

### 7.1.3. Parametry pracy i zastosowanie pomp łopatkowych

Zapotrzebowanie mocy  $P_w$  pomp łopatkowych określa zależność (patrz rozdział 4)

$$P_w = \frac{g \rho Q_r H 10^{-3}}{\eta} = \frac{\gamma Q_r H 10^{-3}}{\eta} \quad \text{kW}$$

gdzie:  $\eta = \eta_v \eta_h \eta_m$ ;  $\eta_v$  — sprawność objętościowa,  $\eta_h$  — sprawność hydrauliczna ( $\eta_h = 0,93 \div 0,98$ ),  $\eta_m$  — sprawność mechaniczna ( $\eta_m = 0,94 \div 0,97$ ).

Pompy łopatkowe są stosowane wyłącznie do przetłaczania cieczy samosmarujących (oleje, smary) o lepkości  $\nu = 30 \div 80 \text{ mm}^2/\text{s}$  (cSt) przy temperaturze  $t = 90^\circ\text{C}$ ; wydajność  $Q$  do 450 l/min i wysokości podnoszenia  $H = 1400 \text{ m}$ , prędkość obrotowa  $n = 800 \div 4000 \text{ obr/min}$ , całkowita sprawność pomp  $\eta = 0,7 \div 0,85$ .

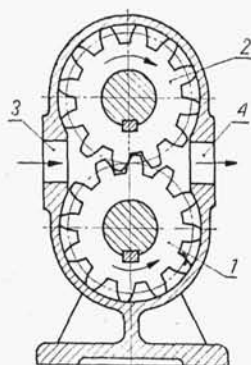
Pompy te znajdują zastosowanie w napędach hydraulicznych obrabiarek, pras, hamulców, podnośników, serwowatorów itp.

## 7.2. Pompy zębate

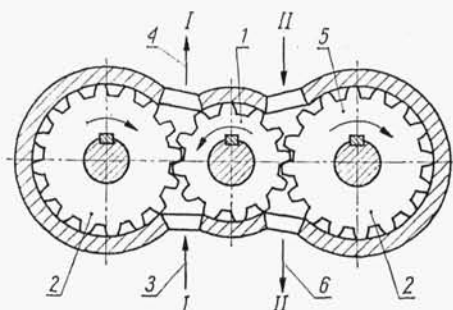
Zestawienie dodatkowych oznaczeń:

- $b$  — szerokość zęba,
- $d_p$  — średnice podziałowe kół zębatych:  $d_{p1}$  — napędzającego i  $d_{p2}$  — napędzanego,
- $e$  — promień przyporu,
- $h$  — wysokość zęba,
- $h_g$  — wysokość głów zębów,
- $m$  — moduł zęba,
- $z$  — liczba zębów koła,
- $A$  — przekrój przestrzeni międzyzębnej,
- $\alpha$  — kąt przyporu,
- $\varepsilon$  — stopień pokrycia (liczba przyporu),
- $\psi = b/m$ .

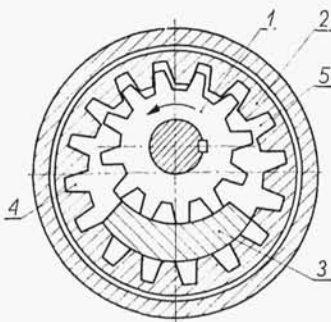
Pompy zębate należą do grupy pomp wyporowych o wirujących tłokach. Koła zębate (w liczbie od dwu do pięciu) obracają się w kadłubie, oddzielając w miejscu zazębienia obszar ssawny pompy od obszaru tłocznego. Zęby kół ślizgają się



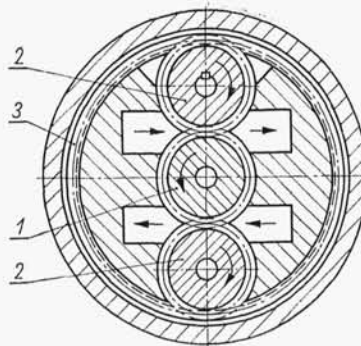
Rys. 7.8. Schemat pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym; 1 — koło zębate napędzające, 2 — koło zębate napędzane, 3 — obszar i króciec ssawny, 4 — obszar i króciec tłoczny



Rys. 7.9. Schemat pompy zębatej trójwirmnikowej dwustrumieniowej; 1 — koło zębate napędzające, 2 — koło zębate napędzane, 3, 4 — wlot i wylot strumienia I, 5, 6 — wlot i wylot strumienia II



Rys. 7.10. Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym jednego wirnika; 1 — koło zębata napędzające, 2 — koło zębata napędzane, 3 — przegroda oddzielająca przestrzeń ssawną 4 od przestrzeni tłocznej 5



Rys. 7.11. Pompa zębata czterowirnikowa o zazębieniu wewnętrznym jednego wirnika; 1 — koło zębata napędzające, 2 — koło zębata napędzane o zazębieniu zewnętrznym, 3 — koło zębata napędzane o zazębieniu wewnętrznym

po gładzi kadłuba spełniając rolę tłoków, a ciecz zawarta we wrębach międzyzębnych jest przetłaczana z obszaru ssawnego do tłoczego.

Ze względu na wysokość przetłaczania ( $p_t - p_s$ ) pompy zębataj dzieli się na niskociśnieniowe do 1,6 MPa (16 at), średnociśnieniowe od 1,6 do 6,3 MPa (16 do 63 at) i wysokociśnieniowe powyżej 6,3 MPa (63 at).

W zależności od rodzaju zazębienia rozróżnia się pompy zębataj o zazębieniu zewnętrznym (rys. 7.8, rys. 7.9) i pompy zębataj o zazębieniu wewnętrznym jednego koła zębatego i zazębieniu zewnętrznym kół współpracujących (rys. 7.10 i 7.11), przy czym w obu grupach mogą występować zęby proste, ukośne lub daszkowe.

### 7.2.1. Pompy zębataj o zazębieniu zewnętrznym

Pompy o zazębieniu zewnętrznym i zębach prostych są najbardziej rozpowszechnionymi i najprostszymi pompami zębatymi.

W kadłubie pompy (rys. 7.8) obracają się koła zębataj napędzające 1 i napędzane 2. Ciecz jest przemieszczana w zamkniętych przestrzeniach międzyzębnych z obszaru ssawnego 3 do tłoczego 4.

Współpraca kół zębatych opiera się na teorii zazębienia. W celu uzyskania prawidłowego działania pompy ruch koła 2 musi być ciągły, czyli stopień pokrycia  $\varepsilon = l/t_z > 1$  (wielkości  $l$  i  $t_z$  są uwidocznione na rys. 7.13).

Przestrzeń międzyzębną można obliczyć z przybliżeniem, gdyż jest ona ograniczona ewolwentowymi powierzchniami zębów. Również i wydajność pompy zębataj można obliczyć w przybliżeniu.

Przy założeniu jednakowej liczby zębów obu kół  $z_1 = z_2 = z$  wydajność pompy zębataj wyniesie

$$Q_r = 2zAb \frac{n}{60} \eta_v \cdot 10^{-9} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.3)$$

gdzie:  $A$  — przekrój w  $\text{mm}^2$ ,  $b$  — szerokość zęba w  $\text{mm}$ ,  $n$  — prędkość obrotowa w obr/min.

Przy normalnej wysokości zębów  $h = 2,2$  m przekrój jednego wrębu wyniesie

$$A = 1,1 \frac{2,2\pi d_p m}{2z} \text{ mm}^2 \quad (7.4)$$

gdzie  $d_p$  — średnica podziałowa w mm.

Wstawiając obliczoną wartość  $A$  do wzoru (7.3), otrzymamy

$$Q_r = 0,125 \eta_v d_p m n b \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.5)$$

a ponieważ  $d_p = mz$ , więc ostatecznie

$$Q_r = 0,125 \eta_v m^2 z n b \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.6)$$

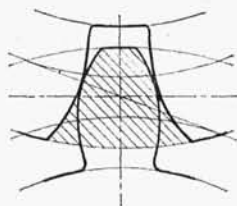
Zakładając  $\psi = b/m$  i podstawiając do równania (7.6), otrzymamy

$$Q_r = 0,125 \eta_v \psi m^3 z n \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.7)$$

Mając daną wydajność  $Q_r$  oraz zakładając prędkość obrotową  $n$  i współczynnik  $\psi$ , oblicza się moduł  $m$ .

Sprawność objętościowa wynosi  $\eta_v = 0,75 \div 0,92$ , zaś współczynnik  $\psi = 10 \div 30$ .

Wyznaczając przekrój  $A$  przez planimetrywanie, można za pomocą wzoru (7.3) określić wydajność pompy. Należy w tym celu narysować w powiększeniu układ zazębienia, jak to przedstawiono na rys. 7.12 i splanimetrować powierzchnię zakreskowaną.



Rys. 7.12  
Określenie objętości cieczy we wrębie międzyzębnym za pomocą planimetrywania

Dokładne obliczenie wydajności pompy zębatej umożliwiają wzory wynikające z teorii zazębienia. Przy zazębieniu ewolwentowym (rys. 7.13) dwu kół zębatych o różnej liczbie zębów *chwilowa wydajność teoretyczna pompy*

$$Q_{th} = \frac{\pi n_1}{60} b \left[ d_{p1} (h_{g1} + h_{g2}) + h_{g1}^2 + \frac{d_{p1}}{d_{p2}} h_{g2}^2 - \left( 1 + \frac{d_{p1}}{d_{p2}} \right) e^2 \right] 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.8)$$

gdzie:  $n$  — prędkość obrotowa koła napędzającego w obr/min, wszystkie wielkości liniowe w mm.

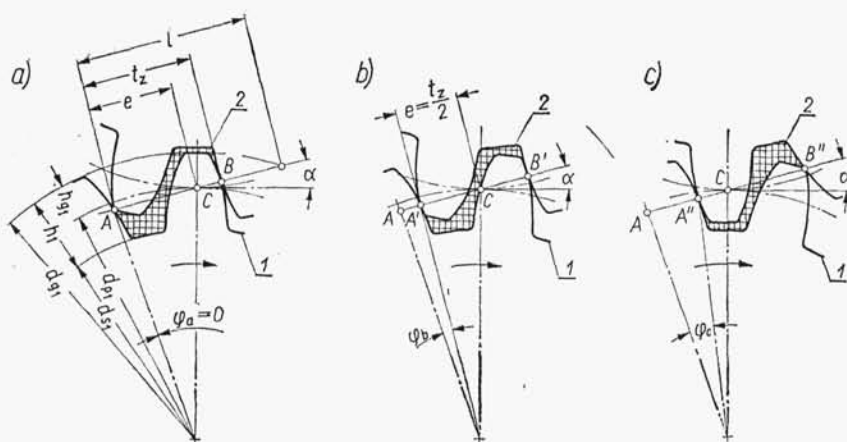
Wzór (7.8) nie uwzględnia strat w przestrzeni zasklepionej. Przy  $\varepsilon > 1$ , w chwili zetknięcia się zębów (rys. 7.13a), część cieczy z obszaru tłocznego zostaje odcięta w przestrzeni zasklepionej (zakreskowana na rys. 7.13b) i przemieszczana z powrotem do obszaru ssawnego.

Dla danej pompy szerokość koła zębatego  $b$  oraz prędkość obrotowa  $n_1$  są stałe, więc wg wzoru (7.8) wydajność  $Q_{th}$  jest zależna tylko od wartości promienia przyporu  $e$ . Na rys. 7.13 przedstawiono wykreślenie tej zależności.

Rzeczywistą wydajność pompy przy różnej liczbie zębów

$$Q_r = \eta_v \frac{\pi n_1}{60} b \left[ d_{p1} (h_{g1} + h_{g2}) + h_{g1}^2 + \frac{d_{p1}}{d_{p2}} h_{g2}^2 - \left( 1 + \frac{d_{p1}}{d_{p2}} \right) \frac{t_z^2}{12} \right] 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.9)$$

gdzie wymiary liniowe w mm.



Rys. 7.13. Przestrzeń zasklepiona, w której następuje stłaczanie cieczy (zazębienie ewolwentowe): a), c) początek i koniec zazębienia, b) położenie środkowe; 1 — koło zębate napędzające, 2 — koło zębate napędzane

Jeżeli oba koła są jednakowe, wtedy  $n_1 = n_2 = n$ ,  $h_{g1} = h_{g2} = h_g$ ,  $d_{p1} = d_{p2} = d_p$  i wzór powyższy przyjmie uproszczoną postać

$$Q_r = \eta_v \frac{\pi n}{30} b \left( d_p h_g + h_g - \frac{t_z^2}{12} \right) 10^{-9} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.10)$$

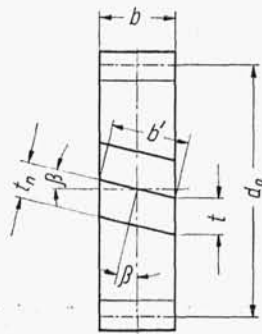
Wzory (7.9), (7.10) i (7.11) nie uwzględniają również strat w przestrzeni zasklepionej.

Przy  $\varepsilon \gg 1$  wydajność rzeczywistą, przy jednakowej liczbie zębów, oblicza się ze wzoru

$$Q_r = \eta_v \frac{\pi n}{30} b \left\{ d_p h_g + h_g^2 - \frac{l^2}{12} [1 + 3(\varepsilon - 1)^2] \right\} 10^{-9} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.11)$$

Dokładną wartość wydajności, z uwzględnieniem strat w przestrzeni zasklepionej oraz strat na przecieki z powrotem do obszaru ssawnego w chwili zetknięcia się zębów, można obliczyć ze wzoru

$$Q_r = \eta_v \frac{\pi n}{30} b m^2 \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) 10^{-9} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.12)$$



Rys. 7.14  
Koło zębate o zębach ukośnych

W przypadku zębów ukośnych (rys. 7.14) należy przy obliczaniu wydajności stosować metody obliczeniowe podane uprzednio. Należy jednak uwzględnić kąt pochylenia zęba do osi koła  $\beta$  albo przyjąć do obliczeń zastępczą szerokość koła

$$b' = \frac{b}{\cos \beta} \quad (7.13)$$

lub przy nieziennej szerokości  $b$  określić zastępczy kąt przyporu wg zależności

$$\operatorname{tg} \alpha_z = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (7.14)$$

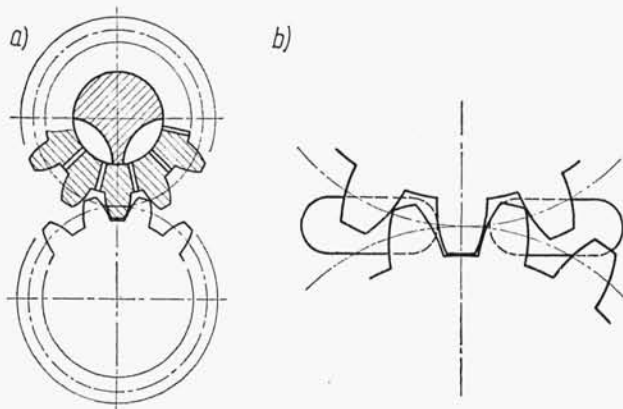
oraz zastępczy moduł.

$$m_z = \frac{m}{\cos \beta} \quad (7.15)$$

Na pracę i sprawność pompy zębatej wpływa w znacznym stopniu zjawisko *zasklepiania* pewnej objętości cieczy w przestrzeni międzyzębnej, jak to przedstawiono na rys. 7.13, przy czym objętość ta jest zmienna w czasie obrotu, co powoduje zmienność ciśnienia w obszarze zasklepionym. Ząb koła napędzającego  $I$  wchodząc w przypór w punkcie  $A$  odcina największą objętość  $V_{\max}$ , która maleje do wartości  $V_{\min}$  w pośrednim położeniu (rys. 7.13b). Następnie objętość ta wzrasta do poprzedniej wartości  $V_{\max}$ , gdy dana para zębów wyzębia się (rys. 7.13c). W czasie zmniejszania się objętości zamknięta ciecz jest stłaczana i wypierana do przestrzeni ssawnej lub tłocznej. Wzrost ciśnienia powoduje dodatkowe obciążenie łożysk. W czasie zwiększania się objętości występuje spadek ciśnienia powodujący powstawanie *kawitacji*, zaś w momencie wyzębiania się ciecz z komory ssawnej raptownie dopełnia otwierającą się przestrzeń zasklepioną, co powoduje drgania i hałas.

Występujące zjawiska zmiany objętości i ciśnienia w przestrzeni międzyzębnej mogą być zmniejszone lub usunięte zupełnie przez:

— maksymalnie dopuszczalne zmniejszenie liczby przyporu  $\varepsilon$  (jej wartość powinna być tylko nieznacznie większa od 1; należy pamiętać o tym, iż wartość  $\varepsilon$  rośnie wraz z liczbą zębów  $z$ , a maleje ze wzrostem kąta przyporu  $\alpha$ ),



Rys. 7.15. Wyrównanie ciśnienia w przestrzeni międzyzębnej za pomocą: a) kanalików łączących sąsiednie wręby, b) wyzłobień w pokrywach bocznych pompy

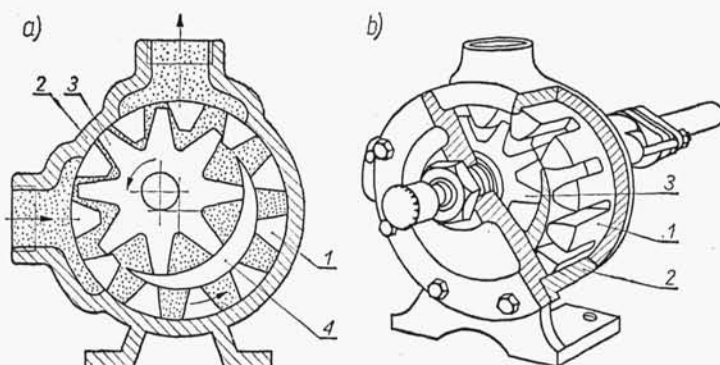
— zastosowanie korekcji zębów przez obcięcie wierzchołka zęba koła 2 wystającego poza punkt  $A'$  (rys. 7.13b),

— połączenie zasklepionej przestrzeni międzyzębnej z przestrzenią tłoczną lub ssawną za pomocą wyłobień w pokrywach bocznych kadłuba pompy, jak to przedstawiono na rys. 7.15b lub za pomocą kanalików (rys. 7.15a) łączących wzajemnie sąsiednie wręby.

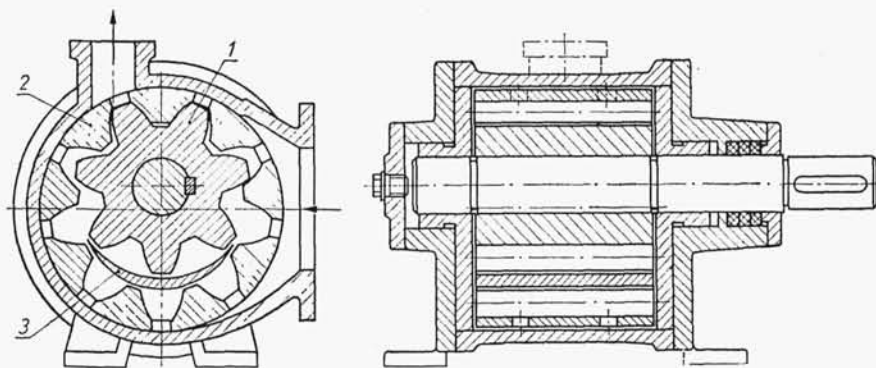
W pompach zębatych o zazębieniu zewnętrznym są stosowane również zęby skośne (śrubowe) oraz zęby daszkowe. Współpracę tych zębów cechuje stopniowe wejście i wyjście z zazębienia — a nie jednocześnie na całej szerokości — dzięki czemu osiąga się jednostajną i cichą pracę zazębienia. Praktycznie nie występuje tu pulsacja wydajności, ani zjawisko zasklepienia cieczy w przestrzeni międzyzębnej. W pompach o zębach skośnych powstają jednak siły wzdłużne, powodujące dociskanie kół do powierzchni bocznych kadłuba. Z tych względów stosuje się zęby daszkowe.

### 7.2.2. Pompy zębate o zazębieniu wewnętrznym

Schemat działania pompy o zazębieniu wewnętrznym przedstawiono na rys. 7.16. Wirnik napędzający o zazębieniu zewnętrznym 3 obraca się wewnątrz cylindrycznego kadłuba pompy 2 i zazębia się z mimośrodowo ułożyskowanym wirnikiem 1 o za-



Rys. 7.16. Schemat działania pompy zębatej o zazębieniu wewnętrznym; 1 — koło zębate napędzane o zazębieniu wewnętrznym, 2 — kadłub pompy, 3 — koło zębate napędzające o zazębieniu zewnętrznym, 4 — przegroda oddzielająca przestrzeń ssawną od tłoczną



Rys. 7.17. Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym; 1 — koło zębate napędzające, 2 — koło zębate napędzane, 3 — przegroda oddzielająca

zębieniu wewnętrznym. Wirniki w miejscu zazębienia się oraz przylegania do sierpowej przegrody 4 oddzielają obszar ssawny od tłocznego.

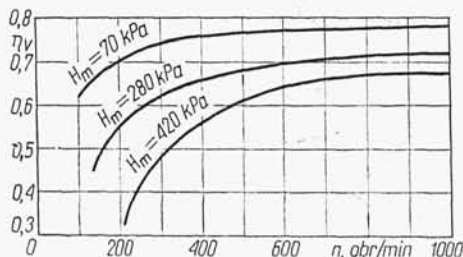
Konstrukcję pompy o zazębieniu wewnętrznym przedstawiono na rys. 7.17.

Pompy tej konstrukcji są rzadziej stosowane z powodu złożonej budowy i trudności wykonania. Zaletą ich są mniejsze wymiary w porównaniu z innymi pompami zębatymi o tej samej wydajności oraz mała zmienność zasklepionej przestrzeni międzywrbnej.

### 7.2.3. Parametry pracy pomp zębatych

Wydajność pomp zębatych wynosi  $Q = 1,6 \div 1000$  l/min, a w rzadkich przypadkach  $Q$  dochodzi do 5000 l/min, przy ciśnieniach  $p$  16 MPa, niekiedy aż do 25 MPa, oraz lepkości kinematycznej  $\nu$  do 2200 mm<sup>2</sup>/s. Prędkość obrotowa pomp wynosi od  $n = 500 \div 3000$  obr/min, lecz spotykane są typy o  $n = 4000$  obr/min. Ze względu na szybkobieżność pompy zębate można sprzęgać bezpośrednio z silnikami elektrycznymi.

Sprawność ogólna pomp zębatych  $\eta$  zależy szczególnie od sprawności objętościowej  $\eta_v$  oraz od sprawności mechanicznej  $\eta_m$ . Sprawność objętościowa pompy  $\eta_v$  rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej  $n$ , wzrostem lepkości cieczy pompowanej, zaś maleje ze wzrostem wysokości podnoszenia  $H$  i ze wzrostem przekroju szczelin między zębami a kadłubem. Ponadto sprawność objętościowa większych pomp jest większa, gdyż straty szczelinowe są stosunkowo małe. Na rys. 7.18 przedstawiono przykład zależności sprawności  $\eta_v$  od prędkości obrotowej  $n$ , dla kilku wysokości podnoszenia  $H$  pompy do oleju o określonej stałej temperaturze i lepkości.



Rys. 7.18  
Zależność sprawności objętościowej  $\eta_v$  pompy zębatej olejowej od prędkości obrotowej  $n$  pompy i od manometrycznej wysokości podnoszenia  $H_m$

W zależności od wielkości i jakości wykonania sprawność objętościowa pomp zębatych wynosi

$$\eta_v = 0,65 \div 0,92$$

Sprawność mechaniczna  $\eta_m$ , zależna przede wszystkim od oporów tarcia w łożyskach oraz współpracujących kół zębatych, wynosi

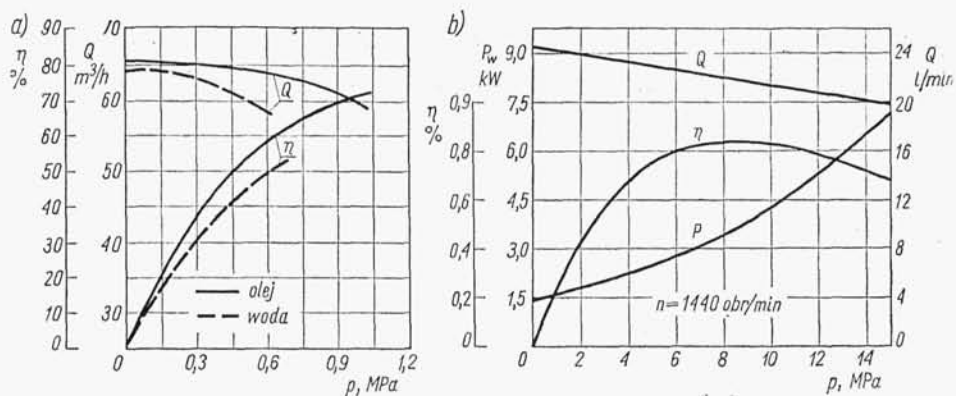
$$\eta_m = 0,75 \div 0,85$$

Sprawność ogólna pomp zębatych wynosi

$$\eta = \eta_v \eta_m = 0,57 \div 0,78$$

Występująca w innych rodzajach pomp wyporowych sprawność hydrauliczna  $\eta_h$  (patrz wzór (6.8)) jest w pompach zębatych pomijana, gdyż jest bliska 1 oraz bardzo trudna do określenia.





Rys. 7.19. Charakterystyki pomp zębatych: a) średniociśnieniowych, b) wysokociśnieniowych

Zapotrzebowanie mocy na wale pompy  $P_w$  można obliczyć z zależności

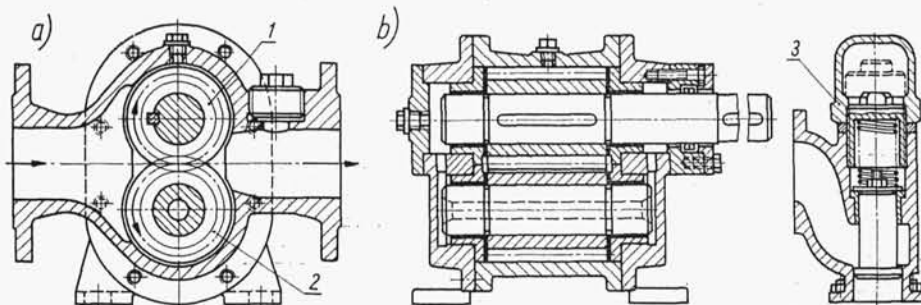
$$P_w = \frac{g \rho Q_r H \cdot 10^{-3}}{\eta} = \frac{Q_r \Delta p \cdot 10^{-3}}{\eta} \quad \text{kW} \quad (7.16)$$

gdzie:  $Q_r$  w  $\text{m}^3/\text{s}$ ,  $H$  w m lub  $\Delta p$  w Pa,  $g$  w  $\text{m}/\text{s}^2$ ,  $\rho$  w  $\text{kg}$ .

Charakterystyki pomp zębatych przedstawiono na rys. 7.19.

#### 7.2.4. Zastosowanie i przykłady rozwiązań konstrukcyjnych pomp zębatych

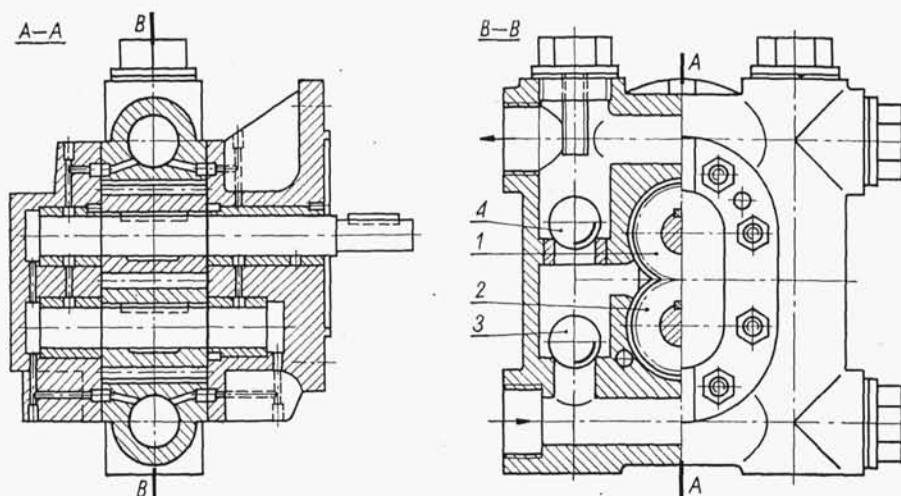
Pompy zębate są stosowane w zasadzie do wszystkich cieczy o niewielkim zanieczyszczeniu. W pompach do cieczy o dobrych właściwościach smarnych łożyska wirników są umieszczone wewnątrz pompy i smarowane podnoszoną cieczą. W przypadku cieczy nie mających dobrych właściwości smarnych oraz cieczy zanieczyszczonych, łożyska pompy są umieszczone na zewnątrz kadłuba.



Rys. 7.20. Pompa zębata (wg VEB Industriewerk Karl-Marx-Stadt): a) przekrój poprzeczny, b) przekrój podłużny; 1 — koło zębate czynne, 2 — koło zębate bierne, 3 — zawór bezpieczeństwa

Na rys. 7.20 przedstawiono typowe rozwiązanie pompy zębatej o wydajności  $16 \div 63 \text{ m}^3/\text{h}$  i wysokości podnoszenia  $H = 100 \text{ m}$  przy prędkości obrotowej  $n = 1450 \text{ obr}/\text{min}$ . W przekroju na rys. 7.20b przedstawiono zawór bezpieczeństwa zabezpieczający pompę przed nadmiernym wzrostem ciśnienia w przypadku nagłego zahamowania przepływu w przewodzie tłocznym, np. zatkania się rurociągu. Ciśnienie otwarcia zaworu może być regulowane przez zmianę napięcia sprężyny dociskającej grzybek.





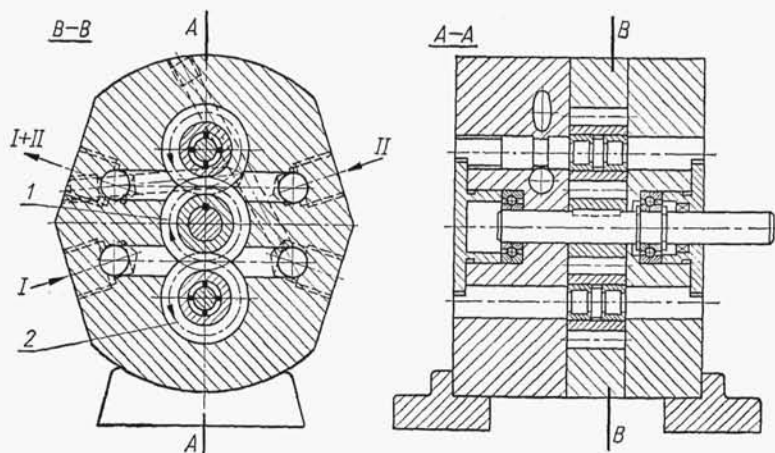
Rys. 7.21. Pompa zębata o dowolnym kierunku obrotów przy stałym kierunku przepływu (wg VEB Hydraulik Nord, Grabow)

Na rys. 7.21 przedstawiono pompę zębatą o parametrach:  $Q = 0,63 \div 4 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $p_t - p_s = 7 \text{ MPa}$ , która podnosi ciecz w jednym kierunku, niezależnie od kierunku obrotów, dzięki zastosowaniu czterech zaworów zwrotnych i dwu kanałów obwodowych.

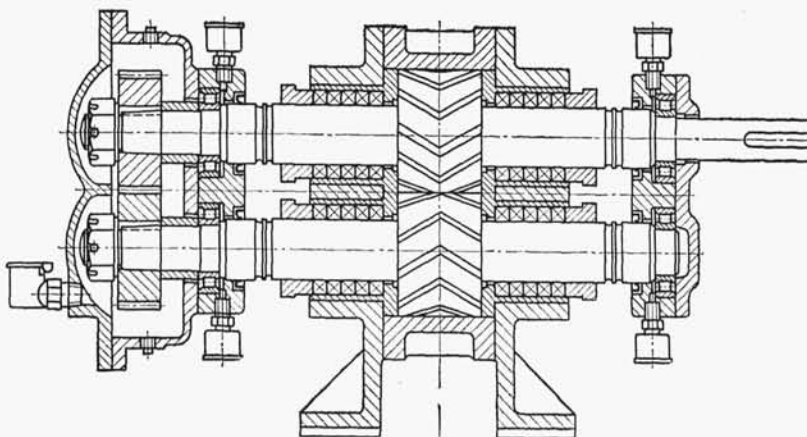
W celu zwiększenia wydajności stosuje się pompy wielostrumieniowe z trzema i więcej kołami zębatymi. Pompę dwustrumieniową przedstawiono na rys. 7.22. Pompa składa się z trzech kół zębatych, przy czym koło środkowe 1 napędza dwa koła boczne 2, dzięki czemu jest ono całkowicie odciążone.

Przez równoległe połączenie strumieni cieczy przepływającej przez poszczególne pary kół zębatych (za pomocą kanałów wewnątrz kadłuba pompy) otrzymuje się zwiększenie wydajności pompy (suma strumieni I i II).

W celu zwiększenia ciśnienia stosuje się pompy dwu- i trzystopniowe (dwie lub trzy pary kół zębatych na wspólnych osiach) z szeregowym połączeniem przepływu przez każdą parę kół.



Rys. 7.22. Pompa zębata trójwirnikowa wysokociśnieniowa dwustrumieniowa; 1 — koło zębate czynne, 2 — koła zębate bierne



Rys. 7.23. Pompa zębata o zazębieniu daszkowym

Pompę o zazębieniu daszkowym przedstawiono na rys. 7.23. Pompy tego typu stosuje się do niezbyt dużych ciśnień z powodu mniejszej szczelności niż w pompach o zazębieniu prostym, ale do dużych wydajności (do 5000 l/min) cieczy o dużej lepkości do 2200 mm<sup>2</sup>/s (cSt). Napęd pomp odbywa się za pomocą pary kół zębatach zewnętrznych.

### 7.2.5. Przykład obliczenia głównych wymiarów pompy zębatej

Parametry pracy pompy:

Wydajność  $Q = 3,6 \text{ m}^3/\text{h} = 60 \text{ l/min} = 1 \text{ l/s} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Przyrost ciśnienia  $\Delta p = 0,5 \text{ MPa}$  (5 at),

Ciecz: olej maszynowy o ciężarze właściwym  $\gamma = 9200 \text{ N/m}^3$ .

Zakładamy:

- prędkość obrotową  $n = 1450 \text{ obr/min}$ ,
- zazębienie ewolwentowe o kącie przyporu  $\alpha = 20^\circ$ ,
- liczbę zębów każdego koła  $z = 18$ ,
- liczbę kół zębatach  $i = 2$ ,
- całkowitą sprawność pompy  $\eta = 0,65$ .

Założymy wstępnie  $\psi = b/m = 16$  oraz sprawność objętościową  $\eta_v = 0,85$ .

Ze wzoru (7.7), po przekształceniu, obliczymy w przybliżeniu moduł

$$m = \sqrt[3]{\frac{Q}{0,125 \eta_v \psi z n \cdot 10^{-9}}} = \sqrt[3]{\frac{0,001}{0,125 \cdot 0,85 \cdot 16 \cdot 18 \cdot 1450 \cdot 10^{-9}}} = 2,83 \text{ mm}$$

Stosując wzór dokładniejszy i podstawiając  $b = \psi m$ , otrzymamy

$$m = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 10^9 Q}{\pi n \eta_v \left( z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right)}} = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 10^9 \cdot 0,001}{\pi \cdot 1450 \cdot 16 \cdot 0,85 \left( 18 + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 20^\circ}{12} \right)}} = \sqrt[3]{26,56714} = 2,98 \approx 3 \text{ mm}$$

Jest to wartość modułu zalecana.

Następnie obliczamy:

szerokość koła  $b = \psi m = 16 \cdot 3 = 48 \text{ mm}$

Podziałka zasadnicza

$$t_s = \pi m = 3,141 \cdot 3 = 9,423 \text{ mm}$$

Średnica koła podziałowego

$$d_p = mz = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm}$$

Wysokość zęba

$$h = 2m = 2 \cdot 3 = 6 \text{ mm}$$

Średnica zewnętrzna koła

$$d_g = m(z+2) = 3(18+2) = 60 \text{ mm}$$

Moc na wale pompy

$$P_w = \frac{Q \Delta p \cdot 10^{-3}}{\eta} = \frac{0,001 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{0,65} = 0,77 \text{ kW}$$

Siłę obwodową pochodzącą od elementu napędzającego działającą na ząb obliczymy z zależności

$$F_u = \frac{M}{d_p} = \frac{974030 P_w}{nd_p} = \frac{974030 \cdot 0,77}{1450 \cdot 5,4} = 96,0 \text{ N}$$

Obliczona siła  $F_u$  oraz wyznaczone uprzednio wymiary główne koła zębatego i zębów pozwolą na wytrzymałościowe ich sprawdzenie przy przyjęciu określonej wytrzymałości tworzywa konstrukcyjnego, z jakiego mają być wykonane.

### 7.3. Pompy krzywkowe (kłykciowe)

Do cieczy bardzo gęstych i nie mających właściwości smarnych, a nawet zawierających niekiedy zanieczyszczenia stałe (kryształy itp.), są stosowane *pompy krzywkowe (kłykciowe)*. Organem roboczym pomp jest jeden bądź dwa wirniki (rotory) robocze zaopatrzone w tłoki (1 do 3) o kształtach krzywek (kłykci). Wirniki robocze zazębiające się wirnikami z pomocniczymi (biernymi) są napędzane wspólnie przez sprzężone koła zębate na zewnątrz kadłuba. W niektórych rozwiązaniach wirnik roboczy współpracuje z zastawką sterującą. Wirniki w celu zapewnienia należytego smarowania są z reguły łożyskowane na zewnątrz kadłuba.

Wysokość podnoszenia pomp krzywkowych jest niewielka z uwagi na stosunkowo duże nieszczelności, wynikające ze względów konstrukcyjnych, oraz duże opory przepływu przy gęstych cieczach. W zależności od zastosowania rozróżnia się kilkanaście rodzajów pomp krzywkowych, z których przedstawimy niektóre, najczęściej spotykane.

#### 7.3.1. Pompa Rootsa

*Pompa krzywkowa Rootsa* (nazwa pochodzi od konstruktora pompy) należy do najbardziej rozpowszechnionych, przy czym jest stosowana do pompowania cieczy oraz do sprężania gazów. Pompa Rootsa (rys. 7.24) składa się z dwu rotorów: czynnego 1 i biernego 2, obracających się w kadłubie 3, napędzanych parą jednakowych kół zębatach, umieszczonych na zewnątrz kadłuba.

Każdy rotor ma dwa tłoki (w niektórych rozwiązaniach można spotkać trzy) współpracujące z tłokami sąsiedniego rotora.

Cykloidalny zarys tłoków jest wyznaczany według ogólnej teorii zazębnień.