

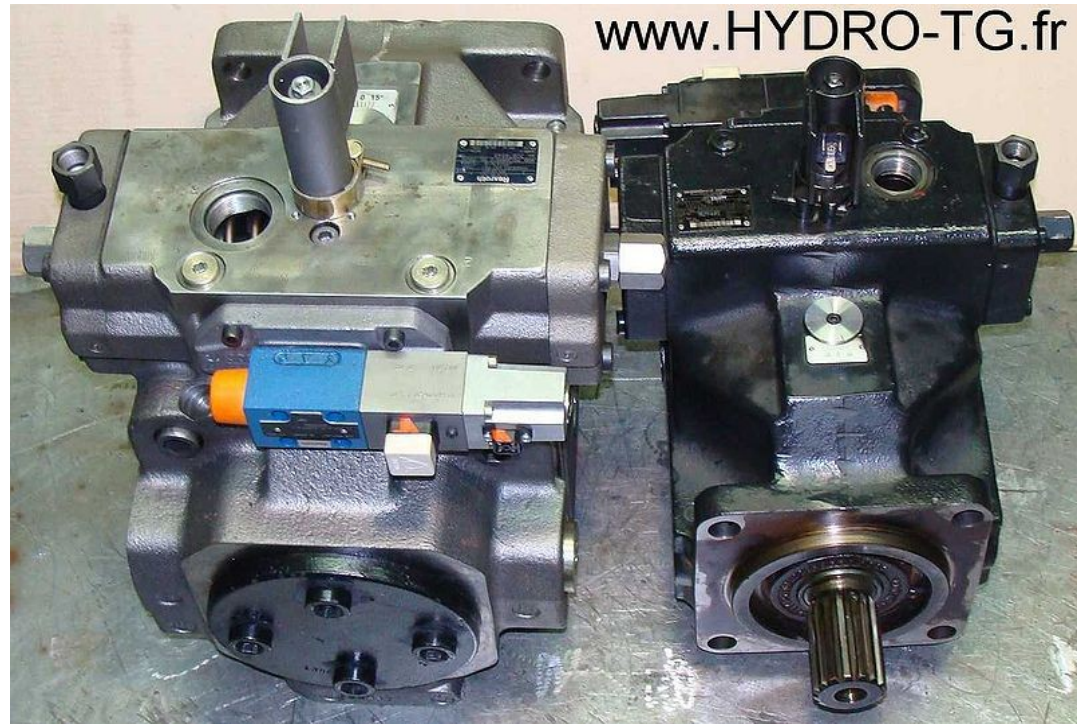
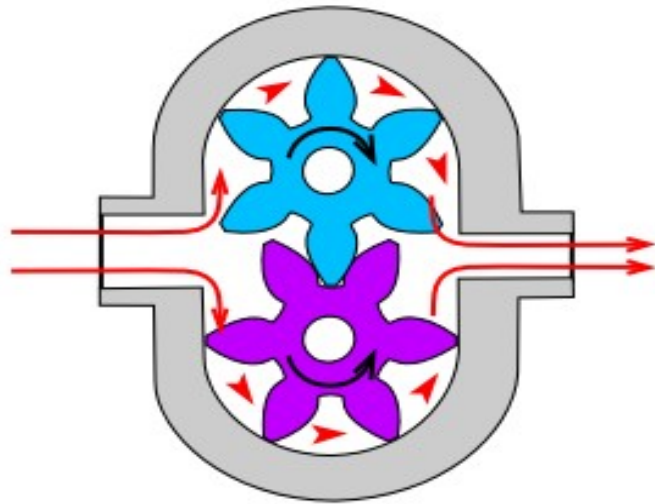
Napęd hydrauliczny – urządzenie służące do przekazywania energii mechanicznej z miejsca jej wytworzenia do miejsca napędzanego za pomocą cieczy.

Zasada działania napędów hydraulicznych oparta jest na prawie Pascala.

Prawo Pascala - jeżeli na płyn w zbiorniku zamkniętym wywierane jest ciśnienie zewnętrzne, to (pomijając ciśnienie hydrostatyczne) ciśnienie wewnątrz zbiornika jest wszędzie jednakowe i równe ciśnieniu zewnętrznemu.



$$p_2 - p_1 = -\rho g(h_2 - h_1)$$



W napędach hydraulicznych czynnikiem przenoszącym energię ruchu jest ciecz. W zależności od sposobu przenoszenia ruchu napędy hydrauliczne dzieli się na dwa rodzaje:

- napędy hydrostatyczne, wykorzystujące do przenoszenia ruchu przede wszystkim energię ciśnienia cieczy,
- napędy hydrokinetyczne, wykorzystujące do przenoszenia ruchu przede wszystkim energię kinetyczną cieczy.

Biorąc pod uwagę przeciętne dane napędu hydrostatycznego, np.:

$p = 20 \text{ MPa}$  (ciśnienie robocze),

$v = 8 \text{ m/s}$  (maksymalna prędkość przepływu cieczy),

$\rho = 900 \text{ kg/m}^3$  (gęstość cieczy),

energia strumienia odniesiona do  $1 \text{ m}^3$  cieczy wyniesie:

$$E_p = p = 20 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3$$

energia kinetyczna:

$$E_k = 0,5 \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 900 \cdot 8^2 \text{ J/m}^3 = 28800 \text{ J/m}^3 = 28,8 \cdot 10^3 \text{ J/m}^3$$

$$E_{k\%} = \left[ \frac{E_k}{E_p + E_k} \right] \cdot 100 \% = 0,14 \%$$

Wszelkie układy hydrauliczne działają zgodnie z **prawem Pascala**, które głosi, że w wyniku działania siły na ciecz pozostającą w spoczynku zostaje wytworzone ciśnienie, które rozchodzi się równomiernie we wszystkich kierunkach i działa zawsze prostopadle do ścianek zwilżanej powierzchni.

Przedstawić je można w zapisie matematycznym zgodnie z zależnością

$$p = \frac{F}{A}$$

gdzie:  $p$  - ciśnienie [Pa];  $F$  - siła działająca na ciecz [N];  $A$  – powierzchnia [ $\text{m}^2$ ]

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

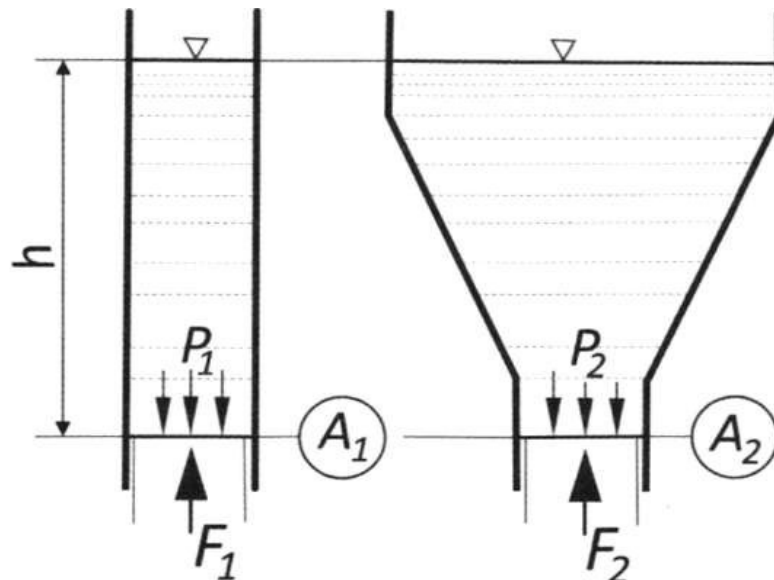
Wewnątrz słupa cieczy w danym naczyniu powstaje jeszcze ciśnienie, grawitacyjne spowodowane naciskiem masy cieczy na rozpatrywaną powierzchnię. Ciśnienie to zależy od gęstości cieczy  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>], przyspieszenia ziemskiego  $g$  [m/s<sup>2</sup>] i wysokości słupa cieczy  $h$  [m]. Ciśnienie to można przedstawić zależnością:

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

Należy zauważyć również, że ciśnienie to nie zależy ani od kształtu naczynia w jakim się ciecz znajduje, ani od rozpatrywanego pola przekroju, tylko od wysokości słupa cieczy.

Jednakże stosunkowo wysokie ciśnienia stosowane w typowych układach hydraulicznych (10-60 MPa), oraz niezbyt wielkie rozmiary zbiorników, udział ciśnienia grawitacyjnego jest w praktyce pomijany, gdyż jego wartość wywołana przez 11m słup oleju odpowiada ciśnieniu około 0,1 MPa, a zatem dla wysokości słupa oleju 1 m przy podanym ciśnieniu będzie stanowiło zaledwie 0,015...0,09 % ciśnienia w zbiorniku.

$$p_1 = p_2 = p_3$$

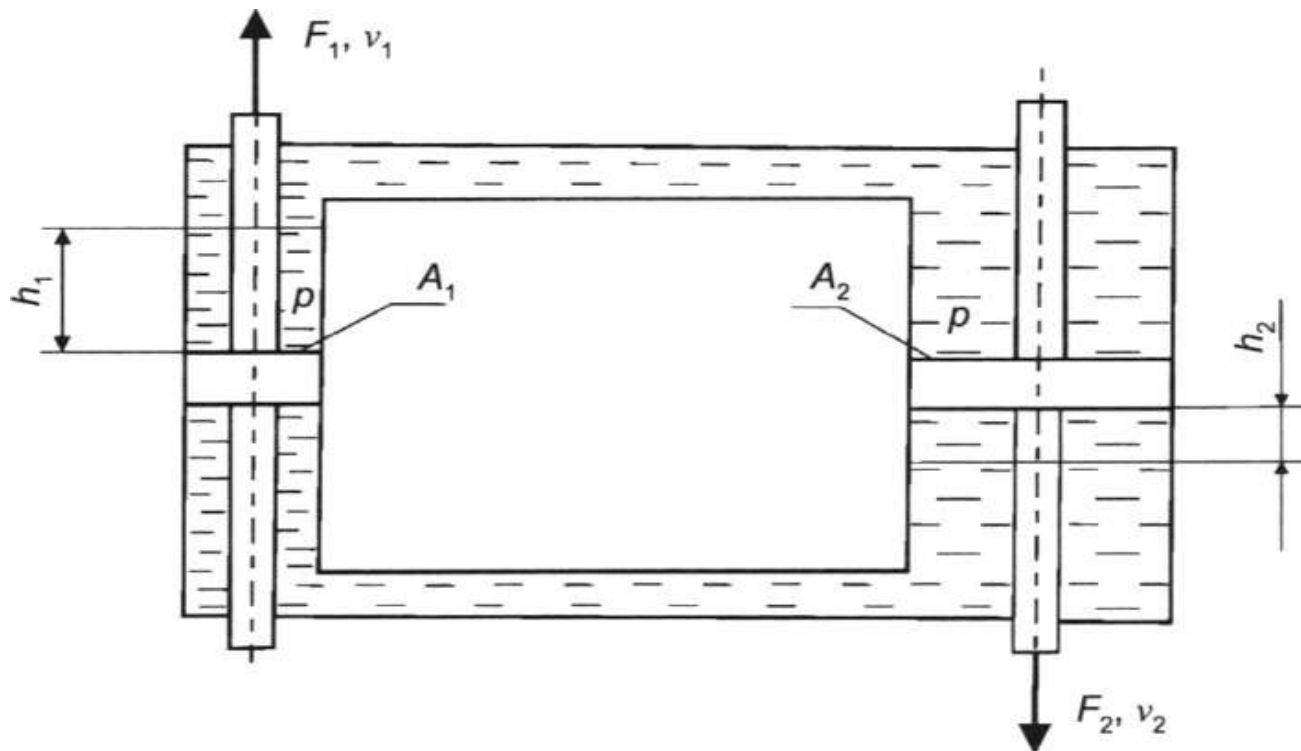


Kolejną regułą stosowaną w układach hydraulicznych jest **hydrauliczne przełożenie siły**.

Poniżej przedstawiono układ hydrauliczny składający obustronnie połączonych tłokowych cylindrów hydraulicznych.

Na skutek przyłożenia do tłoczyska pierwszego cylindra siły  $F$ , zostaje w jego komorze ciśnienie statyczne  $p$ . Tak więc cylinder 1 spełnia

Zakładając, że układ działa bez strat ( $\eta = 1$ ), zgodnie z prawem Pascala cylinderze będzie również panowało ciśnienie  $p$ , które działając na powierzchnię  $A_2$  wytworzy siłę  $F_2$ , działającą na tłoczyko drugiego cylindra.



$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Ciśnienie  $p$  jest jednym z dwóch podstawowych parametrów charakteryzujących układ hydrauliczny.

Powstałe ciśnienie  $p$  nie zależy tylko od parametrów pompy, ale od oporów ruchu silnika, które muszą być pokonane (czyli w omawianym przykładzie od wielkości obciążenia i czynnej powierzchni tłoka).

$$F_2 = F_1 \cdot \left[ \frac{A_2}{A_1} \right] \text{ lub } \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$$



Dodatkowo zakładając nieściśliwość cieczy i brak przecieków,

$$A_1 \cdot h_1 = A_2 \cdot H_1 = V$$

drogi obu tłoków są odwrotnie proporcjonalne do ich powierzchni

$$W_1 = F_1 \cdot h_1 \quad ; \quad W_2 = F_2 \cdot h_2$$

$$A_1 \cdot \left[ \frac{h_1}{t} \right] = A_2 \cdot \left[ \frac{h_2}{t} \right] = \frac{V}{t}$$

$$Q_1 = Q_2 = Q$$

gdzie:

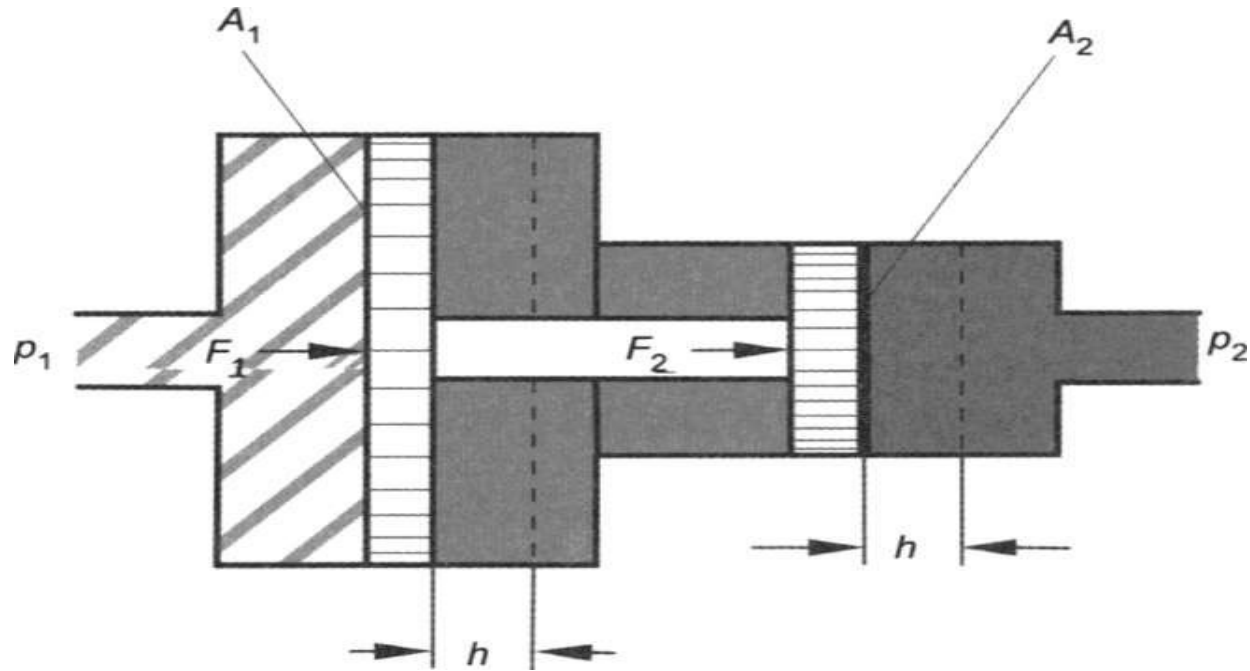
$Q_1$  - natężenie przepływu cieczy wypchniętej z komory pompy (wydajność pompy) [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

$Q_2$  - natężenie przepływu cieczy pobranej przez silnik hydrauliczny (chłonność silnika) [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

$v_1$  - prędkość tłoka pompy [ $\text{m/s}$ ],

$v_2$  - prędkość tłoka silnika hydraulicznego [ $\text{m/s}$ ].

Natężenie przepływu jest drugim podstawowym parametrem charakteryzującym układ hydrauliczny.



Zasada wzmacniania ciśnienia

W układach rzeczywistych występują zawsze pewne straty energii związane z niedoskonałością zastosowanych urządzeń technicznych.

Na straty mocy składają się straty:

- ciśnienia,
- objętościowe (przecieki wewnętrzne),
- hydrauliczno-mechaniczne.

Wartości strat ciśnienia w układach hydraulicznych zależą od rodzaju przepływu cieczy.

Rozróżnia się dwa rodzaje przepływu cieczy :

- laminarny, czyli uwarstwiony
- turbulentny, zwany inaczej burzliwym.

Rodzaj przepływu wyznacza się na podstawie liczby Reynoldsa ( $Re$ ), której interpretację fizyczną stanowi stosunek sił bezwładności do sił lepkości cieczy

$$R_e = \frac{\rho \cdot v^2}{\frac{\eta \cdot v}{l}} = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\eta}$$

gdzie:

$\rho$  – gęstość cieczy  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$ ,

$v$  – średnia prędkość przepływu  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$ ,

$l$  – charakterystyczny wymiar długości  $[m]$ ,

$\eta$  – współczynnik lepkości dynamicznej  $\left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}\right]$ .

Długość charakterystyczna  $l$  odpowiada średnicy hydraulicznej  $d_h$ , którą wyznacza się z zależności:

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{L_{zw}}$$

Gdzie:

$A$  – powierzchnia przekroju przepływu [ $m^2$ ],

$L_{zw}$  – obwód zwilżony przekroju przepływu [ $m$ ].

Dla przewodów o przekroju kołowym  $d_h = d$

Rodzaj przepływu cieczy przyjmuje się w zależności od wartości liczby Reynoldsa. Wystarczy zatem zauważyć, czy jest ona mniejsza, czy też większa od krytycznej liczby  $Re_{kr}$ . I tak jeżeli:

$Re < Re_{kr}$  - przepływ jest laminarny,

$Re > Re_{kr}$  - przepływ jest turbulentny.

Dla przykładu wartość  $Re_{kr}$  wynosi:

- dla gładkich cylindrycznych rur metalowych 2300,
- dla gładkich szczelin współśrodkowych 1100,
- dla okien dławiących cylindrycznych suwaków 260.

Na całkowitą stratę ciśnienia składają się:

- miejscowe straty ciśnienia,
- liniowe straty ciśnienia.

Miejscowe straty ciśnienia powstają w miejscach lokalnych zaburzeń przepływu (we wszystkich elementach dławiących), natomiast liniowe straty ciśnienia występują na długości przewodów łączących poszczególne elementy hydrauliczne. Wyznaczając straty lokalne należy uwzględnić występowanie tam najczęściej przepływu turbulentnego, dlatego też strata ciśnienia łączy się z ciśnieniem dynamicznym i wyznaczana jest z równania Bernoulliego.



Równanie Bernoulliego opisuje zachowanie gęstości energii całkowitej na linii prądu. (linia styczna w każdym punkcie do kierunku prędkości cząstki płynu.)

Równanie Bernoulliego może być z pewną dokładnością stosowane także dla idealnych płynów ściśliwych. Równanie to w ogólności ma postać:

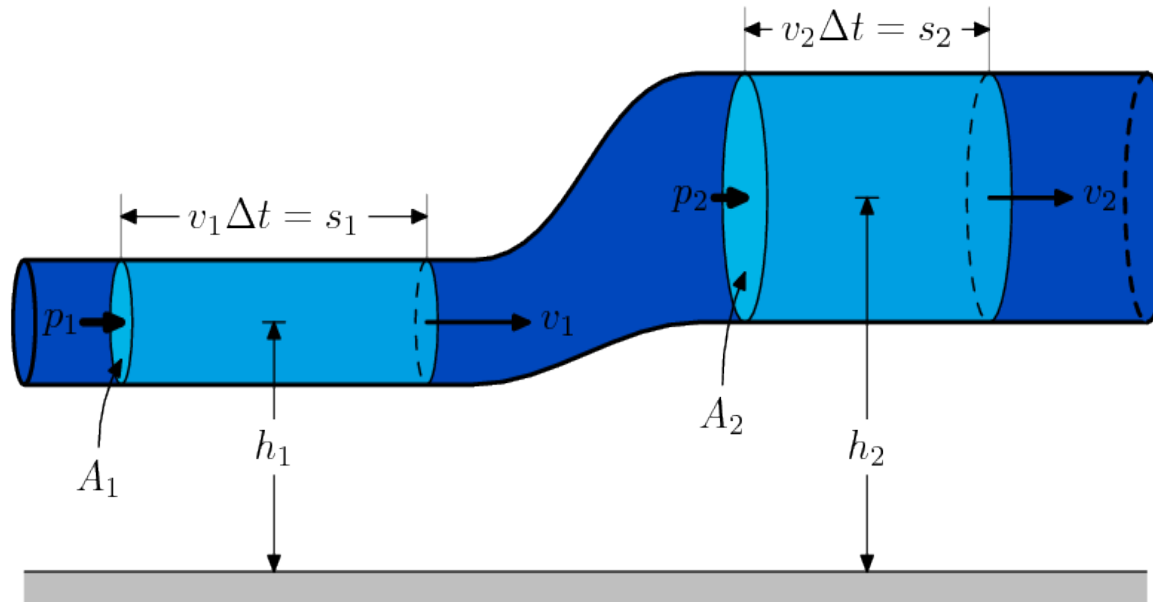
$$\frac{v^2}{2} + \Phi + W = const$$

Gdzie:

$\Phi$  - energia potencjalna jednostki masy, której w warunkach ziemskich odpowiada

$W$  - entalpia przypadająca na jednostkę masy (entalpia właściwa)

(energia jaka jest potrzebna do utworzenia układu gdy jest on tworzony w otoczeniu próżni )



Z równania Bernoulliego dla sytuacji przedstawionej na rysunku zachodzi prawidłowość:

$$\frac{v_1^2}{2} + g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho}$$

W rurze o mniejszym przekroju ciecz płynie szybciej w związku z tym panuje w niej mniejsze ciśnienie niż w rurze o większym przekroju.

Ciecz płynąc w rurze o zmieniającym się przekroju ma mniejsze ciśnienie na odcinku, gdzie przekrój jest mniejszy.

W praktyce inżynierskiej wykorzystuje się tablicowane współczynniki lokalnych strat ciśnienia  $\xi$ . Tak więc związek między lokalnymi stratami ciśnienia można zapisać w postaci:

$$\Delta p = \frac{\left(\frac{\xi \cdot \rho}{2}\right) \cdot Q^2}{A_d^2}$$

gdzie:

$\xi$  - bezwymiarowy współczynnik lokalnych strat ciśnienia,

$\rho$  - gęstość cieczy [ $\text{kg/m}^3$ ],

$Q$  - natężenie przepływu [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

$A_d$  - powierzchnia przekroju przepływowego w rozpatrywanym elemencie [ $\text{m}^2$ ].

Obliczanie strat objętościowych prowadzi się głównie dla pomp i silników hydraulicznych.

Sprawność objętościowa współczesnych cylindrów hydraulicznych jest bardzo wysoka i praktycznie przyjmuje się ją jako równą 1.

W teorii pomp wporowych używa się następujących podstawowych określeń:

**Wydajność rzeczywista pompy**  $Q_p$  [l/min] jest to objętościowe natężenie przepływu cieczy dostarczane przez pompę.

**Wydajność teoretyczna** (idealna) pompy  $Q_{tp}$  jest to objętościowe natężenie przepływu cieczy, jakie pompa dostarczałaby, gdyby nie istniały wewnątrz niej żadne przecieki, zwane stratami objętościowymi.

**Geometryczna objętość robocza pompy**  $V_{gp}$  [m<sup>3</sup>/obr], nazywana w skrócie objętością roboczą pompy, jest to objętość cieczy dostarczanej teoretycznie (z pominięciem strat objętościowych) przez pompę na jeden obrót jej wału przy ciśnieniu tłoczenia równym ciśnieniu ssania.

$$Q_{tp} = V_{gp} \cdot n_p$$

gdzie:  $n_p$  - prędkość obrotowa wału pompy [obr/s],

$$Q_p = Q_{tp} - Q_{op}$$

gdzie:

$Q_{op}$  - natężenie przepływu strat objętościowych (przecieki itp.).

Sprawność objętościowa pompy  $\eta_{vp}$  wynosi

$$\eta_{vp} = \frac{Q_p}{Q_{tp}} = \frac{(Q_{tp} - Q_{op})}{Q_{tp}} = 1 - \frac{Q_{op}}{Q_{tp}}$$

Ponieważ sprawność objętościowa pompy charakteryzuje jej straty objętościowe, można stąd wyznaczyć wydajność rzeczywistą pompy:

$$Q_p = V_{gp} \cdot n_p \cdot \eta_{vp}$$

W podobny sposób postępuje się przy określaniu strat i sprawności objętościowej silnika hydraulicznego.

Określenia podstawowe dotyczące silników hydraulicznych są następujące:

- **chłonność rzeczywista** silnika  $Q_s$  [ $\text{m}^3/\text{s}$  lub  $\text{l}/\text{min}$ ] jest to objętościowe natężenie przepływu przez silnik,
- **chłonność teoretyczna** (idealna) silnika  $Q_{ts}$  [ $\text{l}/\text{min}$ ] jest to objętościowe natężenie przepływu cieczy, jakie płynęłoby przez silnik, gdyby nie istniały wewnątrz silnika żadne przecieki, ani inne zjawiska powodujące zwiększenie chłonności silnika,
- **geometryczna objętość robocza** silnika  $V_{gs}$  [ $\text{m}^3/\text{obr}$ ], nazywana w skrócie objętością roboczą silnika, jest to objętość cieczy przepływającej teoretycznie (z pominięciem strat objętościowych) przez silnik w czasie jednego obrotu jego wału.

$$Q_{ts} = V_{gs} \cdot n_s$$

$$Q_s = Q_{ts} + Q_{os}$$

Sprawność objętościowa silnika  $\eta_{vs}$  wiąże ze sobą chłonność rzeczywistą i teoretyczną:

$$\eta_{vs} = \frac{Q_{ts}}{Q_s} = \frac{(Q_{ts} - Q_{os})}{Q_s} = 1 - \frac{Q_{os}}{Q_s}$$

$$n_s = \left( \frac{Q_s}{V_{gs}} \right) \cdot$$

Straty hydrauliczno-mechaniczne w pompie, silniku lub w cylindrze hydraulicznym wywoływane są siłami tarcia, które zależą od ciśnienia i prędkości.

Można je zapisać jako sumę momentów strat  $M_{str}$  powstałych w pompie i silniku hydraulicznym:

$$M_{str} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

gdzie:

$M_1$  - stały moment oporu wynikający z niedokładności montażu pompy i silnika,

$M_2$  - moment pochodzący od oporów tarcia mechanicznego, zależny od różnicy ciśnień na wejściu i wyjściu pompy i silnika,

$M_3$  - moment pochodzący od oporów wywołanych lepkością cieczy,

$M_4$  - moment pochodzący od oporów wywołanych gęstością cieczy.



$$M_{pt} = \frac{\Delta p_p \cdot q_p}{2\pi}$$

gdzie:

$\Delta p_p$  – przyrost ciśnienia w pompie [Pa];

$q_p$  - objętość cieczy wypompowana przypadająca na 1 obrót wału [m<sup>3</sup>].

$$\eta_{phm} = \frac{M_{pt}}{M_p} = \frac{1}{\left(1 + \frac{M_{pstr}}{M_{pt}}\right)}$$

$$M_{st} = \frac{\Delta p_s \cdot q_s}{2\pi}$$

gdzie:

$\Delta p_s$  - spadek ciśnienia cieczy w silniku [Pa];

$q_s$  - objętość cieczy pobierana przez silnik przypadająca na 1 obrót jego wału [m<sup>3</sup>].

$$\eta_{shm} = \frac{M_s}{M_{st}} = \frac{1 - M_{sstr}}{M_{st}}$$

Sprawność ogólna stanowi miarę strat całkowitych układu hydraulicznego. Jest ona iloczynem poszczególnych sprawności. Dla pompy i silnika hydraulicznego otrzymuje się odpowiednio

$$\eta_p = \eta_{pv} \cdot \eta_{phm}$$

$$\eta_s = \eta_{sv} \cdot \eta_{shm}$$

Aby określić sprawność ogólną układu hydraulicznego  $\eta_u$  należy uwzględnić także sprawność instalacji hydraulicznej  $\eta_i$ , składającej się z: przewodów hydraulicznych, złączy, rozdzielaczy, zaworów, filtrów itp.

$$\eta_u = \eta_p \cdot \eta_s \cdot \eta_i$$

Sprawność instalacji hydraulicznej uwzględnia także straty ciśnienia na drodze pompa-silnik (cylinder) hydrauliczny.

$$\eta_i = \frac{p_p - \Delta p}{p_p}$$

Mając wyznaczone poszczególne składniki strat można wyznaczyć także całkowitą moc traconą w układzie hydraulicznym, która zostaje zamieniona na ciepło. To ciepło musi zostać przyjęte przez olej hydrauliczny zawarty w rozpatrywanym układzie. Część ciepła przyjętego przez olej zostaje oddana do otoczenia, a część pozostaje w układzie, podnosząc temperaturę oleju o daną wartość powyżej temperatury otoczenia.

Tak więc moc pobieraną przez pompę najprościej jest wyznaczyć z zależności:

$$N_p = \frac{Q_p \cdot p_p}{\eta_p}$$

Mając obliczone moc pobieraną przez pompę, oraz sprawność ogólną układu hydraulicznego, można wyznaczyć całkowitą moc traconą  $N_{tr}$  w układzie hydraulicznym

$$N_{tr} = N_p \cdot (1 - \eta_u)$$