać za nieograniczoną, zawieszina wpływa powoli do wnętrza gładkich przewodów o charakterystycznym przekroju poprzecznym. Przewody te mogą być utworzone przez różnego rodzaju płyty bądź rury. Z tego punktu widzenia rozróżnia się wypełnienia płytowe i rurowe.

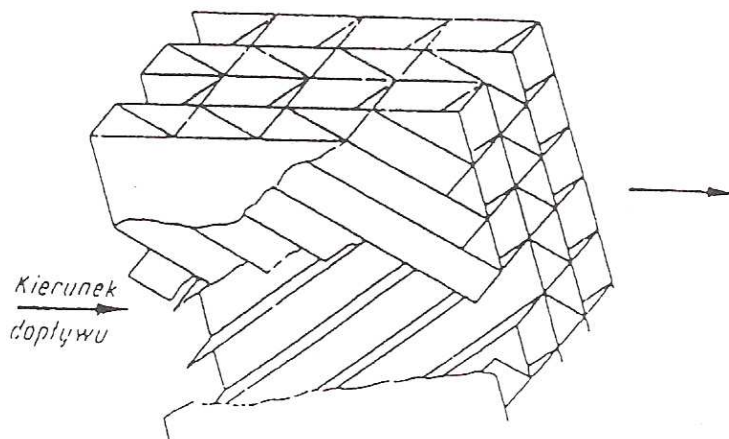
Wypełnienia płytowe [35, 36] tworzą płaskie lub odpowiednio sfalowane płyty. Długość tych płyt zawiera się w granicach 1 - 3 m, a szerokość 0,5 - 1 m. Grubość płyty uzależniona jest od rodzaju zastosowanego materiału, najczęściej wynosi 0,3 - 2 mm. Kanały utworzone przez płyty mają wysokość 25 - 150 mm. Kąt pochylenia płyt wynosi 35 - 60°.

Wypełnienie rurowe tworzą przewody o przekroju kołowym, kwadratowym, trapezowym, trójkątnym, sześciokątnym, prostokątnym itp.

Podstawowe parametry i ograniczenia konstrukcyjne wypełnień rurowych osadników zostały podane w pracach [35-37]. Są one następujące: długość przewodu 0,6 - 2,5 m, średnica przewodu 12 - 100 mm, kąt nachylenia 5° dla układu płaskiego lub 35° - 60° dla układu stromego.

Najprostsze elementy wypełnienia, zestawione w ściśle określony sposób, tworzą wkład wypełnienia. Wkłady zabudowane w osadniku stanowią warstwę wypełnienia. Wybrane rodzaje wkładów wypełnienia omówiono poniżej.

Wypełnienie firmy *Neptune Microfloc* (USA) ma następujące parametry: długość 3,05 m, szerokość 0,76 m, wysokość 0,51 m, przekrój przewodów 0,051 x 0,051 m², długość przewodu 0,6 m. Wkład wypełnienia może być wykonany w układzie płaskim nachylonym ok. 5° do poziomu lub w układzie stromym (rys.3.9.14) nachylonym ok. 60° do poziomu. Wkład produkowany jest z tworzyw sztucznych i jego masa nie przekracza 30 kg.

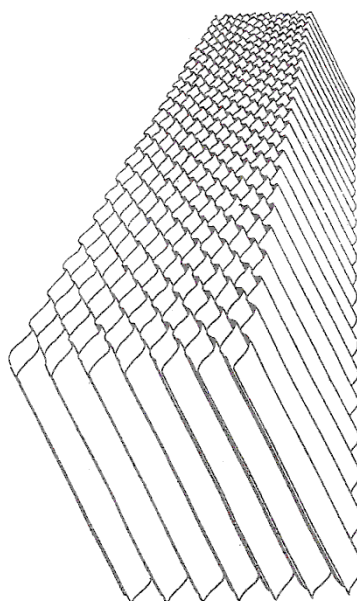


Rys. 3.9.14. Wkład wypełnienia osadnika z elementami stromymi (60°) firmy *Neptune Microfloc Inc.* (USA)

Wypełnienie *Multised* firmy *Halsen* (Polska) [38] przedstawiono na rys.3.9.15. Wymiary i kształt wypełnienia są następujące: długość 3 m, szerokość 1 m, wysokość 0,6 m, pólś mniejsza przekroju poprzecznego 0,057 m, pólś większa przekroju poprzecznego 0,097 m, kąt pochylenia 60°. Kanał wypełnienia tworzony jest na skutek termicznego połączenia grzbietów połałdowanych arkuszy z chemoodpornego tworzywa sztucznego. Masa wkładu *Multised* wynosi 14,5 kg. W tabeli 3.9.3. podano wyniki pomiarów skuteczności sedymentacji ww. wkładu i odpowiadające jej obciążenie powierzchniowe.

Tabela 3.9.3. Wartość skuteczności sedymentacji dla wypełnieni *Multised*
i odpowiadającego jej obciążenia powierzchniowego [38]

Lp.	Skuteczność sedymentacji %	Obciążenie powierzchniowe $\text{m}^3/(\text{m}^2\text{h})$
1	98	1
2	95	2
3	93	3
4	90	4
5	84	5
6	80	6
7	75	7
8	70	8
9	67	9
10	65	10



Rys. 3.9.15.. Wkład wypełnienia osadnika z elementami stromymi (60°) firmy *Neptune Microfloc Inc.* (USA)

2.8.2.2 . Algorytm obliczania osadników z wypełnieniem

Algorytm obejmuje następujące etapy obliczeniowe:

1. Założenia projektowe

- natężenie przepływu zawiesiny $V [\text{m}^3/\text{s}]$
- stężenie zawiesiny - początkowe $C_p [\text{kg}/\text{m}^3]$
- końcowe $C_k [\text{kg}/\text{m}^3]$
- własności fizyczne zawiesiny: $\rho_c, \rho_s, d_{50}, n, w_o$

2. Skuteczność sedymentacji

$$\eta_{og} = \frac{C_p - C_k}{C_p} \quad (3.9.4)$$

3. Minimalna wartość liczby sedymentacyjnej Mo^* :

$$Mo_{min}^* = \ln \left(\frac{1}{1 - \eta_{og}} \right) \quad (3.9.5)$$

4. Zmienne wartości konstrukcyjne

- kąt pochylenia płyt (rur) $\alpha [^\circ]$
- długość płyt (rur) $L [\text{m}]$
- odległość między płytami lub średnica rury $H \text{ lub } D [\text{m}]$

5. Obliczenie prędkości przepływu zawiesiny

Prędkość przepływu zawiesiny oblicza się dla osadnika z wypełnieniem rurowym określa zależność

$$w_p = \frac{w_o}{\exp \frac{\ln A_r}{0,4116}} \quad (3.9.6)$$

gdzie

$$A_r = \frac{Mo_{min}^*}{0,2872 Ar^{-0,1360} \left(\frac{L}{D}\right)^{0,6333} (tg\alpha)^{-0,1571} \left(\frac{n}{n_o}\right)^{0,0532}} \quad (3.9.7)$$

a dla osadnika z wypełnieniem płytowym -

$$w_p = \frac{w_o}{\ln A_p \exp \frac{0,5403}{0,5403}} \quad (3.9.8)$$

gdzie

$$A_p = \frac{Mo_{min}^*}{0,3700 Ar^{-0,1269} \left(\frac{L}{H}\right)^{0,6911} (tg\alpha)^{-0,4710} \left(\frac{n}{n_o}\right)^{0,0571}} \quad (3.9.9)$$

6. Obliczenie wielkości konstrukcyjnych

- czynny przekrój przepływowy

$$F_p = \frac{\dot{V}}{w_p} \quad (3.9.10)$$

- obliczeniowa liczba rur

$$z = \frac{4F_p}{\pi D^2} \quad (3.9.11)$$

- obliczeniowa liczba płyt

$$z = l + \frac{F_p}{b(H - H_o)} \quad (3.9.12)$$

- obliczeniowa długość osadnika płytowego

$$L_{os} = \frac{H(z-1)}{\sin \alpha} + sz \quad (3.9.13)$$

2.9 . Reaktory i bioreaktory

Procesy technologiczne prowadzone są w różnych aparatach z których za podstawy można uznać reaktor, rozumiany jako aparat w którym przebiega reakcja. W przypadku, gdy przemiana chemiczna przebiega z udziałem mikroorganizmów, wyciągów bezkomórkowych lub enzymów, wtedy taki aparat nazywany jest bioreaktorem. W większości przypadków reaktor spełnia trzy zadania: zapewnia odpowiedni czas przebywania reagentów w strefie reakcji, właściwe przenoszenie ciepła i odpowiedni ruch i mieszanie się faz.. Biorąc pod uwagę charakter pracy wyróżnia się reaktory okresowe, półokresowe i ciągłe. Reaktory okresowe wykonywane są w postaci zbiorników, w taki sposób aby możliwe było dobre mieszanie reagentów w celu wyrównania temperatury ciśnienia i stężenia w całej objętości reaktora. Reaktory ciągłe mogą być również typu zbiornikowego o specjalnych kształtach lub cylindrycznego, kolumnowego. Biorąc pod uwagę warunki cieplne pracy reaktora wyróżnia się reaktory adiabatyczne, izotermiczne, politropowe. Ze względu na stan skupienia reagentów wyróżnia się reaktory do prowadzenia procesów w układzie: gaz-ciało stałe, gaz-ciecz, gaz-gaz, ciecz-ciało stałe, ciecz-ciecz oraz w układach trójfazowych. Dalszy podział związany ze stanem skupienia substancji dzieli reaktory na homogeniczne i heterogeniczne. W reaktorach homogenicznych reagenty, produkty i katalizator stanowią jedną fazę ciągłą: gazową lub ciekłą. W reaktorach heterogenicznych są obecne dwie lub większa liczba faz. Ze względu na różnorodność i złożoność procesów chemicznych kształt geometryczny reaktora jest związany z wymaganiami procesu w celu uzyskania optymalnej przemiany chemicznej. W związku z tym wyróżnia się następujące reaktory:

- zbiornikowe z mieszaniem,
- rurowe,
- reaktory typu wieżowego (kolumny)
- fluidalne,

Zasadniczy wpływ na projektowanie reaktorów wywierają:

1. Fazy, w jakich występują składniki reakcji.
2. Zakres temperatur reakcji.
3. Ciśnienie, pod jakim przebiega reakcja.
4. Czas przebywania reagentów w strefie reakcji.
5. Zagadnienie przenoszenia ciepła.
6. Sposób regulacji temperatury.
7. Sposób ujednolicienia ośrodka reagującego np. mieszanie.

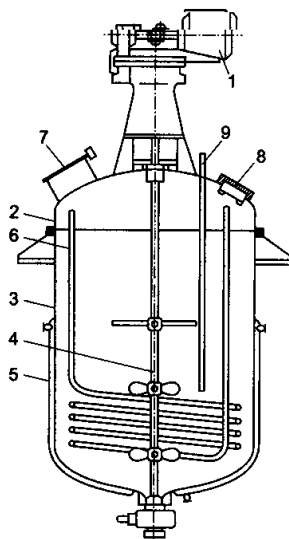
8. Charakter procesu.
9. Kinetyka procesu.

Sposób prowadzenia obliczeń procesowych reaktorów podano szczegółowo w pracach [39,41÷43].

Obliczenia wytrzymałościowe aparatów prowadzi się zgodnie z zaleceniami podanymi w rozdziale 3.7 i 3.8.

2.9.1 Reaktory typu zbiornikowego z mieszadłem

Zbiorniki z mieszadłem (Rys.3.10.1) są najczęściej stosowanym typem reaktora stosowanym w szerokim zakresie ciśnień i temperatur, do prowadzenia procesów ciągłych lub periodycznych, o małej lub średniej zdolności produkcyjnej, pojedynczo lub układzie szeregowym kilku aparatów (kaskadowo).



Rys. 3.10.1. Reaktor zbiornikowy: 1-napęd mieszadła, 2- pokrywa, 3- korpus, 4- mieszadło, 5- płaszcz grzejny, 6-wężownica, 7-króciec wlotowy, 8- wziernik, 9-termometr, wg [39]

Pojemność zbiorników zmienia się od kilku do kilkuset tysięcy litrów. Dla procesów gaz-ciecz reaktor wyposażony jest w odpowiednią bełkotkę. Odpowiedni stopień wymieszania reagentów osiąga się tutaj bądź za pomocą łopatek mieszadeł o różnych kształtach, zazwyczaj typu propellerowego, lub turbinowego, bądź przez zastosowanie wymuszonej pompą cyrkulacji. Przy projektowaniu sposobu mieszania należy podać liczbę, wymiary, typ oraz położenie wirników i przegród. Jako miara intensywności mieszania jest

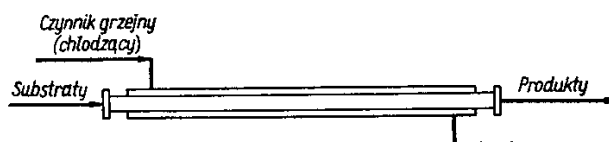
również stosowana moc doprowadzona na jednostkę objętości mieszanego układu: mieszanie umiarkowane – $0,1 \div 0,2 \text{ kW/m}^3$; mieszanie silne – $0,5 \text{ kW/m}^3$; mieszanie intensywne - 1 kW/m^3 .

Wymianę ciepła w tego typu aparatach można zapewnić stosując zbiorniki z płaszczami, węzownice umieszczone wewnątrz aparatu, lub zewnętrzne wymienniki ciepła.

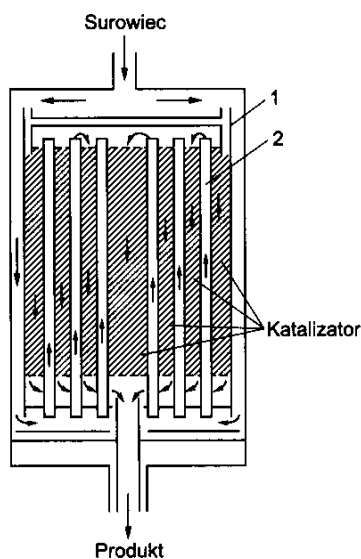
2.9.2 . Reaktory rurowe

Najprostszy reaktor rurowy stanowi rura otoczona płaszczem (rura w rurze) . Jeżeli rurki są umieszczone w płaszczu ten typ reaktora nazywać będziemy płaszczowo- rurowym.

a)



b)



Rys. 3.10.2 Reaktor rurowy: a) typu rura w rurze, b) płaszczowo-rurowy: 1-kosz z kontaktem, 2-rurka wymiennika.

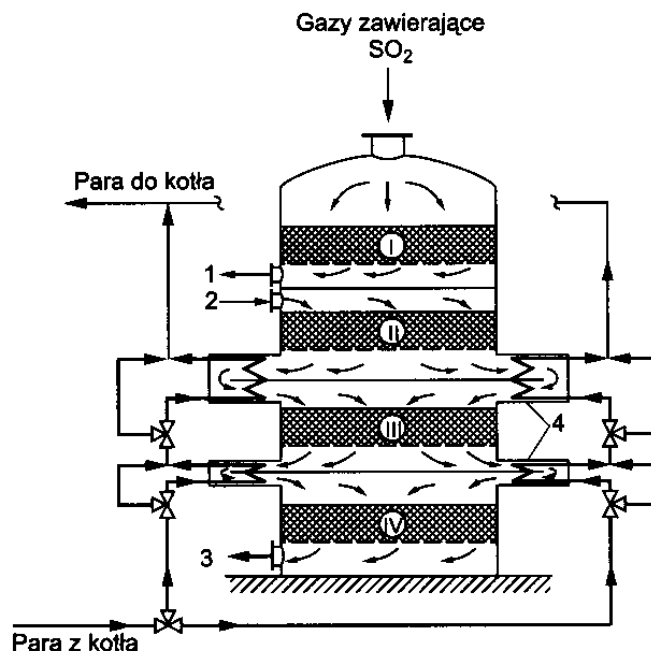
Reakcja w takim aparacie może być w rurkach lub w przestrzeni międzyrurowej. Reaktor stanowią mogą rury o średnicy od 1 cm do kilku metrów, w różnych konfiguracjach i długościach. Specyfika kształtu niektórych reaktorów rurowych wynika z wysokich temperatur procesu, krótkiego czasu przebywania w reaktorze, wysokiego lub niskiego ciśnienia. Strefa reakcji może posiadać wypełnienie stałe, ułatwiające mieszanie się faz i

zwiększenie burzliwości ruchu lub działające katalitycznie. Może mieć oko kształt pastylek bądź grudek kontaktu. Katalizator może być również bezpośrednio osadzony na ściankach aparatu. Zwykle reaktory rurowe stosowane są do prowadzenia reakcji w fazie gazowej, niekiedy ciekłej i w układzie gaz-ciecz. Modelem przepływu w tych reaktorach jest przepływ tłokowy, charakteryzujący się brakiem mieszania w przekroju promieniowym. Początkowe wymieszanie reagentów wykonuje się w dyszach lub mieszalnikach. W trakcie przepływu reagentów przez aparat przebiega reakcja i następuje stężenia i temperatury w kierunku osiowym. Do przenoszenia ciepła w reaktorze tego typu stosuje się np. wodę, parę, dowtherm, stopione sole, itp. Bardzo często w celu wykorzystania ciepła stosuje się w tych reaktorach wstępne podgrzewanie substratów ciepłem produktów. Często w procesach wysokotemperaturowych rurki umieszcza się w piecu, w którym są ogrzewane gazami spalinowymi przez konwekcję i promieniowanie. Piec składa się z komory spalania wyłożonej materiałem ogniotrwałym i z rur umieszczonych na ścianach, stropie, a czasem i na dnie komory. Rury w strefie konwekcji zwykle służą do podgrzewania substratów reakcji, albo do utrzymania temperatury reakcji osiągniętej w strefie promieniowania lub wreszcie mogą być wykorzystane do regeneracji ciepła gazów spalinowych przez podgrzanie powietrza płynącego do komory spalania lub do wytworzenia pary. Szczegółowe omówienie zagadnień projektowania pieców rurowych podano w pracy [45].

3.10.3. Reaktory typu wieżowego (kolumny)

3.10.3.1. Reaktory typu wieżowego ze złożem nieruchomym

Reaktory wieżowe najczęściej zaopatrzone są w półki rusztowe, na których jest rozłożony katalizator lub tzw. promotor burzliwości w warstwach o różnej wysokości. Katalizator stały stosuje się najczęściej w postaci ziarnistej o różnych kształtach i wymiarach jak granulki, pastylki, walce kule itp. , natomiast kontakty metaliczne np. platyna, są



Rys. 3.10.3. Reaktor typu wieżowego: I÷IV –półki z katalizatorem, 1- odprowadzenie gazu do wymiennika, 2-doprowadzenie gazu do wymiennika, 3-odprowadzenie gazu do absorpcji CO_2 , 4- przegrzewacze pary, wg [38]

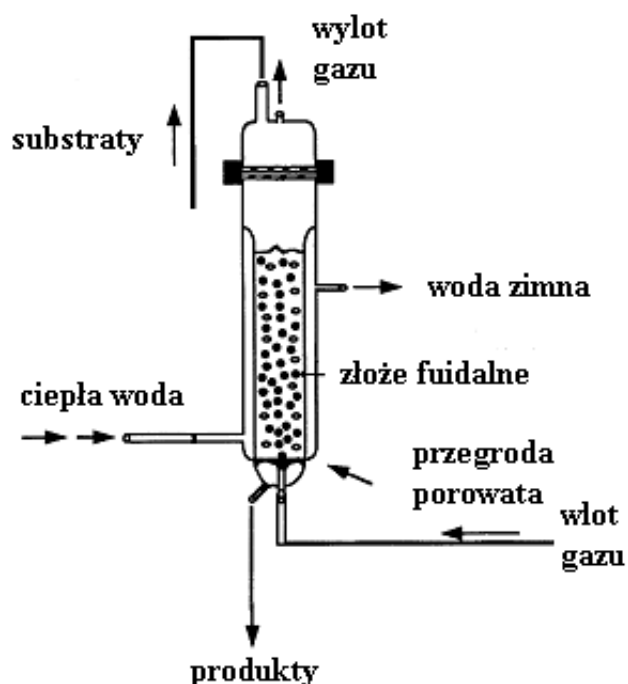
najczęściej stosowane w postaci siatek leżących na rusztach. Przepływ reagentów może być skierowany od dołu do góry aparatu lub przeciwnie.

2.9.2.1 . Reaktory typu wieżowego barbotażowe, zawiesinowe, trójfazowe

Reaktory typu wieżowego barbotażowe, zawiesinowe, trójfazowe znajdują zastosowanie do prowadzenia procesów w układzie gaz-ciecz lub gaz-ciecz-ciało stałe. Ciało stałe zwykle występuje w zawiesinie, którą tworzy odpowiednio dobrany reagent bądź też ziarna wykonane z materiału nie biorącego udziału w reakcji albo pełniące rolę katalizatora. Reaktor taki posiada wbudowany odpowiedni dystrybutor rozdzielający strumień gazu na drobne pęcherzyki unoszące się do góry przez warstwę złoża.

2.9.2.2 . Reaktory typu wieżowego fluidalne

Reaktory typu wieżowego fluidalne (Rys. 3.10.4) pracują z drobnoziarnistym złożem utrzymywanym w stanie fluidalnym przez przepływ fazy płynnej, zwykle gazowej. Stan fluidalny zapewnia dobrą wymianę ciepła i wyrównane stężenie i stopień przemiany w przekroju poprzecznym reaktora. Dodatkową zaletą aparatu jest stały spadek ciśnienia gazu odpowiadający ciężarowi materiału ziarnistego na jednostkę przekroju poprzecznego aparatu.



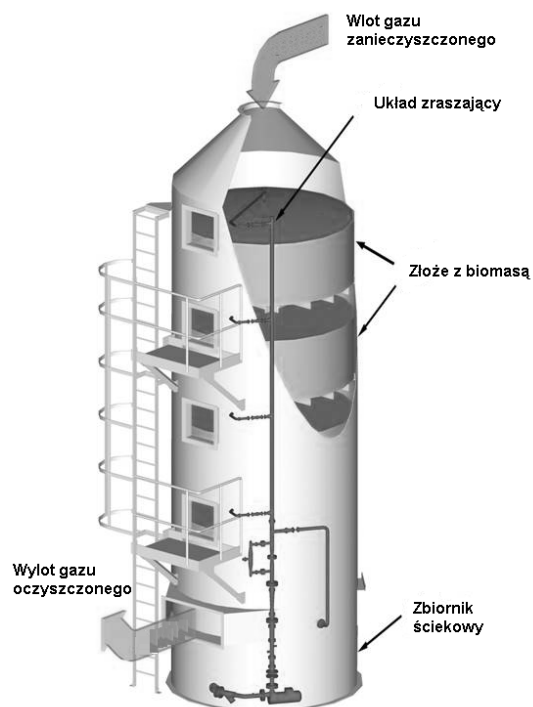
Rys. 3.10.4. Schemat reaktora ze złożem fluidalnym

Ta właściwość umożliwia stosowanie bardzo drobnego materiału jako fazy stałej przy dużych prędkościach przepływu fazy płynnej.

2.9.3 . Bioreaktory

Bioreaktor jest zasadniczym aparatem każdego procesu biochemicznego (Rys. 3.10.5)

Główne zadanie jakie spełnia tam bioreaktor to umożliwienie optymalnego wzrostu lub wytwarzania odpowiednich komórek w zadanym środowisku. Ze względu na rodzaj hodowli bioreaktory mogą pracować w sposób okresowy, półokresowy, ciągły. Bioreaktory okresowe stosuje się głównie w badaniach laboratoryjnych. W skali technicznej wykorzystuje się hodowle półciągłe uzyskiwane podczas kilkakrotnego powtarzania hodowli okresowych. W hodowli półciągłej w warunkach tlenowych można wyróżnić następujące fazy:



Rys.3.10.5. Reaktor z wypełnieniem biomasa, wg [45]

napowietrzanie (wzrost mikroorganizmów), sedymentację i dekantację, doprowadzenie nowej porcji pożywek, ponowne napowietrzanie (nowy cykl). W bioprocessach stosuje się najczęściej reaktory przepływowe, które mogą pracować jako pojedyncze aparaty lub jako kaskada. Ze względu na rozwiązania konstrukcyjne można je podzielić na: reaktory zbiornikowe (z idealnym wymieszaniem), rurowe (przepływ tłokowy), fluidalne. Modelowanie bioreaktorów polega na sformułowaniu równań matematycznych opisujących procesy zachodzące w aparacie. W zależności od sposobu wyznaczania postaci równań, można wyróżnić modele empiryczne i teoretyczne.

Jednym z ważniejszych problemów podczas projektowania procesów biochemicznych jest określenie objętości odpowiedniego bioreaktora. Analityczne obliczenie objętości reaktora jest możliwe wówczas, gdy znane są szybkości reakcji r . W tabeli 3.10.1 przedstawiono równania opisujące objętość reaktora w zależności od przyjętej kinetyki reakcji rzędu r – zerowego, pierwszego, n oraz Monoda.

Tabela 3.10.1. Równania opisujące objętość reaktora w zależności od jego typu i przyjętej kinetyki.

Równanie szybkości reakcji	Typ reaktora	
	z idealnym wymieszaniem	z przepływem tłokowym
$r = -k$	$V = \frac{Q}{k} (C_0 - C_k)$	$V = \frac{Q}{k} (C_0 - C_k)$
$r = -kC$	$V = \frac{Q}{k} \left(\frac{C_0}{C_k} - 1 \right)$	$V = \frac{Q}{k} \frac{C_0}{C_k}$
$r = -kC^n$	$V = \frac{Q}{k} \left(\frac{C_0 - C_k}{C_k^n} \right)$	$V = \frac{Q}{k} \left(\frac{1}{C_k^n - 1} - \frac{1}{C_0^n - 1} \right)$
$r = -\frac{Q}{K_m + C}$	$V = \frac{Q}{k} \left(\frac{C_0}{C_k} - 1 \right) (C_k - C_k)$	$V = \frac{Q}{k} \left(\frac{C_0}{C_k} + \frac{C_0}{C_k} - C_k \right)$

gdzie: r – szybkość reakcji, k – stała szybkości reakcji, n – rząd reakcji, K_m – stała odpowiadająca stężeniu substratu, przy którym specyficzna szybkość wzrostu mikroorganizmów osiąga połowę wartości maksymalnej tzw. stała Monoda, Q – natężenie przepływu, V_m , V_t – odpowiednio objętości bioreaktora z idealnym wymieszaniem i przepływem tłokowym, C_0 , C_k – stężenia odpowiednio na dopływie i odpływie z bioreaktora. Z rozważań teoretycznych wynika, że przy stałej objętości aparatu wyższą sprawność można uzyskać w bioreaktorze z przepływem tłokowym pod warunkiem że szybkość reakcji spełnia relację $n > 1$. W rzeczywistości sprawność procesu w aparacie z przepływem tłokowym może być znacznie niższa, co może wynikać zarówno z warunków technologicznych, inhibicji produktami końcowymi na odpływie z bioreaktora, jak i trudności z uzyskaniem idealnego przepływu tłokowego ze względu na mieszanie się strumieni.

Stosowane są trzy grupy bioreaktorów typu zbiornikowego:

- bez mieszania i areacji,
- bez mieszania i z areacją,
- z mieszaniem i areacją.

Bioreaktory bez mieszania i areacji stanowią tradycyjne aparaty do produkcji napojów alkoholowych, nabiału itp.

Podział bioreaktorów z mieszaniem i areacją jest związany ze sposobem dystrybucji gazu, mieszaniem i przepływem cieczy.

Najczęściej stosowanym bioreaktorem jest zbiornik z mieszadłem. W celu zapewnienia warunków dobrego mieszania, aparat jest wyposażony w przegrody na ścianie bocznej, 4 dla zbiorników o średnicy do 3 m i 6-12 dla zbiorników większych. Szerokość przegród wynosi $0,08 - 0,1$ średnicy zbiornika. Rodzaj mieszadła i jego zapotrzebowanie mocy oraz dobór silnika zależny jest od parametrów procesowych. Stosowane są mieszadła turbinowe, otwarte z łopatkami prostymi i nachylonymi o liczbie łopatek 4 -18, śmigłowe oraz łapowe. Liczba mieszadeł montowanych na wale zależy od wysokości medium z zbiorniku. Zwykle przyjmuje się, że jeżeli średnica zbiornika jest równa jego wysokości to można zastosować jedno mieszadło. Zagadnienia obliczeń wytrzymałościowych wału podano w rozdziale 3.8, zaś doboru w rozdziale 3.6. Urządzenie rozpraszające gaz (przegroda, bełkotka, półka, stożek rozpraszający) powinno znajdować się w odległości co najmniej równej połowie średnicy mieszadła od dna. Przyjmuje się, że intensywność mieszania jest właściwa, jeżeli moc przekazana medium mieszanemu jest większa od 100 W/m^3 , lub liczba Froude'a jest większa od 0,1.

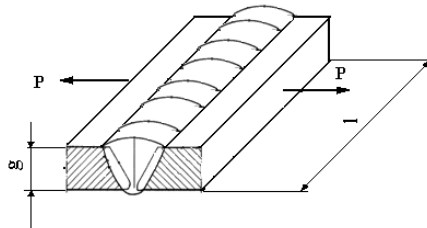
Bioreaktory z areacją strumienia powietrza posiadają następujące zalety: małe naprężenia ścinające, co pozwala na lepszy wzrost komórek organizmów, łatwe utrzymanie sterylnych warunków, możliwość budowania aparatów do 60 m wysokości i ok. 7 m średnicy z dobrymi warunkami rozpuszczalności tlenu.

Wady tego typu reaktorów to: trudności w utrzymaniu stałych warunków procesowych, trudności w usuwaniu piany w górnej części zbiornika, wysokie zużycie energii i koszt aparatu.

3 Przykłady obliczeniowe

Zadanie

Obliczyć długość l połączenia spoiny czołowej blach dla następujących danych:



Rys. . 1. Połączenie spoiną czołową

$P = 5 \cdot 10^5 \text{ N}$; $g = 10 \text{ mm}$; $R_e = 24 \cdot 10^7 \text{ Pa}$; $X_e = 2$.

Warunek wytrzymałościowy w tym przypadku ma postać

$$\sigma_r = \frac{P}{A} \leq k_r$$

gdzie

$$k_r = \frac{R_e}{X_e} = \frac{24 \cdot 10^7}{2} = 12 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$A = gl$$

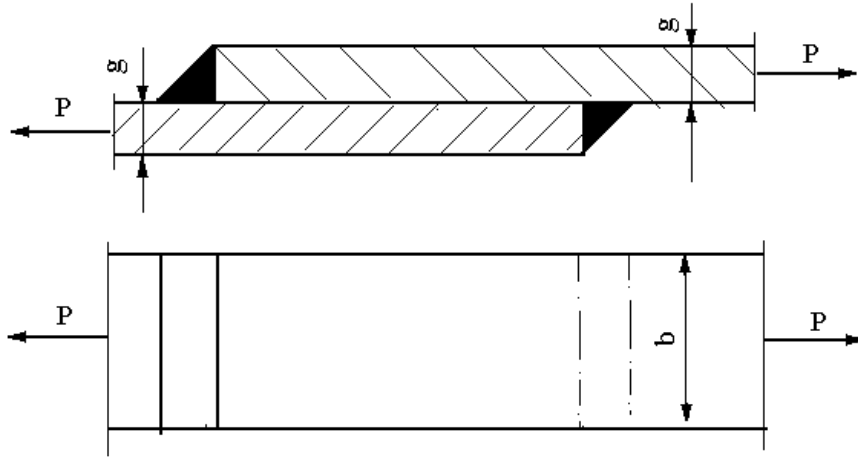
Po podstawieniu i przekształceniu otrzymuje się

$$l \geq \frac{P}{gk_r} = \frac{5 \cdot 10^5}{0,01 \cdot 12 \cdot 10^7} = 0,417 \text{ m}$$

Zadanie

Obliczyć szerokość b połączenia spoiny pachwinowej blach dla następujących danych:

$$P = 65 \cdot 10^3 \text{ N}; g = 10 \text{ mm}; k_t = 45,5 \text{ MPa}$$



Rys. x.2. Połączenie spoiną pachwinową

Naprężenia ścinające określa wzór

$$\tau = \frac{P}{A} \leq k_t$$

gdzie:

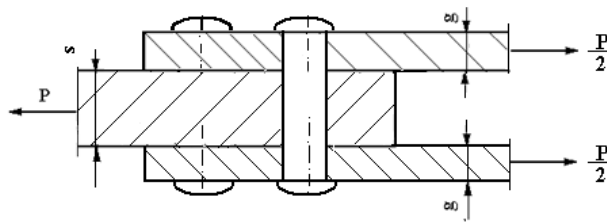
$$A = 2 \cdot 0,7g \cdot b$$

Po podstawieniu i przekształceniu otrzymuje się

$$b \geq \frac{P}{0,7gk_t} = \frac{13 \cdot 10^4}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,01 \cdot 45,5 \cdot 10^6} = 0,204 \text{ m}$$

Zadanie

Połączenie nitowe wykonano z blach dwurzędowo za pomocą $n=11$ nitów o średnicy $d = 0,01 \text{ m}$ w sposób pokazany na rys. x.x. 3.



Rys. x.x.3. Połączenie nitowe

Obliczyć naprężenia w nicie i w blachach jeżeli wartość siły $P = 140000 \text{ N}$, $s = 0,01 \text{ m}$, $g = 0,006 \text{ m}$.

Naprężenie ścinające w nicie

$$\tau = \frac{2P}{n\pi d^2} = \frac{2 \cdot 140000}{11 \cdot \pi \cdot 0,01^2} = 81,07 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Nacisk powierzchniowy dla blachy środkowej

$$\sigma_d = \frac{P}{nsd} = \frac{140000}{11 \cdot 0,01 \cdot 0,01} = 127,3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Nacisk powierzchniowy dla blach zewnętrznych

$$\sigma_d = \frac{P}{2ngd} = \frac{140000}{2 \cdot 11 \cdot 0,006 \cdot 0,01} = 106,06 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

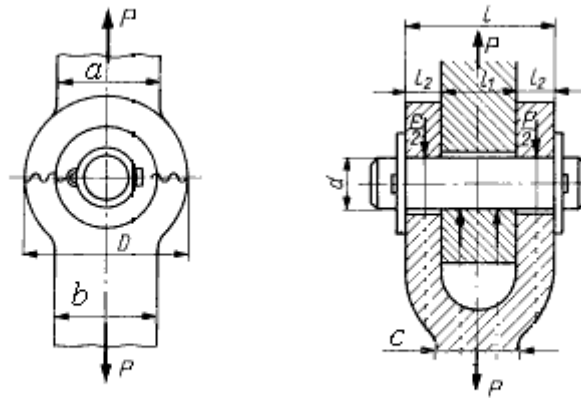
Zadanie

Oblicz naprężenia występujące w połączeniu sworzniowym w przypadku:

- gdy sworzeń jest osadzony ciasno
- gdy sworzeń jest osadzony luźno

dla następujących danych:

$P = 10^5 \text{ N}$, $d = 30 \text{ mm}$, $l_1 = 50 \text{ mm}$, $l_2 = 25 \text{ mm}$, $D = 50 \text{ mm}$, $a = 40 \text{ mm}$, $b = 40 \text{ mm}$, $c = 50 \text{ mm}$



Rys. 3.9. Połączenie sworzniowe

a) Sworzeń osadzony ciasno

Naprężenia ścinające w sworznii

$$\tau = \frac{2P}{\pi d^2} = \frac{2 \cdot 100000}{\pi \cdot 0,03^2} = 70,75 \text{ MPa}$$

Naciski powierzchniowe σ_d w elemencie widelkowym

$$\sigma_d = \frac{P}{2dl_2} = \frac{100000}{2 \cdot 0,03 \cdot 0,025} = 66,7 \text{ MPa}$$

Naciski powierzchniowe σ_d między sworzniem a elementem środkowym

$$\sigma_d = \frac{P}{dl_1} = \frac{100000}{0,03 \cdot 0,05} = 66,7 \text{ MPa}$$

Naprężenia rozrywające w elemencie widelkowym

$$\sigma_r = \frac{P}{2(D-d)l_2} = \frac{100000}{2(0,06 - 0,03)0,25} = 66,7 \text{ MPa}$$

Naprężenia rozrywające w ramieniu widełek

$$\sigma_r = \frac{P}{bc} = \frac{100000}{0,04 \cdot 0,05} = 50 \text{ MPa}$$

Naprężenia rozrywające w ramieniu elementu środkowego

$$\sigma_r = \frac{P}{al_1} = \frac{100000}{0,04 \cdot 0,05} = 50 \text{ MPa}$$

b) Sworzeń osadzony luźno

Jeżeli sworzeń jest pasowany luźno w tzw. połączeniu widelkowym, to w tym przypadku jest obliczany na zginanie.

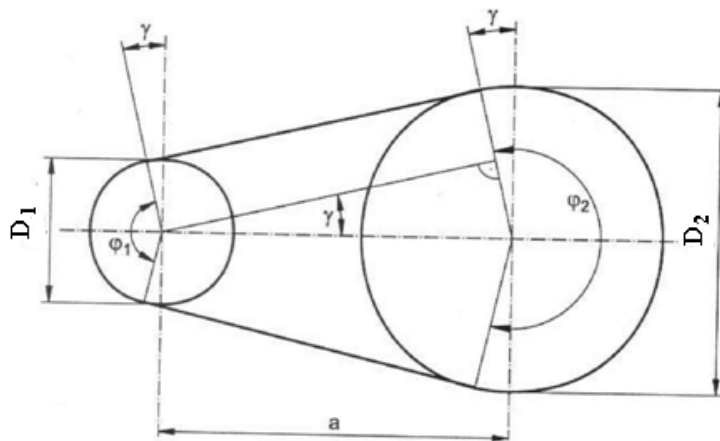
Napężenia zginające

$$\sigma_g = \frac{Pl}{8W_g} = \frac{Pl}{8 \cdot 0,1d^3} = \frac{100000 \cdot 0,1}{8 \cdot 0,1 \cdot 0,03^3} = 463 \text{ MPa}$$

Zadanie

Ustalić podstawowe wymiary przekładni pasowej dla następujących danych

$N_s = 11 \text{ kW}$, obroty silnika $n_s = 750 \text{ min}^{-1}$, $i = 3,2$, $a = 2 \text{ m}$,



Średnica koła czynnego [12]

$$D_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{N_s}{n_s}} = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{11}{750}} = (269 \div 318) \text{ mm}$$

Przyjęto znormalizowaną średnicę koła pasowego $D_1 = 280 \text{ mm}$.

Średnica koła biernego

$$D_2 = D_1 i = 280 \cdot 3,2 = 896 \text{ mm}$$

Przyjmuję $D_2 = 900 \text{ mm}$

Kąty opasania φ_1 i φ_2 wynoszą odpowiednio

$$\sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2a} = \frac{0,9 - 0,28}{2 \cdot 2,5} = 0,124$$

$$\gamma = 0,124$$

$$\varphi_1 = \pi - 2\gamma = \pi - 2 \cdot 0,124 = 2,8936$$

$$\varphi_2 = \pi + 2\gamma = \pi + 2 \cdot 0,124 = 3,3900$$

Długość pasa L można wyznaczyć z zależności

$$L = 0,5(4a + D_1\varphi_1 + D_2\varphi_2) = 0,5(4 \cdot 2,5 + 0,28 \cdot 2,8936 + 0,9 \cdot 3,3900) = 6,93 \text{ m}$$

Prędkość obwodowa pasa

$$v = \frac{\pi D_1 n_s}{60} = \frac{\pi \cdot 0,28 \cdot 750}{60} = 11 \text{ m/s}$$

Siła obwodowa

$$F = \frac{N_s}{v} = \frac{11000}{11} = 1000 \text{ N}$$

Dla pasa tkaninowo – gumowego odczytuje się wartość obciążenia jednostkowego $q = 11,6 \text{ N/mm}$ [12] i oblicza się wartość obciążenia dopuszczalnego q_{dop} ze wzoru

$$q_{dop} = \frac{k_o k_v k_\varphi}{k_T} q$$

przyjmując z tabel [12] odpowiednio współczynniki: $k_o = 1$, $k_v = 0,98$, $k_\varphi = 0,968$, $k_T = 1,3$

$$q_{dop} = \frac{1 \cdot 0,98 \cdot 0,968}{1,3} \cdot 11,6 = 8,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Obliczeniowa szerokość pasa b wynosi

$$b = \frac{F}{q_{dop}} = \frac{1000}{8,7} = 115 \text{ mm}$$

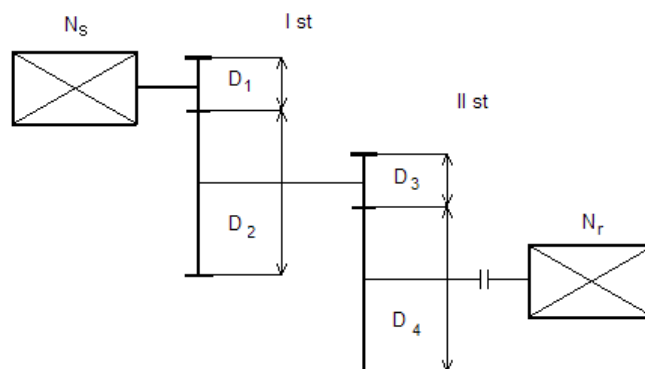
zaś przyjmując jego dopuszczalne naprężenia $k_r = 2,6 \text{ N/mm}^2$ [6] grubość pasa g wyniesie

$$g \geq \frac{q_{dop}}{k_r} = \frac{8,7}{2,6} = 3,35 \text{ mm}$$

Przyjęto pas o grubości $g = 4 \text{ mm}$.

Zadanie

Maszyna robocza o mocy $N_r = 6 \text{ kW}$ wykonująca $n_3 = 8$ obrotów/s ma być napędzana silnikiem za pomocą dwustopniowej (I, II) przekładni ciernej w sposób pokazany na rysunku



Dane dodatkowe:

Średnice kół: $D_1 = D_3 = 0,1 \text{ m}$; całkowite przełożenie $i_c = 4$; współczynnik tarcia $\mu = 0,3$; sprawność każdego ze stopni $\eta_I = \eta_{II} = 0,8$.

Dla danego układu dobrać silnik (moc, liczba obrotów); wyznaczyć średnice kół D_2 , D_4 , oraz wielkość sił F_{nI} i F_{nII} z jakimi muszą być dociskane koła aby mogła być przeniesiona wymagana moc.

Całkowite przełożenie przekładni dwustopniowe określa zależność

$$i_c = i_I i_{II}$$

Ponieważ $i_c = 4$ założono, że najwygodniej jest zrealizować przełożenie przyjmując $i_I = i_{II} = 2$.

Przełożenie i_I określa wzór

$$i_I = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_s}{n_2} = \frac{\omega_s}{\omega_2}$$

Stąd po przekształceniu otrzymuje się średnicę D_2 z zależności

$$D_2 = i_I D_1 = 2 \cdot 0.1 = 0,2 \text{ m}$$

Ponieważ

$$i_{II} = \frac{D_4}{D_3}$$

więc

$$D_4 = i_{II} D_3 = 2 \cdot 0.1 = 0,2 \text{ m}$$

Moc silnika N_s wyraża zależność

$$N_s = \frac{N_r}{\eta_c} = \frac{N_r}{\eta_I \eta_{II}} = \frac{6}{0,8 \cdot 0,8} = 9,375 \text{ kW}$$

Z tabeli silników [12] dobieram trójfazowy silnik indukcyjny z wirnikiem klatkowym typ SLg 160 L-2 o mocy $N_s = 11 \text{ kW}$ i liczbie obrotów $n_s = 960 \text{ 1/min} = 32 \text{ 1/s}$.

Moc przeniesiona na koło pasowe o średnicy D_2 wynosi

$$N_2 = N_s \eta_I = 11 \cdot 0,8 = 8,8 \text{ kW}$$

zaś odpowiadający jej moment obrotowy w pierwszym stopniu przekładni

$$M_I = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{N_2 i_I}{2\pi n_s} = \frac{8800 \cdot 2}{2\pi \cdot 32} = 87,53 \text{ Nm}$$

Siłę tarcia F_I można obliczyć z równania

$$F_I = \frac{2M_I}{D_2} = \frac{2 \cdot 87,53}{0,2} = 875,3 \text{ N}$$

Poszukiwana siła nacisku kół ciernych w pierwszym stopniu przekładni wynosi

$$F_{nI} = \frac{F_I}{\mu} = \frac{875,3}{0,3} = 2917,7 \text{ N}$$

W podobny sposób oblicza się siłę nacisku w drugim stopniu przekładni

$$M_{II} = \frac{N_3}{\omega_3} = \frac{N_2 \eta_{II}}{\omega_3} = \frac{N_s \eta_I \eta_{II}}{2\pi n_3} = \frac{11000 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{2\pi \cdot 8} = 140,1 \text{ Nm}$$

Siłę tarcia F_{II} można obliczyć z równania

$$F_{II} = \frac{2M_{II}}{D_4} = \frac{2 \cdot 140,1}{0,2} = 1401 \text{ N}$$

Poszukiwana siła nacisku kół ciernych w pierwszym stopniu przekładni wynosi

$$F_{nII} = \frac{F_{II}}{\mu} = \frac{1401}{0,3} = 4670 \text{ N}$$

Zadanie

Obliczyć grubość ścianki zbiornika cylindrycznego dla następujących danych projektowych
ciśnienie obliczeniowe wewnętrzne $P_{ow} = 6,2272 \cdot 10^5 \text{ Pa}$,

średnica wewnętrzna zbiornika $D_w = 2,00 \text{ m}$,

dopuszczalne naprężenie materiału zbiornika $k = 15,11 \cdot 10^7 \text{ Pa}$,

naddatek grubości na minusową odchyłkę blachy $C_1 = 0,0008 \text{ m}$,

naddatek grubości na korozję przy przyjęciu 10 lat pracy $C_2 = 0,001 \text{ m}$,

naddatek grubości ze względu na naprężenia nie pochodzące od ciśnienia $C_3 = 0$,

współczynnik zależny od stosunku średnicy zewnętrznej do wewnętrznej $a=1$,

współczynnik wytrzymałościowy spawu $z=0,8$.

Grubość ścianki określa zależność

$$g = \frac{D_w P_{ow}}{\frac{2,3}{1} k z - P_{ow}} + \sum C_i$$
$$g = \frac{2 \cdot 6,2272 \cdot 10^5}{\frac{2,3}{1} 15,11 \cdot 10^5 \cdot 0,8 - 6,2272 \cdot 10^5} + 0,0018 = 0,0063 \text{ m}$$

Z normy **BN-65/2002-02** przyjęto najbliższą większą rzeczywistą grubość ścianki części cylindrycznej zbiornika $g_{rz} = 0,008 \text{ m}$.

Zadanie

Dla mieszalnika, mieszającego ciecz o gęstości $\rho = 1350 \text{ kg/m}^3$ i lepkości $\eta_c = 0,008 \text{ Pas}$, wyznaczono z danych procesowych liczbę mieszania $M_i = 7$ i dobrano mieszadło zamocowane na wale o długości $L = 4,7 \text{ m}$ o następującej charakterystyce: mieszadło turbinowe zamknięte z sześcioma płaskimi łopatkami o średnicy $d_m = 0,63 \text{ m}$, masie $m_m = 16,6 \text{ kg}$ i liczbie obrotów $n = 1,667 \text{ obr/s}$. Wyznaczyć moc mieszania N_m , moc na wale N_w , moc silnika i wykonać metodą zmodyfikowaną obliczenia wytrzymałościowe wału na dopuszczalne naprężenia skręcające i sprawdzające wał na drgania krytyczne.

Moc mieszania określa zależność

$$N_m = M_i d_m^5 n^3 \rho$$

po podstawieniu

$$N_m = 7 \cdot 0,63^5 1,667^3 \cdot 1200 = 3,862 \text{ kW}$$

Moc na wale

$$N_w = k_1 k_2 k_3 N_m$$

gdzie : k_1, k_2, k_3 – współczynniki uwzględniające odpowiednio: stopień napełnienia, wzrost mocy przy ewentualnym zwiększeniu oporów mieszania, wzrost mocy z uwagi na występowanie elementów wspomagających np. przegród.

Przyjęto odpowiednio $k_1 = 1,23$, $k_2 = 1$, $k_3 = 1$, wówczas

$$N_w = 1,23 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3,862 = 4,75 \text{ kW}$$

Wymagana moc silnika po uwzględnieniu sprawności przekładni $\eta_p = 0,8$ będzie wynosić

$$N_s = \frac{N_w}{\eta_p} = \frac{4,75}{0,8} = 6 \text{ kW}$$

Moment skręcający wału

$$M_s = \frac{N_w}{\omega} = \frac{N_w}{2\pi n} = \frac{4750}{2\pi \cdot 1,667} = 453,5 \text{ Nm}$$

Przyjmując, że wał wykonany jest ze stali dla której dopuszczalne naprężenie na skręcanie wynosi $k_s = 7,77 \cdot 10^7 \text{ Pa}$, średnicę wału d_w wyznaczono z zależności

$$d_w \geq \sqrt[3]{\frac{16M_s}{\pi k_s}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 453,5}{\pi \cdot 7,77 \cdot 10^7}} = 0,03 \text{ m}$$

Sprawdzenie warunku na dopuszczalny kąt skręcenia

♦ **Moduł Kirchoffa**

Odczytano dla stali z której wykonany będzie wał:

moduł Younga: $E = 21 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

współczynnik Poissona $\mu = 0,3$

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} = \frac{21 \cdot 10^{10}}{2(1 + 0,3)} = 8,08 \cdot 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Średnica wału przy założeniu $\left(\frac{\varphi}{L}\right)_{dop} = 1^\circ$ wynosi

$$d_w \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 180 \cdot M_s \left(\frac{\varphi}{L}\right)_{dop}}{G\pi^2}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 180 \cdot 453,5 \cdot 1}{8,08 \cdot 10^{10} \pi^2}} = 0,0425 \text{ m}$$

Przyjmuję, że końcowa średnica, która musi spełniać oba warunki wynosi $d_w = 0,05 \text{ m}$.

Obliczenia sprawdzające wał na drgania krytyczne

Prędkość obrotowa wału

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot \pi \cdot 1,667 = 10,47 \text{ rad/s}$$

Masa wału przy przyjęciu gęstości materiału wału $\rho_m = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ wynosi

$$m_w = \frac{\pi d_w^2}{4} L \rho_{mat} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 4,7 \cdot 7850 = 72,44 \text{ kg}$$

Jednostkowa masa wału m_j

$$m_j = \frac{m_w}{L} = \frac{72,44}{4,7} = 15,41 \frac{kg}{m}$$

Dobór współczynnika α

$$m_{mw} = \frac{m_m}{m_w} = \frac{16,6}{72,44} = 0,23$$

Przyjęto względną długość wału do punktu podparcia $a = 0,8$

Z wykresu 1 z rys. 22.24 [17]

zgodnie ze schematem umocowania wału „1” odczytano:

$$\alpha = 2,0$$

3.1.1 Moment bezwładności I

$$I = \frac{\pi d_w^4}{32} = \frac{\pi 0,05^4}{32} = 6,14 \cdot 10^{-7} m^4$$

Krytyczna prędkość kątowa wału ω_{kr}

$$\omega_{kr} = \frac{\alpha^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m_j}} \frac{\alpha^2}{L^2} = \frac{2^2}{4,7^2} \sqrt{\frac{21 \cdot 10^{10} \cdot 6,14 \cdot 10^{-7}}{15,41}} = 16,56 \frac{1}{s}$$

Stała bezwymiarowa A

$$A = \sqrt{1 + 0,025 \left(\frac{\eta_c}{\eta_w}\right)^{0,7} \left(\frac{d_m}{D_w}\right)^{0,9}} = \sqrt{1 + 0,025 \left(\frac{0,008}{0,001}\right)^{0,7} \left(\frac{0,63}{2}\right)^{0,9}} = 1,02$$

Warunek dla mieszadeł turbinowych

$$\omega \leq (0,55 \div 0,8) \frac{\omega_{kr}}{A}$$

$$9,0 \leq 10,47 \leq 13,0$$

Warunek jest spełniony.

4 Literatura

- [1]. Skoć A., Spalek J.: Podstawy konstrukcji maszyn, WNT, Warszawa, 2006.
- [2] Skoć A., Spalek J., Markusik S.: Podstawy konstrukcji maszyn, WNT, Warszawa, 2008
- [3]. Skoć A. Przykłady obliczeń. Zadania do rozwiązania z Podstaw Konstrukcji Maszyn. T1, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2007.
- [4]. Skoć A. Przykłady obliczeń. Zadania do rozwiązania z Podstaw Konstrukcji Maszyn. T2, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2009.
- [5]. Klimpel A.: Spawanie, zgrzewanie i cięcie metali. Technologie, WNT, Warszawa, 1999.
- [6]. Pikoń J.: Maszynoznawstwo i technika cieplna. Cz. IV. Elementy maszyn, skrypt uczelniany Politechniki Śląskiej, wyd. III, Gliwice, 1974.
- [7]. Biały W.: Podstawy maszynoznawstwa. Wyd. Pol. Śl., Gliwice 2002.
- [8]. Chomczyk W.: Podstawy konstrukcji maszyn. WNT, Warszawa, 2008.
- [9]. Matczyński F., Roguski T. (red.): Mały poradnik mechanika. PWT, Warszawa, 1959.
- [10]. Thieme J. (red.): Poradnik inżyniera mechanika, T.2, WNT, Warszawa, 1968.
- [11]. Rutkowski A.: Części maszyn. Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa, 1992.
- [12]. Kurmaz L., Kurmaz O.: Projektowanie węzłów i części maszyn, Wyd. Pol. Świętokrzyskiej, Kielce, wyd. IV, 2007.
- [13]. Chwiej M.: Maszynoznawstwo ogólne, PWN, Warszawa, 1983.
- [14]. Kunicki H. (red.): Poradnik inżyniera mechanika, T.1, WNT, Warszawa, 1968.
- [15]. Wales S. M.: Chemical process equipment. Selection and design, Butterwrth – Heinemann, New York, 1990.
- [16]. Warych J. Aparatura chemiczna i procesowa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1996.
- [17]. Pikoń J.: Podstawy konstrukcji aparatury chemicznej, PWN, Warszawa, 1979.
- [18]. Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki, WNT, Warszawa, 1971.
- [19]. Stręk F.: Mieszanie i mieszalniki, WNT, Warszawa, 1981.
- [20]. Kozulin N.A., Sokołow W.N., Szapiro A.J.: Maszyny przemysłu chemicznego, WNT, Warszawa, 1970.
- [21]. Gaa - Labox Sp. z o.o. :Katalog. Mieszadła, [dostęp 15 czerwca 2010], [<http://www.gaa.com.pl/download.html>].
- [22]. Bandrowski J. Merta H. J. Ziolo: Sedymentacja zawiesin. Zasady i projektowanie, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2001.

- [23]. McCabe W.L. Smith J.C.: Unit operations of chemical engineering, McGraw-Hill, New York 1976.
- [24]. PGKIM Chrubieszów Sp. z o. o., Galeria zdjęć-Oczyszczalnia, [dostęp 22 czerwca 2010], [<http://www.pgkimhrubieszow.pl/galeria-zdjec/category/1.html>].
- [25]. Koch R., Noworyta A.: Procesy mechaniczne w inżynierii chemicznej, WNT, Warszawa 1992.
- [26]. Fayed M.E., Otten L. (ed): Handbook of powder science and technology, Van Nostrand Reinhold Company, New York 1984.
- [27]. Fitch B.: Thickening theories – an analysis, AIChE Journal, 39, No. 1, 27-36 (1993).
- [28]. Merta H., Ziolo J.: Calculation of thickener area and depth based on the date of bath-settling test, Chem. Engng Sci. 40, No 7, 1301-1303 (1985).
- [29]. Perry R.H., Chilton C.H. (eds): Chemical engineers' handbook, 5th Ed., New York, McGraw-Hill 1973, s. 19-50.
- [30]. Svarovskiy L. (ed.): Solid-liquid separation, III Ed. London, Butterworth 1990.
- [31]. Raynor R.C., Porter E.F.: Thickeners and clarifiers, Chem. Eng. 73, No. 13, 198-202 (June 1966).
- [32]. Seifert J.A.: Selecting thickeners and clarifiers, Chem. Eng. (Oct. 1987), wg [30].
- [33]. Willus C.A.: Fitch B.: Determing thickener torque requirements: Technical report, Dorr-Oliver Publication (1979), wg [30].
- [34]. Keleghan W.: The hi-capacity thickener, Filtr. & Separ. 534-538 (Nov./Dec. 1980).
- [35]. Bednarski S.: Szczegóły konstrukcyjne osadników z wypełnieniem i ich wpływ na sprawność rozdziału, Inż. Ap. Chem. **33**, nr 2, 15 (1994).
- [36]. Pikoń J., Hehlmann J.: Zastosowanie osadników lamelowych w przemysłowych liniach technologicznych, Inż. Ap. Chem., **28**, nr 5, 10(1989).
- [37]. Olszewski W.: Nowa technika w inżynierii sanitarnej. Wodociągi i Kanalizacja. Tom 5: Osadniki wielostrumieniowe, Arkady, Warszawa 1975.
- [38]. Wkłady wielostrumieniowe MULTISED, Materiały informacyjne firmy Halson, Gliwice, ul.Rybnicka 153.
- [39]. Szarawara J., Piotrowski J.: Podstawy teoretyczne technologii chemicznej, WNT, Warszawa, 2010.
- [40]. Walas S. M.: Kinetyka reakcji dla inżynierów, WNT, Warszawa, 1963.
- [41]. Burghardt A. Bartelmus G.: Inżynieria reaktorów chemicznych, T. I i II, PWN, Warszawa, 2001.

- [42]. Bałdyga J., Henczka M.: Podgórska W.: Obliczenia w inżynierii reaktorów, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1996.
- [43]. Klimiuk E., Lossow K., Bulińska M.: Kinetyka reakcji i modelowanie reaktorów biochemicznych w procesach oczyszczania ścieków, Wydawnictwo ART., Olsztyn, 1995.
- [44]. Pikoń J.: Aparatura chemiczna, PWN, Warszawa, 1983.
- [45]. Bandrowski J., Mańka H.: Piece rurowe, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1994.
- [45]. MEGTEC Systems Inc. : MEGTEC Bioreactor, 2010, [dostęp 22 czerwca 2010], [<http://www.megtec.com/megtec-bioreactor-p-683-l-en.html>].