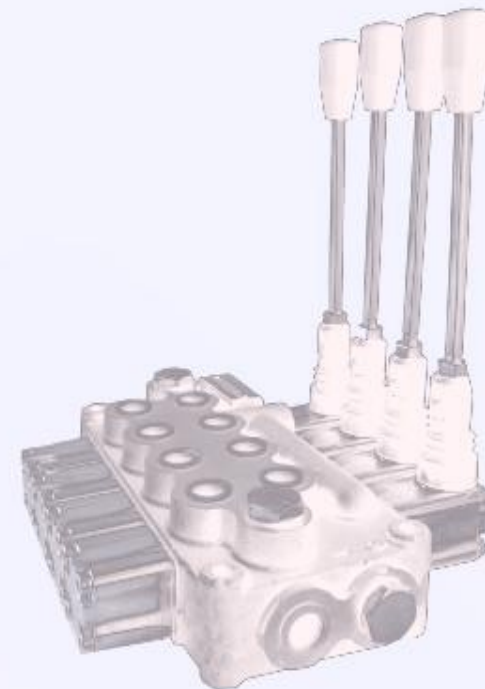
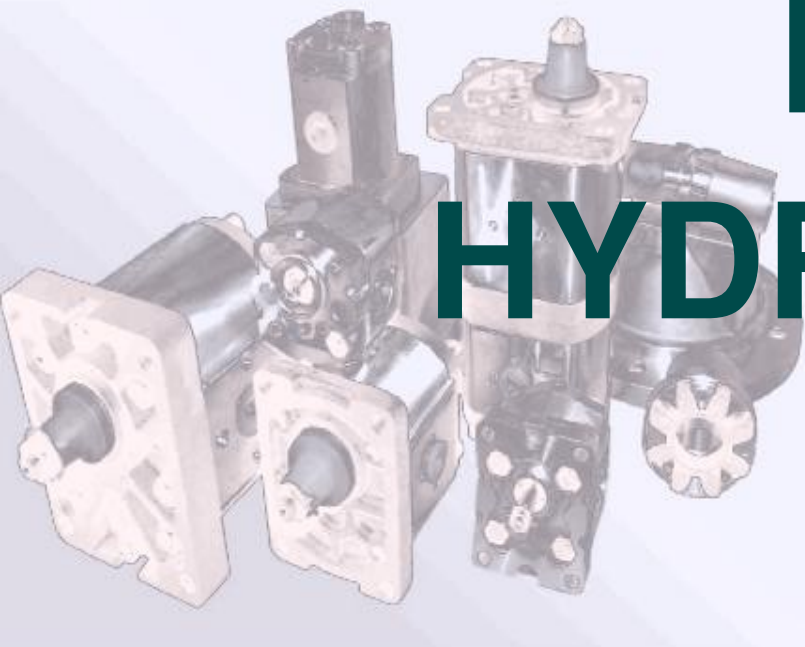
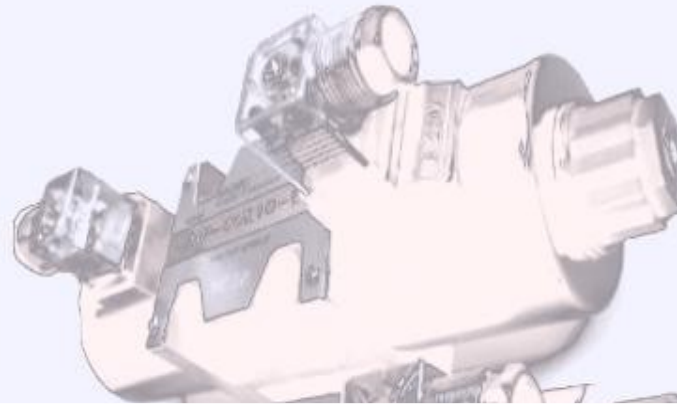


# NAPĘD HYDRAULICZNY





## **Podstawowe zalety urządzeń hydraulicznych:**

**Duża niezawodność,**

**Duże przenoszone moce,**

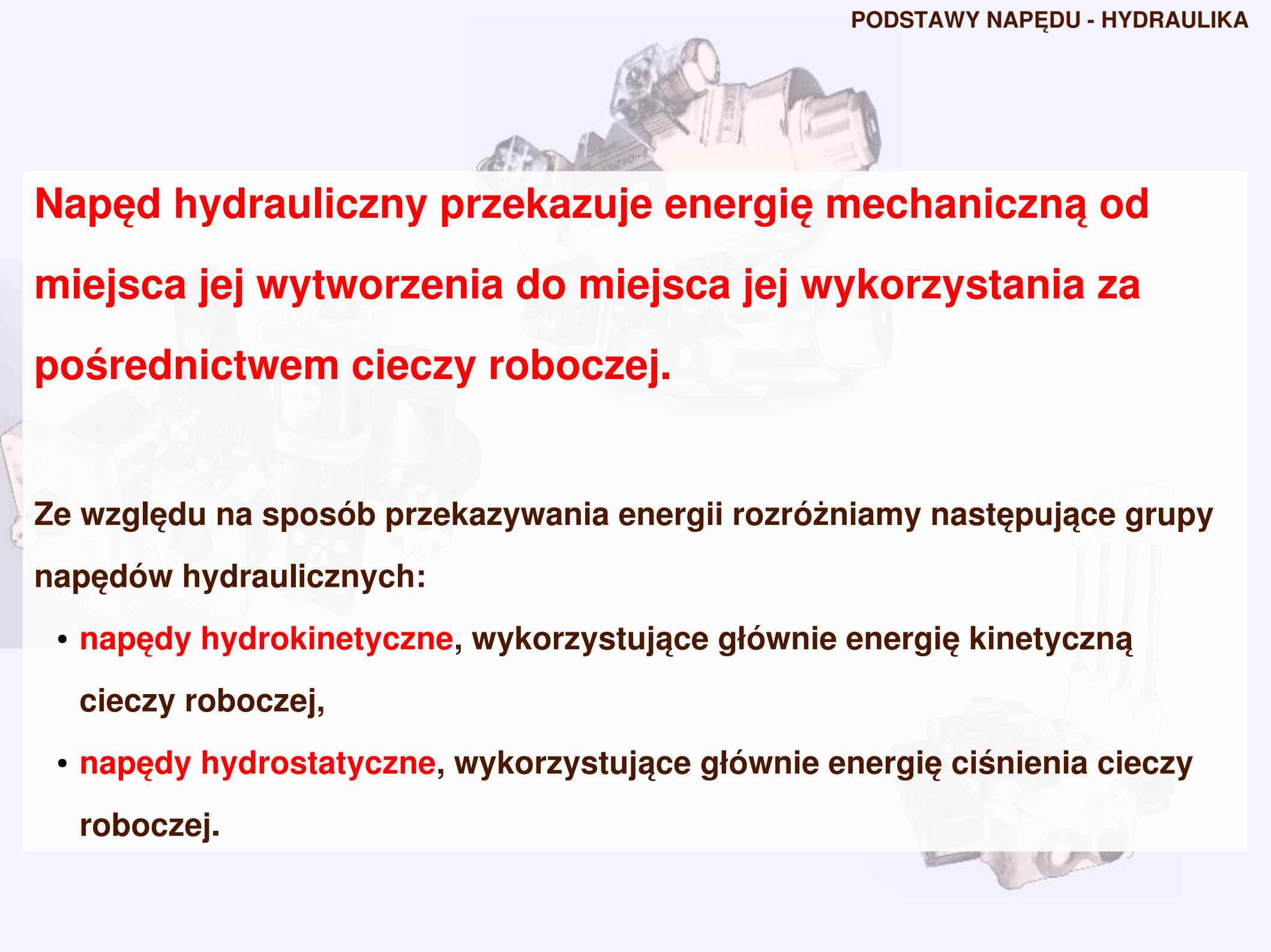
**Duży współczynnik wzmocnienia (rozumiany jako stosunek mocy sygnału wyjściowego do mocy sygnału wejściowego ( $\sim 10^8$ ),**

**Mała wrażliwość na zakłócenia,**

**Prostota obsługi,**

**Relatywnie mała zależność właściwości od obciążeń.**



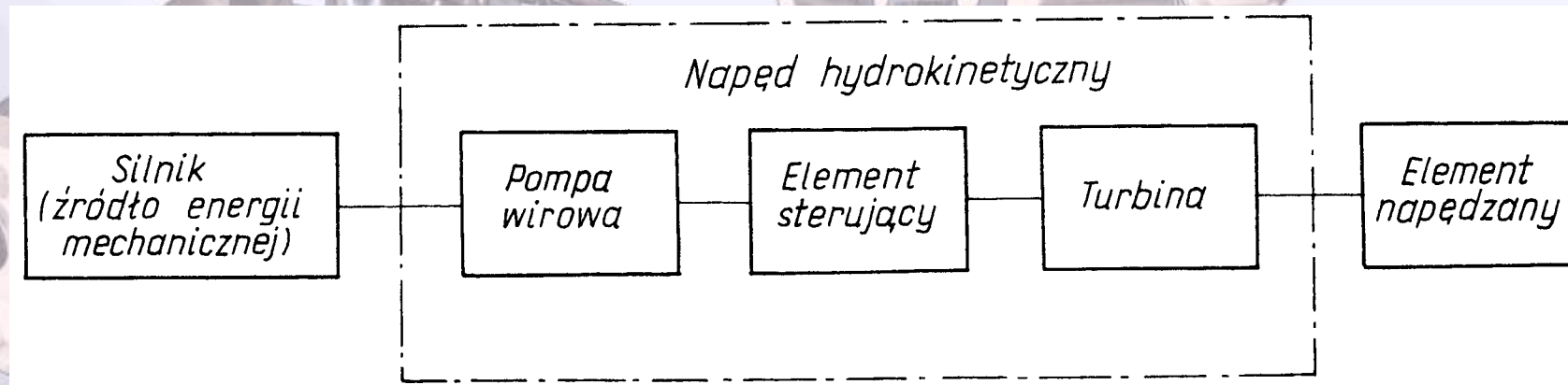


**Napęd hydrauliczny przekazuje energię mechaniczną od miejsca jej wytworzenia do miejsca jej wykorzystania za pośrednictwem cieczy roboczej.**

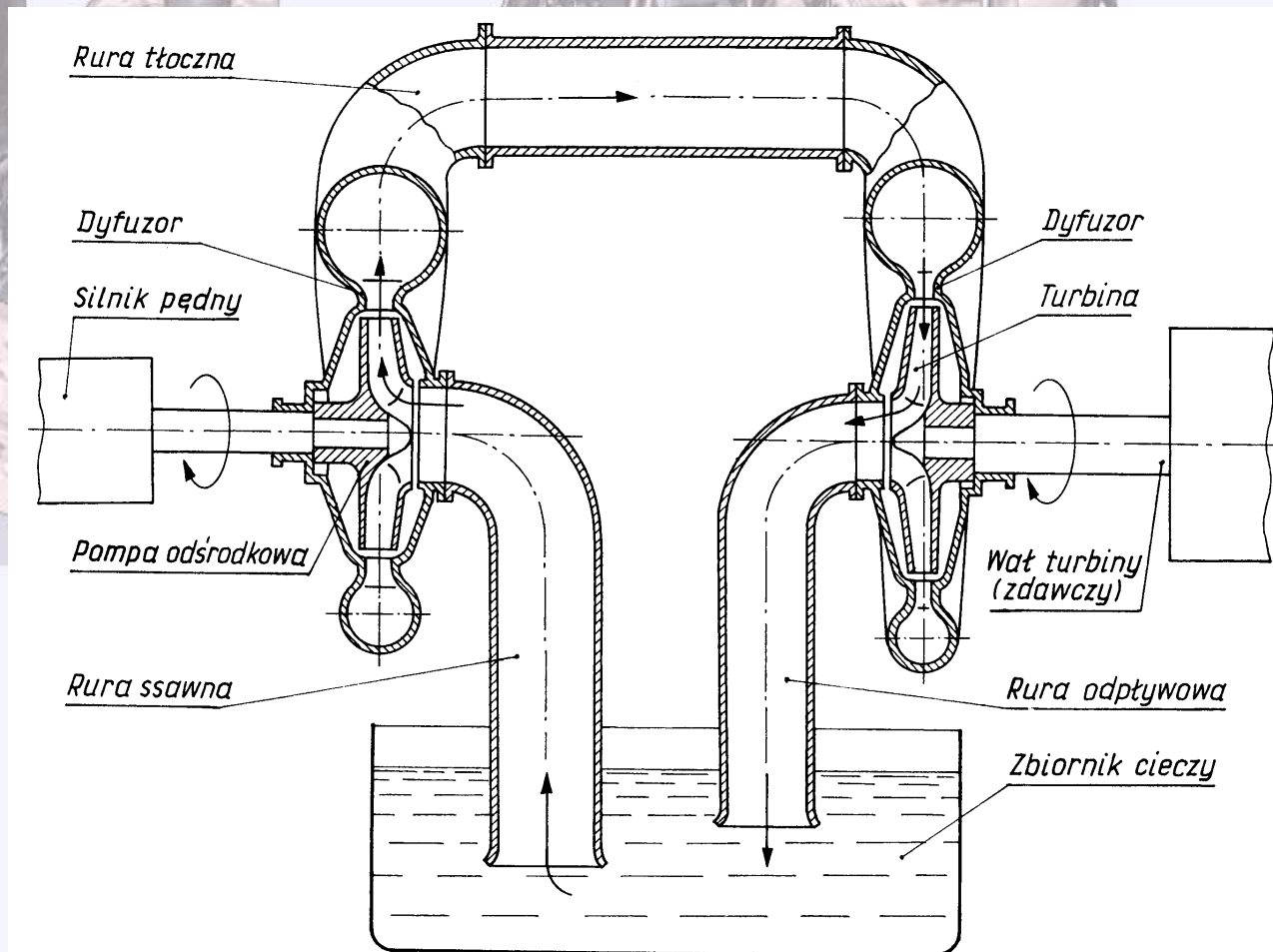
**Ze względu na sposób przekazywania energii rozróżniamy następujące grupy napędów hydraulicznych:**

- **napędy hydrokinetyczne**, wykorzystujące głównie energię kinetyczną cieczy roboczej,
- **napędy hydrostatyczne**, wykorzystujące głównie energię ciśnienia cieczy roboczej.

# Schemat blokowy napędu hydrokinetycznego



# Schemat napędu hydrokinetycznego





# Parametry napędu hydrokinetycznego

## Przełożenie dynamiczne

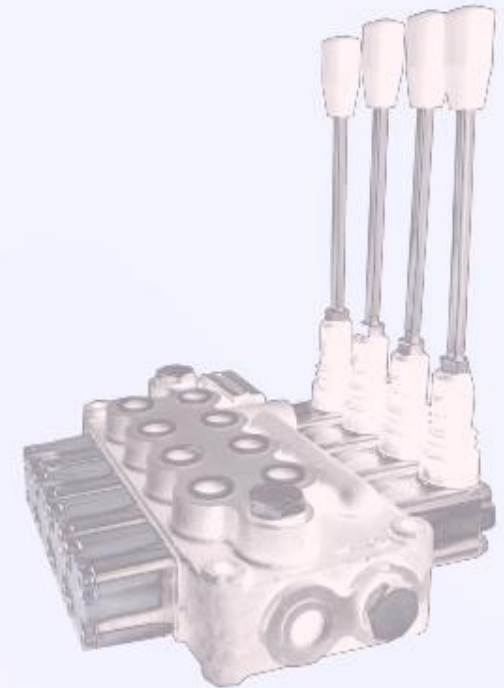
$$i_d = \frac{M_2}{M_1}$$

gdzie:  $M_1$  - moment obrotowy na wale wejściowym,  
 $M_2$  - moment obrotowy na wale wyjściowym.

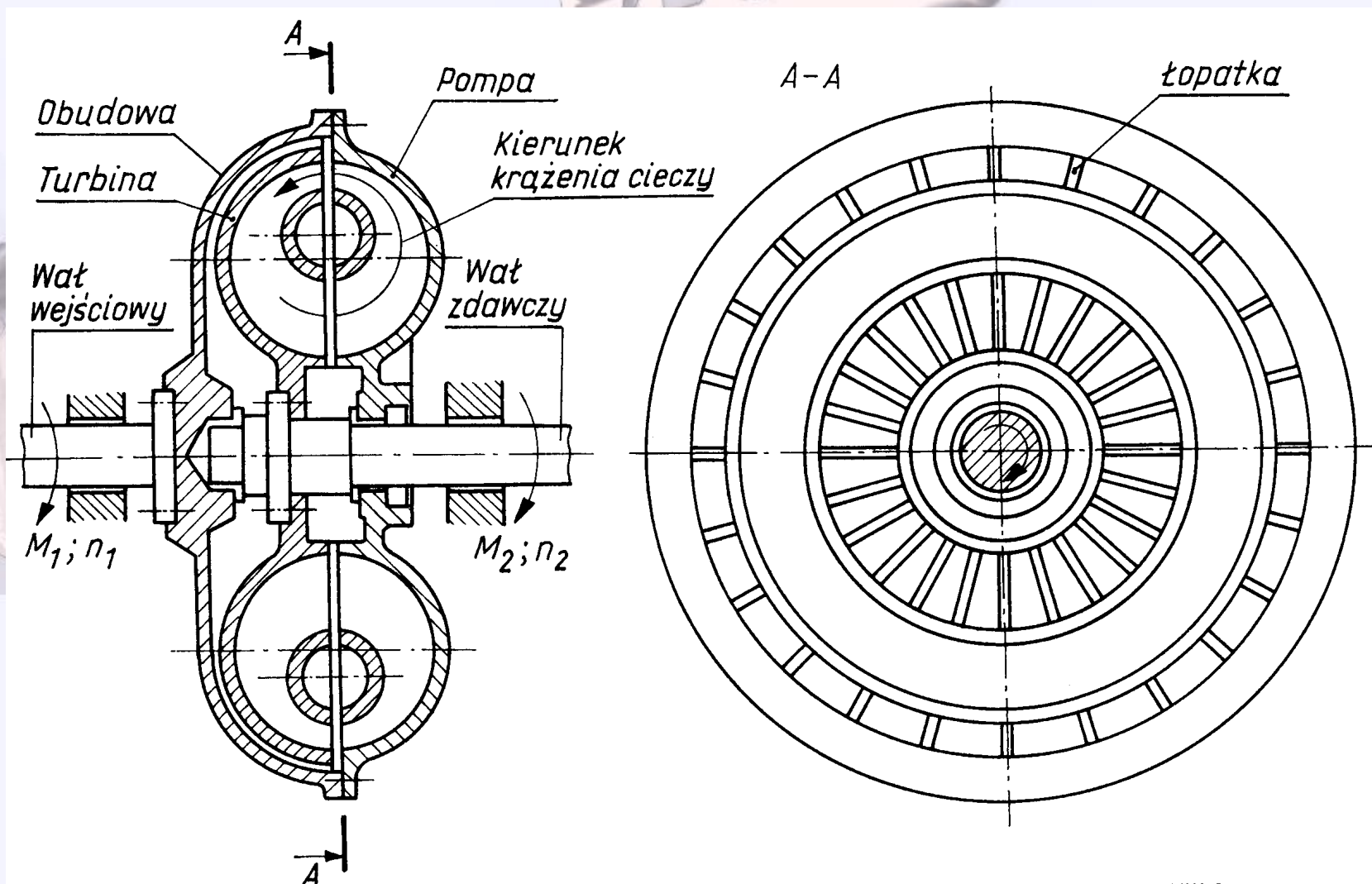
## Przełożenie kinematyczne:

$$i_k = \frac{n_2}{n_1}$$

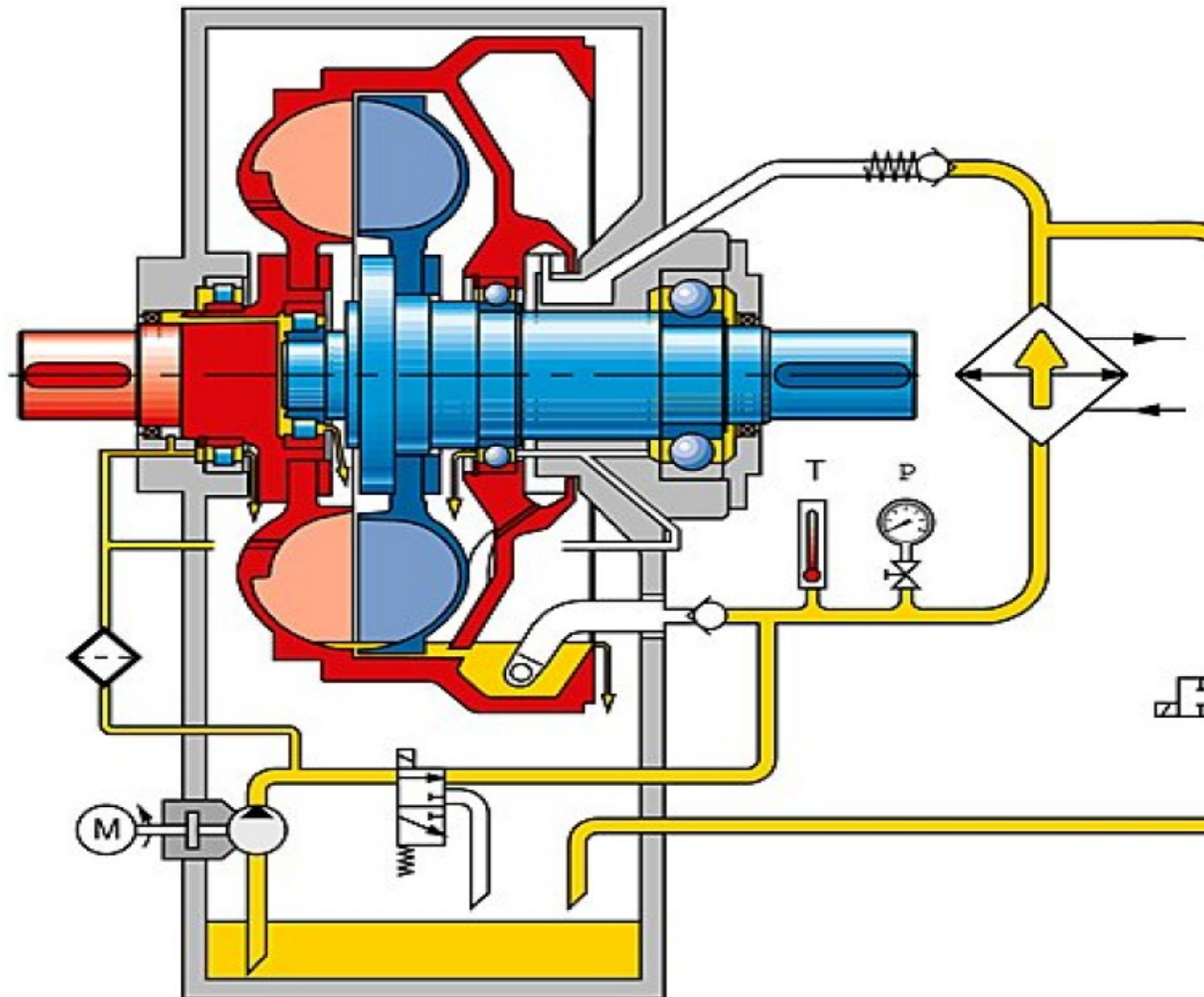
gdzie:  $n_1$  - prędkość obrotowa wału wejściowego,  
 $n_2$  - prędkość obrotowa wału wyjściowego



# Sprzęgło hydrokinetyczne



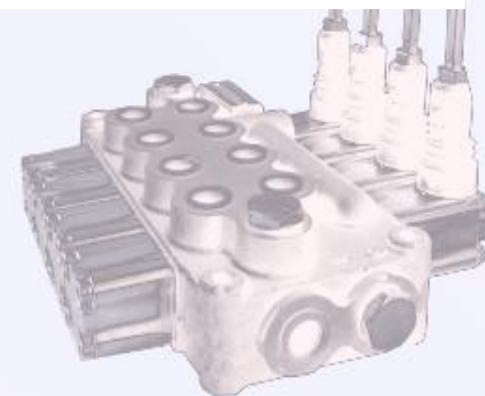
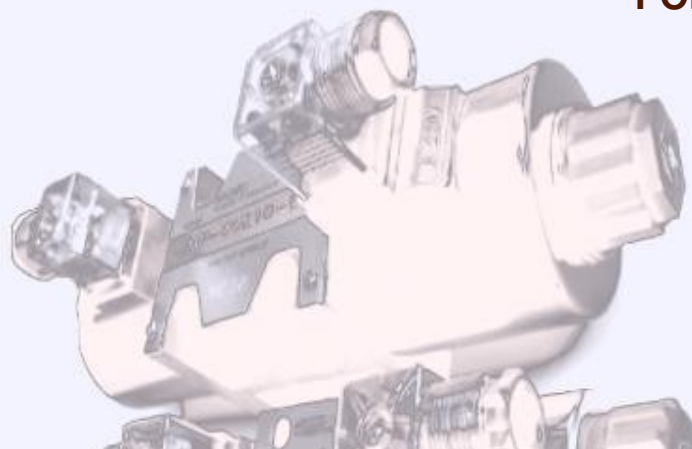
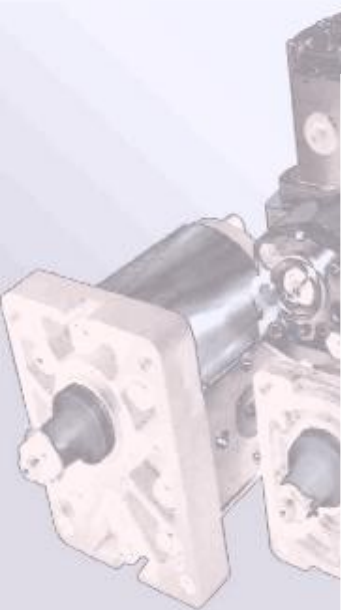
# Sprzęgło hydrokinetyczne



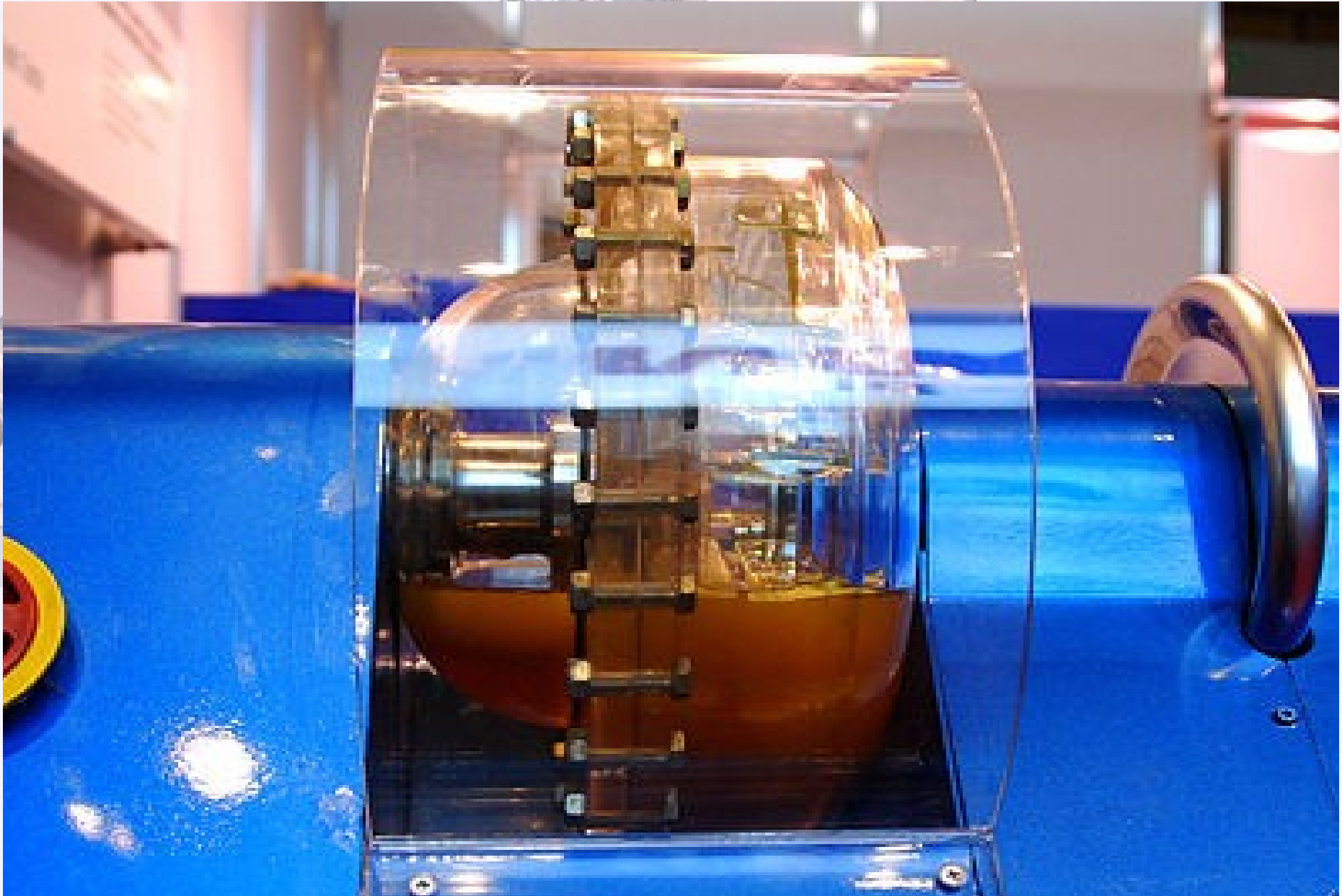


**Do podstawowych funkcji tych sprzęgieł należy:**

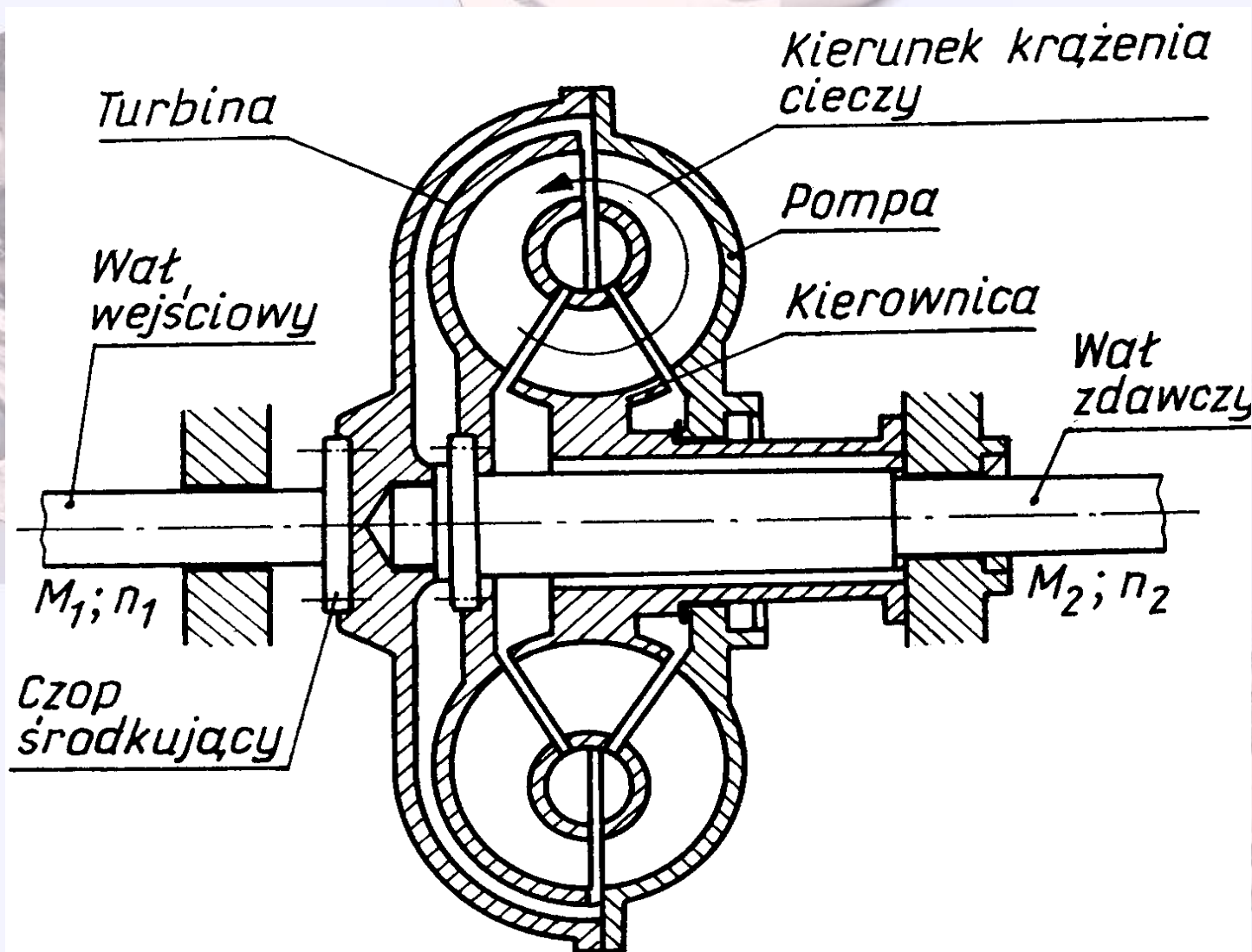
- **zapewnienie łagodnego rozruchu**
- **zmniejszenie uderzeń momentu obrotowego**
- **zabezpieczenie przed przeciążeniem**
- **tłumienie drgań momentu obrotowego**



# Model sprzęgła hydrokinetycznego

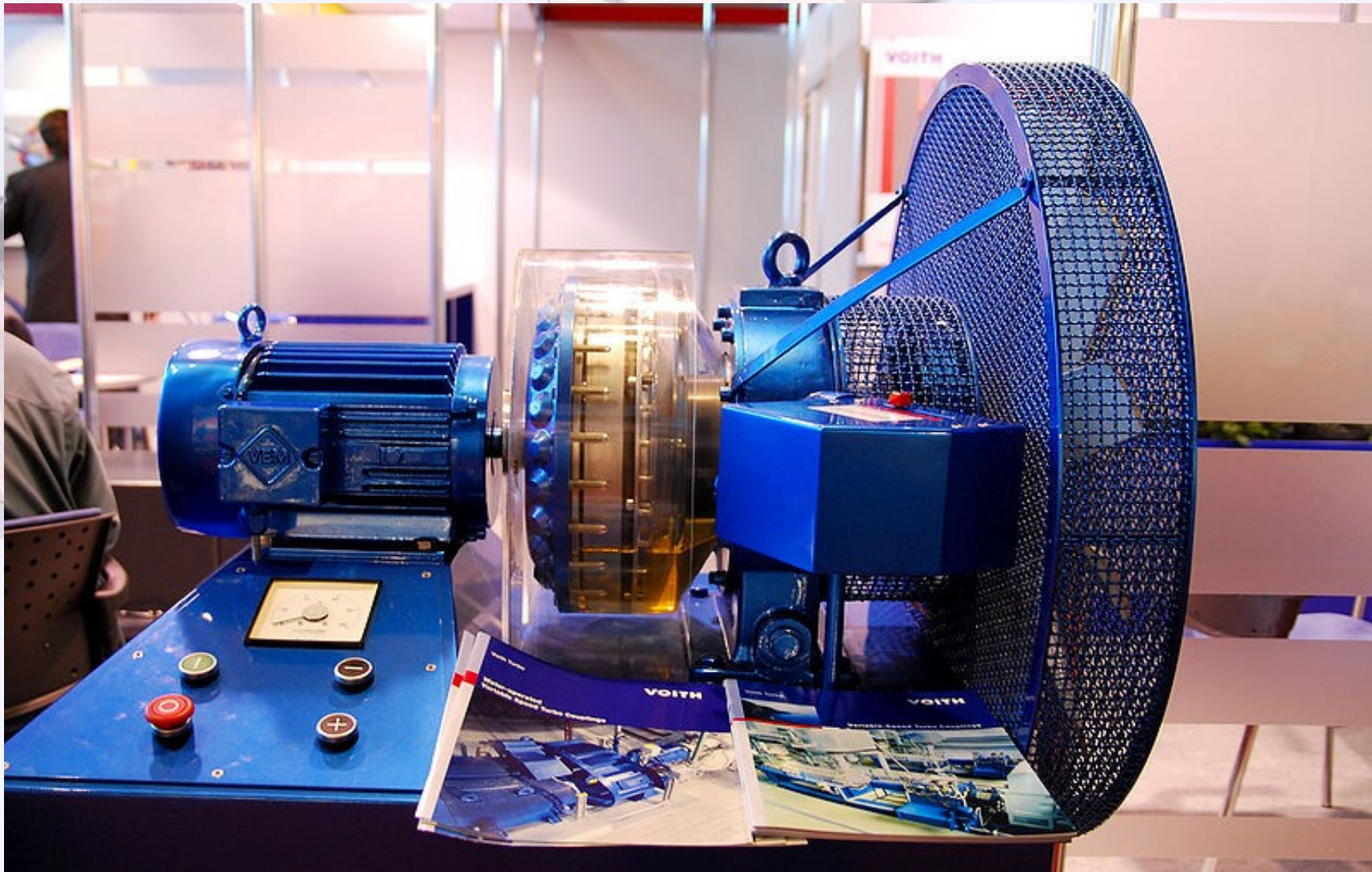


# Przekładania hydrokinetyczna





# Model przekładni hydrokinetycznej





**Cechą charakterystyczną przekładni hydrokinetycznej jest brak sztywnego połączenia, co pozwala na znaczne przeciążanie przekładni, bez niebezpieczeństwa przeciążenia układu napędowego.**

**Wadą tej przekładni jest stosunkowo niska sprawność.**

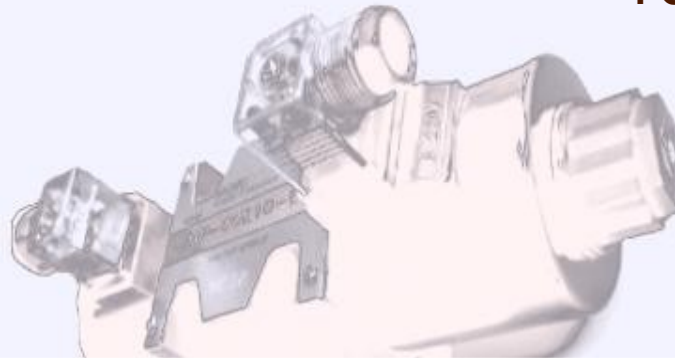
**Przekładnia hydrokinetyczna jest podstawowym elementem większości automatycznych skrzyń biegów**



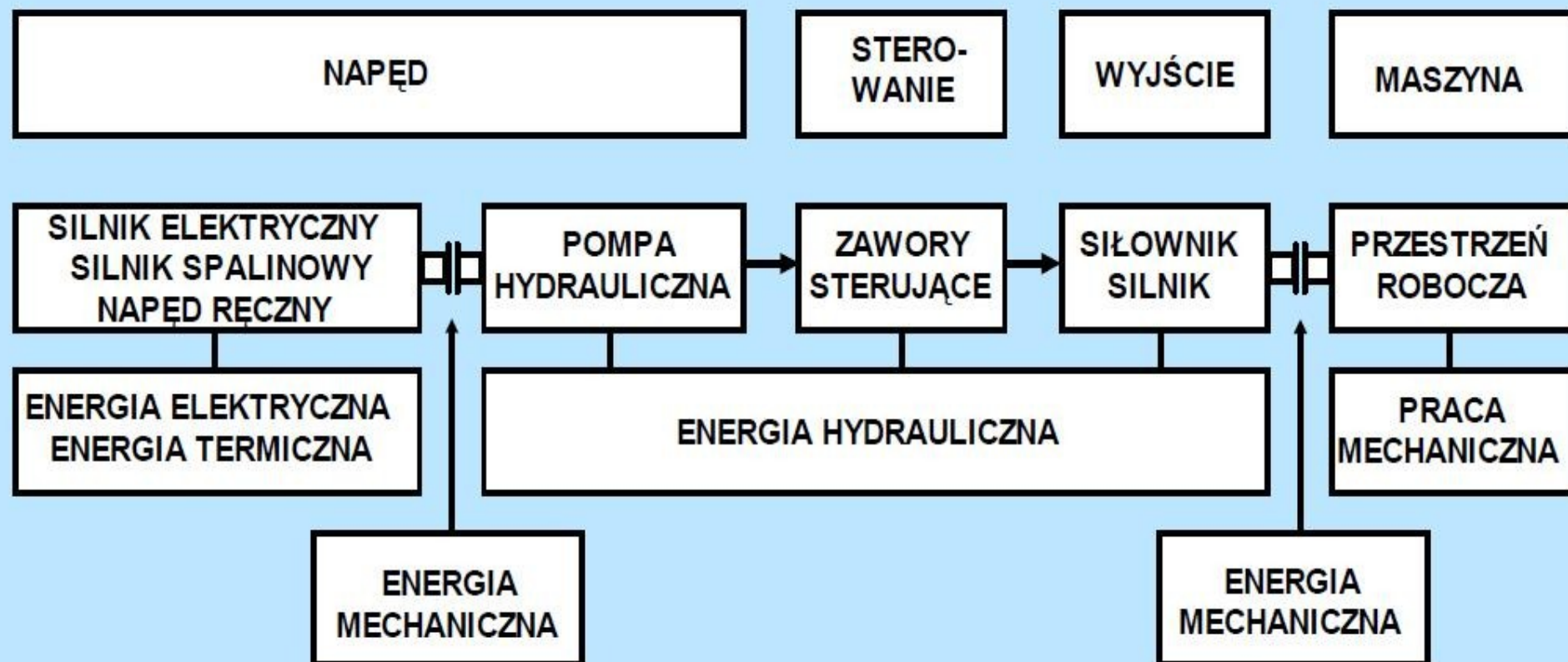
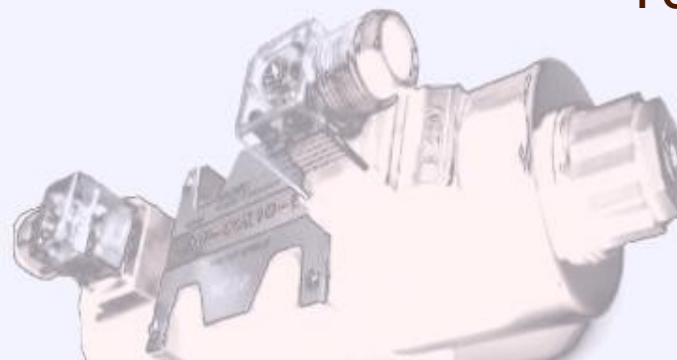


**Do najważniejszych zalet układów hydrostatycznych zaliczamy:**

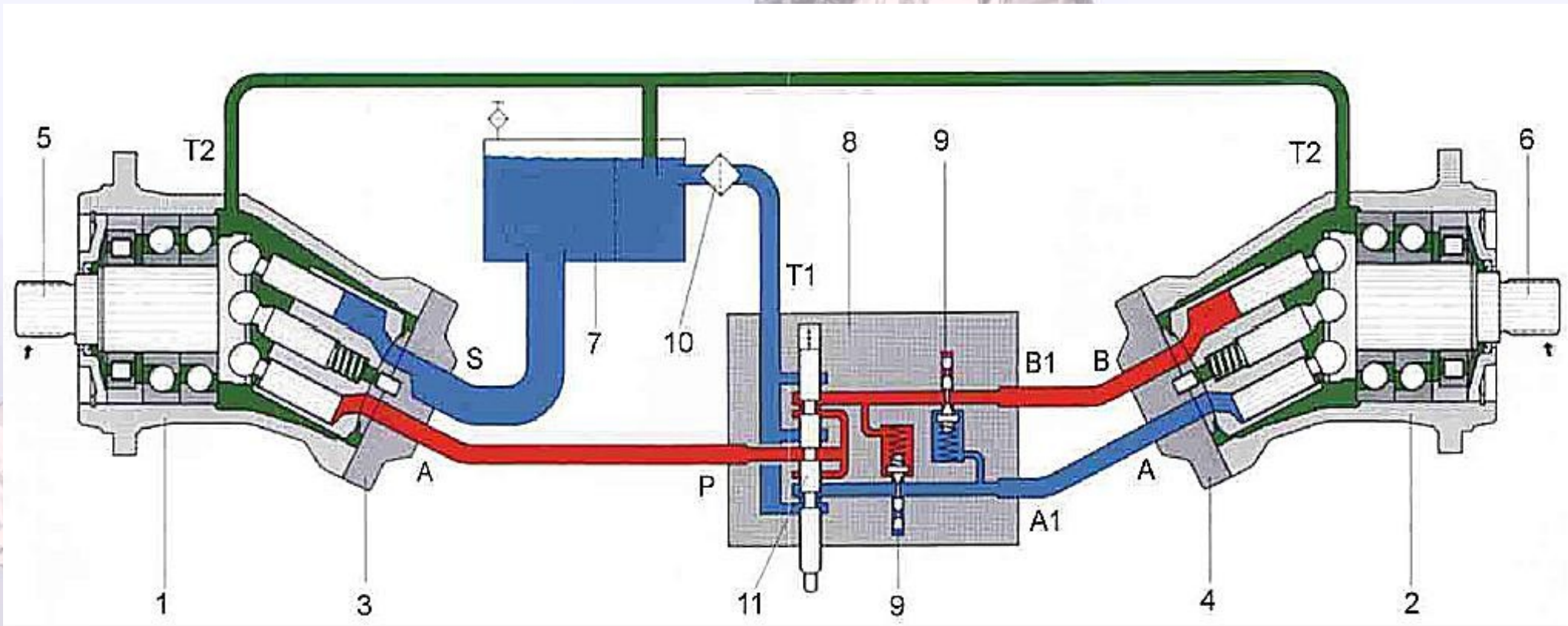
- **dużą wydajność energetyczną z jednostki masy lub objętości, np. silnik hydrauliczny w porównaniu z silnikiem elektrycznym o tej samej mocy i prędkości obrotowej jest 14 razy lżejszy i zajmuje 26 razy mniejszą przestrzeń,**
- **łatwość sterowania podstawowymi parametrami ruchowymi, możliwość łatwego uzyskania dużych przełożeń, zmiennych w sposób ciągły,**
- **małą bezwładność układu, umożliwiającą dokonywanie częstych i gwałtownych zmian prędkości i obciążenia, np. silnik hydrauliczny ma moment bezwładności około 72 razy mniejszy od momentu bezwładności porównywalnego silnika elektrycznego,**
- **samo smarowność,**
- **łatwość bezpośredniej i ciągłej kontroli obciążenia, a także łatwość**



- **Wady układów hydrostatycznych:**
- **duża podatność na zanieczyszczenia cieczy roboczej,**
- **zmiany właściwości statycznych i dynamicznych, spowodowane zmianami lepkości cieczy roboczej pod wpływem temperatury,**
- **duża hałaśliwość wzrastająca wraz z ciśnieniem,**
- **trudności w uzyskaniu dokładnej synchronizacji ruchów silników lub siłowników obciążonych w różny sposób.**
- **występowanie brudzących i szkodliwych dla środowiska naturalnego wycieków cieczy roboczej,**
- **niska sprawność.**

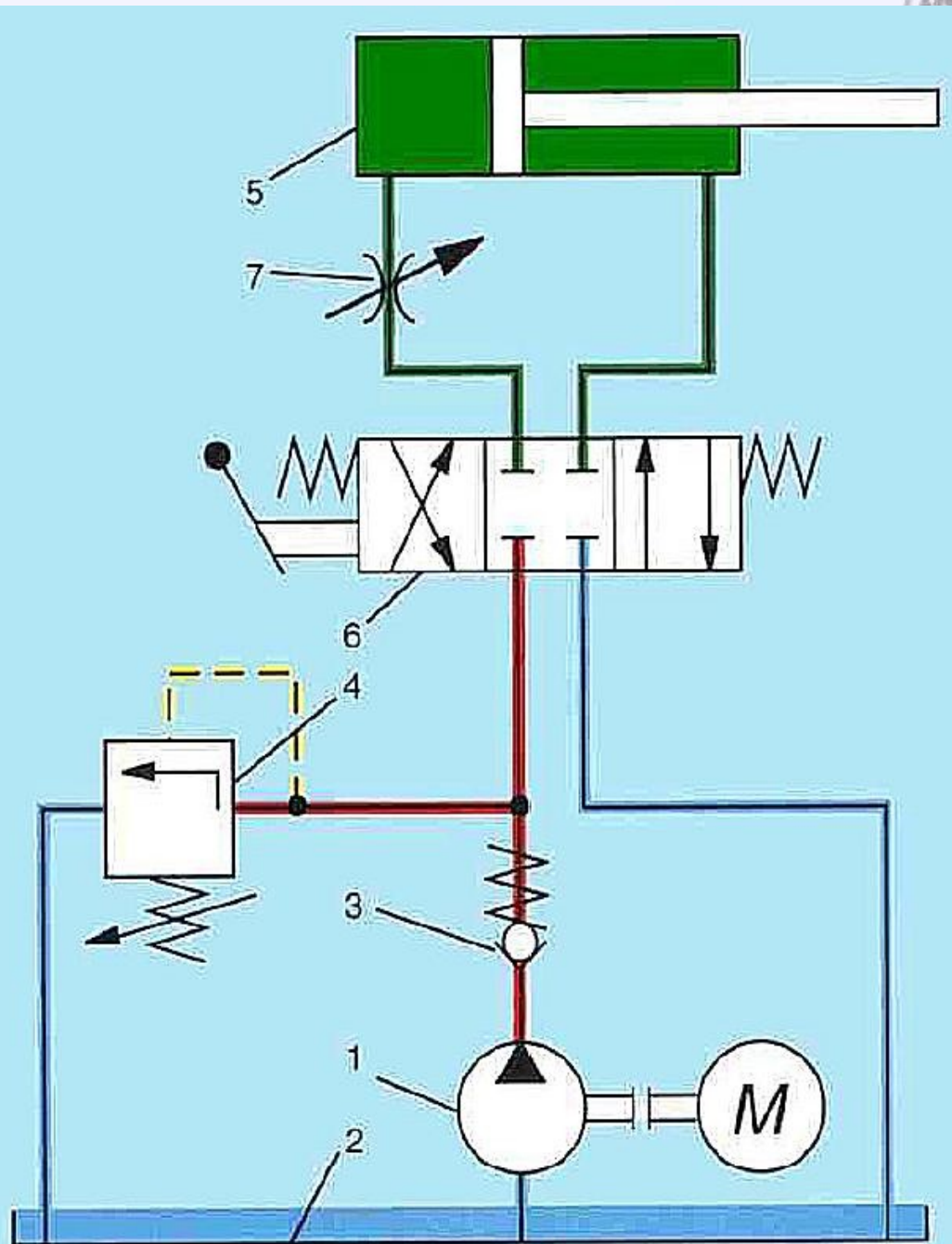


Ogólny schemat blokowy układu hydrostatycznego



**Schemat konstrukcyjny układu z silnikiem obrotowym (przekładni hydrostatycznej):** 1 - pompa, 2 – silnik hydrauliczny, 3 - płyta przyłączeniowa pompy, 4 - płyta przyłączeniowa silnika, 5 – wałek napędowy pompy, 6 - wałek odbiorczy silnika, 7 - zbiornik, 8 - blok elementów sterujących, 9 - zawory maksymalne, 10 – filtr sphywowy, 11 - rozdzielacz, A-P - przewód tłoczny pompy, B1-B - przewód tłoczny silnika, A-A1 – przewód sphywowy silnika, T1 - przewód sphywowy układu, T2 - przewody odprowadzenia przecieków, S – przewód ssawny pompy



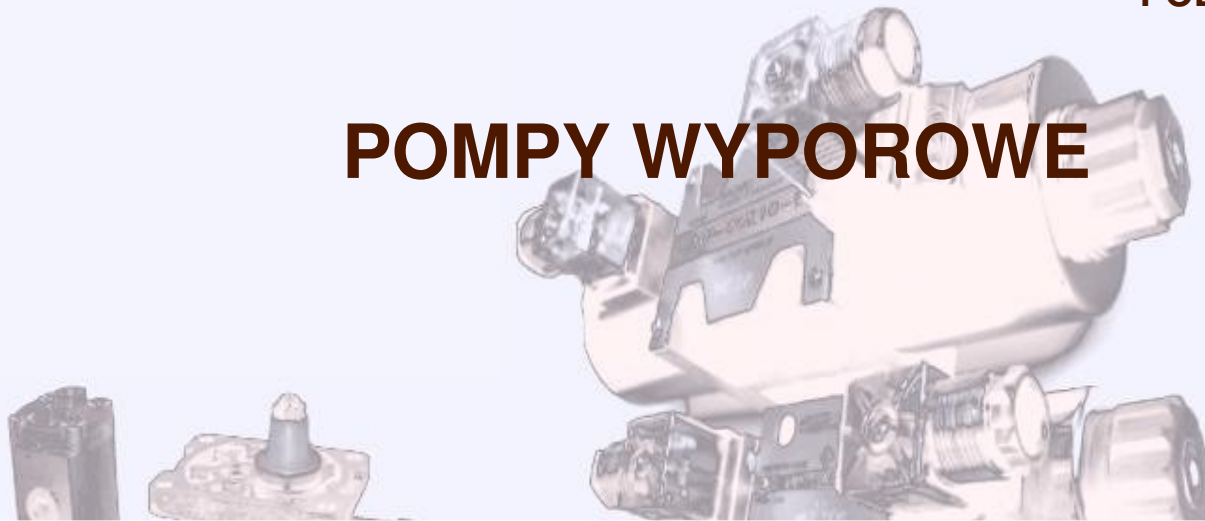


**Schemat ideowy układu z  
siłownikiem tłokowym:**

- 1 - pompa,**
- 2 - zbiornik,**
- 3 - zawór zwrotny,**
- 4 - zawór przelewowy (maksymalny),**
- 5 - siłownik tłokowy,**
- 6 - rozdzielacz,**
- 7- zawór dławiący.**



# POMPY WYPOROWE



**Podstawowym elementem każdego układu hydrostatycznego jest pompa wporowa. Jej zadaniem jest zamiana energii mechanicznej dostarczonej z zewnątrz na energię ciśnienia cieczy roboczej.**

**Zasada działania pompy wporowej polega na przetłaczaniu dawek cieczy z przestrzeni ssawnej do tłocznej za pomocą elementów wporowych.**

**Wielkość dawki określona jest wymiarami komory wporowej.**

**Warunkiem koniecznym działania pomp wporowych jest szczelne oddzielenie przestrzeni ssawnej i tłocznej oraz szczelność między komorą a elementem wporowym.**



W zależności od rodzaju ruchu elementów wyporowych można pompy sklasyfikować w następujący sposób:

1) Pompy o ruchu obrotowym elementów wyporowych (rotacyjne).

Pompy zębate

o zazębieniu zewnętrznym,

o zazębieniu wewnętrznym.

Pompy śrubowe.

Pompy łopatkowe.

z łopatkami wirującymi,

z łopatkami nie wirującymi.

2) Pompy o ruchu posuwisto-zwrotnym elementów wyporowych (wielotłoczkowe).

Pompy promieniowe.

z tłoczkami wirującymi,

z tłoczkami nie wirującymi.

Pompy osiowe.

z wychylnym wirnikiem,



**Każda pompa wporowa ma trzy podstawowe parametry ruchowe, decydujące o przydatności**

**w konkretnym układzie hydrostatycznym, mianowicie:**

- wydajność nominalna,**
- ciśnienie nominalne,**
- nominalne zapotrzebowanie mocy.**



**Wydajnością pompy nazywamy - ilość cieczy roboczej dostarczonej do przewodu tłocznego w jednostce czasu.**

**Wydajność teoretycznie nie zależy od ciśnienia i wynika jedynie z jej wymiarów geometrycznych oraz prędkości obrotowej.**

**Wydajność pompy wyporowej można obliczyć ze wzoru:**

$$Q_p = \epsilon_p q_p n_p \eta_p$$

$Q_p$  - wydajność pompy, [m<sup>3</sup>/s],

$\epsilon_p$  - współczynnik zmiany wydajności, (0-1),

$q_p$  - wydajność jednostkowa, ( m<sup>3</sup>/obr.),

$n_p$  - prędkość obrotowa, [obr/s],

$\eta_{vp}$  - sprawność objętościowa,

# Ciśnienie nominalne

**Ciśnieniem nominalnym** nazywamy najwyższą wartość ciśnienia długotrwałej pracy pompy.

Nie oznacza to wcale, że pompa musi zawsze pracować przy ciśnieniu nominalnym. Jeżeli w układzie hydrostatycznym będzie wymagane ciśnienie niższe, to pompa będzie również pracować poprawnie. Należy jednak pamiętać, że przy zbyt niskim ciśnieniu roboczym w stosunku do nominalnego sprawność ogólna pompy będzie bardzo mała.

Ponadto istnieje możliwość przeciążenia pompy ciśnieniem wyższym od nominalnego, jednak takie przeciążenie może odbywać się wyłącznie w sposób podany przez producenta w katalogu firmowym.



# Nominalne zapotrzebowanie mocy

Zapotrzebowaniem mocy nazywamy moc, jaką należy dostarczyć do pompy w celu wytworzenia wydajności  $Q_p$  przy obciążeniu  $\Delta p_p$ , będącym różnicą ciśnień między przewodem tłocznym i ssawnym.

Zapotrzebowanie mocy można obliczyć ze wzoru:

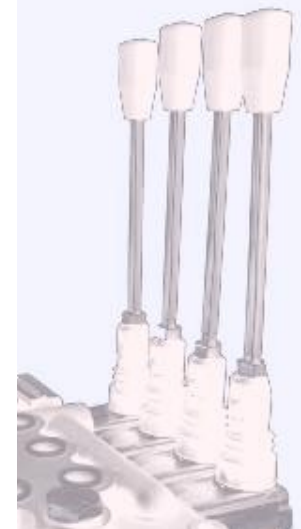
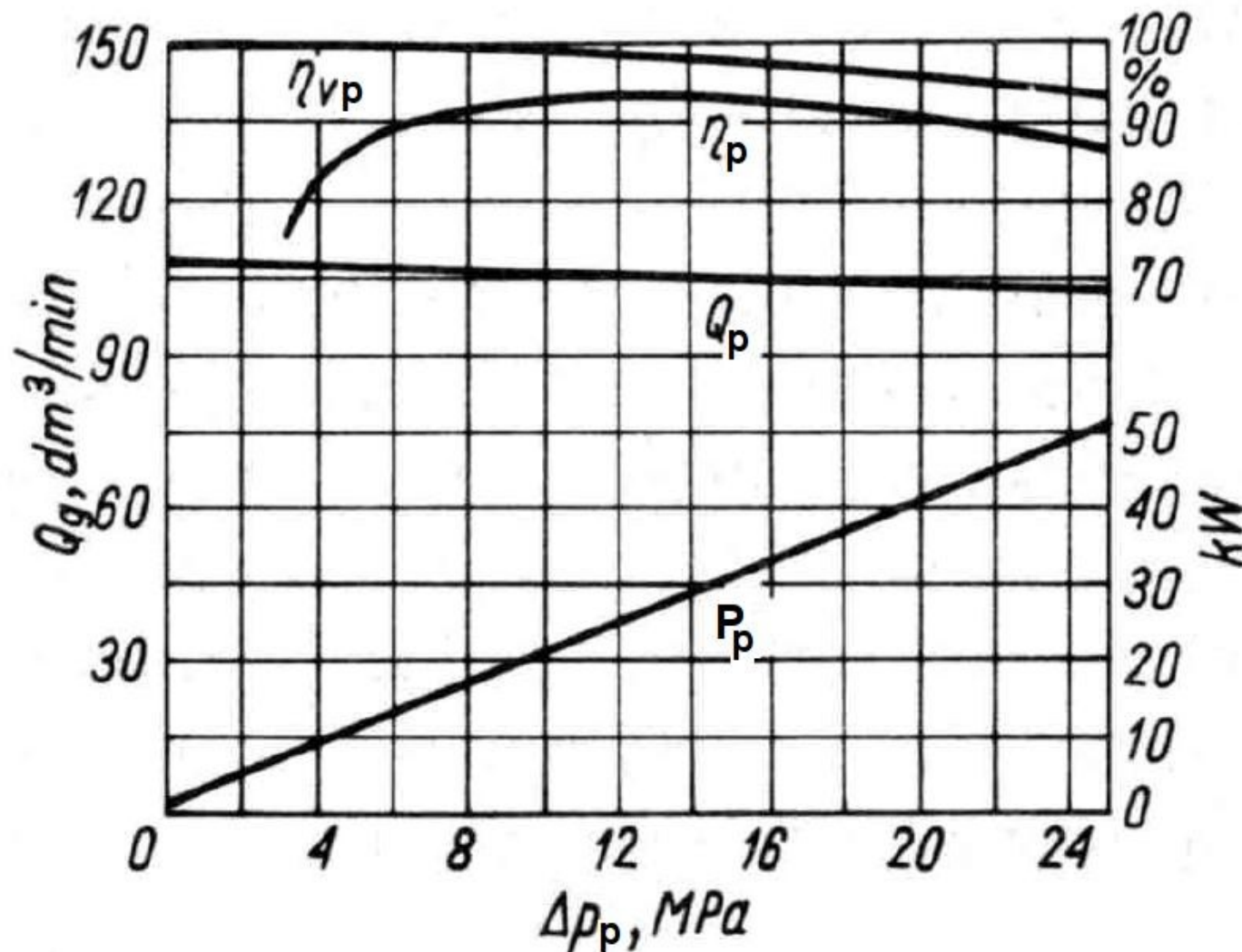
$$P_p = \frac{Q_p \Delta p_p}{\eta_p}$$

$P_p$  - zapotrzebowanie mocy, [W],

$\Delta p_p$  – wytworzona różnica ciśnień, [Pa]

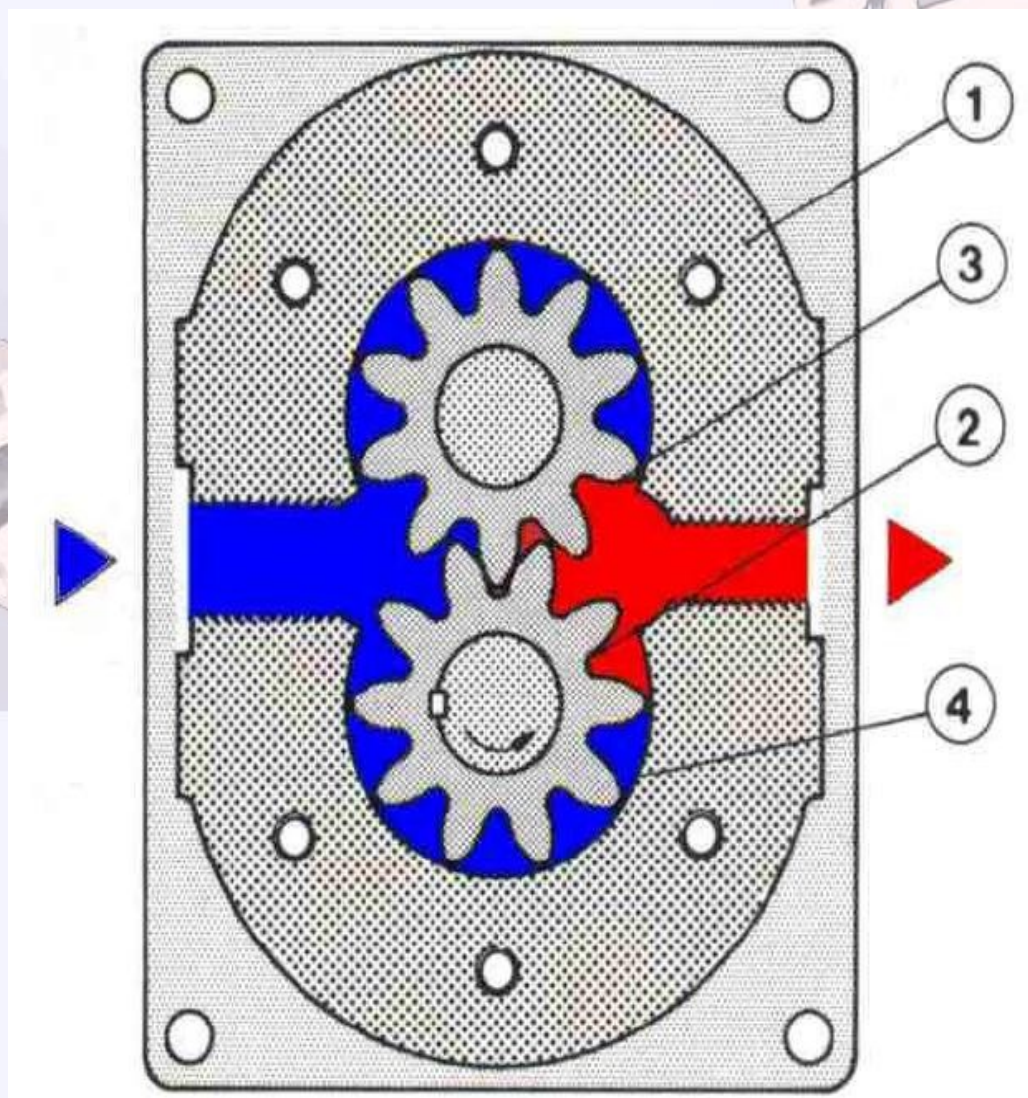
$\eta_p$  - sprawność ogólna pompy.

# Charakterystyki statyczne

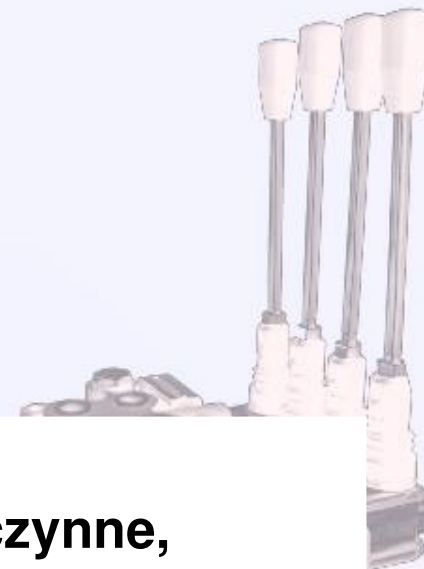


Właściwości pomp wyporowych w katalogach firmowych ilustruje się graficznie za pomocą różnych charakterystyk statycznych. Jedną z takich możliwości są charakterystyki w funkcji obciążenia.

# Pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym

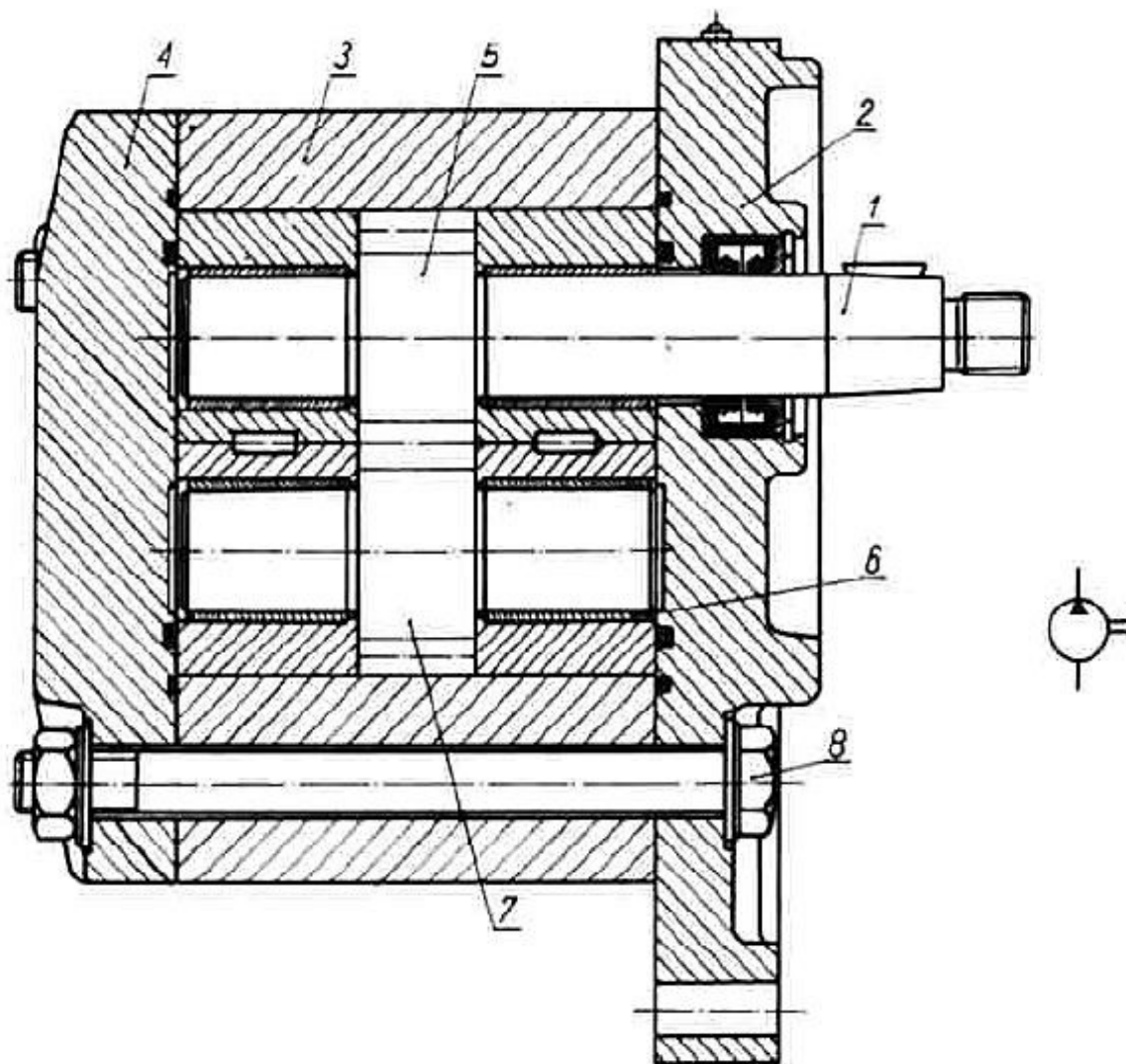


- 1 - korpus,
- 2 - koło zębate czynne,
- 3 - koło zębate bierne,
- 4 - komora między zębna.



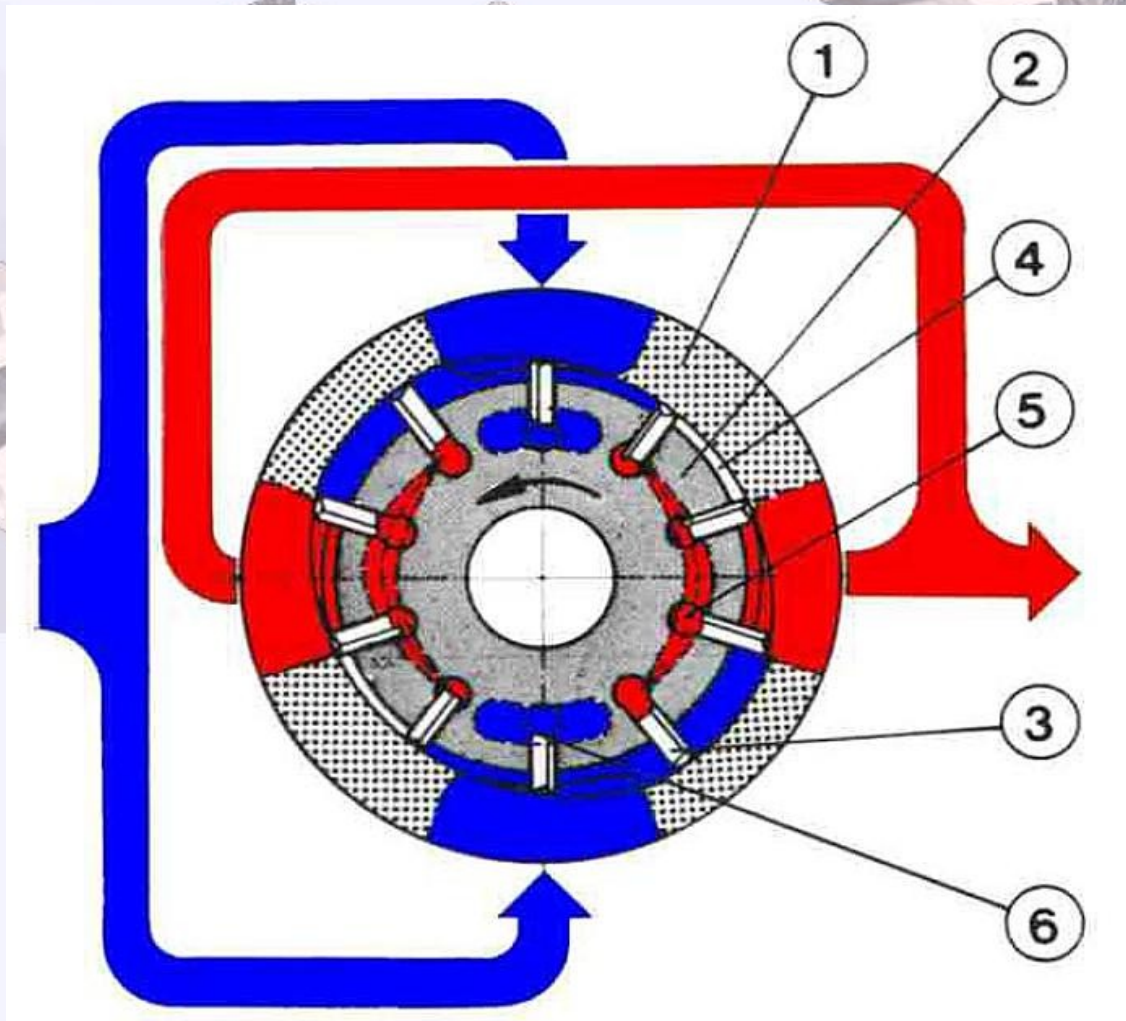


# Pompa zębata PZ3:



1 - wałek napędowy, 2 - pokrywa przednia, 3 - kadłub, 4 - pokrywa tylna, 5 - koło zębate czynne, 6 - łożysko, 7 - koło zębate bierne, 8 - śruba.

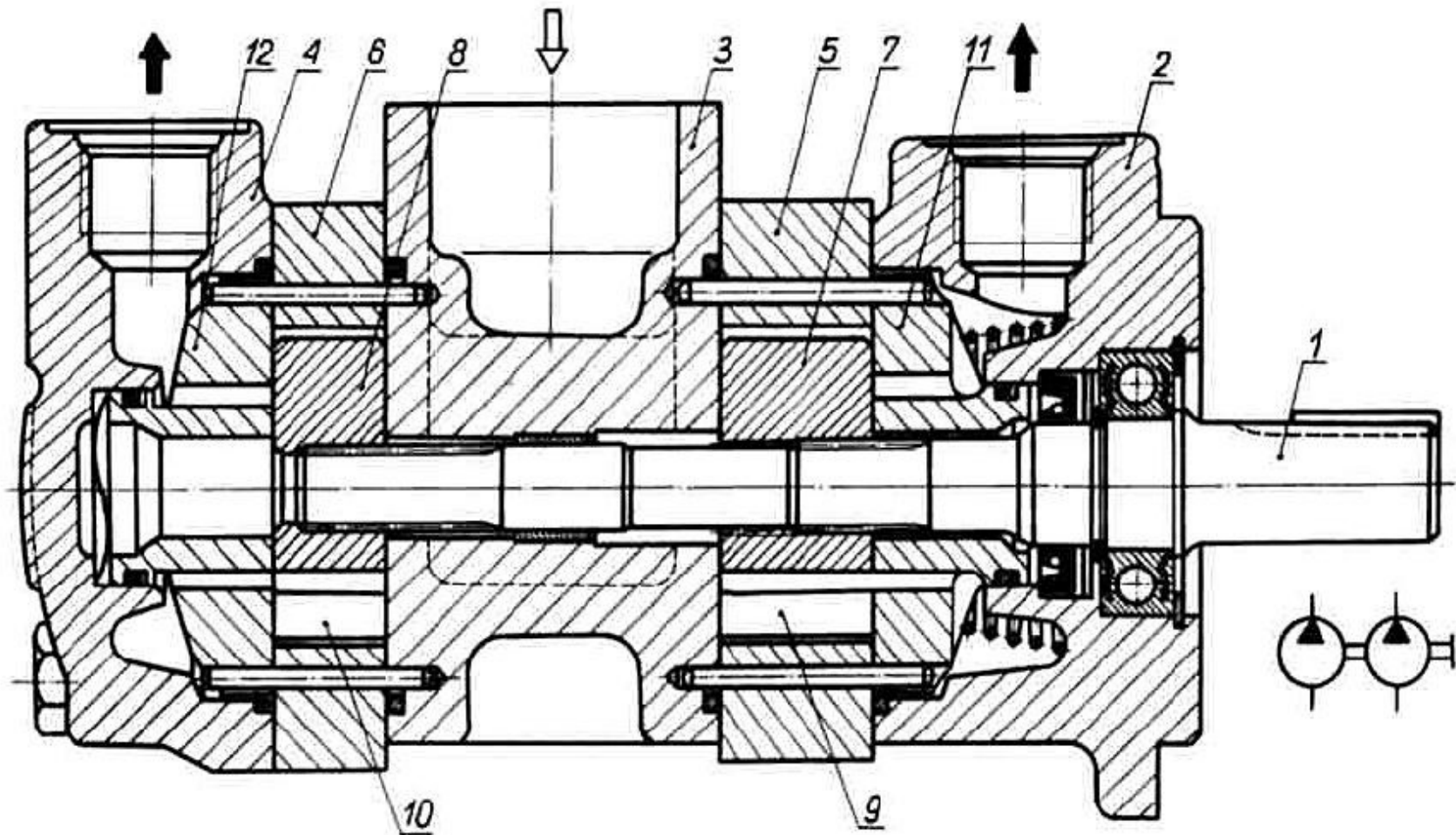
# Schemat pompy łopatkowej podwójnego działania



- 1 - stator,
- 2 - wirnik,
- 3 - łopatką,
- 4 - komora między łopatkowa,
- 5,6 - kanały systemu odciążenia łopatek.



# Pompa łopatkowa dwustrumieniowa V2010 i V2020 firmy Vickers

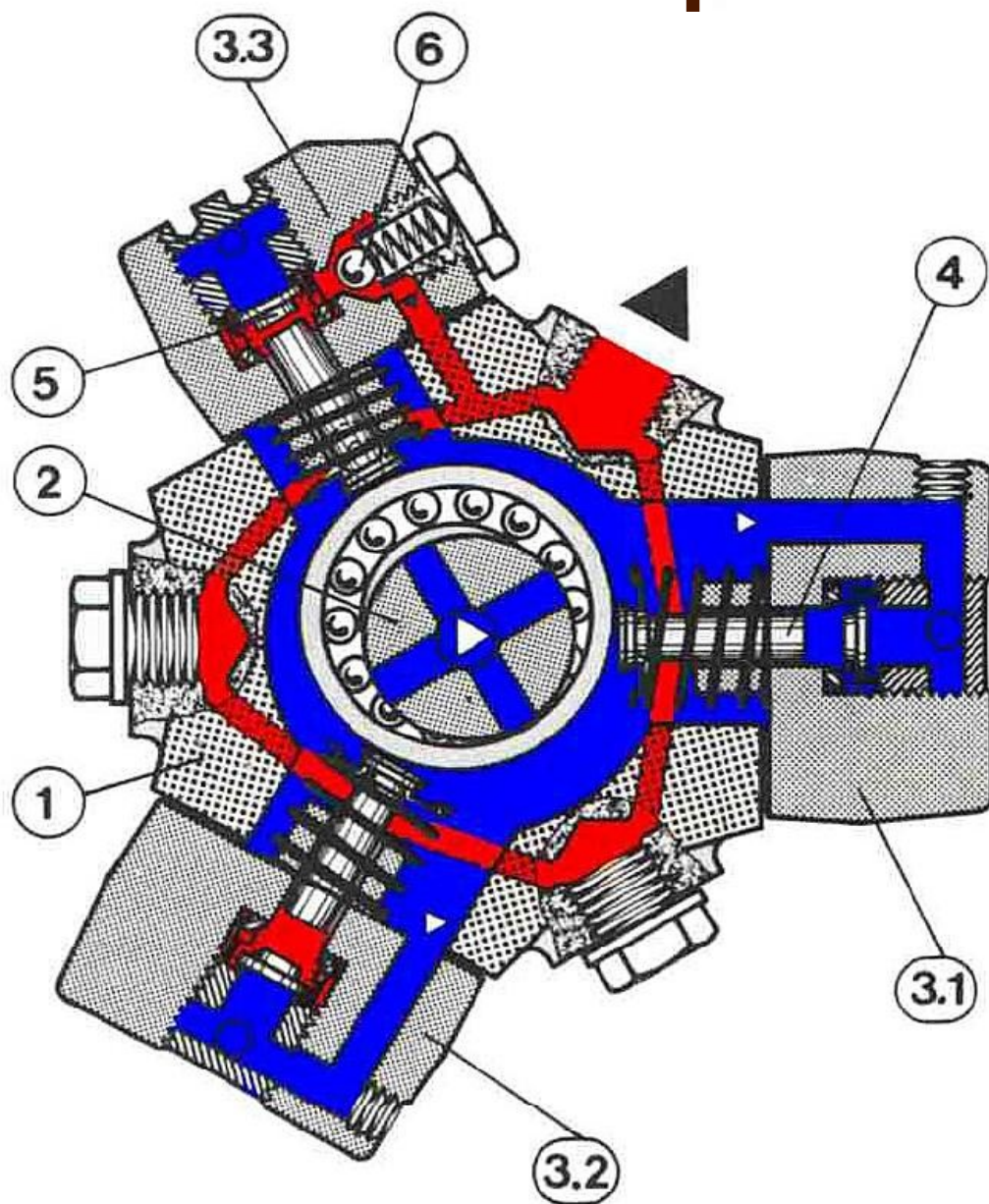


1 - wałek napędowy, 2 - przystawka, 3 - część ssawna, 4 – pokrywa tylna, 5,6 - obudowa wirnika przedniego i tylnego, 7,8 - wirnik przedni i tylny, 9,10 - łopatką, 11, 12 - płyty kompensacyjne przednia i tylna





# Schemat pompy wielotłoczkowej promieniowej



- 1 - korpus,
- 2 - wałek mimośrodowy,
- 3.1, 3.2, 3.3 - cylindry,
- 4 - tłoczek,
- 5 - zawór zwrotny ssawny,
- 6 - zawór zwrotny tłoczny.

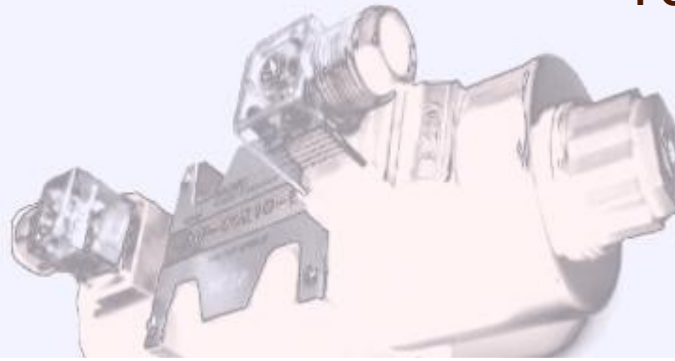
# SILNIKI WYPOROWE



**Zadaniem silnika wyporowego, nazywanego najczęściej silnikiem hydraulicznym, jest zamiana energii ciśnienia cieczy na energię mechaniczną ruchu obrotowego.**

**Zasada działania silnika jest odwróceniem zasady działania pompy wyporowej.**





Silniki, podobnie jak pompy, można klasyfikować w różnorodny sposób, na przykład ze względu na: rozwijane prędkości i momenty obrotowe, rodzaj ruchu elementów wyporowych, możliwość zmiany chłonności.

Rodzaje silników	Zakresy prędkości obrotowych [obr/min]	
	$n_{min}$	$n_{max}$
Szybkoobrotowe	300 ÷ 500	3000
Wolnoobrotowe	1	150 ÷ 200

Prędkości obrotowe silników wyporowych



# Określenia podstawowe i charakterystyki statyczne

Każdy silnik wyporowy ma trzy podstawowe parametry ruchowe decydujące o przydatności w konkretnym układzie hydrostatycznym, mianowicie:

- chłonność nominalna,
- ciśnienie nominalne,
- moc nominalna.

# Chłonność nominalna

Chłonnością silnika nazywamy ilość cieczy roboczej pobraną z przewodu tłocznego w jednostce czasu. Chłonnością nominalną nazywamy chłonność przy nominalnej prędkości obrotowej i nominalnym ciśnieniu. Chłonność silnika wyporowego można wyznaczyć ze wzoru:

$$Q_h = \frac{\epsilon_h q_h n_h}{\eta_{vk}}$$

$Q_h$  - chłonność silnika [ $m^3/s$ ],

$\epsilon_h$  – współczynnik nastawialności,

$q_h$  – chłonność jednostkowa, [ $m^3/obr.$ ],

$n_h$  - prędkość obrotowa, [ $obr./s$ ],



**Obciążeniem silnika jest wymagany moment obrotowy, wynikający z właściwości napędzanego urządzenia.**

**Moment ten jest zawsze równy momentowi rozwijanemu przez silnik (dyspozycyjnemu), który wynosi:**

$$M_h = \frac{\varepsilon_h q_h \Delta p_h \eta_{hm}}{2\pi}$$

**$M_h$  – moment obrotowy, [Nm],**

**$\Delta p_h$  – różnica ciśnień, [Pa],**

**$\eta_{hm}$  - sprawność hydrauliczno-mechaniczna,**





## Moc nominalna

Moc przekazywaną przez silnik do napędzanego urządzenia można wyznaczyć ze wzoru

analogicznego jak dla pompy, mianowicie:

$$P_h = Q_h \Delta p_h \eta_h$$

lub od strony urządzenia:

$$P_h = 2\pi M_h n_h$$

$$\eta_{hh} = \eta_{vh} \eta_{hn}$$

gdzie:

$\eta_{hh}$  – sprawność hydrauliczna silnika,

# Charakterystyki statyczne



Właściwości silników wyporowych ilustruje się zwykle w katalogach firmowych za pomocą uniwersalnych charakterystyk statycznych wyrażanych w postaci zależności:

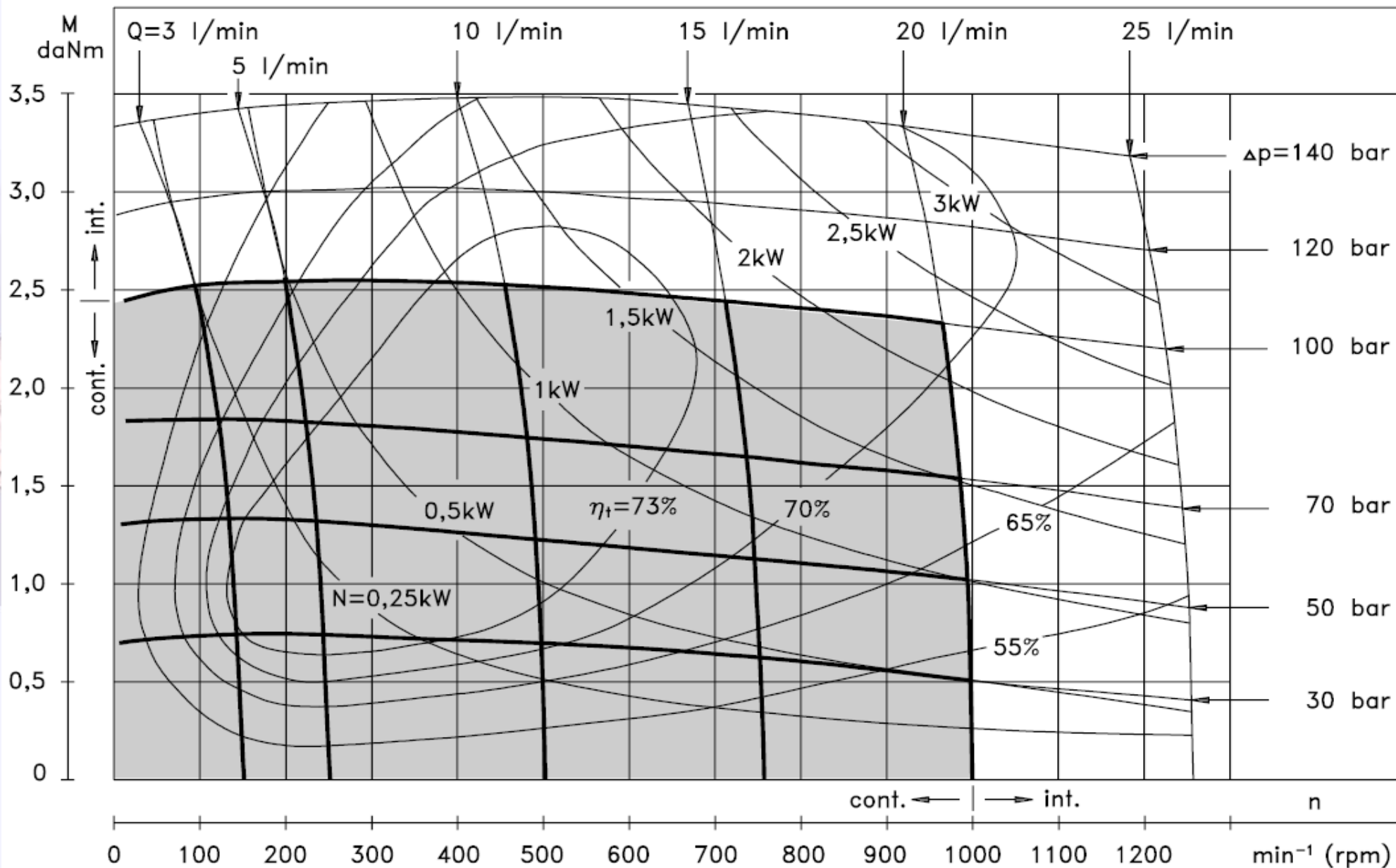
$$M_h = f(n_h)$$

W zasygnalizowanym wyżej układzie współrzędnych nanosi się najczęściej cztery rodzaje krzywych:

- krzywe zbudowane dla  $\Delta p_h = \text{const}$ ,
- krzywe zbudowane dla  $Q_h = \text{const}$ ,
- krzywe zbudowane dla  $N_h = \text{const}$ ,

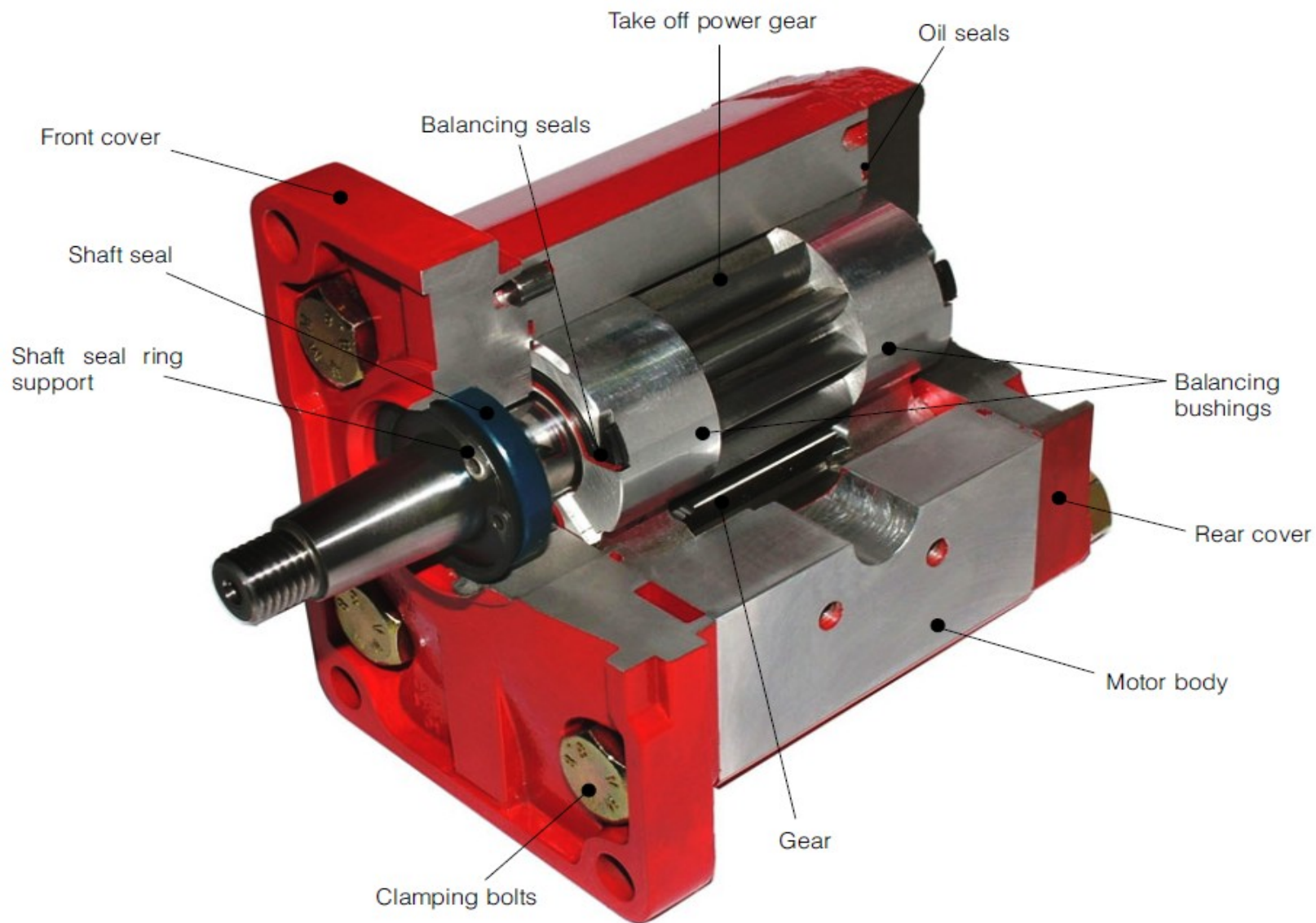


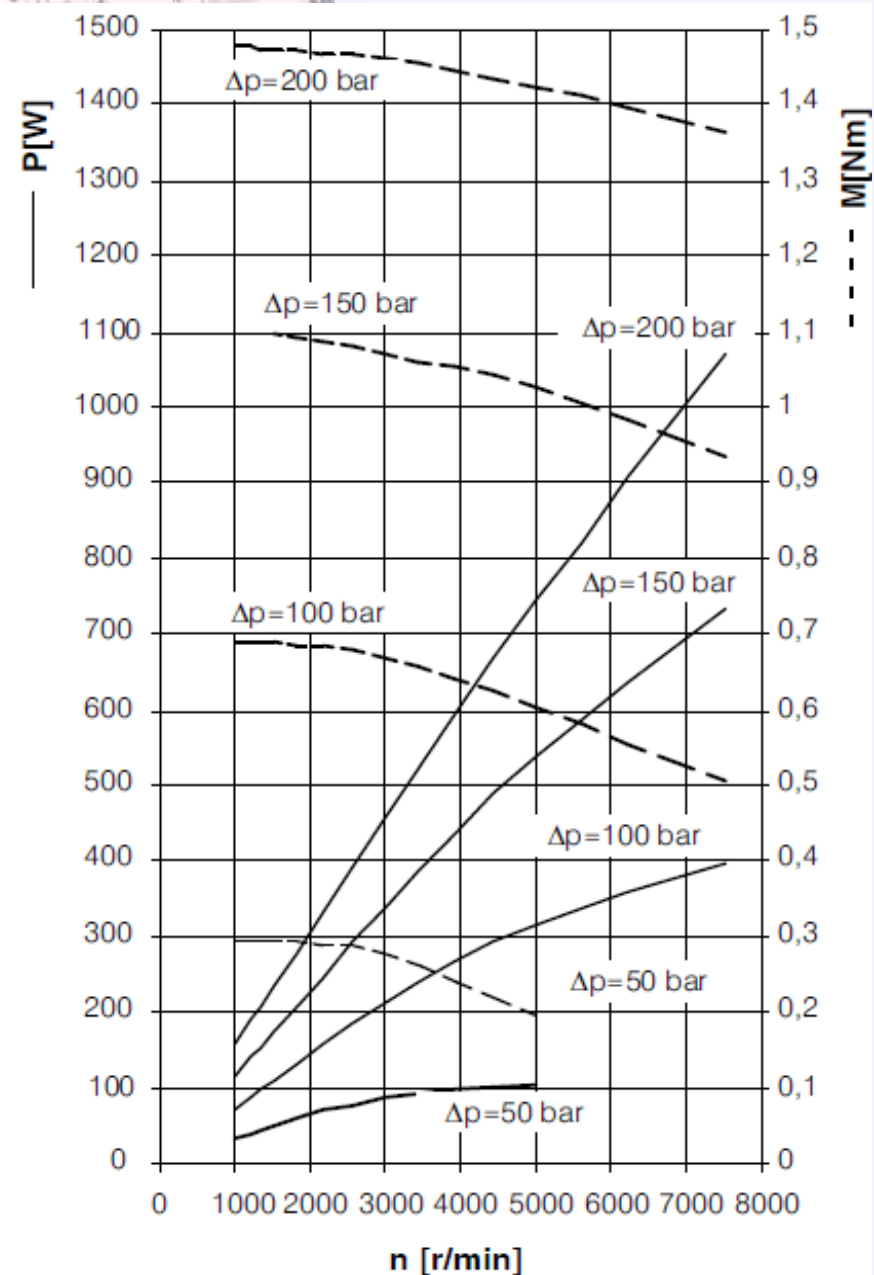
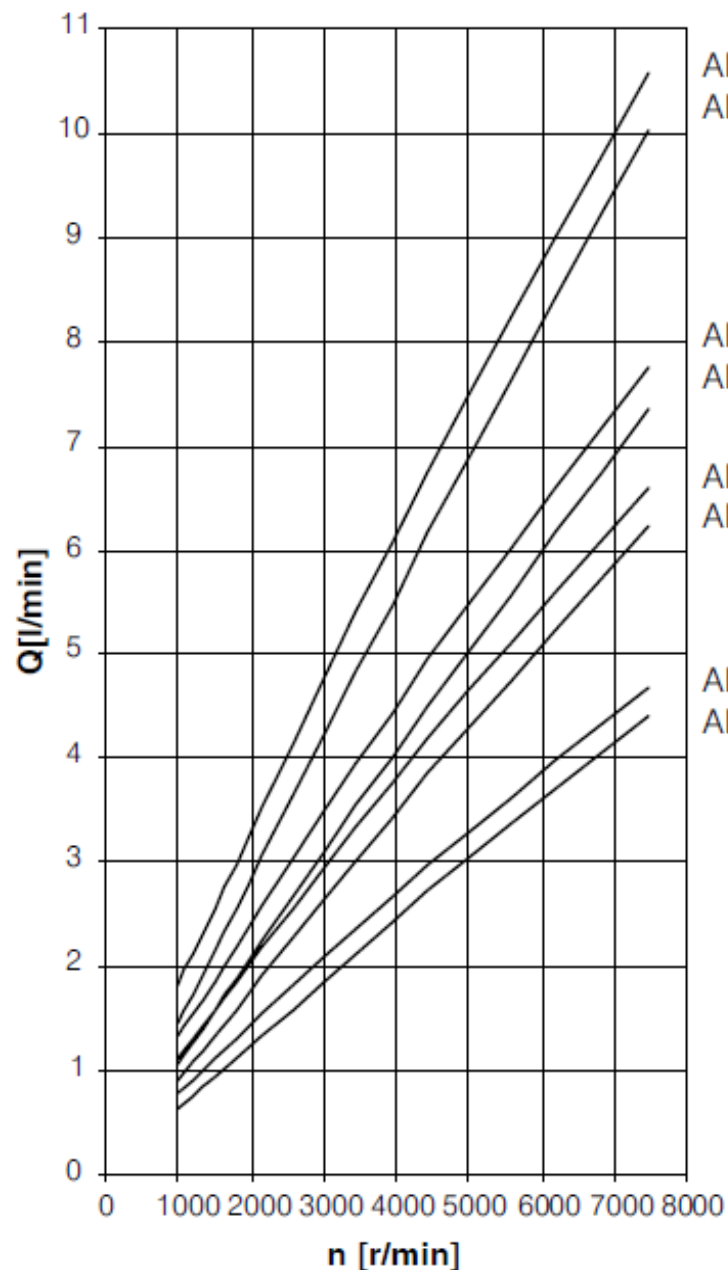
# MM 20



1 bar = 105 Pa = 1,0197 at ; dekaniutonometr (1daNm=10Nm)

# Silnik wysokobrotowy





# SIŁOWNIKI

**Siłowniki, nazywane również cylindrami hydraulicznymi, należą również do grupy silników wyporowych.**

**W siłownikach energia ciśnienia cieczy roboczej zamieniana jest na energię mechaniczną pod postaciami:**

- ruchu prostoliniowo-zwrotnego,**
- ruchu obrotowo-zwrotnego, czyli obrotowego o ograniczonym kącie obrotu.**

# SIŁOWNIKI - podział

**Ze względu na liczbę komór (przestrzeni) roboczych siłowniki klasyfikujemy następująco:**

- 1. Siłowniki dwustronnego działania, mające dwie lub więcej komór roboczych.**
- 2. Siłowniki jednostronnego działania, mające jedną komorę roboczą.**

Siłowniki dwustronnego działania wykonują ruch roboczy i ruch powrotny pod działaniem cieczy pod ciśnieniem doprowadzanej do tych komór roboczych, które mogą zwiększać swoją objętość. Odprowadzenie cieczy następuje z tych komór, które mogą zmniejszać swoją objętość.

Siłowniki jednostronnego działania wykonują ruch roboczy (wysuw) pod działaniem cieczy pod ciśnieniem, doprowadzonej do komory roboczej. Ruch powrotny może być wykonany pod wpływem siły ciężkości lub siły sprężyny, podczas tego ruchu ciecz jest odprowadzana z komory roboczej do zbiornika.



# SIŁOWNIKI - podział

**Ze względu na stosowane rozwiązania konstrukcyjne:**

**1. Siłowniki o ruchu prostoliniowo-zwrotnym.**

**1.1. Siłowniki jednotłoczyskowe.**

**1.2. Siłowniki dwutłoczyskowe.**

**1.3. Siłowniki wielotłokowe.**

**1.4. Siłowniki teleskopowe.**

**2. Siłowniki o ruchu obrotowo-zwrotnym, czyli o ograniczonym kącie obrotu.**

**2.1. Siłowniki z tłokiem obrotowym.**

**2.2. Siłowniki z mechanizmem wahliwym.**

# Parametry siłowników tłoczyskowych

W przypadku siłowników najczęściej posługujemy się dwoma parametrami ruchowymi, definiowanymi tak samo jak dla pomp i silników obrotowych, czyli chłonnością i ciśnieniem nominalnym.

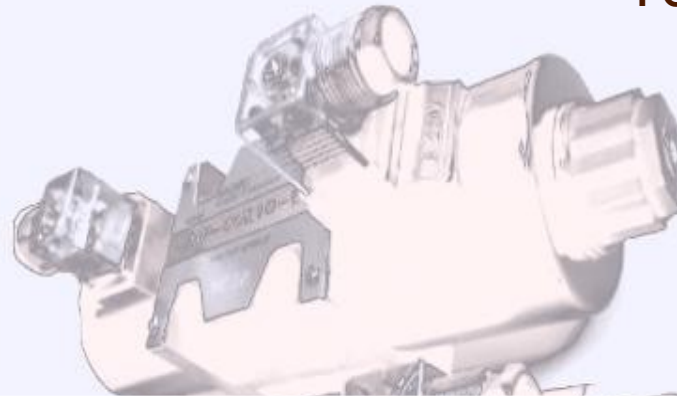
Chłonność siłownika można wyznaczyć ze wzoru:

$$Q_h = \frac{S_{tl} v}{\eta_{vh}}$$

$S_{tl}$  - czynna powierzchnia tłoka wyznaczona dla komory tłocznej [m<sup>2</sup>],

$v$  - wymagana prędkość tłoka, wynikająca z potrzeb maszyny roboczej [m/s],

$\eta_{vh}$  - sprawność objętościowa siłownika; zwykle przyjmujemy 1.



**Siłę rozwijaną przez siłownik można zapisać wzorem:**

$$F_h = S_{tl} P_{tl} - S_{sp} P_{sp}$$

$S_{tl}$ ,  $S_{sp}$  - czynna powierzchnia tłoka wyznaczona dla komory tłocznej i spływowej, [m<sup>2</sup>],

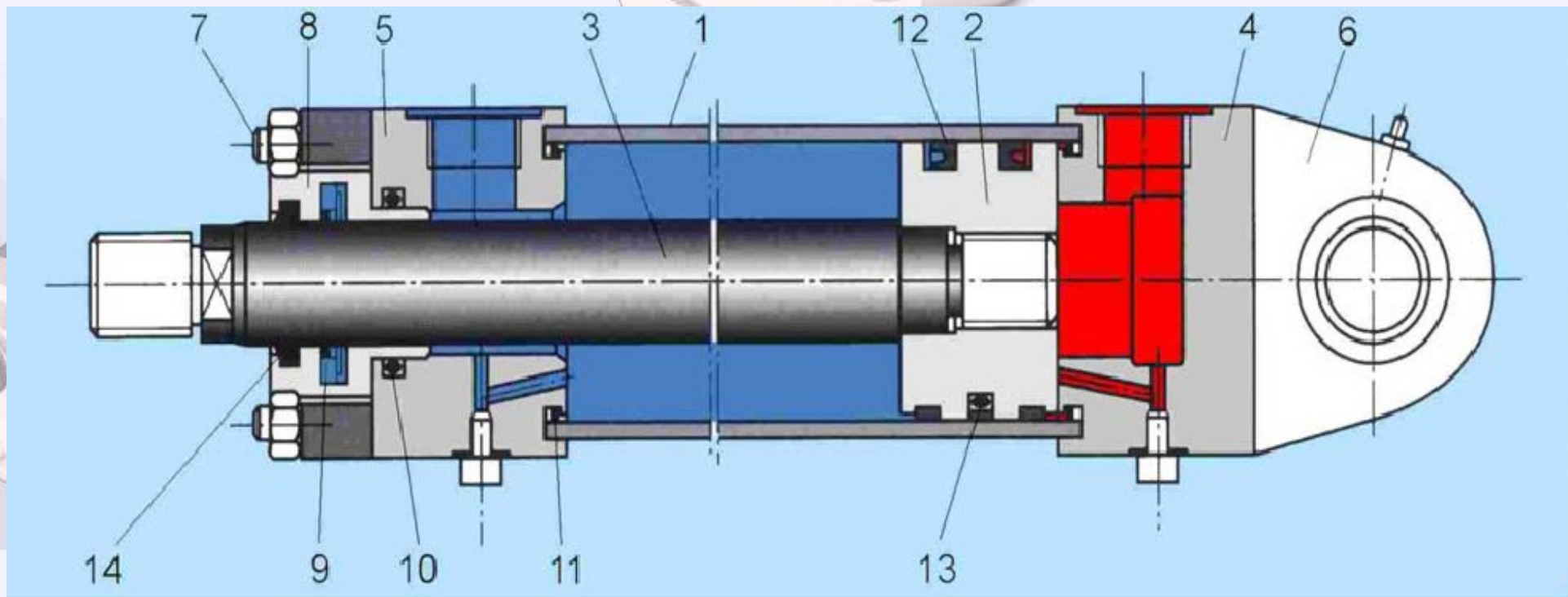
$p_{tl}$ ,  $p_{sp}$  - ciśnienia w przyłączach do komory tłocznej i spływowej [MPa],

$\eta_{hm}$  - sprawność hydrauliczno-mechaniczna siłownika.

**W praktyce można zauważyć, że straty ciśnienia w siłownikach są pomijalnie małe, zakłada się więc, że:**

$$\eta_{hm} \approx 1$$

# Schemat siłownika jednotłoczkowego

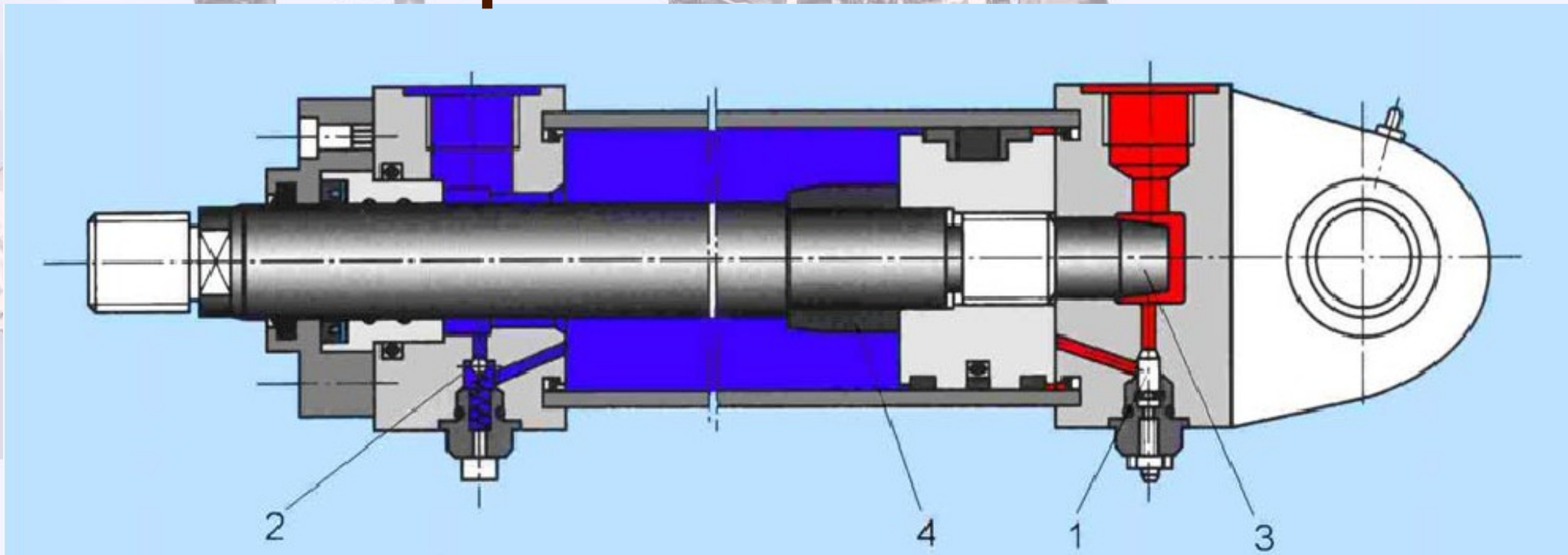


1 - cylinder, 2 – tłok, 3 - tłoczysko, 4, 5 - pokrywy, 6 - ucho, 7 - śruba, 8 – tuleja prowadząca,  
9, 10, 11, 12, 13 - pierścienie uszczelniające, 14 - pierścień zgarniający

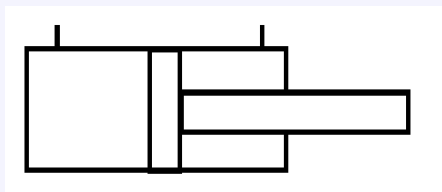


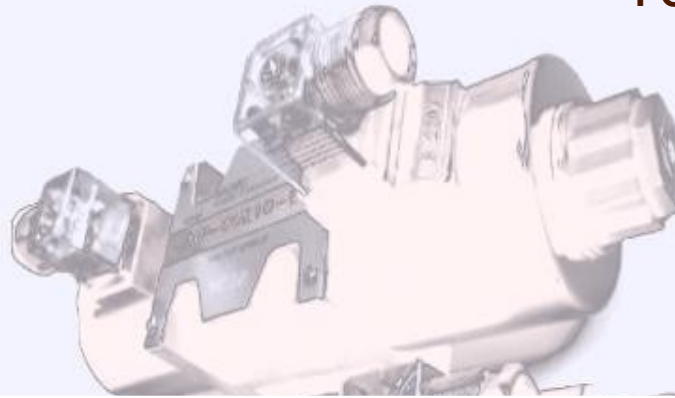


# Schemat siłownika jednotłoczyskowego z obustronnym tłumieniem ruchu w skrajnych położeniach tłoka



1 - zawór dławiący, 2 – zawór zwrotny, 3, 4 - czop.

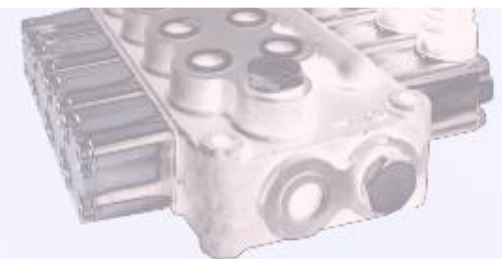




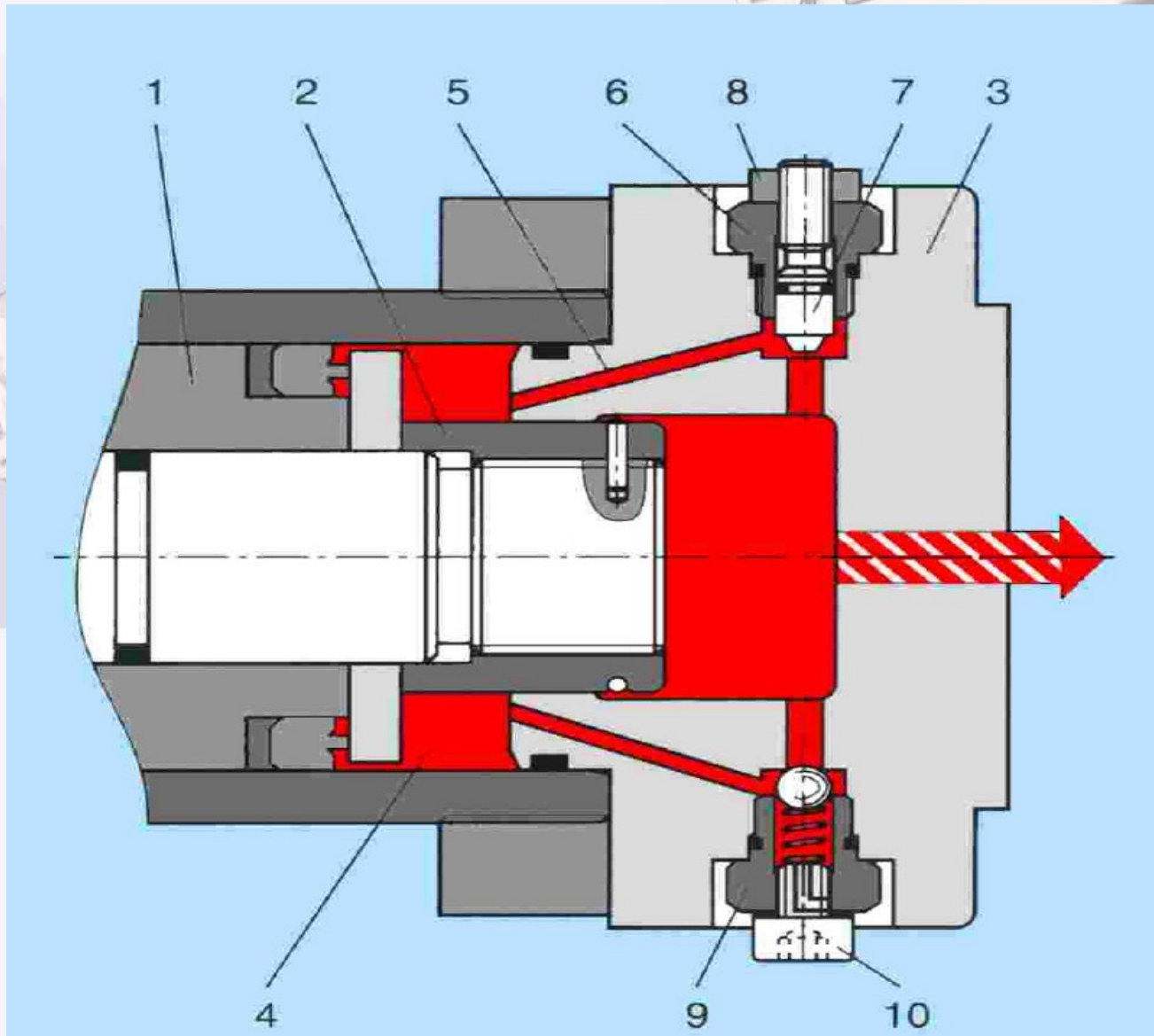
**Ważnym zagadnieniem występującym podczas pracy siłowników są uderzenia tłoka o pokrywę w końcowych fazach pracy tłoka wykonującego ruchy na całej długości skoku.**

**Uderzenia te są tym silniejsze, im większa jest prędkość ruchu tłoka i im większe są masy z nim związane.**

**Przyjmuje się, że przy prędkościach przekraczających  $0.1 \text{ [m/s]}$  niezbędne jest zastosowanie hamowania (tłumienia) ruchu tłoka.**

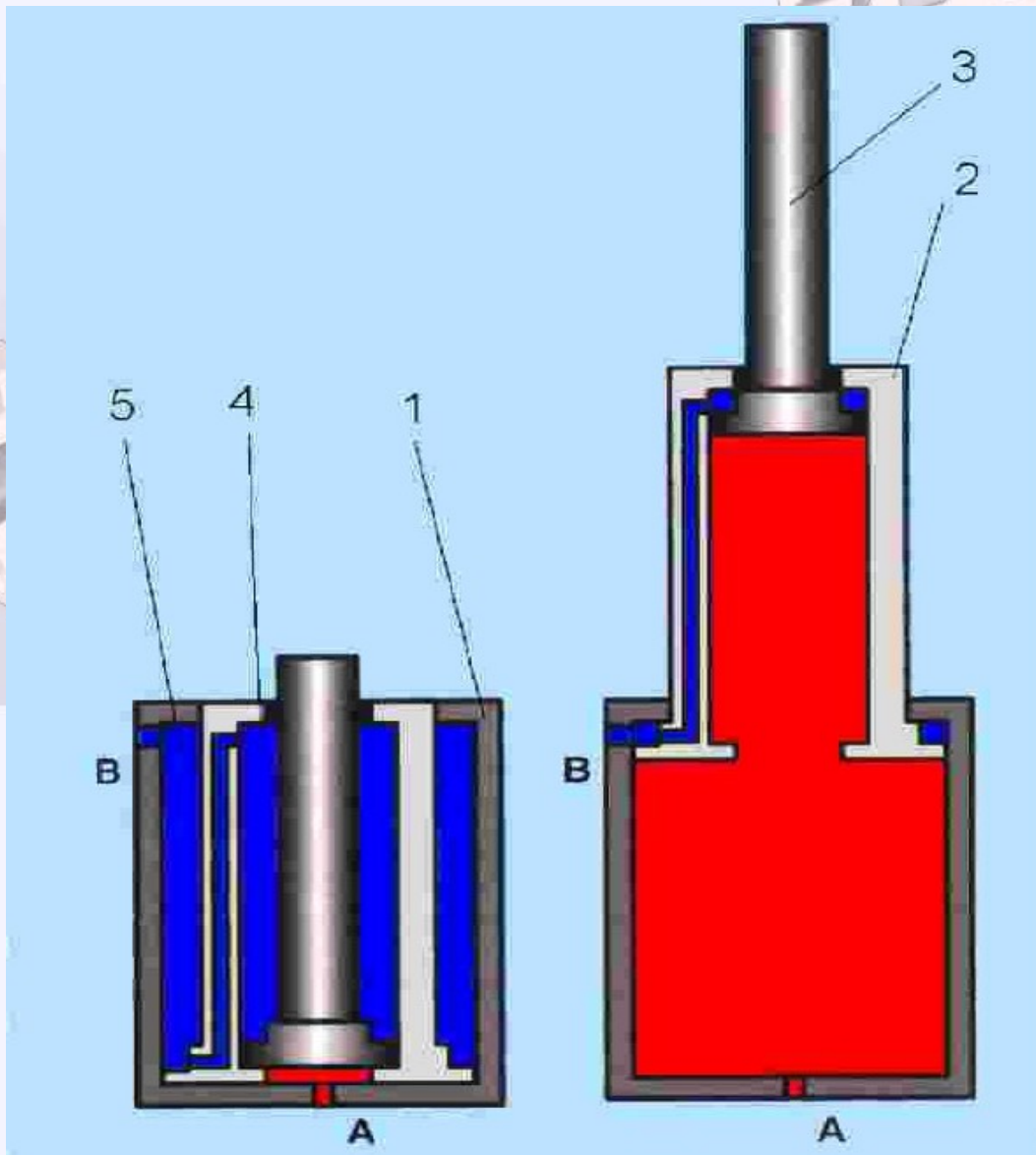


# Schemat tłumienia ruchu w skrajnym położeniu tłoka

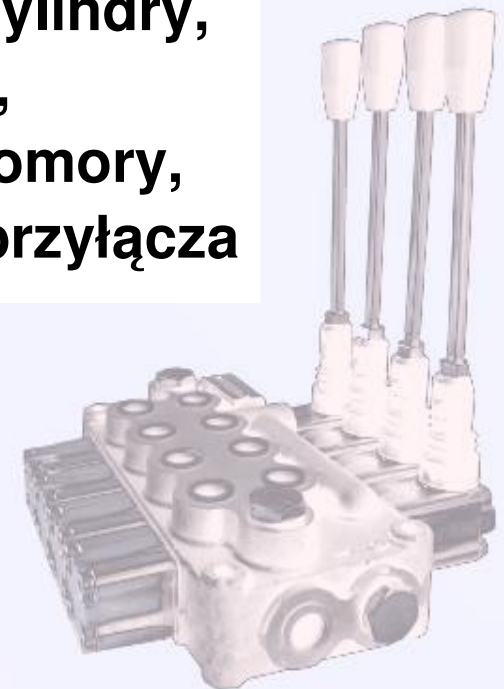


- 1 - tłok,
- 2 - czop,
- 3 - pokrywa,
- 4 - komora tłumika,
- 5 - kanał wewnętrzny,
- 6 - korpus zaworu dławiącego,
- 7 - grzybek zaworu dławiącego,
- 8 - przeciwnakrętka,
- 9 - korpus zaworu zwrotnego,
- 10 - odpowietrznik

# Siłownik teleskopowy dwustronnego działania

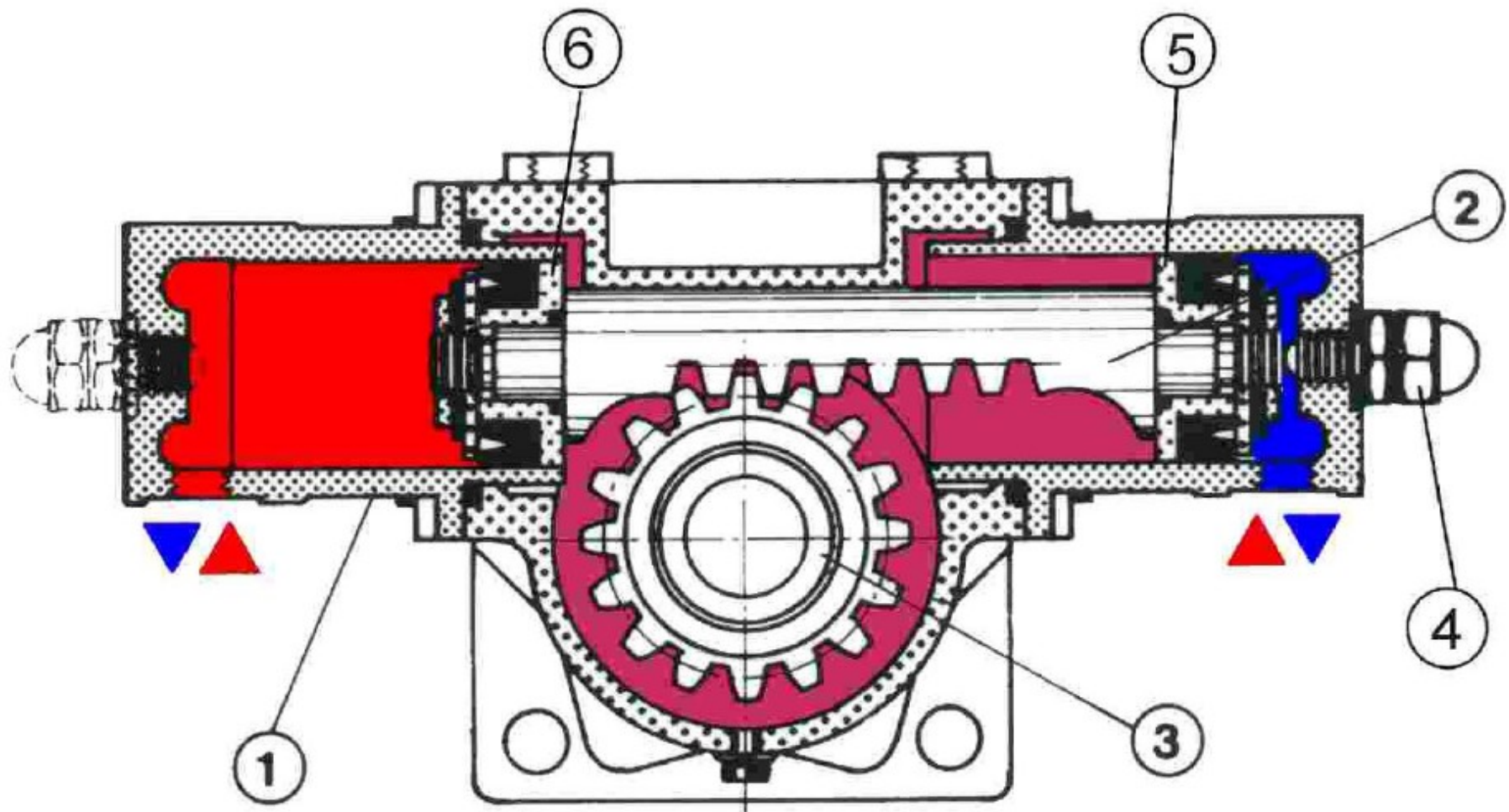


1, 2 – cylindry,  
3 - tłok,  
4, 5 - komory,  
A, B - przyłącza





# Schemat siłownika wahliwego z kołem zębatym i zębatką



1 - korpus, 2 - tłoczysko, 3 - koło zębate, 4 - śruba ogranicznika skoku i kąta obrotu, 5, 6 - tłoki

# ELEMENTY STERUJĄCE

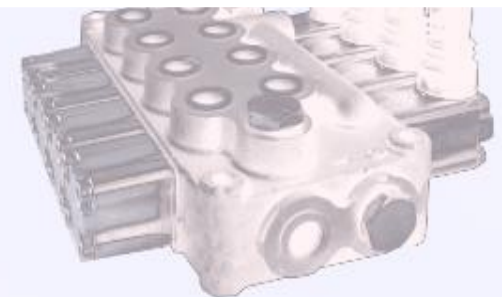
**Elementy sterujące kierunkiem przepływu.**

**Elementy sterujące ciśnieniem.**

**Elementy sterujące natężeniem przepływu.**

**Elementy wielofunkcyjne.**

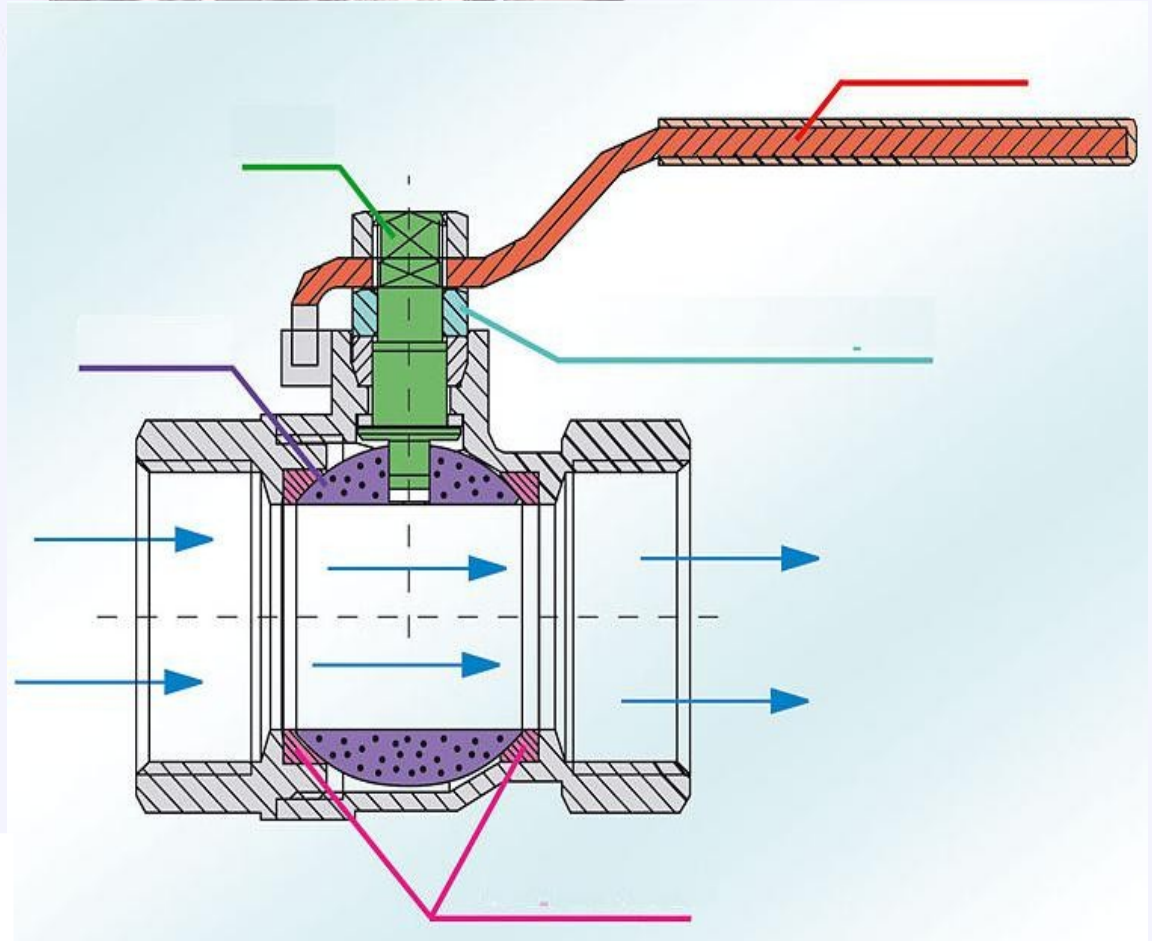
**Elementy sterujące kierunkiem i natężeniem przepływu.**



# Elementy sterujące kierunkiem przepływu



**Zawór odcinający kulowy**

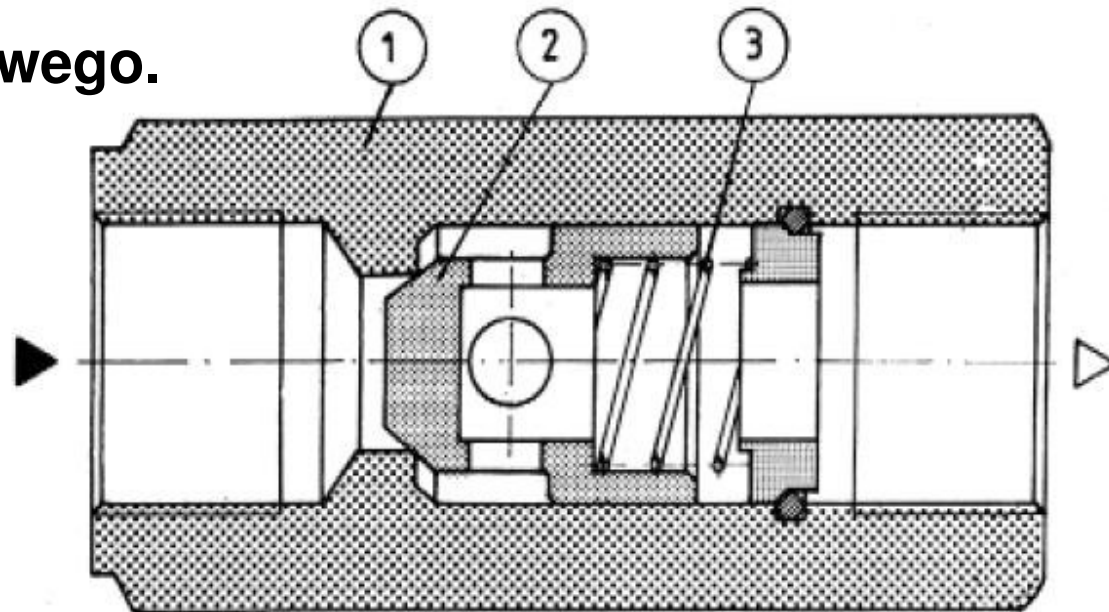




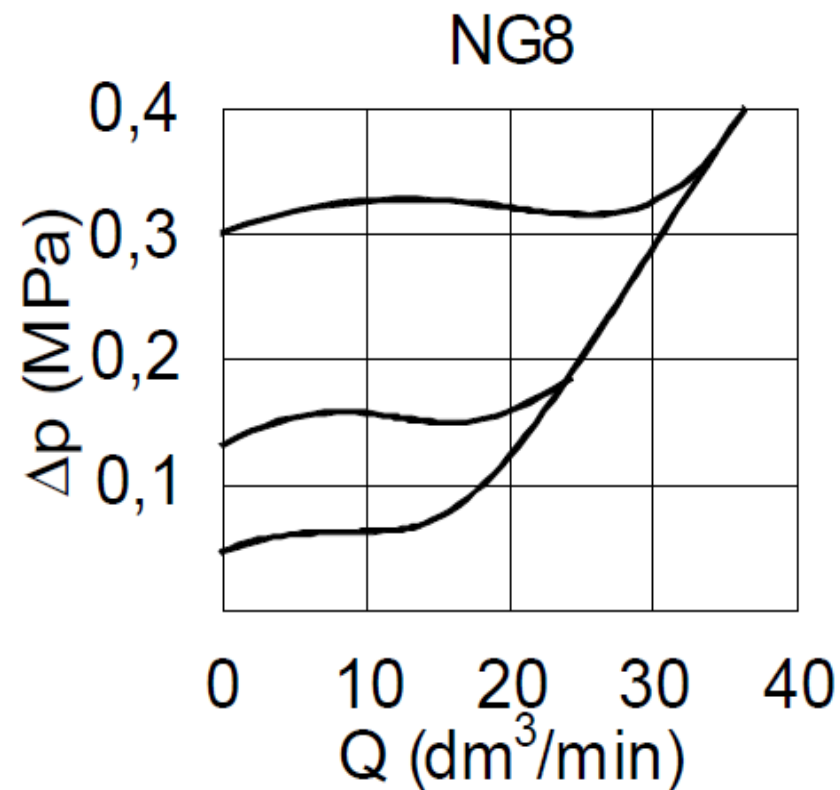
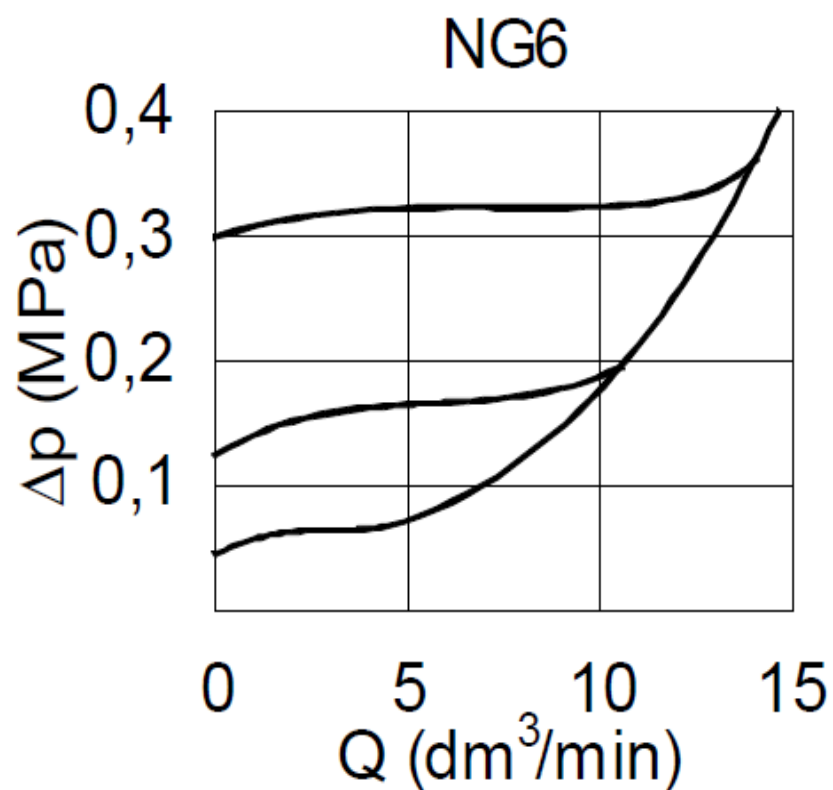
# Zawór zwrotny



Po pokonaniu oporu sprężyny 3 ciśnienie ciecchy na wlocie zaworu powoduje podniesienie stożka 2 zamykającego przepływ i skierowanie strumienia ciecchy do otworu wylotowego.

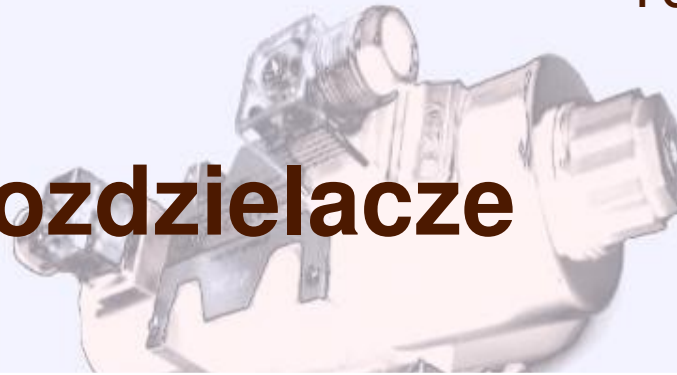


# Charakterystyki zaworu zwrotnego





# Rozdzielacze



**Ze względu na stosowane rozwiązania konstrukcyjne wyróżniamy trzy grupy rozdzielaczy:**

**1.1. Rozdzielacze suwakowe.**

**1.2. Rozdzielacze zaworowe.**

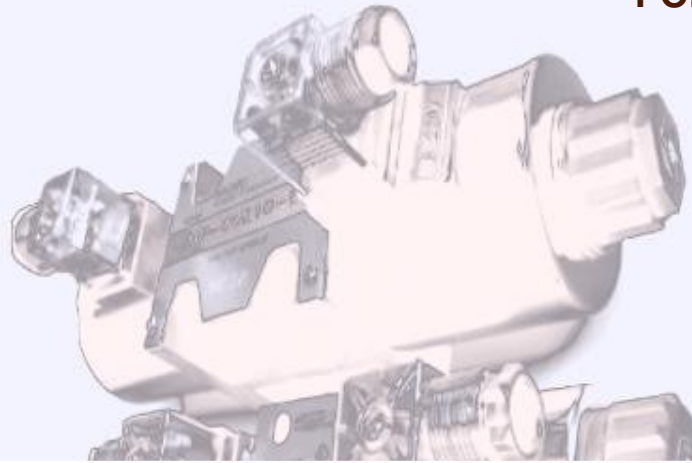
**1.3. Rozdzielacze obrotowe.**

**2. Ze względu na liczbę dróg, czyli sumaryczną liczbę przyłączy roboczych rozróżniamy:**

**2.1. Rozdzielacze dwudrogowe.**

**2.2. Rozdzielacze trójdrogowe.**

**2.3. Rozdzielacze czterodrogowe.**



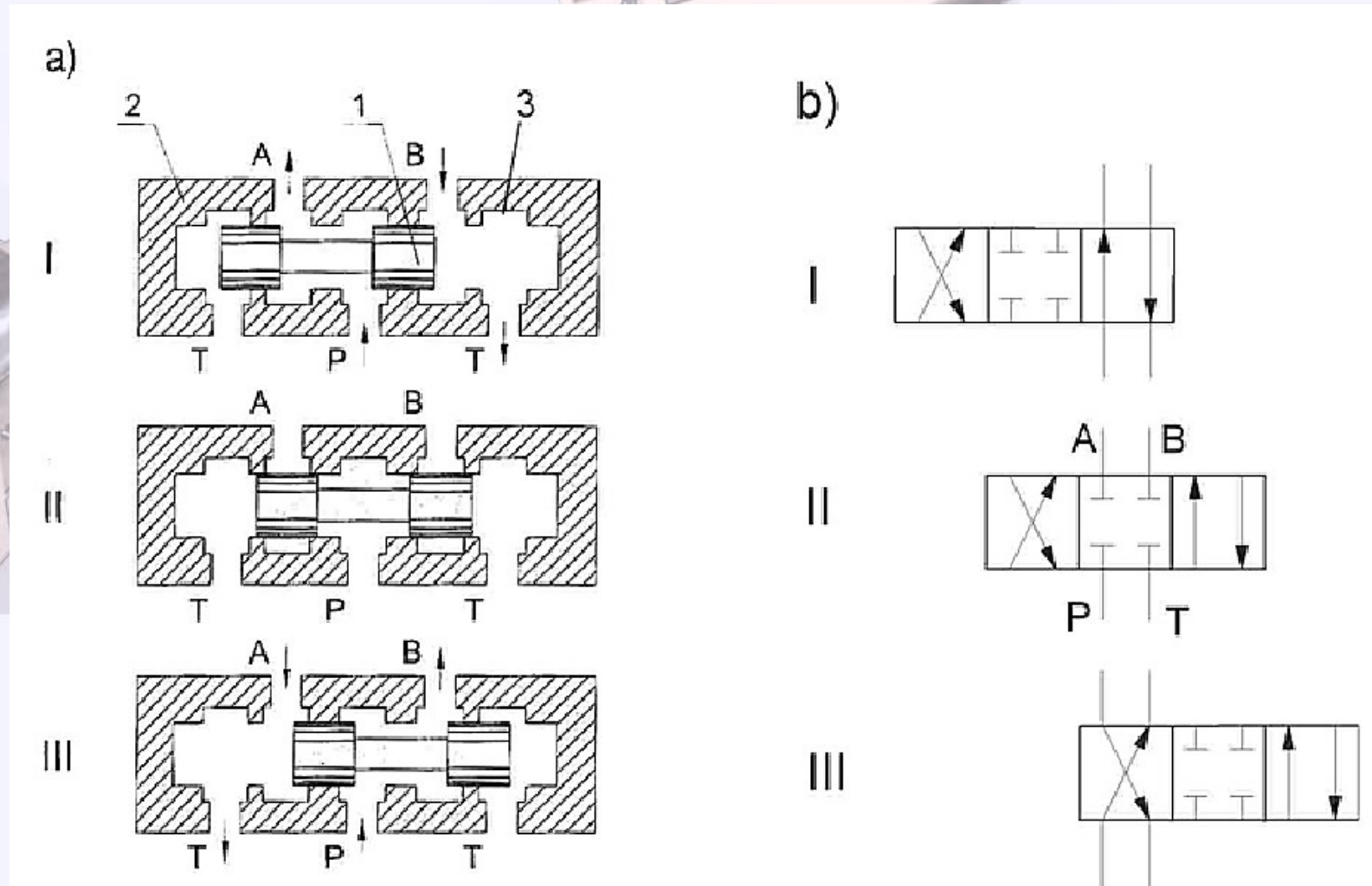
**Ze względu na liczbę połączeń, rozróżniamy:**

- 1. Rozdzielacze dwupołożeniowe,**
- 2. Rozdzielacze trójpołożeniowe,**
- 3. Rozdzielacze wielopołożeniowe,**

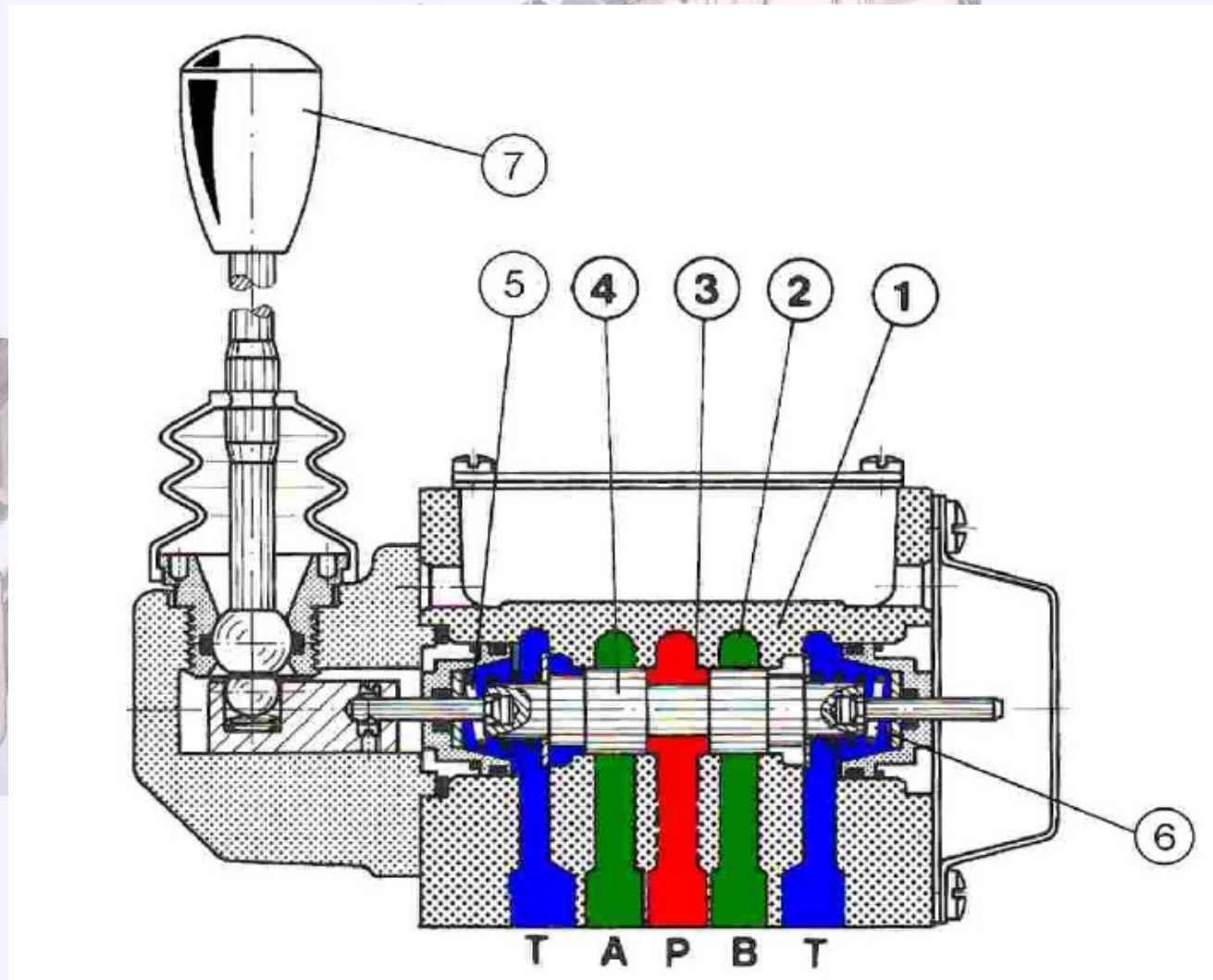
**Ze względu na rodzaj sygnału sterującego rozróżniamy:**

- 1. Rozdzielacze sterowane mechanicznie.**
- 2. Rozdzielacze sterowane hydraulicznie i pneumatycznie.**
- 3. Rozdzielacze sterowane elektrycznie.**
- 4. Rozdzielacze o sterowaniu mieszanym np.**  
**elektrohydraulicznym**

# Zasada działania rozdzielacza suwakowego trójpołożeniowego



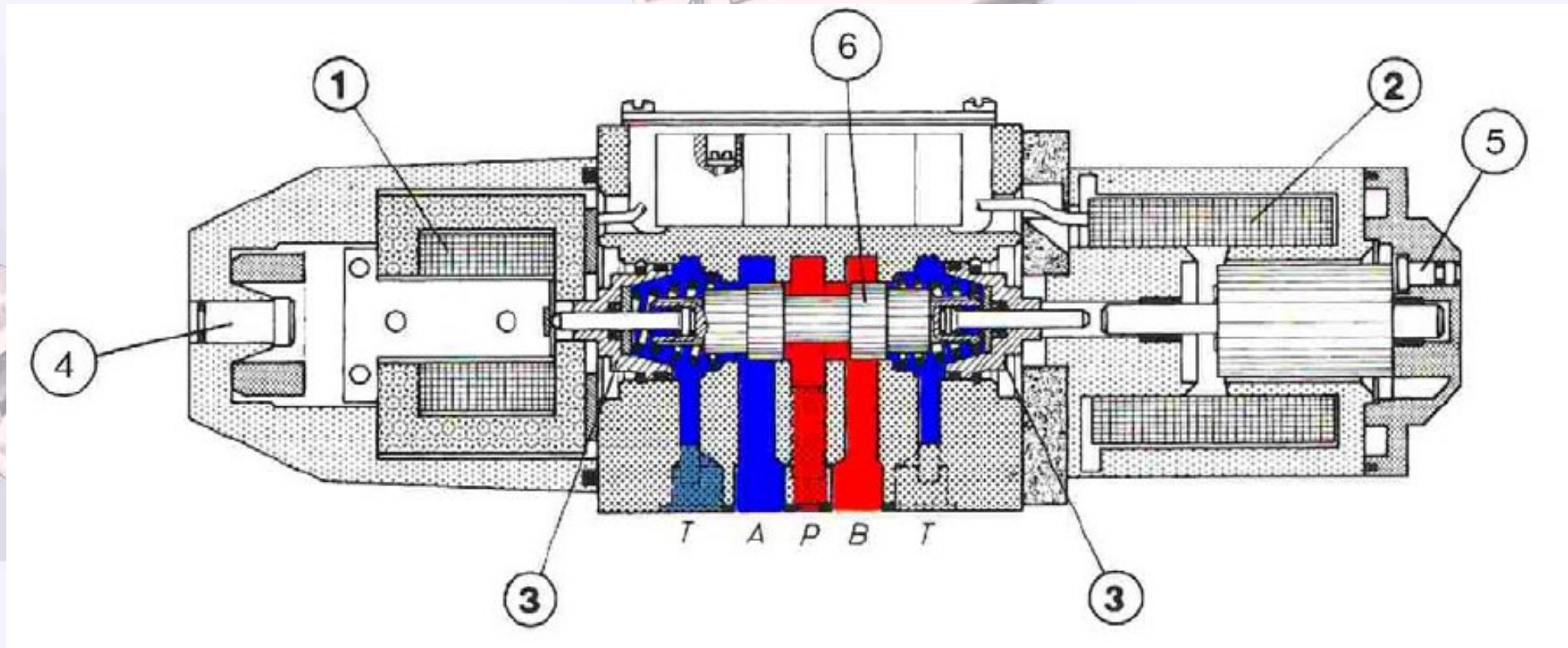
1 - dwutłoczkowy suwak, 2 - tuleja, 3 - kanał pierścieniowy



1 - korpus, 2 - kanał pierścieniowy, 3 - krawędź sterująca, 4 - suwak, 5, 6 - sprężyny centrujące, 7 - dźwignia, P - przyłącze do pompy, T - przyłącze do zbiornika, A, B - przyłącza do odbiornika

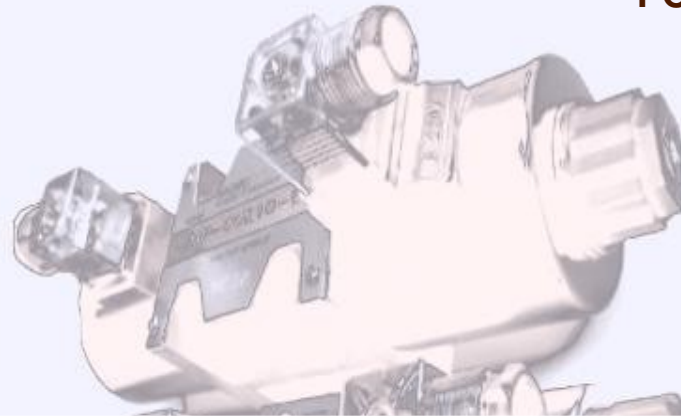


# Schemat rozdzielacza sterowanego elektrycznie



1 - elektromagnes prądu zmiennego, 2 - elektromagnes prądu stałego,  
3 - tuleje uszczelniające, 4, 5 – przyciski awaryjne, 6 - suwak





**Elektromagnesy prądu stałego charakteryzują się większą trwałością ( $40 \cdot 10^6 \div 50 \cdot 10^6$  cykli) i miękkością przesterowania.**

**Ponadto nie przepalają się gdy zwora nie przesunie się do końca a cewka pozostanie pod prądem.**

**Mogą pracować w temperaturze do  $150 [^{\circ}\text{C}]$  i wytrzymują dużą częstotliwość przesterowań (15000/godz.).**

**Są jednak o około  $20 \div 30\%$  droższe od elektromagnesów prądu zmiennego.**





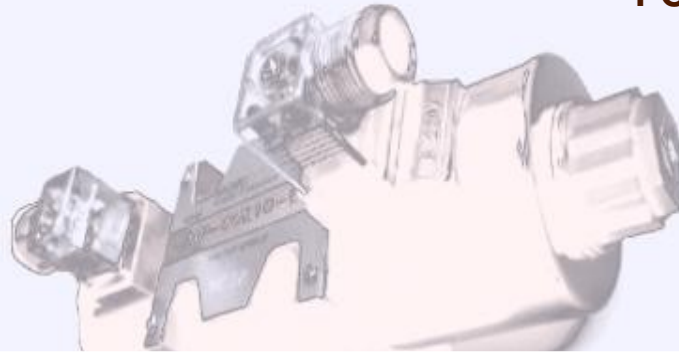
**Elektromagnesy prądu zmiennego charakteryzują się:**

- krótszym czasem przesterowania ( $8 \div 15$  [ms]),
- mniejszą trwałością ( $8 \cdot 10^6 \div 15 \cdot 10^6$  cykli),
- mniejszą częstotliwością przełączeń (7200/godz.).

**Ponadto cechują je duże skoki wartości prądu pobieranego przy przesterowaniu, przewyższające około  $4 \div 5$  razy wartość nominalną.**

**Oprócz tego przepalają się przy niepełnym przesterowaniu:**

- po 10 [min] w przypadku elektromagnesów mokrych,
- po 60 [min] w przypadku elektromagnesów suchych.

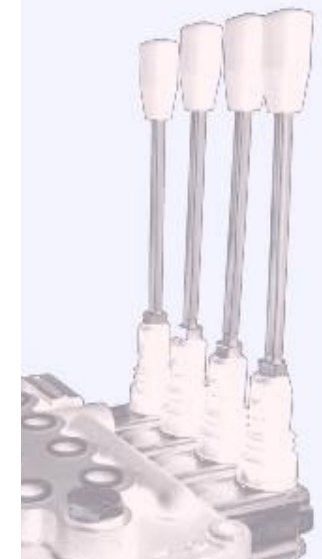
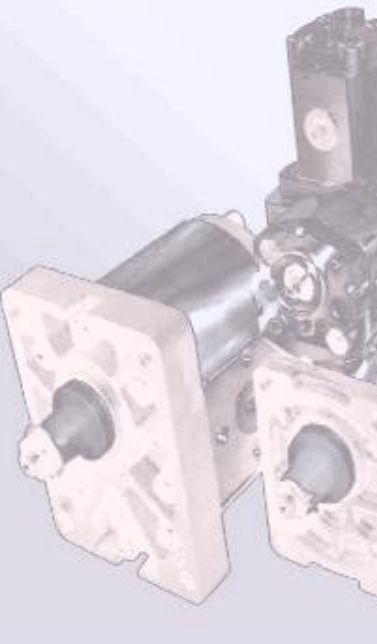
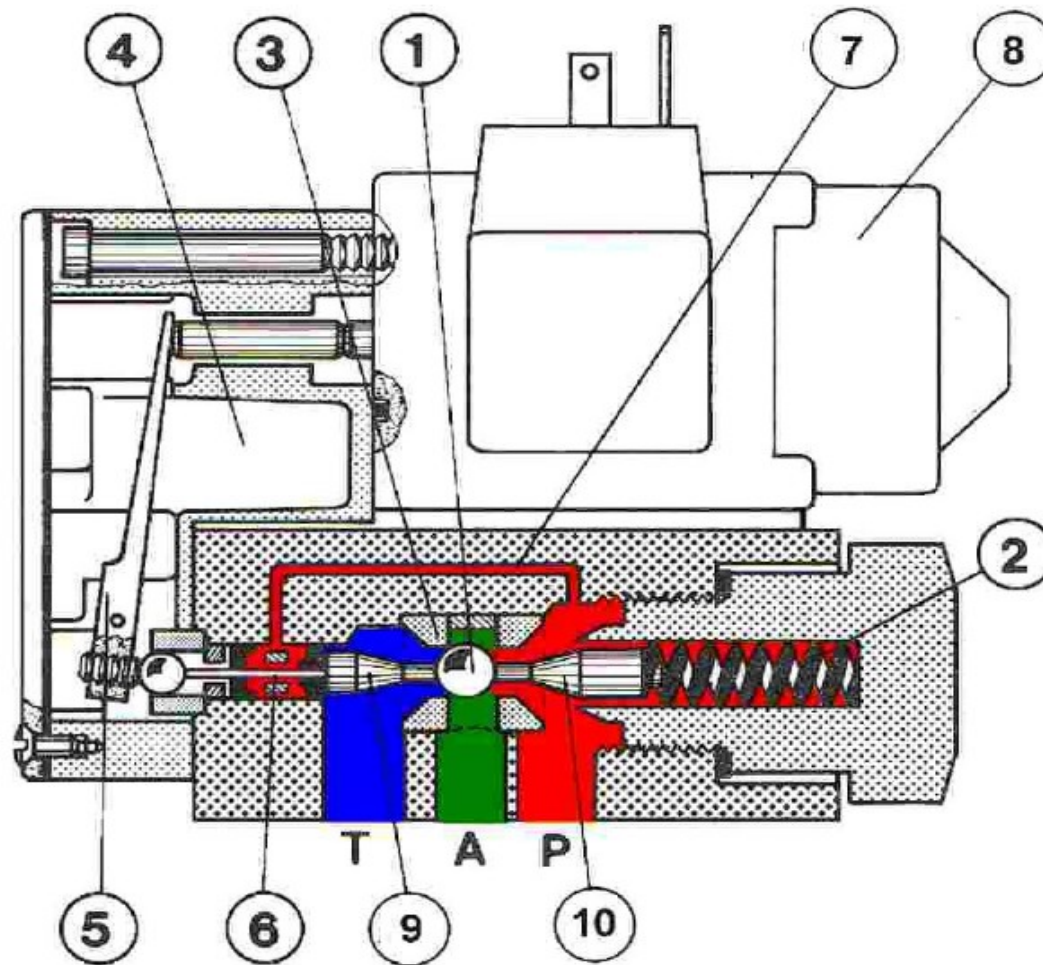


**Rozdzielacze suwakowe mają pewne wady ujawniające się w zakresie dużych natężeń przepływu i dużych ciśnień, zaliczamy tutaj:**

- **niemożność uzyskania pełnej szczelności między suwakiem a korpusem, co przy dużych ciśnieniach powoduje dość duże przecieki i niemożność utrzymania silnika/siłownika w bezruchu,**
- **zwiększone opory ruchu suwaka w korpusie, ograniczające możliwości sterowania jednostopniowego elektromagnesami.**
- **Wymienionych wad nie mają rozdzielacze zaworowe, które uważa się za lepsze, tańsze i bardziej niezawodne w następujących warunkach:**
  - **przy ciśnieniach przekraczających 30 [MPa],**

**przy bardzo dużych natężeniach przepływu, przekraczających**

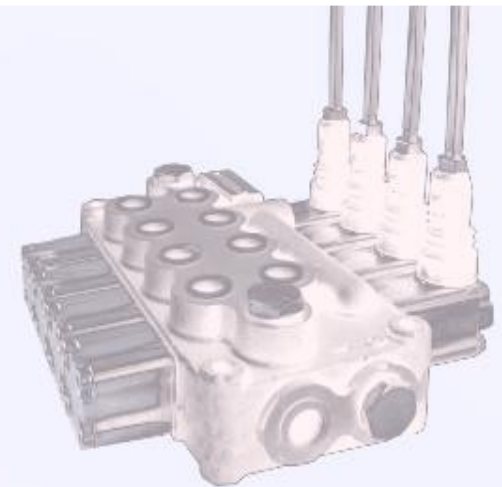
# Schemat rozdzielacza sterowanego elektrycznie



1 – kulka, 2 - sprężyna, 3 - gniazdo, 4 - wspornik, 5 - dźwignia, 6 - trzpień, 7 – kanał dla hydrostatycznego zrównoważenia kulki, 8 - elektromagnes, 9, 10 - popychacze

# Elementy sterujące ciśnieniem

**Zadaniem elementów sterujących ciśnieniem – nazywanych skrótowo zaworami ciśnieniowymi – jest wpływanie w określony sposób na wartość ciśnienia w układzie hydrostatycznym lub jego części.**

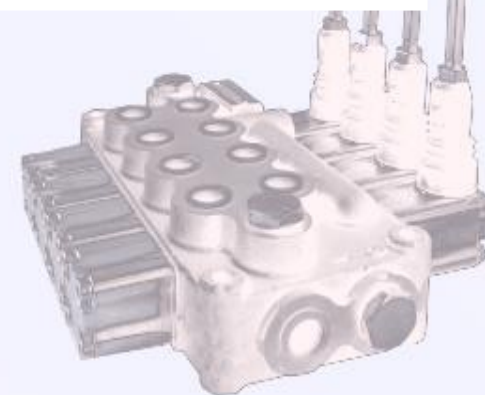


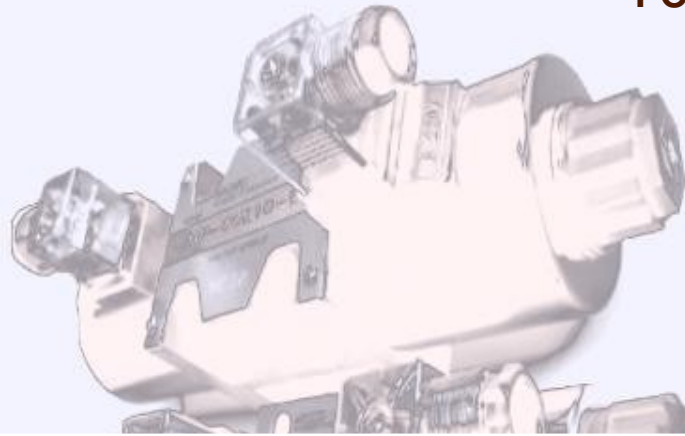




**Ze względu na funkcję spełnianą w układzie hydrostatycznym rozpatrujemy:**

- 1. Zawory maksymalne.**
- 2. Zawory redukcyjne.**
- 3. Zawory przełączające.**





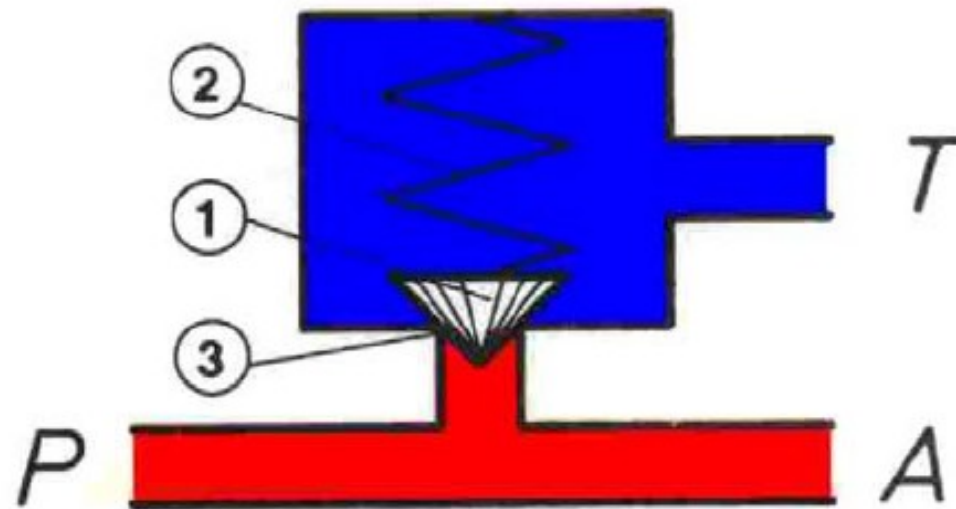
**Podstawowym zadaniem zaworów maksymalnych jest zabezpieczenie układu hydrostatycznego lub jego części przed wzrostem ciśnienia ponad dopuszczalną wartość.**

**Ze względu na charakter pracy spotykamy dwie odmiany funkcjonalne zaworów maksymalnych:**

- **zawory bezpieczeństwa,**
- **zawory przelewowe.**

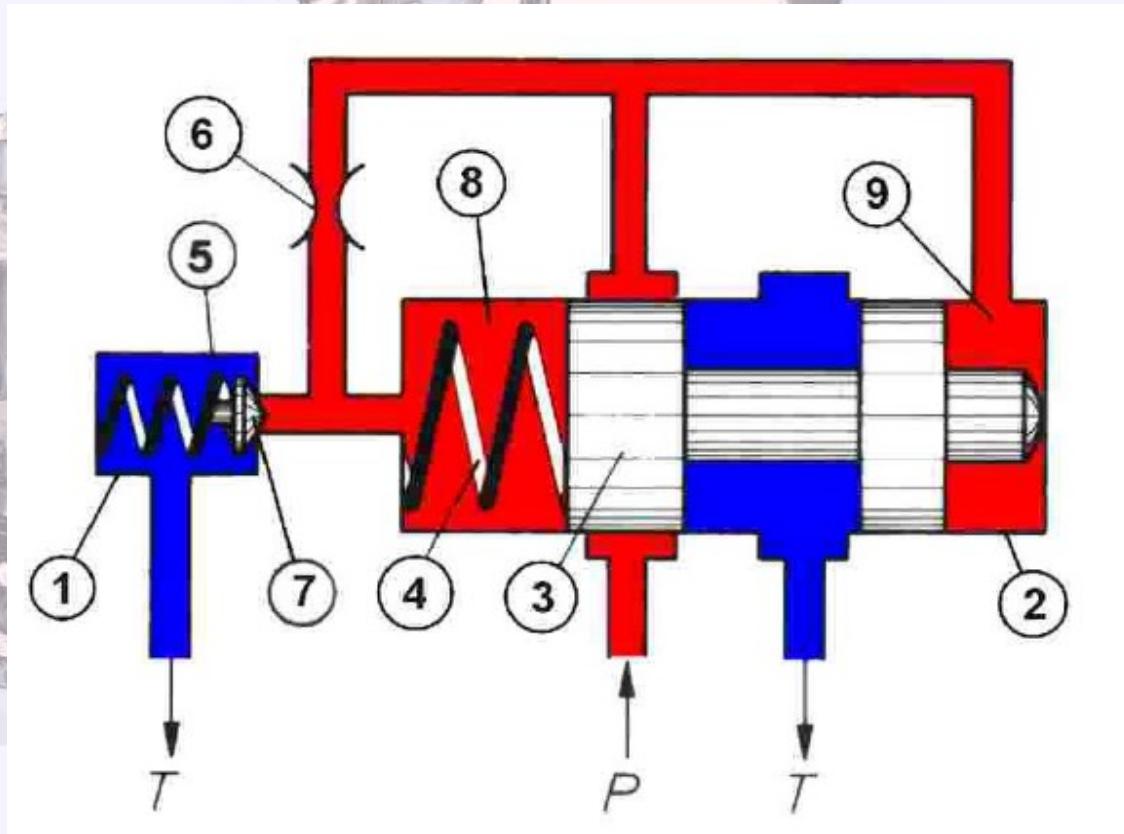
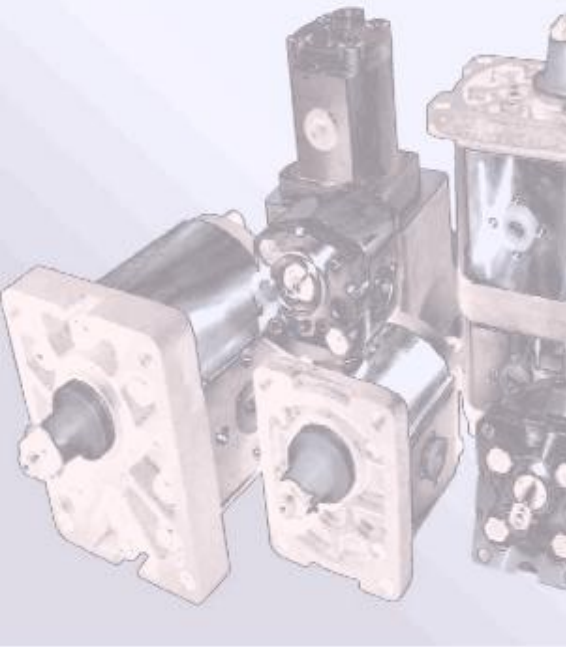


# Zasada działania zaworu maksymalnego

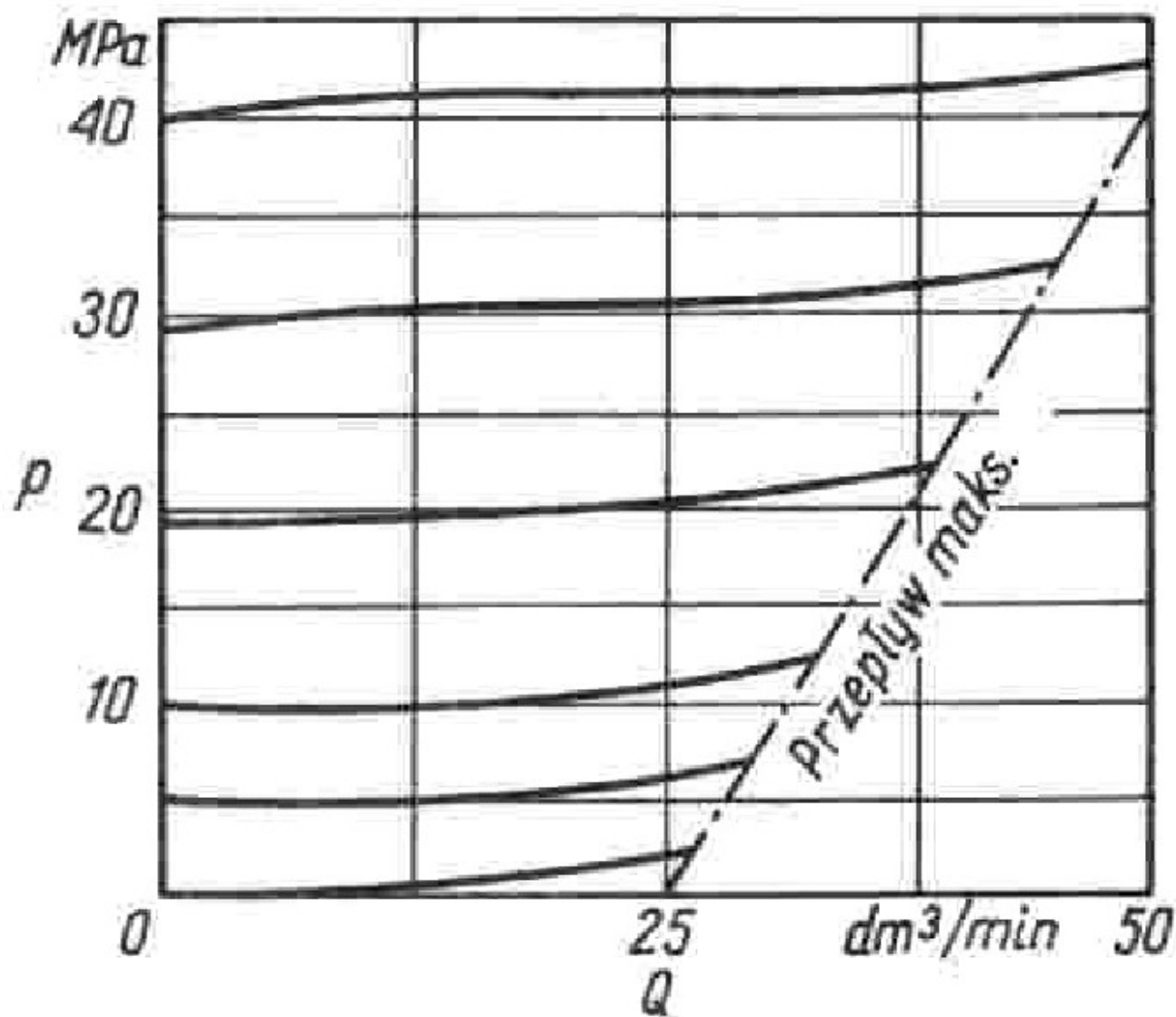


1 - grzybek, 2 - sprężyna, 3 - gniazdo, P-A - przyłącze wysokiego ciśnienia, T - przyłącze do zbiornika

# Zasada działania zaworu maksymalnego, dwustopniowego

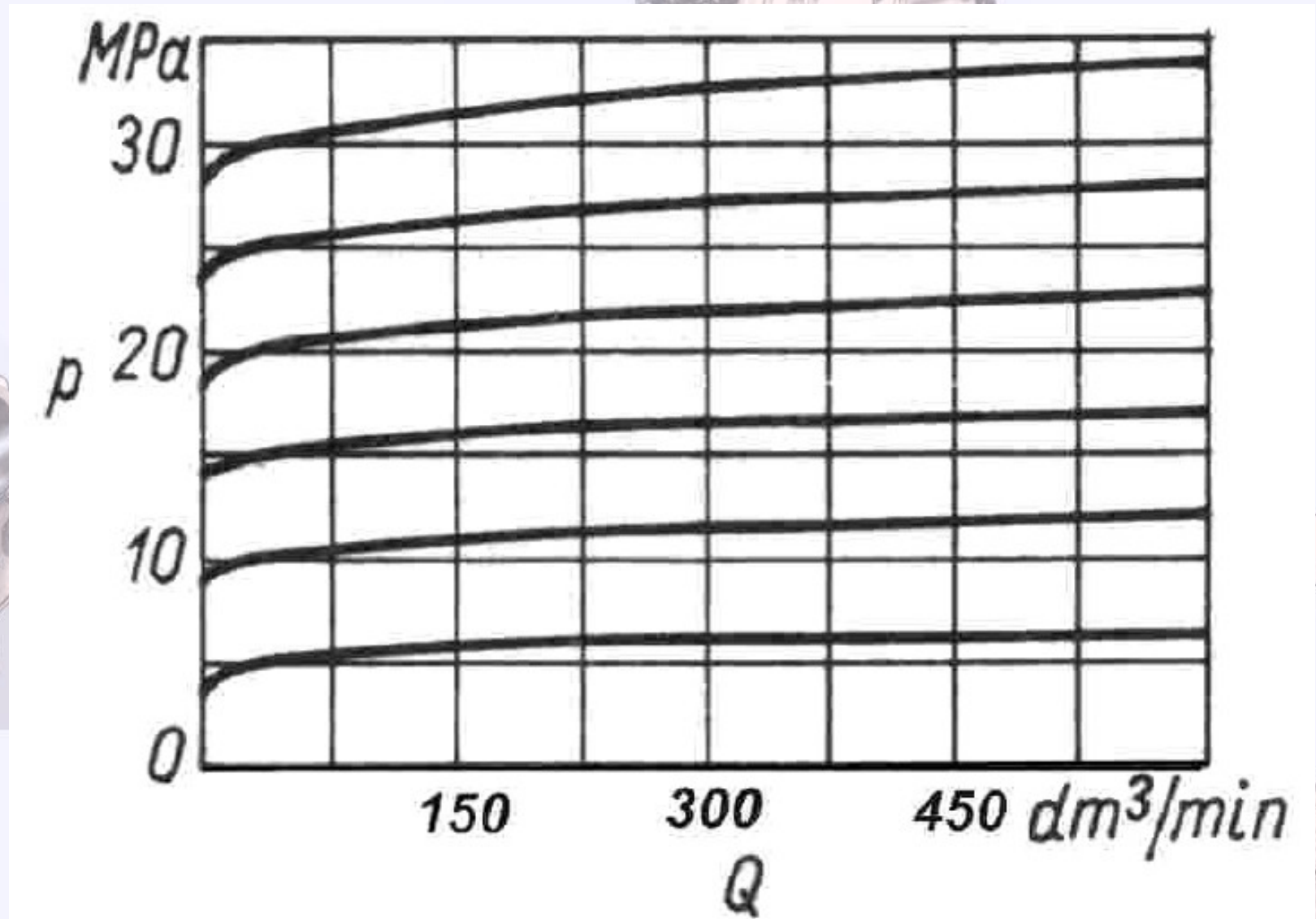


1 - zawór wstępny wzniosowy, 2 - zawór główny suwakowy, 3 - suwak, 4 - sprężyna o małej sztywności, 5 - sprężyna o sztywności dostosowanej do ciśnienia pracy zaworu, 6 - dysza, 7 - grzybek, 8, 9 - komory, P - przyłączy wysokiego ciśnienia, T - przyłącza do zbiornika



**Charakterystyki przepływowe statyczne zaworu maksymalnego jednostopniowego**

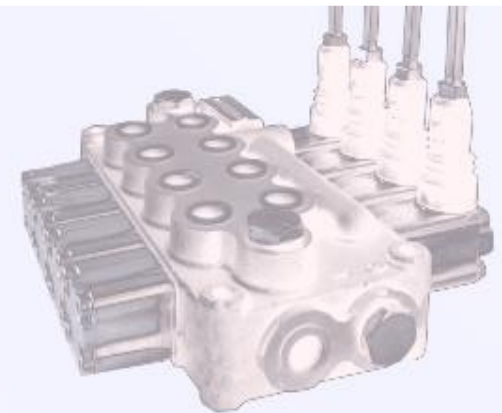




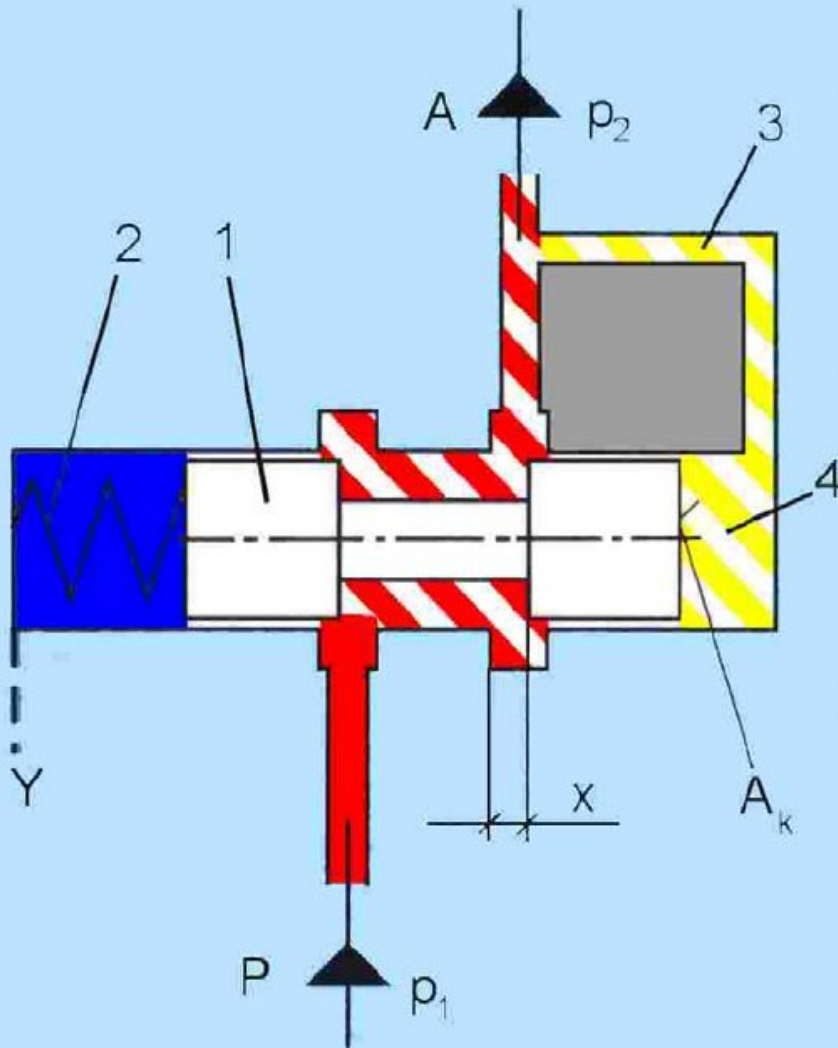
**Charakterystyki przepływowe statyczne zaworu maksymalnego dwustopniowego**

# Zawory redukcyjne

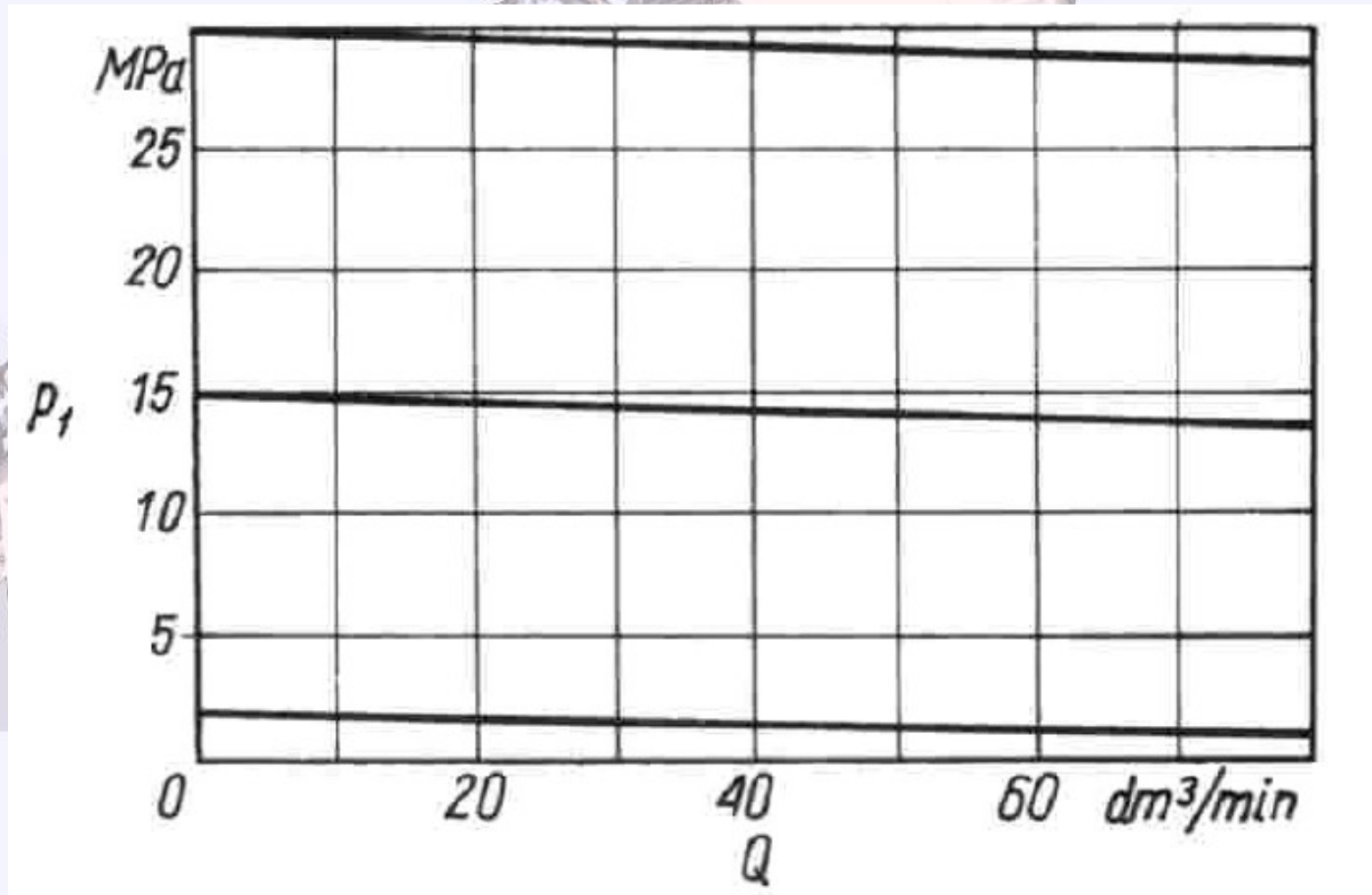
**Zadaniem zaworów redukcyjnych jest redukcja i stabilizacja ciśnienia cieczy opuszczającej zawór, a więc przeciwdziałanie wahaniom ciśnienia w otoczeniu zaworu. Wahania te mogą być spowodowane zmiennymi warunkami pracy układów zasilanych z zaworu.**



# Zasada działania zaworu redukcyjnego



- 1 - suwak,
- 2 - sprężyna,
- 3 - kanał wewnętrznego ciśnieniowego sprzężenia zwrotnego,
- 4 - komora,
- P – przyłączy wysokiego ciśnienia,
- A - przyłączy ciśnienia zredukowanego,
- $p_1$  - wysokie ciśnienie,
- $p_2$  - ciśnienie zredukowane,
- x - szerokość przekroju przepływowego,
- $A_k$  - czołowa powierzchnia suwaka



**Charakterystyki przepływowe statyczne zaworu redukcyjnego dwustopniowego**



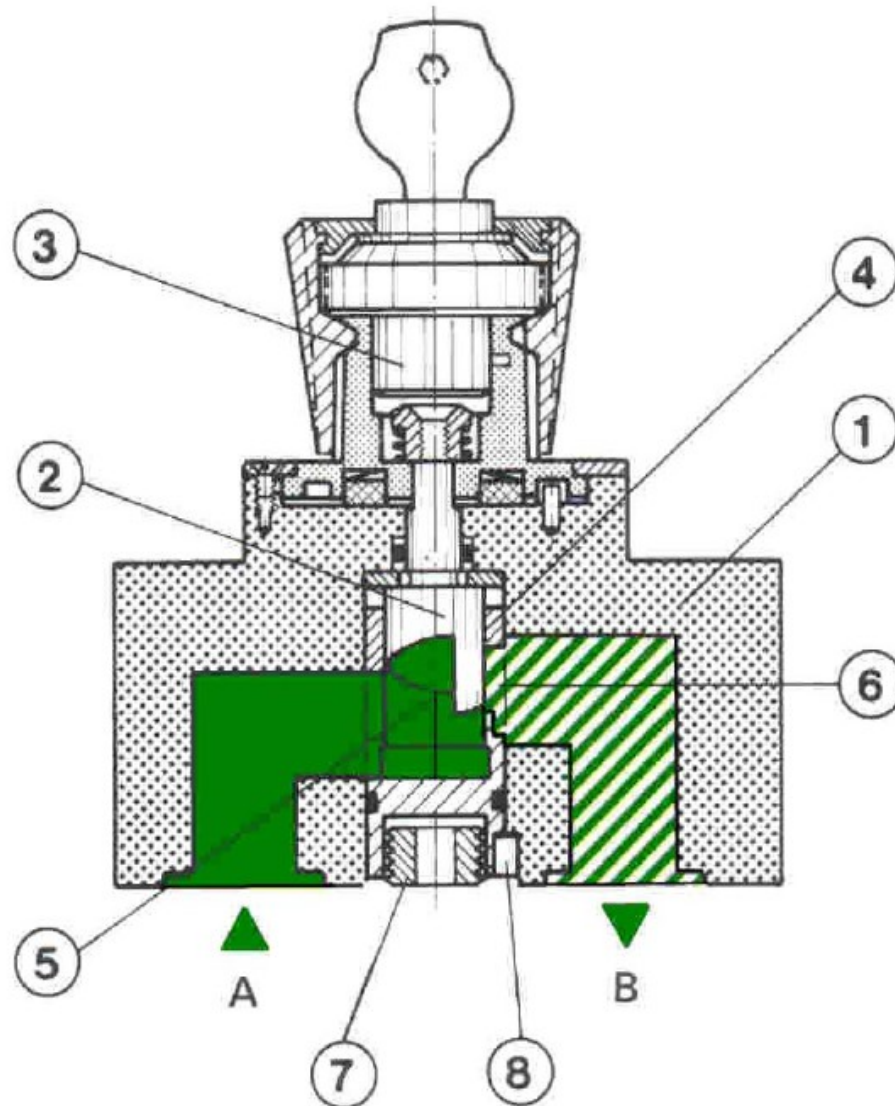
# Elementy sterujące natężeniem przepływu

**Zadaniem tej grupy elementów jest nastawianie lub nastawianie i stabilizacja natężenia przepływu cieczy roboczej podawanej do odbiorników hydraulicznych.**

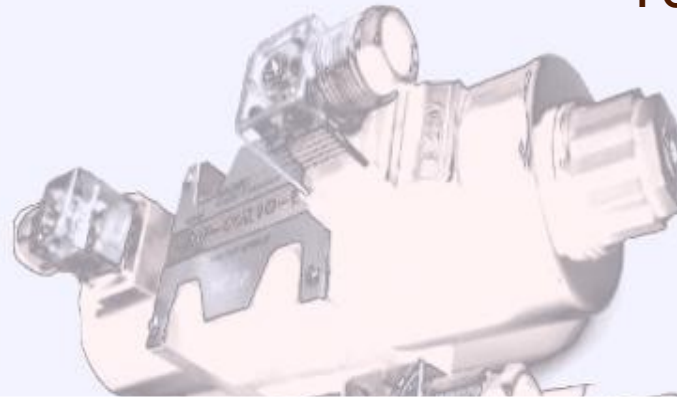
**Możliwe jest także synchroniczne podawanie cieczy do kilku odbiorników jednocześnie lub synchroniczny odbiór cieczy z odbiorników. Zakładając, że odbiornikami cieczy roboczej są silniki hydrauliczne lub siłowniki, możemy zauważyć, że wymienione wyżej operacje związane z natężeniem i przepływem będą prowadziły w efekcie do nastawiania, nastawiania i stabilizacji lub do synchronizacji prędkości rozwijanych przez te odbiorniki.**



# Schemat nastawnego zaworu dławiącego dwukierunkowego



- 1 - korpus,
- 2 - trzpień dławiący,
- 3 - pokrętło,
- 4 - tuleja,
- 5 - krzywka dławiąca,
- 6 - okno,
- 7 - śruba ustalająca,
- 8 - kołek,
- A - B - preferowany



**Właściwości statyczne zaworów dławiących można opisać za pomocą wzoru:**

$$Q = f_d \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho \xi}}$$

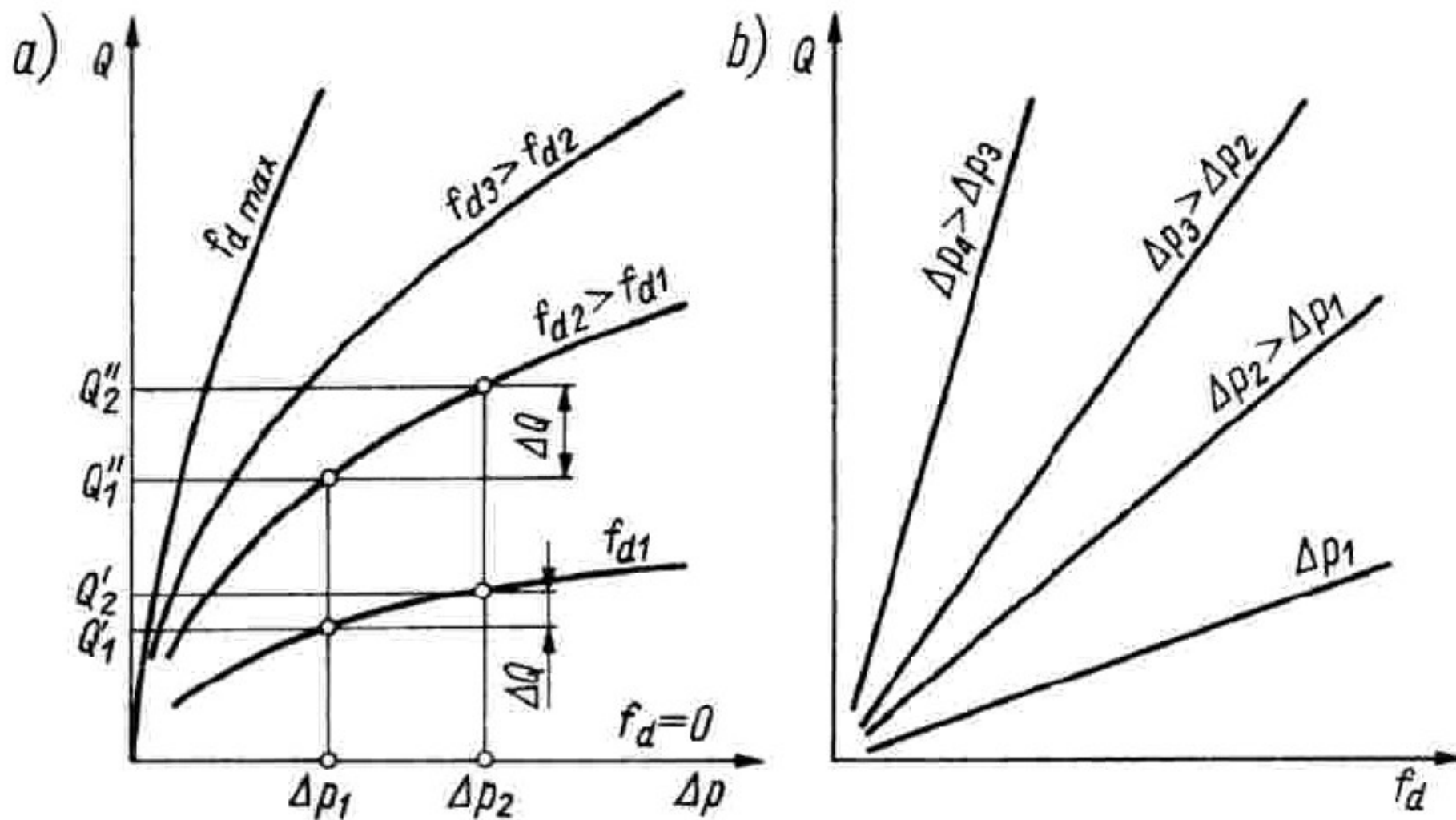
**Q - natężenie przepływu cieczy przez zawór [m/s],**

**Fd - powierzchnia przekroju przepływowego [m<sup>2</sup>],**

**Δp - spadek ciśnienia na zaworze [Pa],**

**ρ - gęstość cieczy roboczej [kg/m<sup>3</sup>],**

**ξ - współczynnik miejscowych strat ciśnienia na zaworze.**



**Charakterystyki statyczne zaworu dławiącego:**

- a) przepływowe,
- b) regulacyjne.

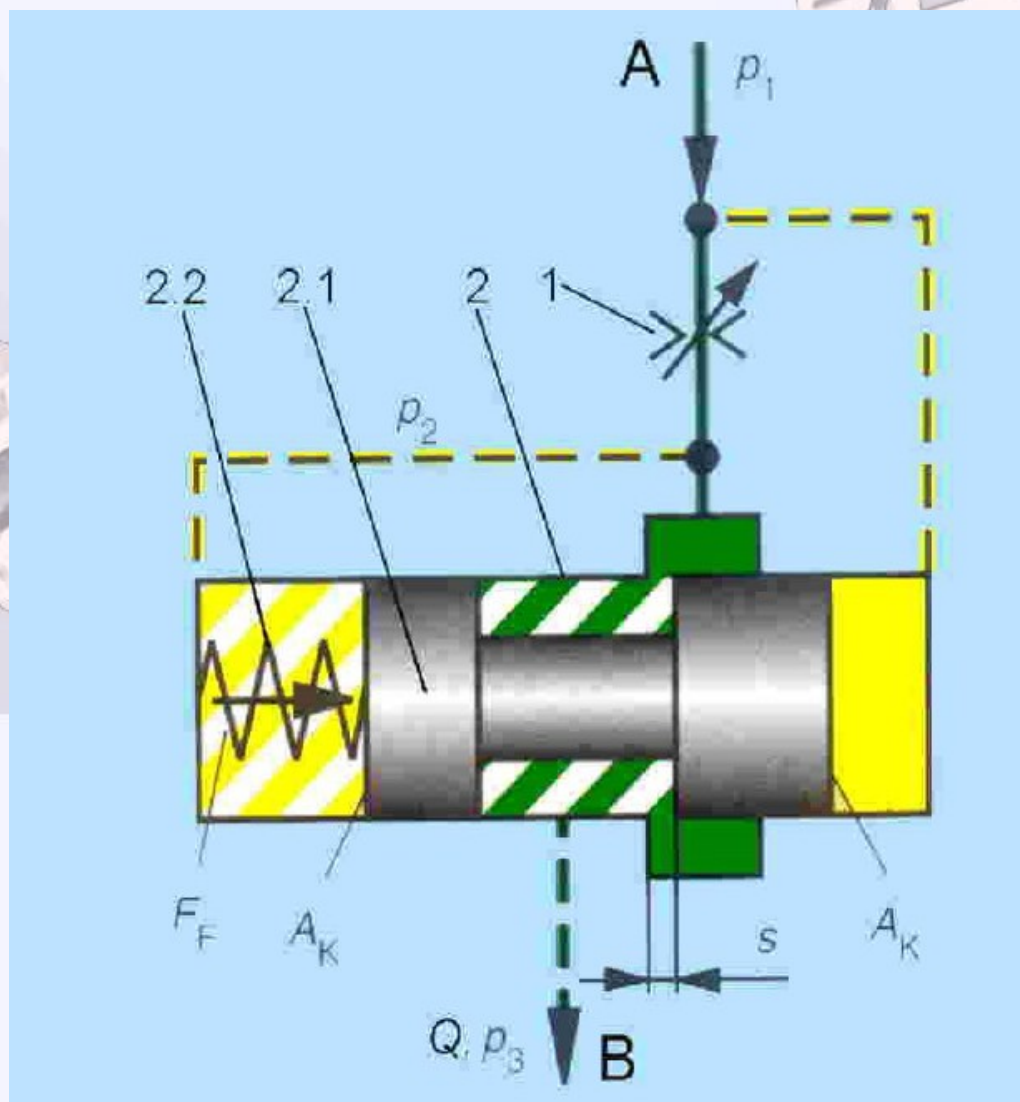
# Regulatory przepływu

**Zadaniem każdego regulatora przepływu jest nastawianie i stabilizacja natężenia przepływu cieczy podawanej do odbiornika.**

**Ze względu na stosowane rozwiązania konstrukcyjne spotyka się następujące odmiany regulatorów przepływu:**

- dwudrogowe,**
- trójdrogowe.**

## Zasada działania regulatora dwudrogowego



Zasada działania regulatora dwudrogowego z zaworem zasadniczym 1 umieszczonym przed pomocniczym 2

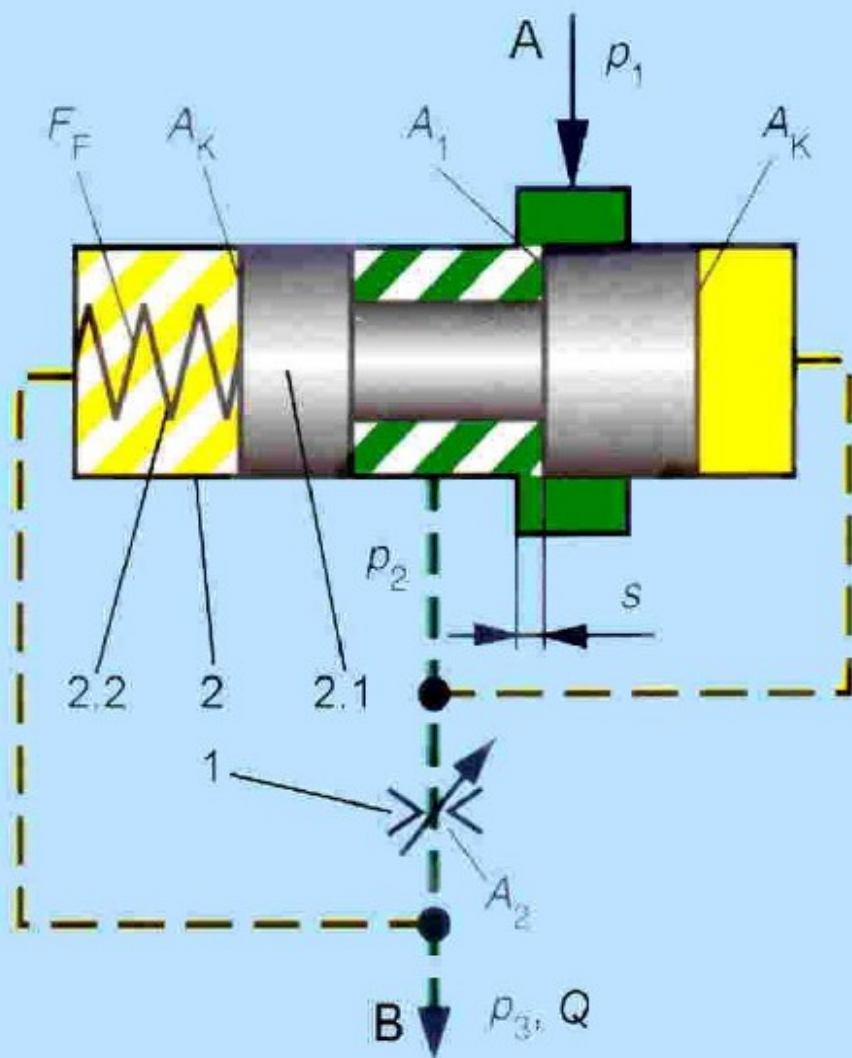
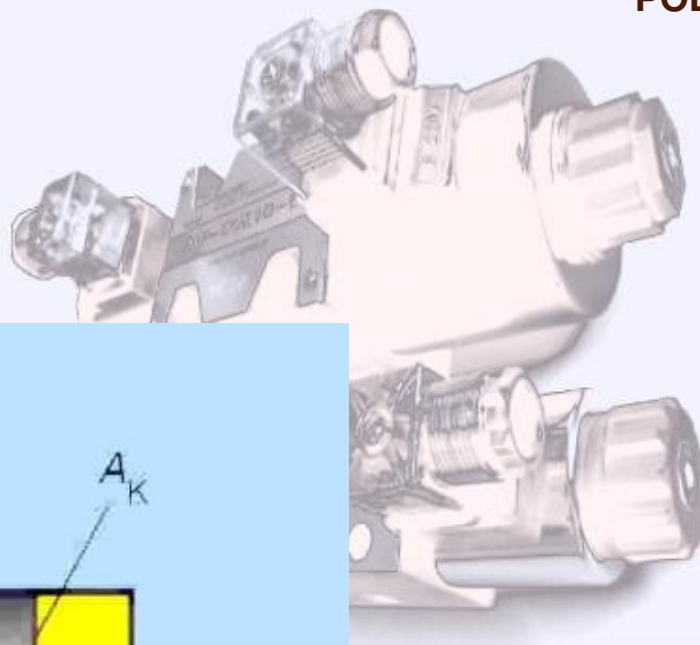
2.1 - suwak zaworu pomocniczego,

2.2 - sprężyna zaworu pomocniczego,

A - przyłącze ze stacji zasilającej,

B - przyłącze do odbiornika

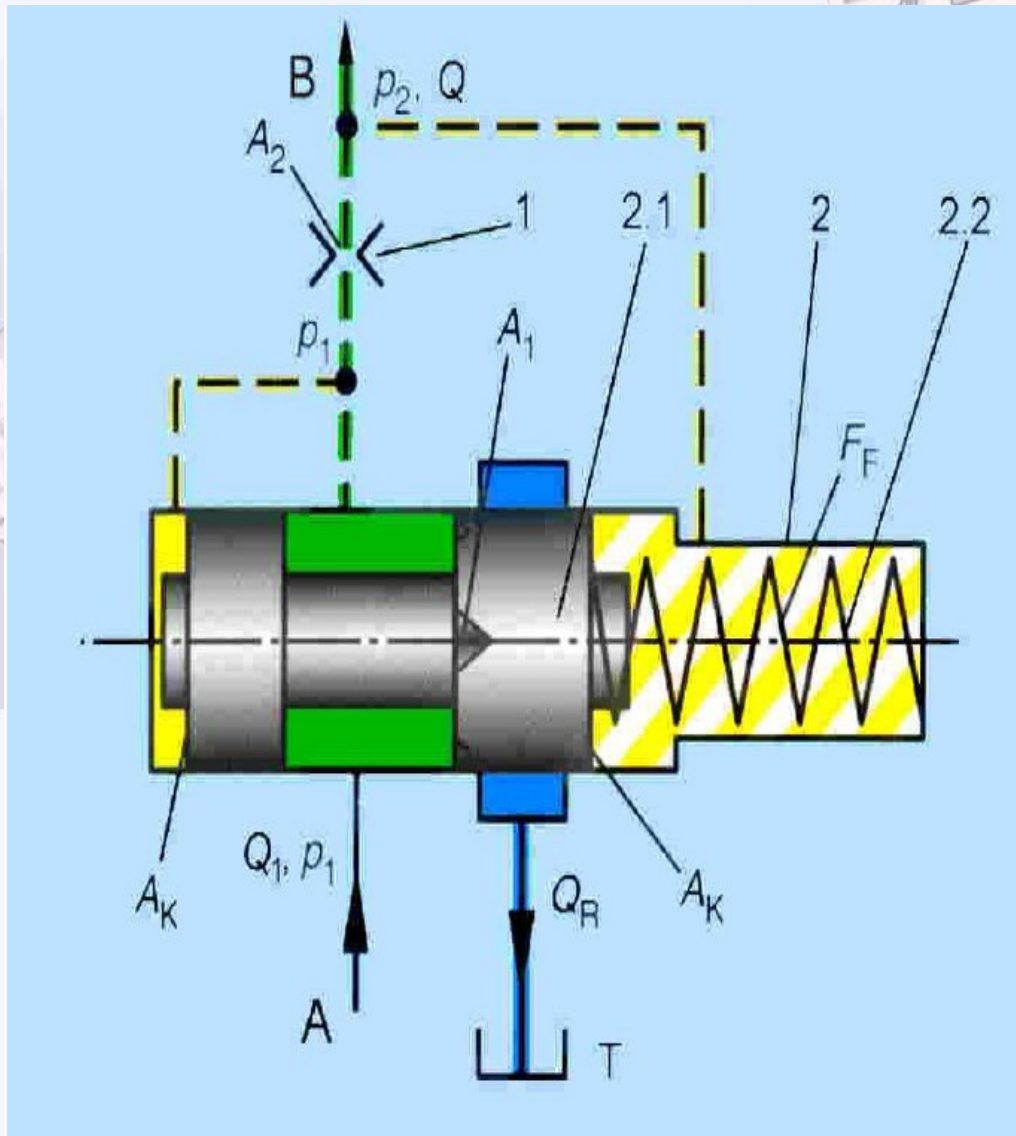




Zasada działania regulatora dwudrogowego z zaworem zasadniczym 1 umieszczonym za pomocniczym 2

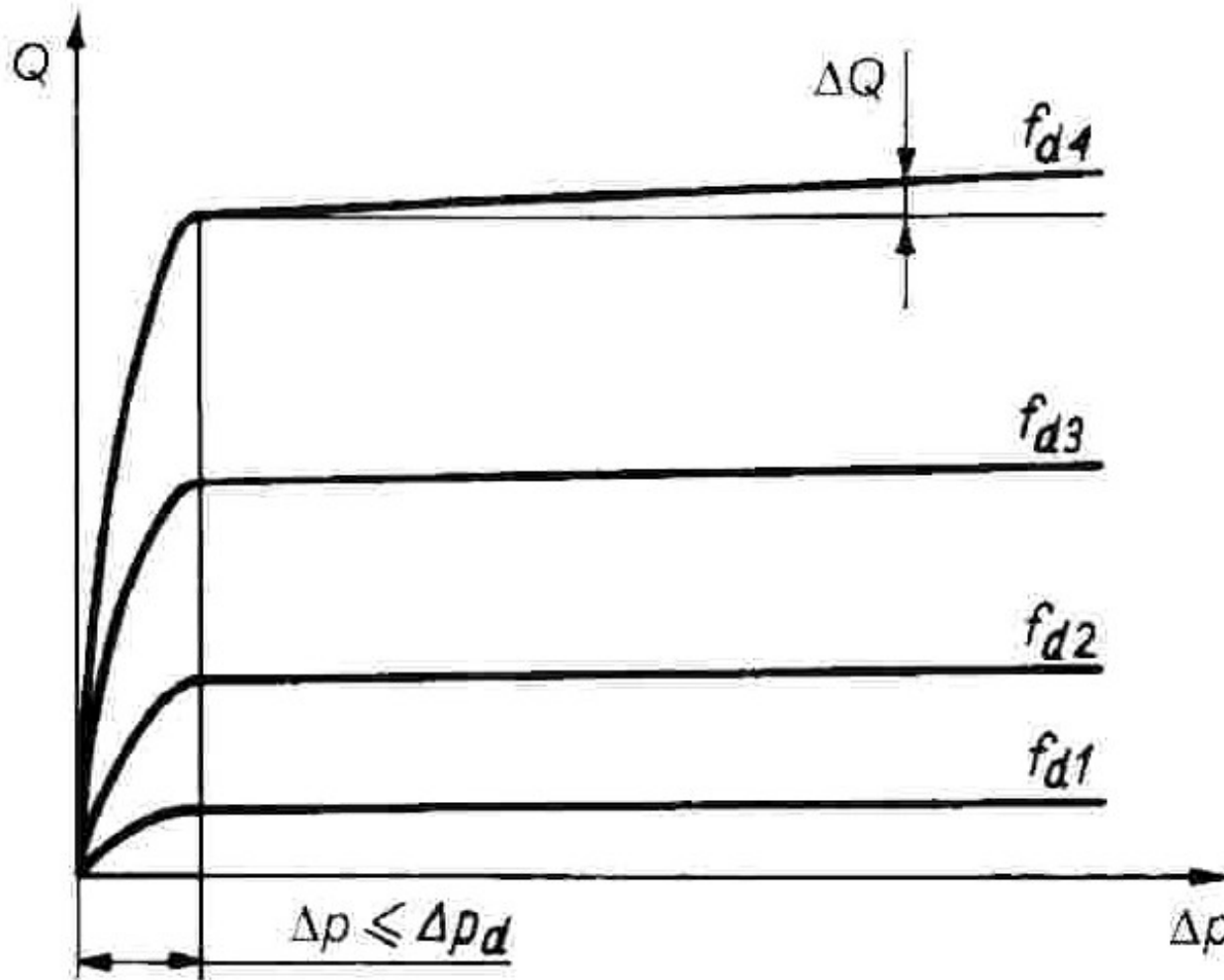
2.1 - suwak zaworu pomocniczego,  
 2.2 - sprężyna zaworu pomocniczego,  
 A - przyłącze ze stacji zasilającej,  
 B - przyłącze do odbiornika

# Zasada działania regulatora trójdrogowego

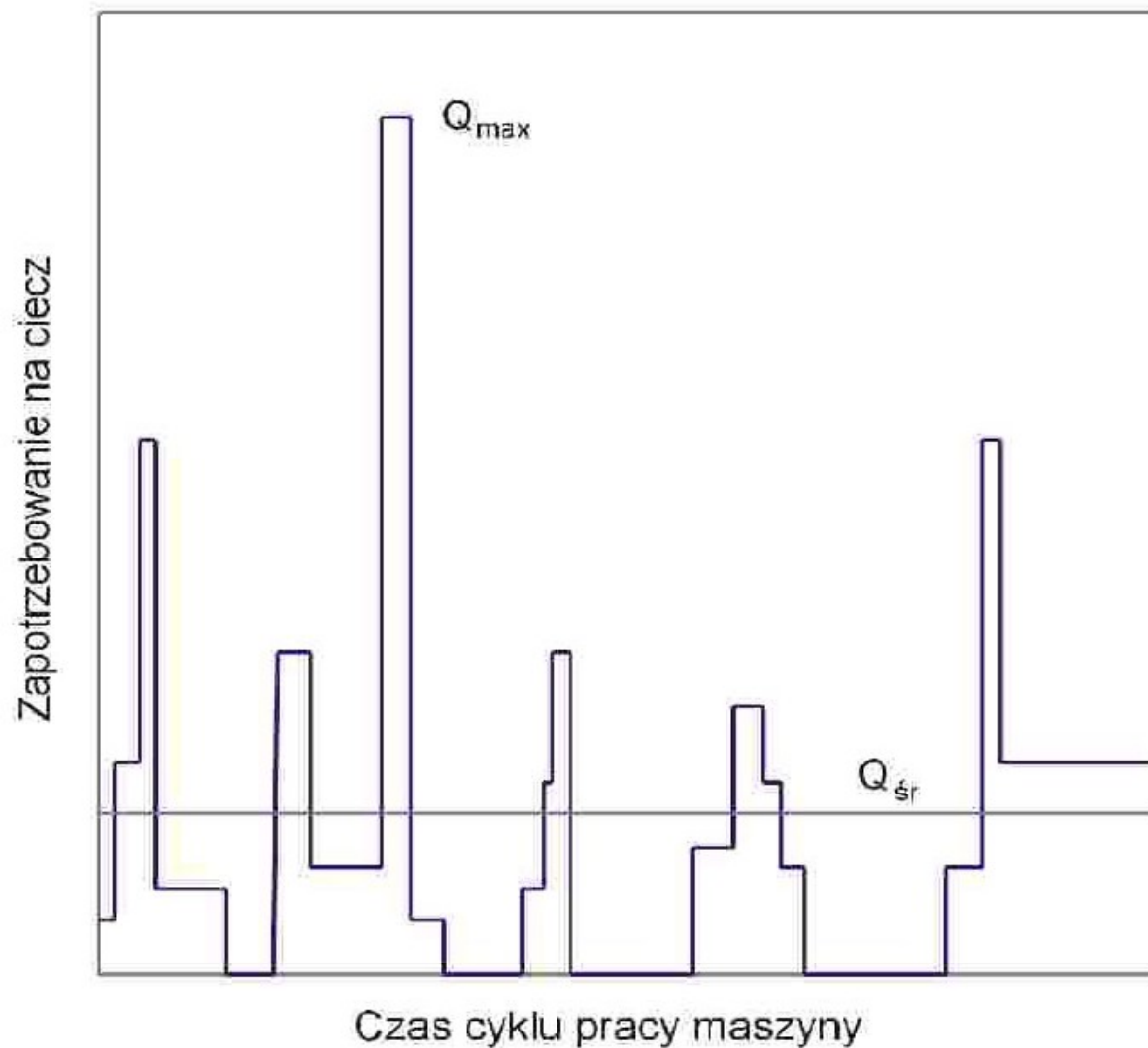


- 1 – zawór zasadniczy,
- 2 - zawór pomocniczy,
- 2.1 - suwak zaworu pomocniczego,
- 2.2 – sprężyna zaworu pomocniczego,
- A - przyłączy ze stacji zasilającej,
- B - przyłączy do odbiornika,
- T - przyłączy do zbiornika

# Charakterystyki statyczne przepływowe regulatora przepływu

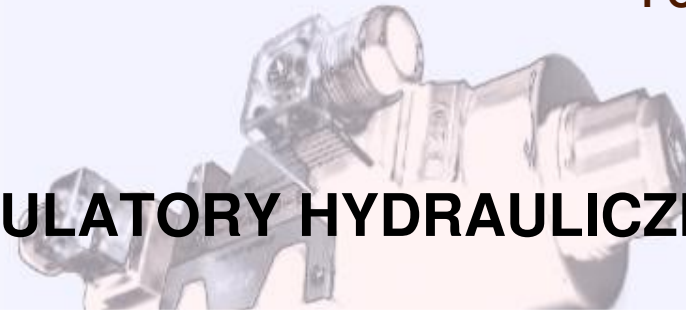


$\Delta p$  - spadek  
ciśnienia na zaworze  
zasadniczym założony  
przez producenta i  
wynoszący  
zwykle 0.2 - 1 MPa



**Bilans zapotrzebowania  
na ciecz kilku układów  
hydraulicznych  
pracujących w różnych  
taktach cyklu  
roboczego maszyny,  
zasilanych z jednej  
stacji**

## AKUMULATORY HYDRAULICZNE



Głównym zadaniem akumulatora hydraulicznego jest gromadzenie cieczy pod ciśnieniem w okresach zmniejszonego zapotrzebowania i oddawanie jej do układu podczas zwiększonego zapotrzebowania.

W zależności od sposobu realizacji tego oddziaływania rozróżniamy:

1. Akumulatory ciężarowe.
2. Akumulatory sprężynowe.
3. Akumulatory gazowe.

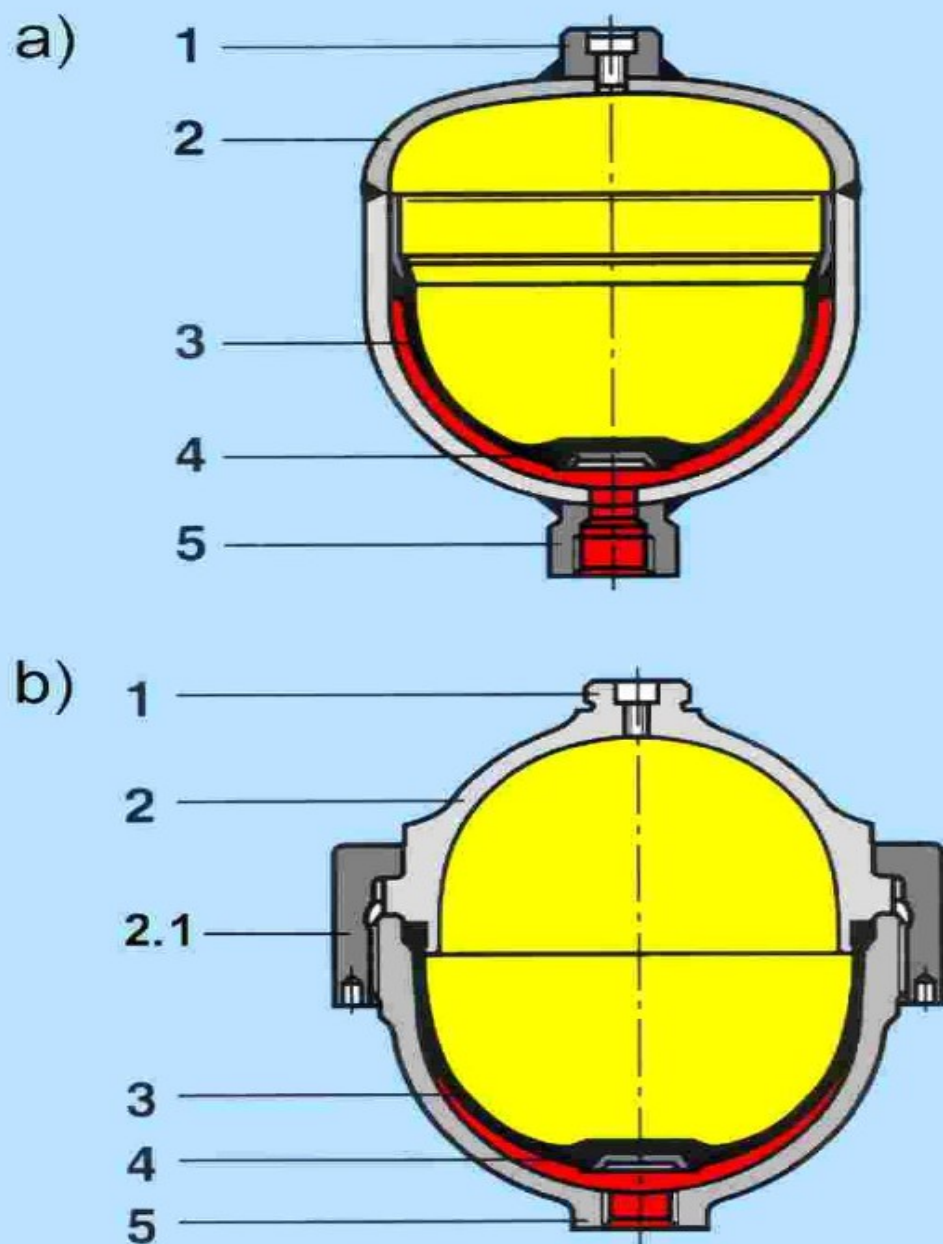
Najlepsze właściwości mają akumulatory ciężarowe, gdyż odznaczają się stałością ciśnienia.

Mimo to nie znajdują one obecnie zastosowania ze względu na dużą masę i wymiary.

Akumulatory sprężynowe mają nieco gorsze charakterystyki od ciężarowych i jednocześnie lepsze od gazowych.

Akumulatory te również nie są one stosowane ze względu na niskie ciśnienia robocze i małe pojemności.





Akumulatory membranowe:

a) - spawany,

b) - skręcany,

1 – przyłącze zaworu gazowego,

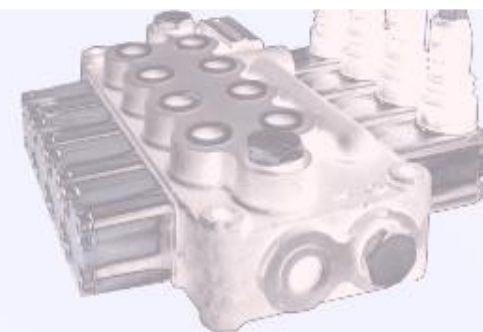
2 - zbiornik ciśnieniowy,

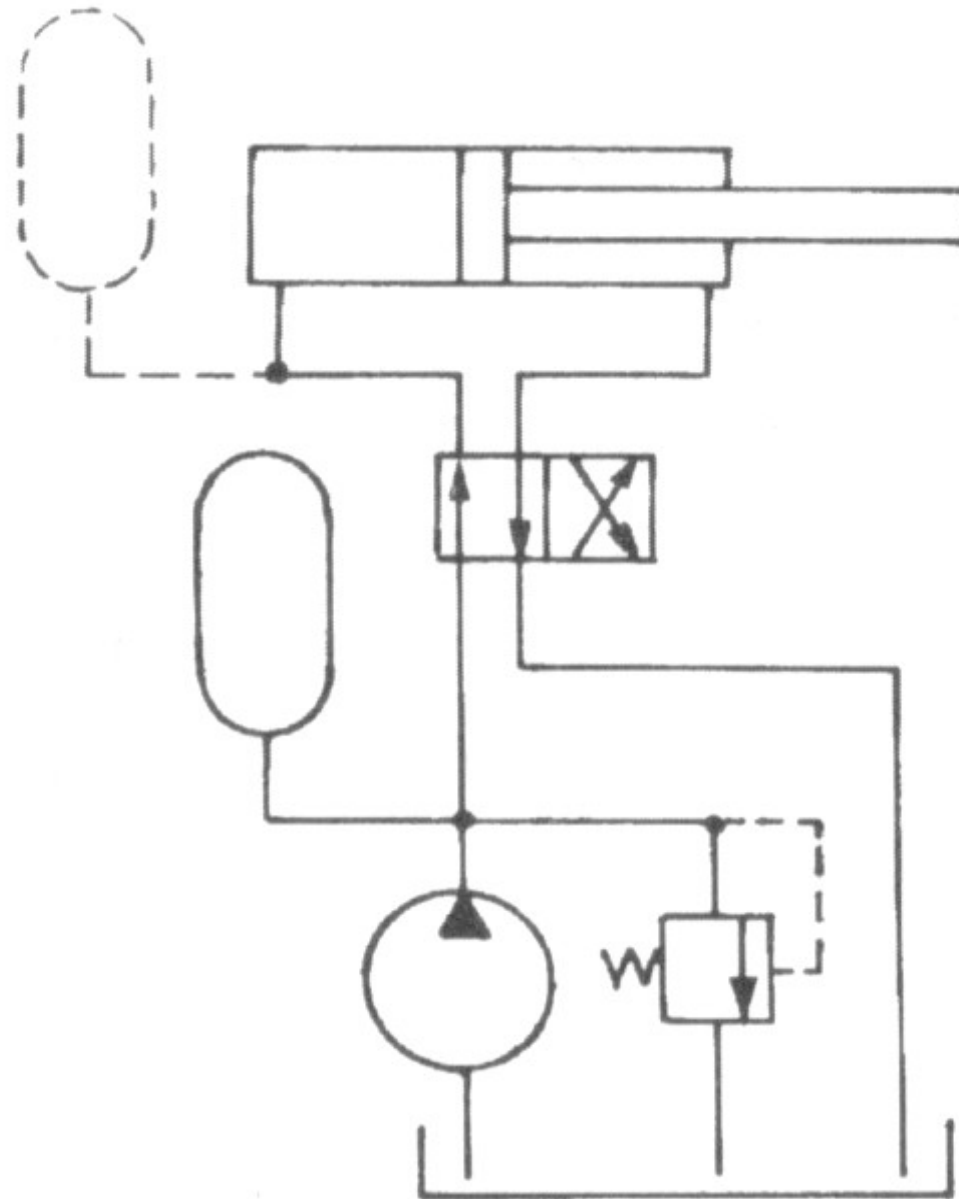
2.1 - obejma,

3 - membrana,

4 - zawór płytkowy,

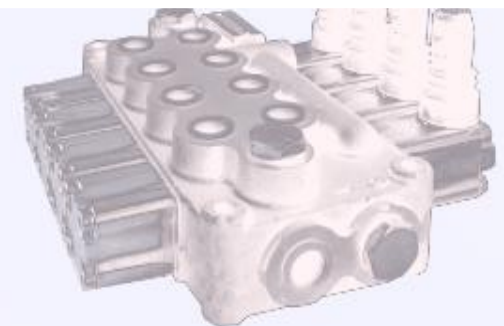
5 - przyłącze cieczowe

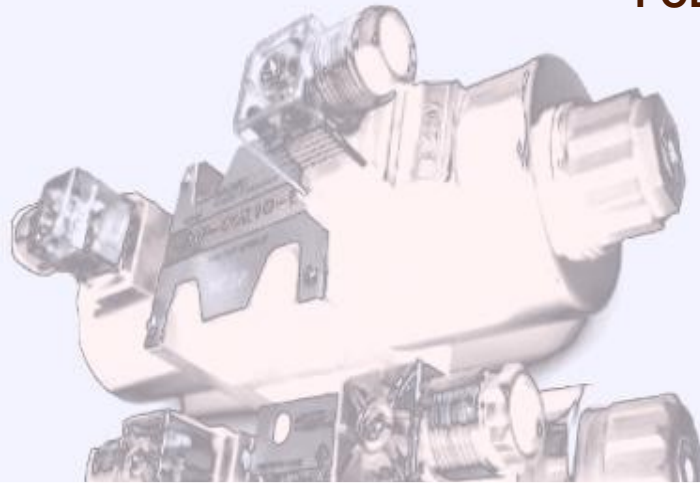




## FILTRACJA I FILTRY

Badania przyczyn awarii układów hydraulicznych dowiodły, iż w większości przypadków ich uszkodzenia powstały na skutek niewystarczającej filtracji cieczy roboczej. Skuteczne oczyszczenie cieczy roboczej z zanieczyszczeń zwiększa trwałość ważnych elementów, zmniejsza przerwy w pracy układów hydraulicznych oraz obniża koszty ich naprawy. Dlatego tak ważne jest wyposażenie układu hydraulicznego w filtry czyli elementy oczyszczające i chroniące ciecz przed zabrudzeniem.

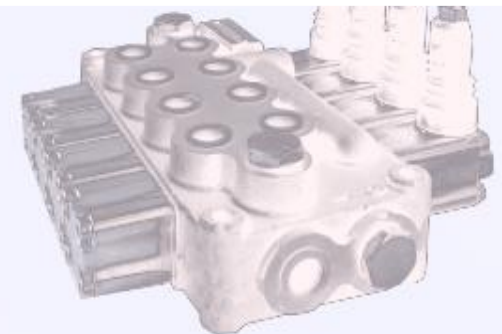


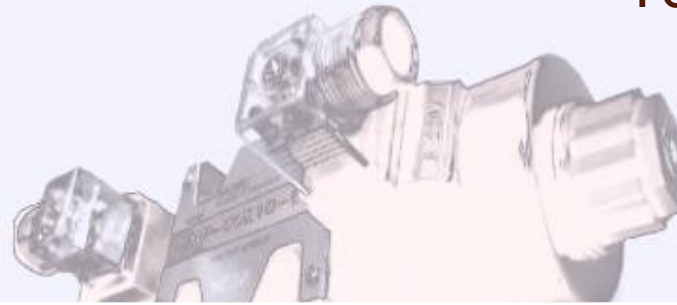


Ze względu na pochodzenie, zanieczyszczenia możemy podzielić na:

Zanieczyszczenia pierwotne – powstałe bezpośrednio w procesie produkcyjnym lub podczas przechowywania i transportu cieczy.

Zanieczyszczenia wtórne – powstałe podczas pracy układu w skutek zużycia ściernego krawędzi sterujących, erozji uszczelnień oraz jako produkty utleniania się cieczy. Do tej grupy zaliczymy również cząstki absorbowane przez układ z otoczenia w którym on pracuje.





Ze względu na stan skupienia, zanieczyszczenia dzielimy na:

Cząstki stałe o twardych i ostrych krawędziach. Zaliczamy tu cząstki takich materiałów jak korund, żelazo, aluminium, cząstki farby i rdzy. Cząstki stałe są najbardziej szkodliwe dla elementów hydraulicznych powodując ich trwałe zużycie ściernie.

Cząstki miękkie i galaretowate. Są to cząstki zanieczyszczeń wytwarzane w procesie erozji uszczelnień i przewodów oraz jako produkty utleniania cieczy roboczej. Tego typu zanieczyszczenia gromadzą się w szczelinach elementów będących w ruchu powodując ich zaklejenie (tzw. obliterację) oraz zwiększając opory ruchu.

Substancje rozpuszczone w cieczy roboczej. Substancje te są produktami starzenia cieczy roboczej. Odpowiedzialne są za pogorszenie jej właściwości, zmiany lepkości i zwiększenie agresywności chemicznej cieczy w stosunku do uszczelnień i materiałów konstrukcyjnych.





## Podział filtrów



Ze względu na obciążenia ciśnieniowe występujące w układzie, filtry możemy podzielić na:

- Filtry wysokociśnieniowe – instalowane w gałęzi wysokiego ciśnienia czyli w przewodzie tłocznym pompy lub bezpośrednio przed wrażliwym na zanieczyszczenie elementem np. rozdzielaczem proporcjonalnym lub serwozaworem.
- Filtry niskociśnieniowe – instalowane w gałęzi niskiego ciśnienia czyli w przewodzie ssawnym lub spływowym do zbiornika.

Ze względu na miejsce osadzania się zanieczyszczeń w przegrodach filtracyjnych, filtry dzielimy na:

- Filtry powierzchniowe – zanieczyszczenia absorbowane są przez filtr na powierzchni przegrody.
- Filtry wgłębne – zanieczyszczenia absorbowane są w głębi przegrody filtracyjnej.

Dokładność filtracji układu hydraulicznego wyznacza najbardziej wrażliwy na zanieczyszczenia element.

Elementy hydrauliczne	Zalecana absolutna dokładność filtracji [ $\mu\text{m}$ ]
Pompy zębate	20
Siłowniki	20
Rozdzielacze	20
Zawory bezpieczeństwa	20
Zawory dławiące	20
Pompy tłokowe	10
Pompy łopatkowe	10
Pozostałe zawory ciśnieniowe	10
Zawory proporcjonalne	10
Serwozawory	5
Serwosiłowniki	5



Główne zadania, które powinien spełniać dobry filtr hydrauliczny wraz z miejscem montażu filtrów celem ich spełnienia:

1. Ogólna ochrona cieczy roboczej przed zanieczyszczeniami.

Filtry montowane w linii spływowej z układu, bezpośrednio przed zbiornikiem cieczy, lub kompletne układy do filtrowania w dodatkowym obwodzie filtrującym.

2. Ochrona elementów układu hydraulicznego wrażliwych na zanieczyszczenia.

Umieszczenia filtru możliwie jak najbliżej ochranianego elementu. Filtry te montowane są w gałęzi wysokiego ciśnienia układu, są to filtry tłoczne.

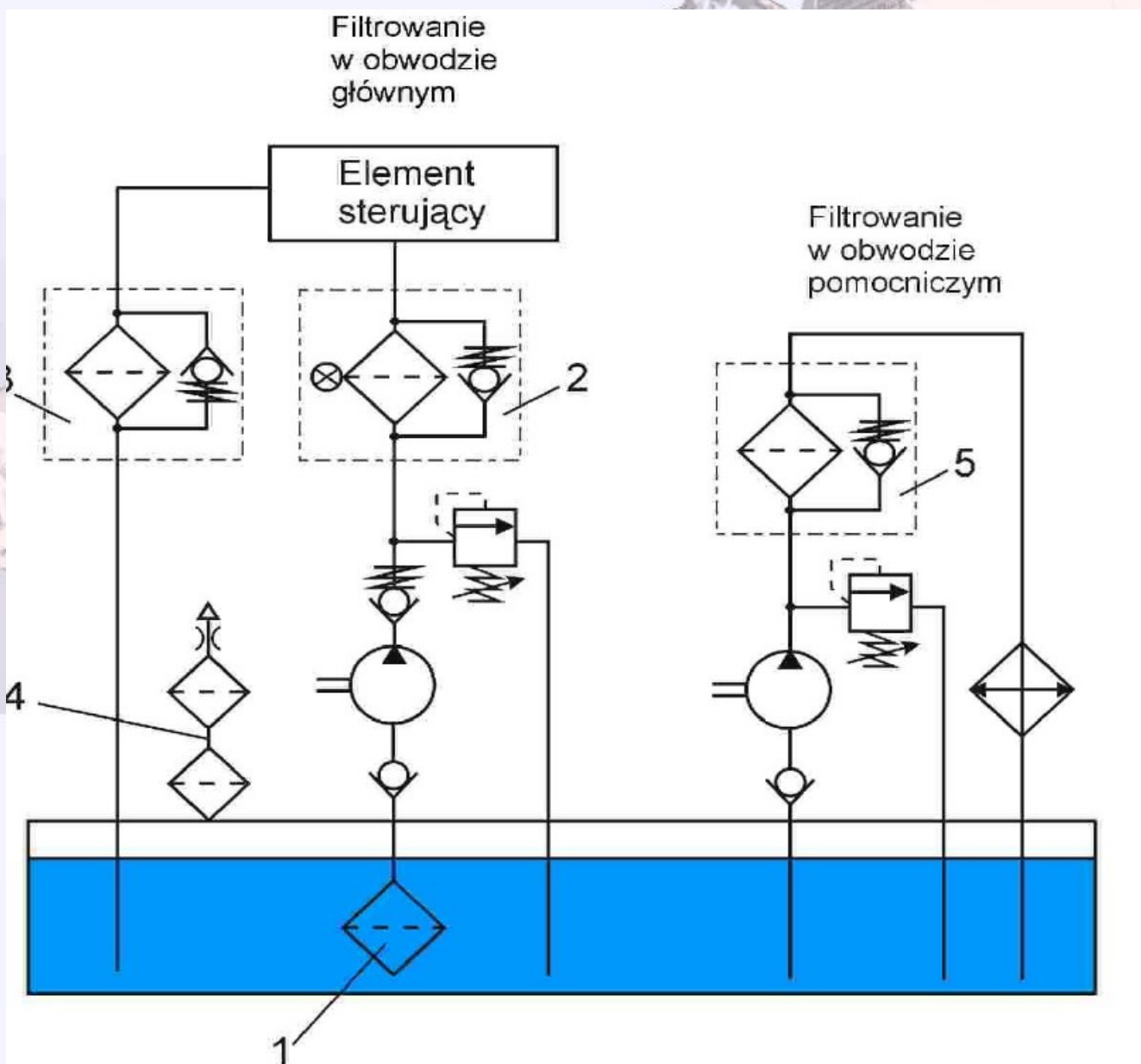
3. Ochrona układu hydraulicznego przed zanieczyszczeniami pochodzącymi z otoczenia.

Najczęściej filtry te montowane są razem z filtrami wlewowymi.

4. Ochrona układu hydraulicznego przed skutkami uszkodzenia elementów hydraulicznych.

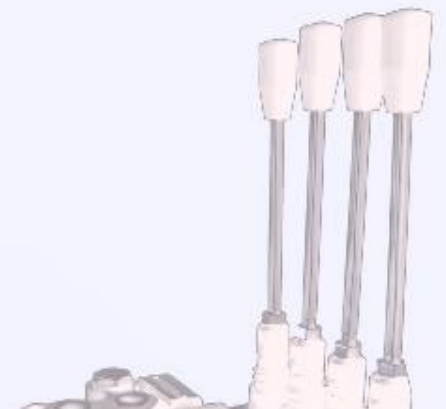
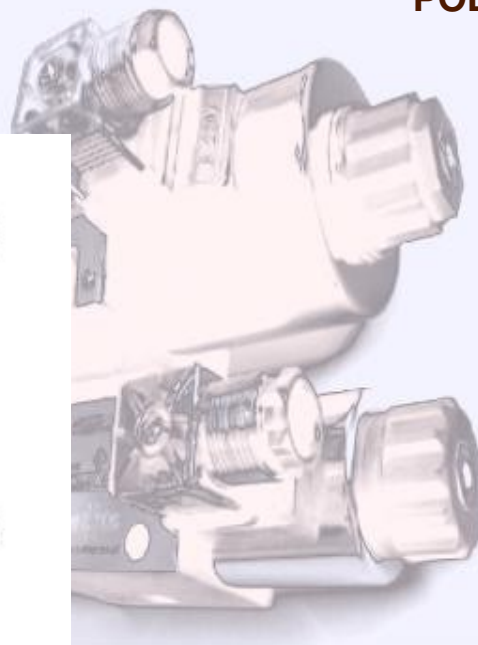
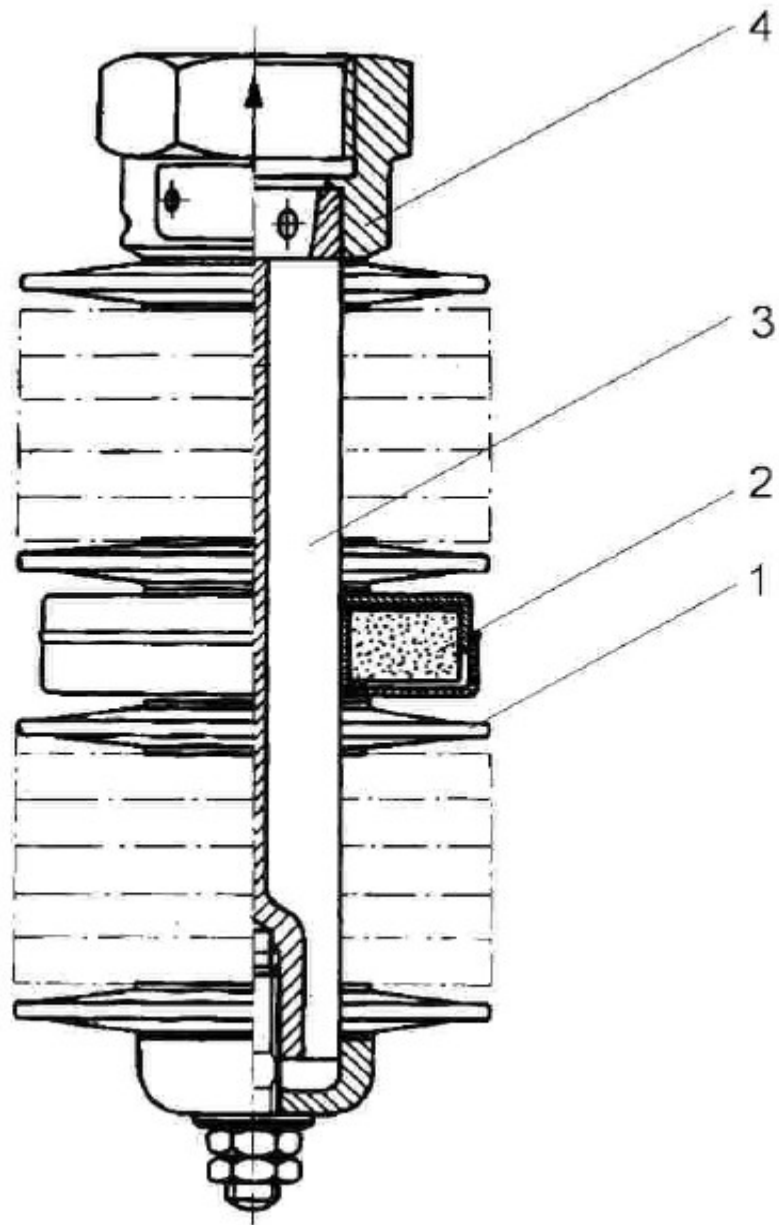
Uszkodzenia te spowodowane są przede wszystkim przez duże cząstki zanieczyszczeń, które w układzie mogą pojawić się na skutek np. erozji zbiornika magazynującego ciecz.

W celu zabezpieczenia elementów pompy przed uszkodzeniem (a tym samym elementów całego układu), należy zamontować w jej przewodzie po stronie ssawnej filtr ssawny.



Przykłady umiejscowienia filtrów w układzie hydrostatycznym:

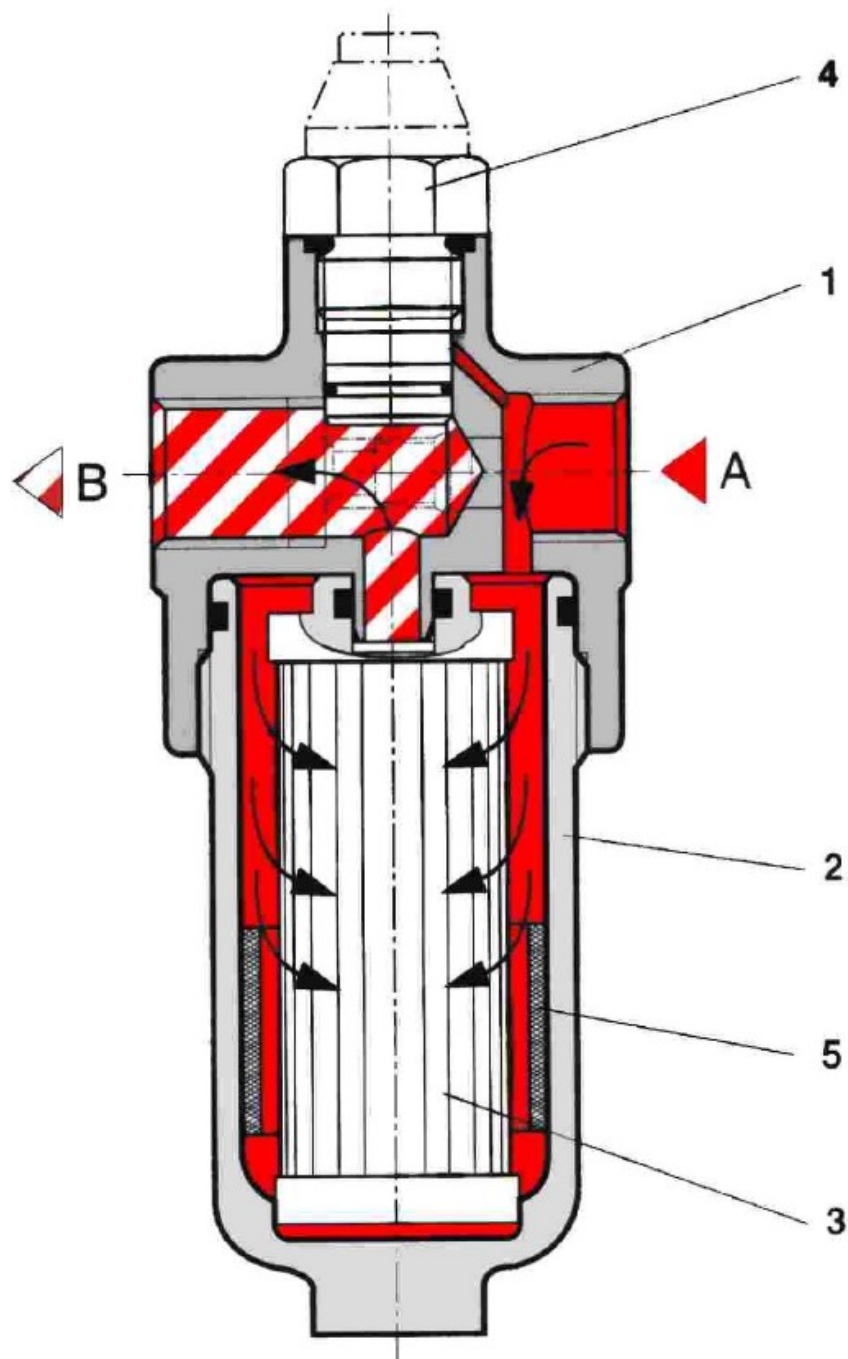
- 1 – filtr ssawny,
- 2 - filtr tłoczny wysokociśnieniowy,
- 3 - filtr spływowy,
- 4 – filtr wlewowy z filtrem powietrza,
- 5 - filtr tłoczny niskociśnieniowy



Filtr ssawny:

- 1- siatkowy wkład filtracyjny,
- 2 - wkład magnetyczny,
- 3 - kolektor spływowy,
- 4 – przyłącze

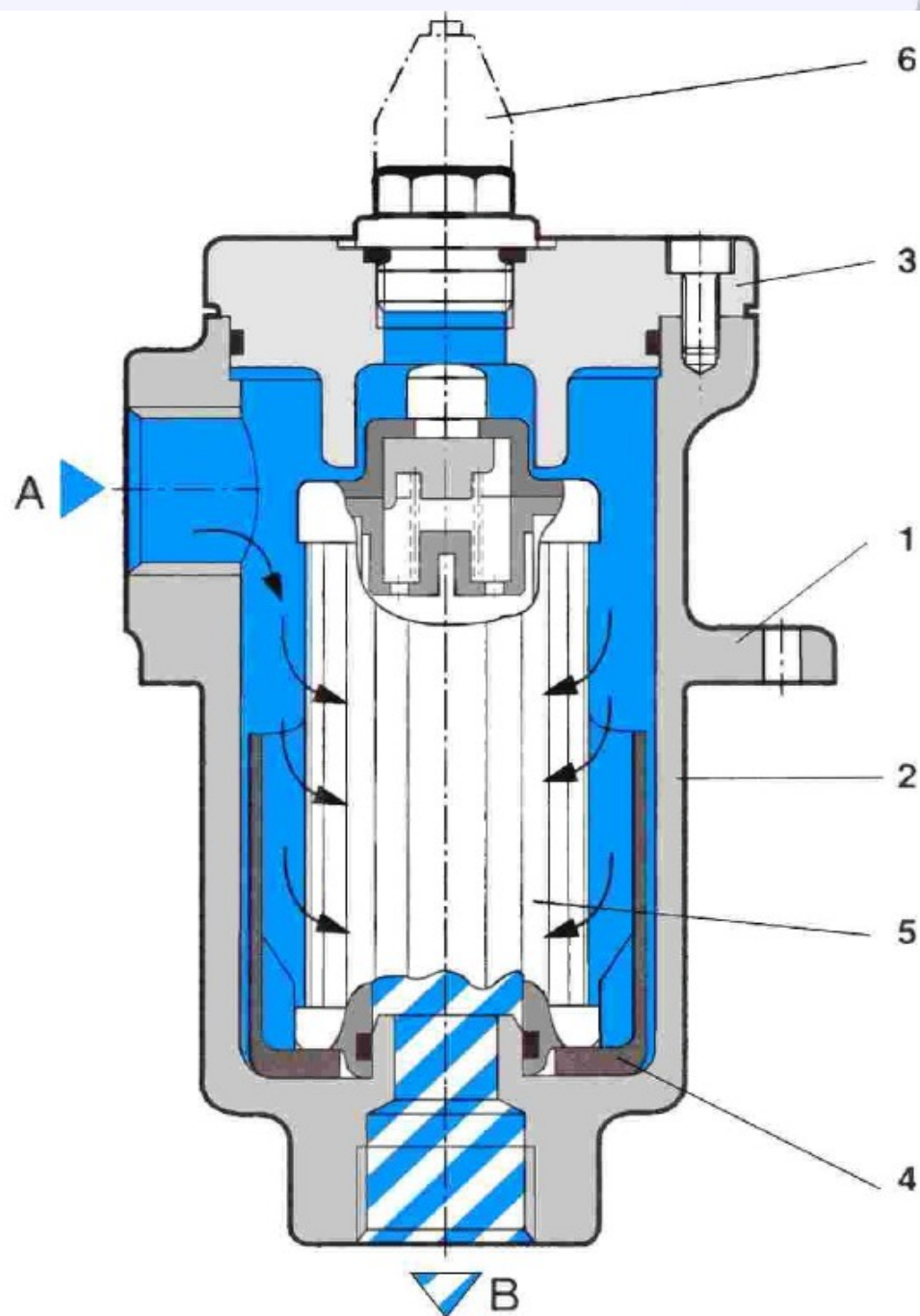




Filtr tłoczny:

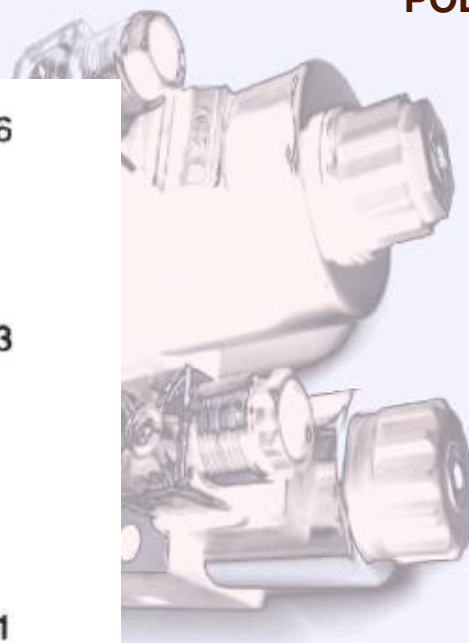
- 1 - głowica,
- 2 - korpus,
- 3 - wkład filtracyjny,
- 4 - przyłącze wskaźnika zabrudzenia,
- 5 - wkładka magnetyczna

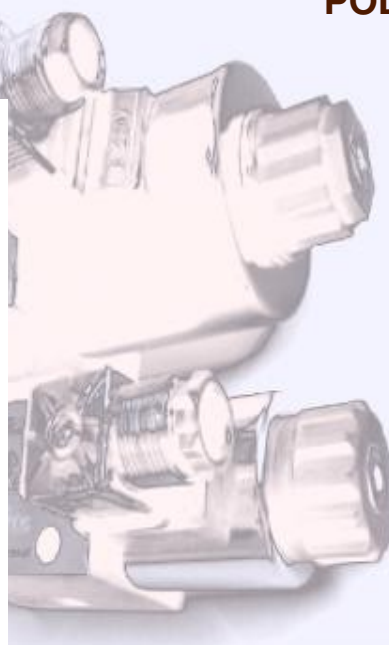
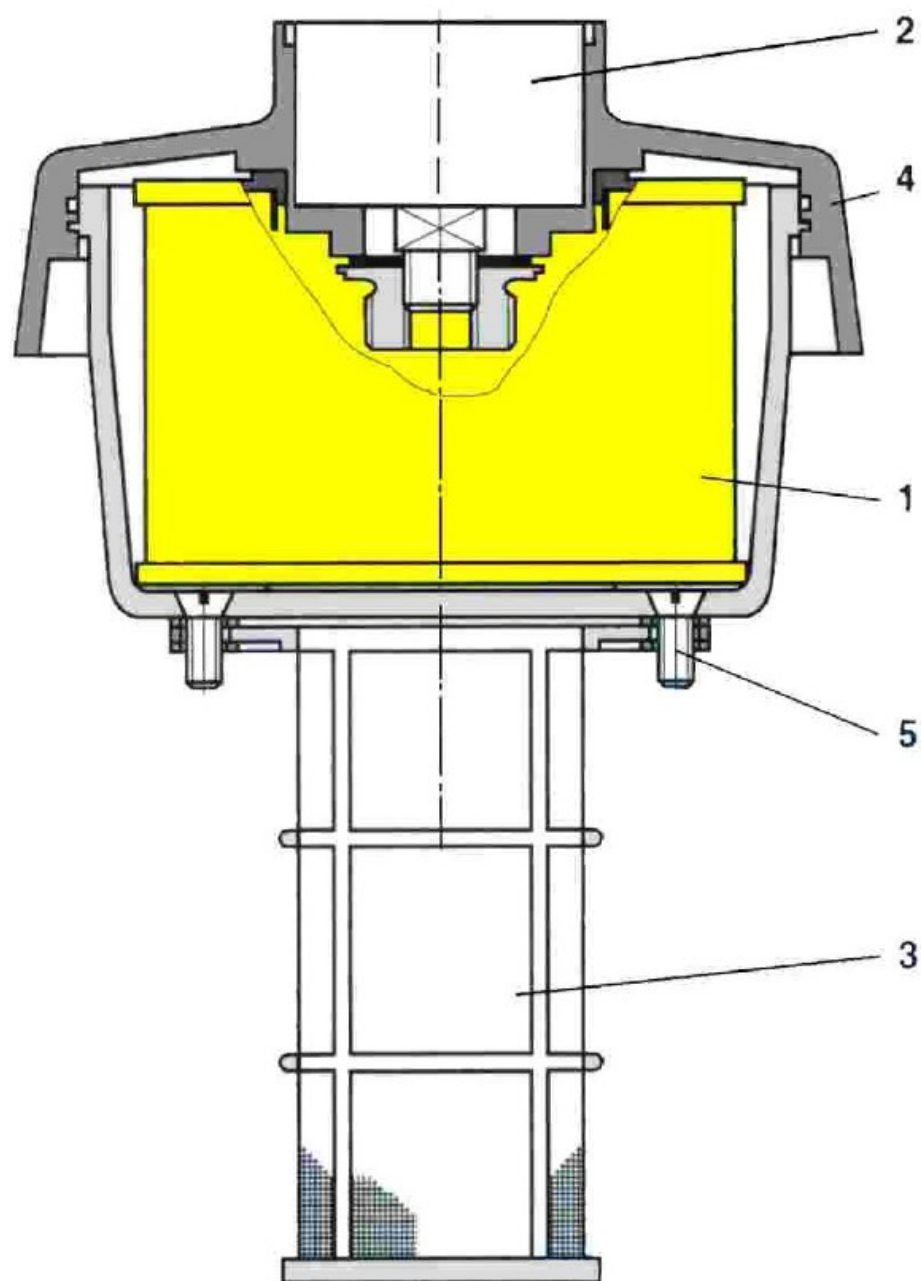




Filtr spływowy:

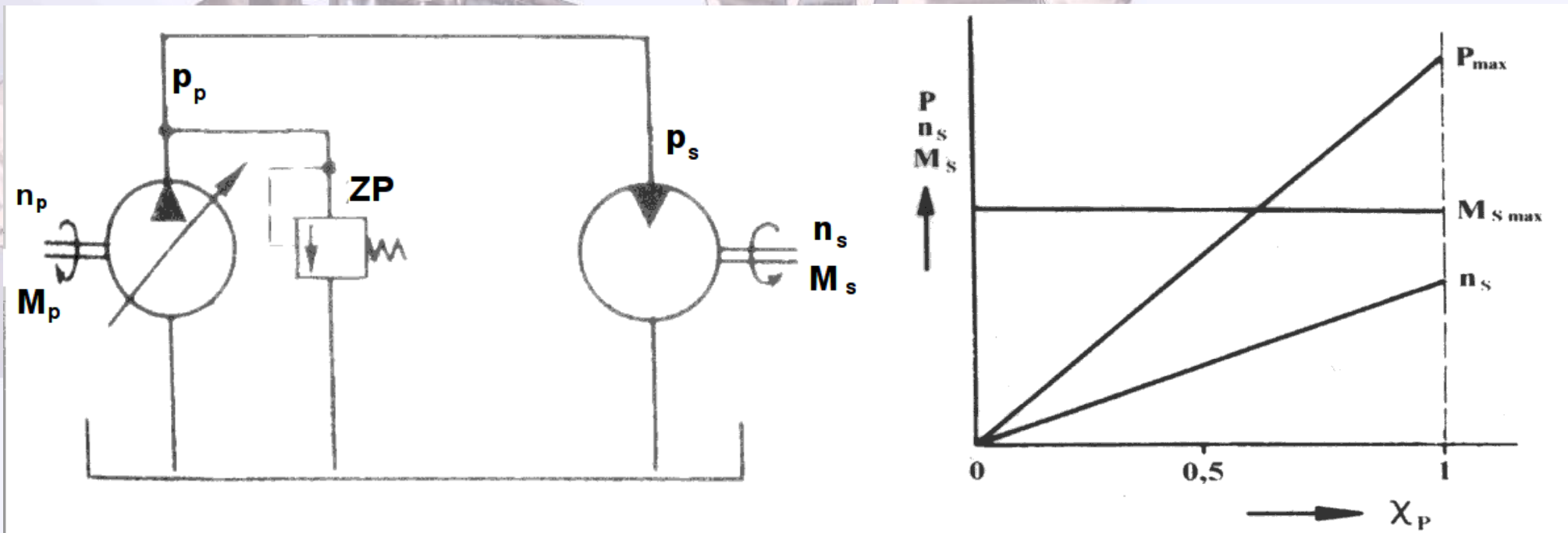
- 1 - kołnierz mocujący,
- 2 - korpus,
- 3 - głowica,
- 4 - wkład magnetyczny,
- 5 - wkład filtracyjny,
- 6 - wskaźnik zabrudzenia



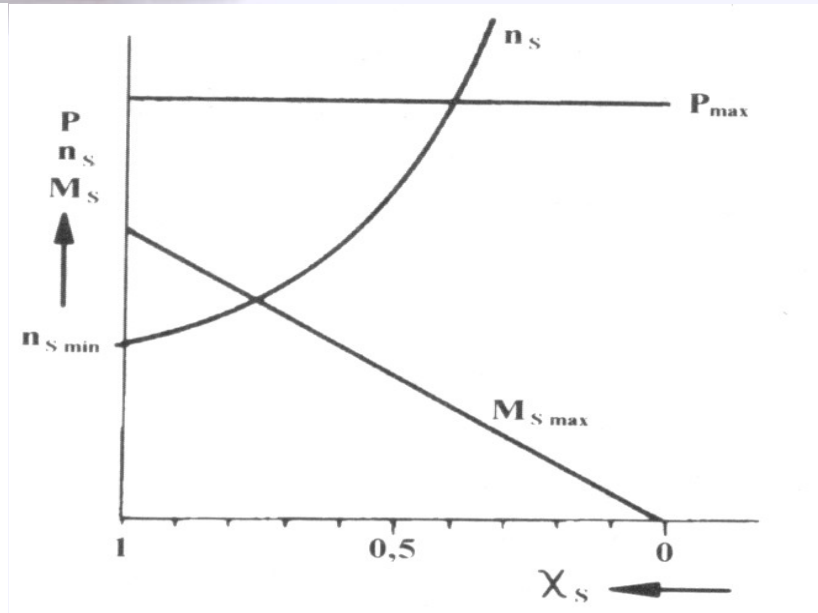
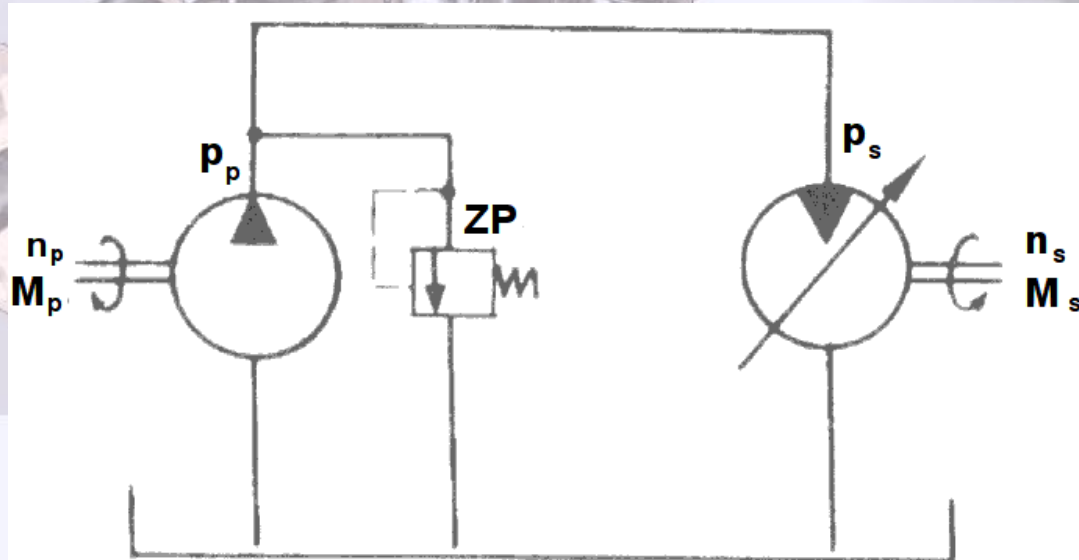


Filtr wlewowy i filtr powietrza:  
1- filtr powietrza,  
2 – przyłącze wskaźnika zanieczyszczeń,  
3 - siatkowy filtr wlewowy,  
4 - korpus,  
5 – śruby mocujące

# Przekładnia hydrostatyczna pracująca z pompą o zmiennej wydajności

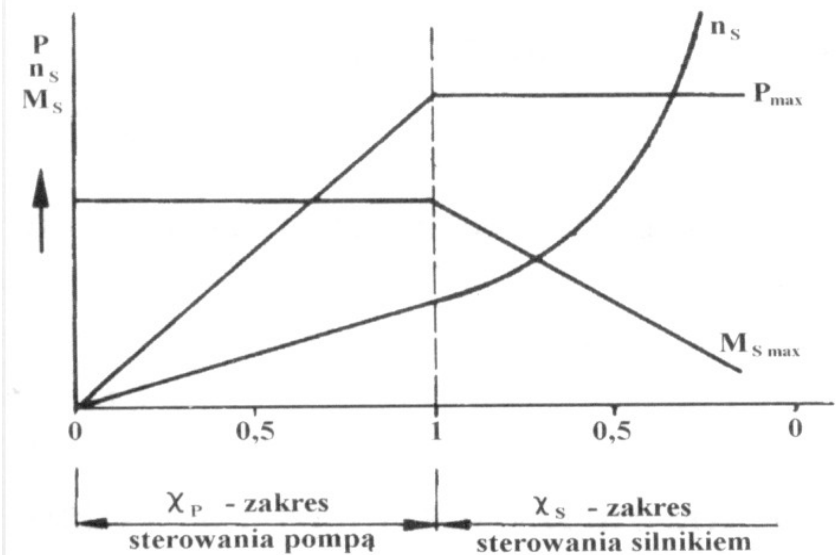
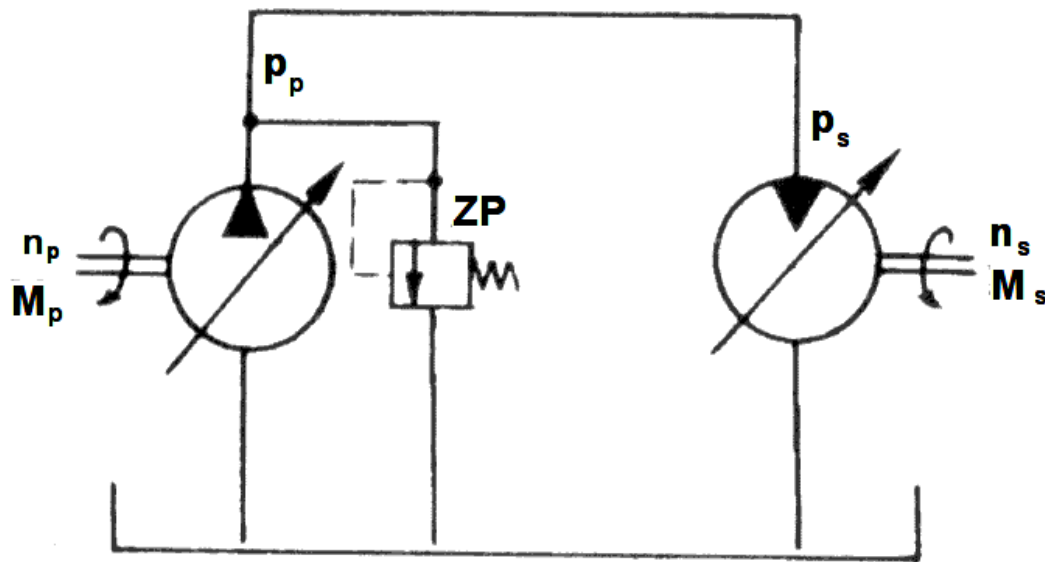


# Przekładnia hydrostatyczna pracująca z silnikiem o zmiennej chłonności

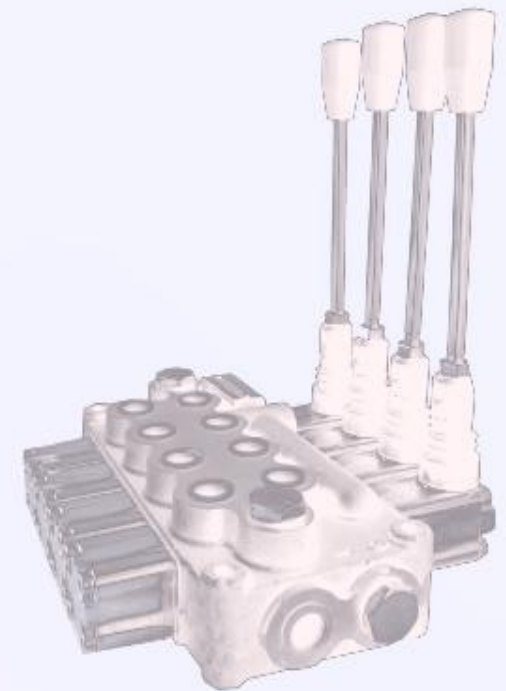
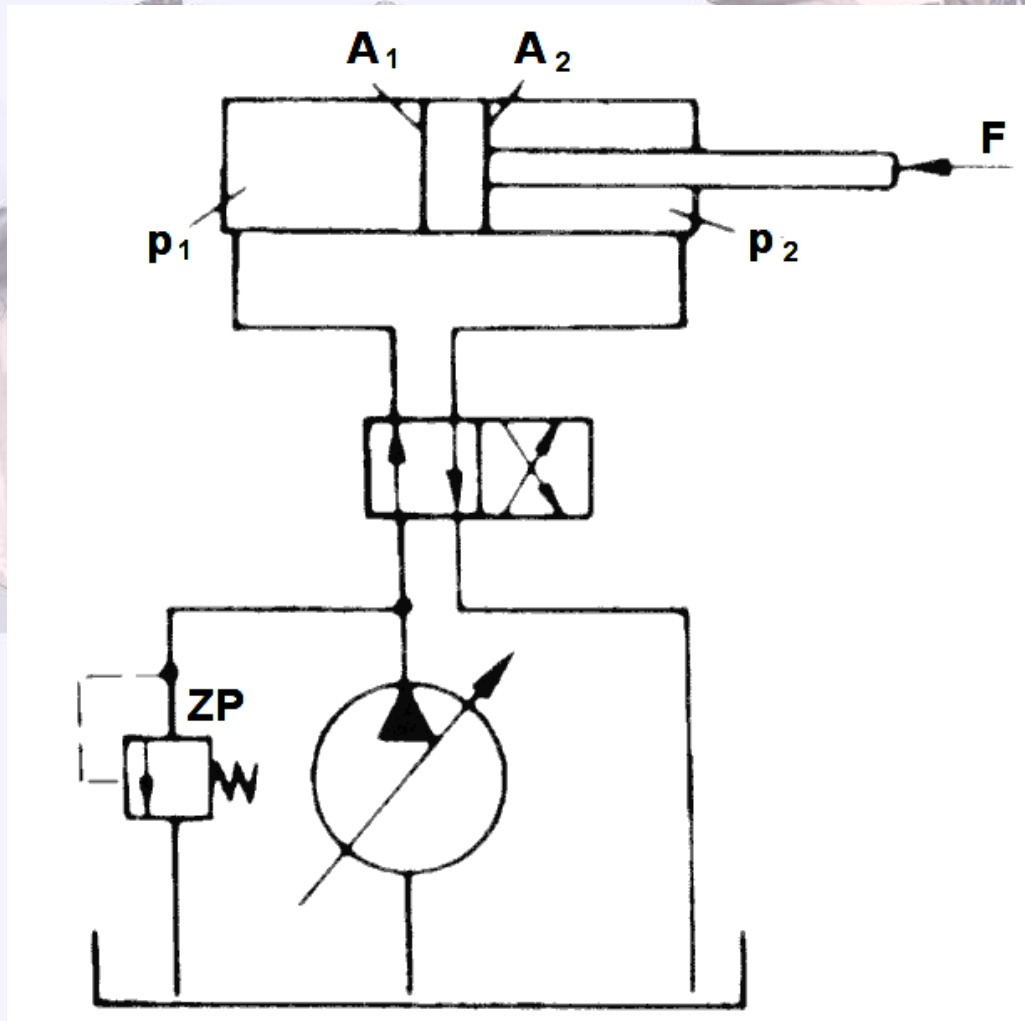




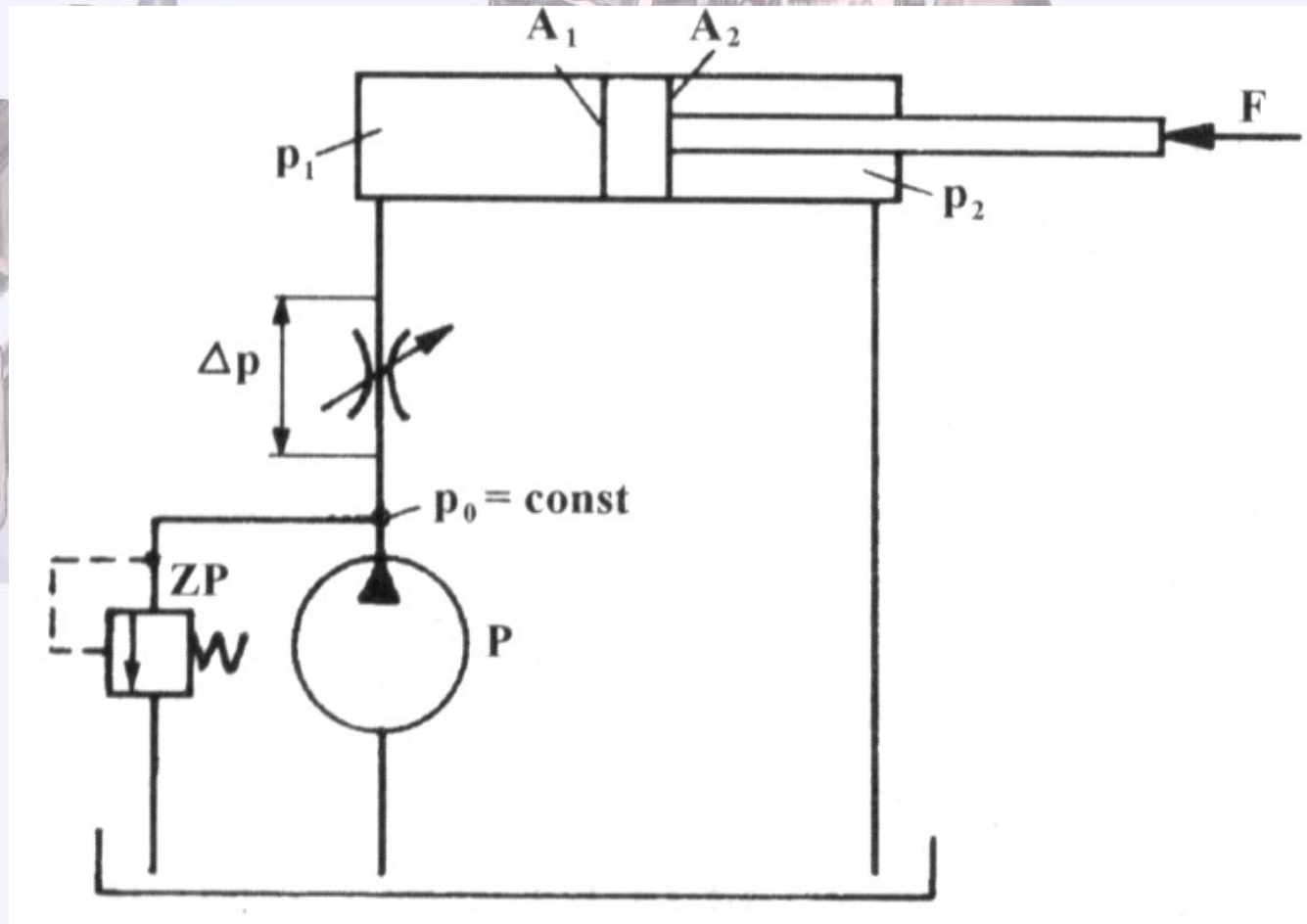
# Przekładnia hydrostatyczna o zmiennej objętości roboczej pompy i silnika



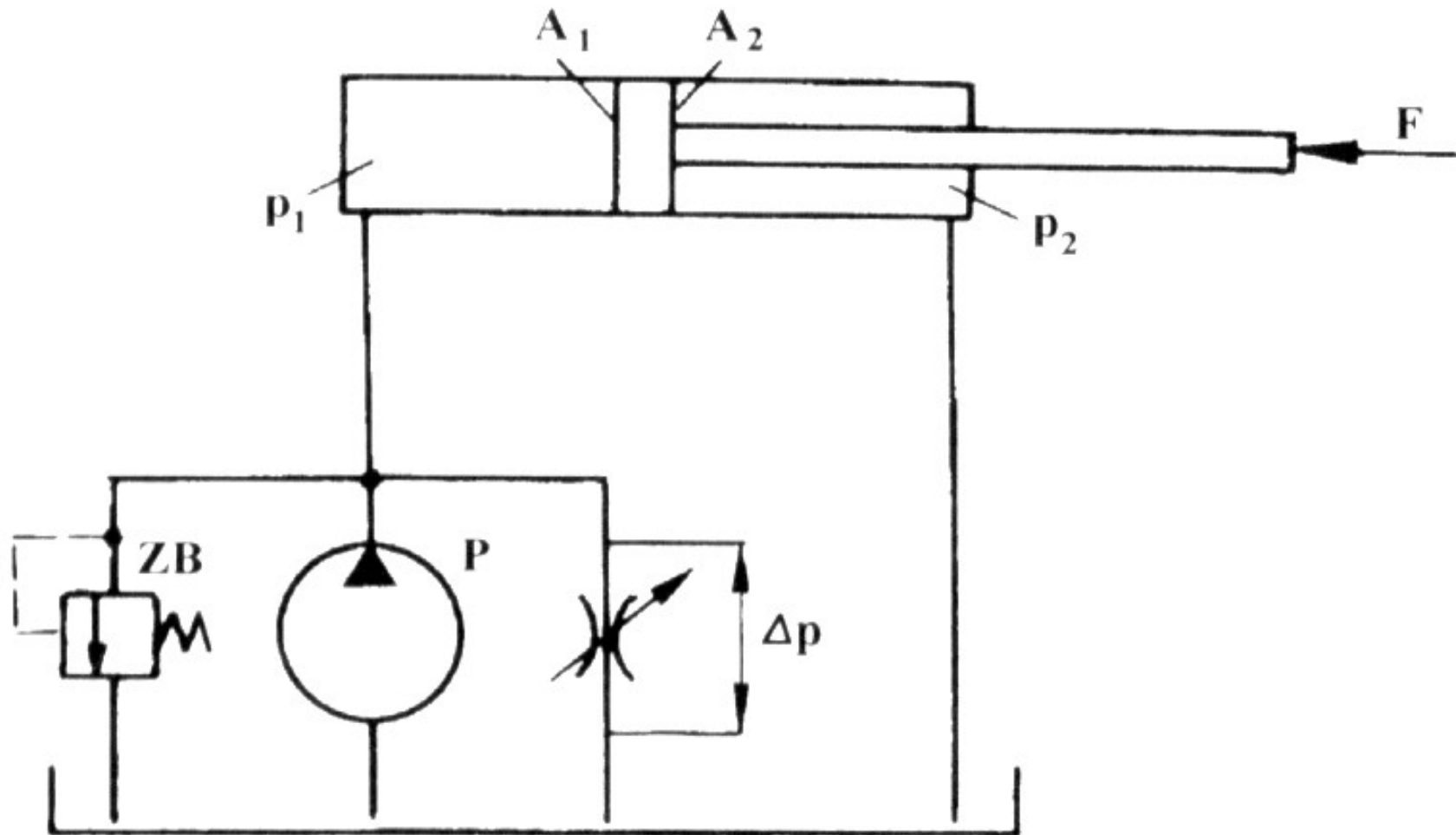
# Przekładnia z silnikiem o ruchu prostoliniowo zwrotnym ( siłownikiem )



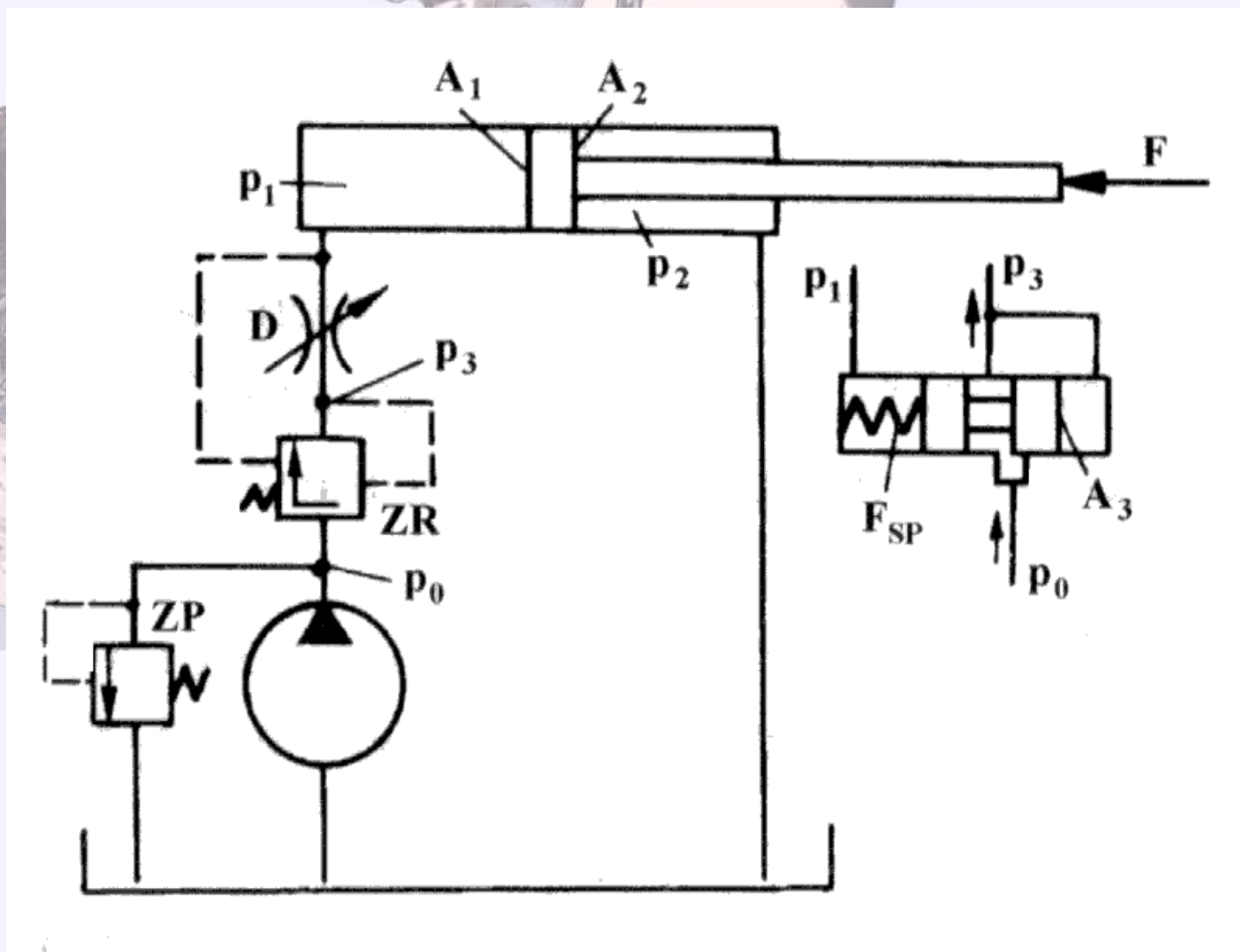
# Układ z dławieniem na dopływie



# Układ z dławieniem równoległym

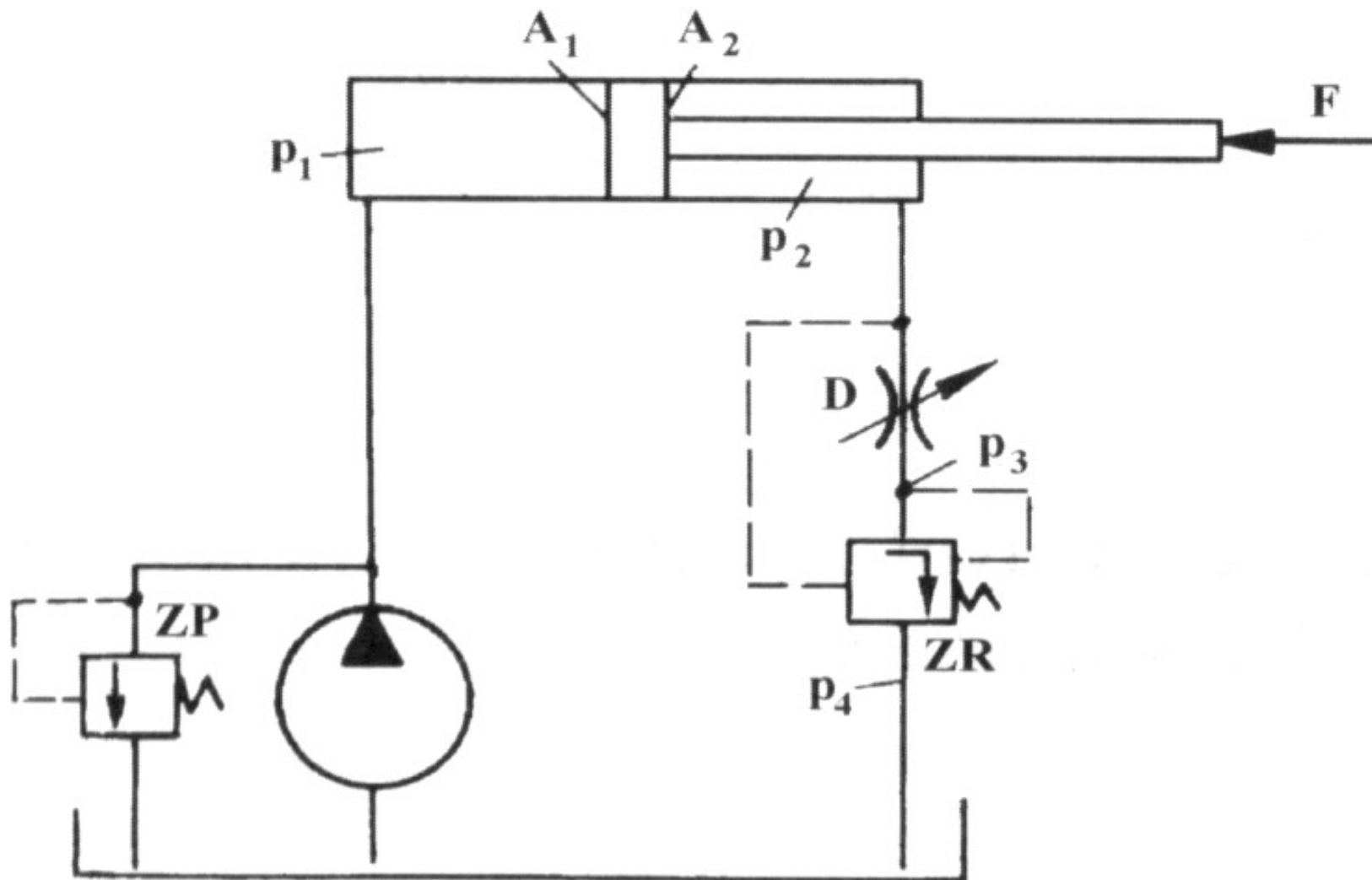


# Układ z stabilizacją przepływu przez dławik

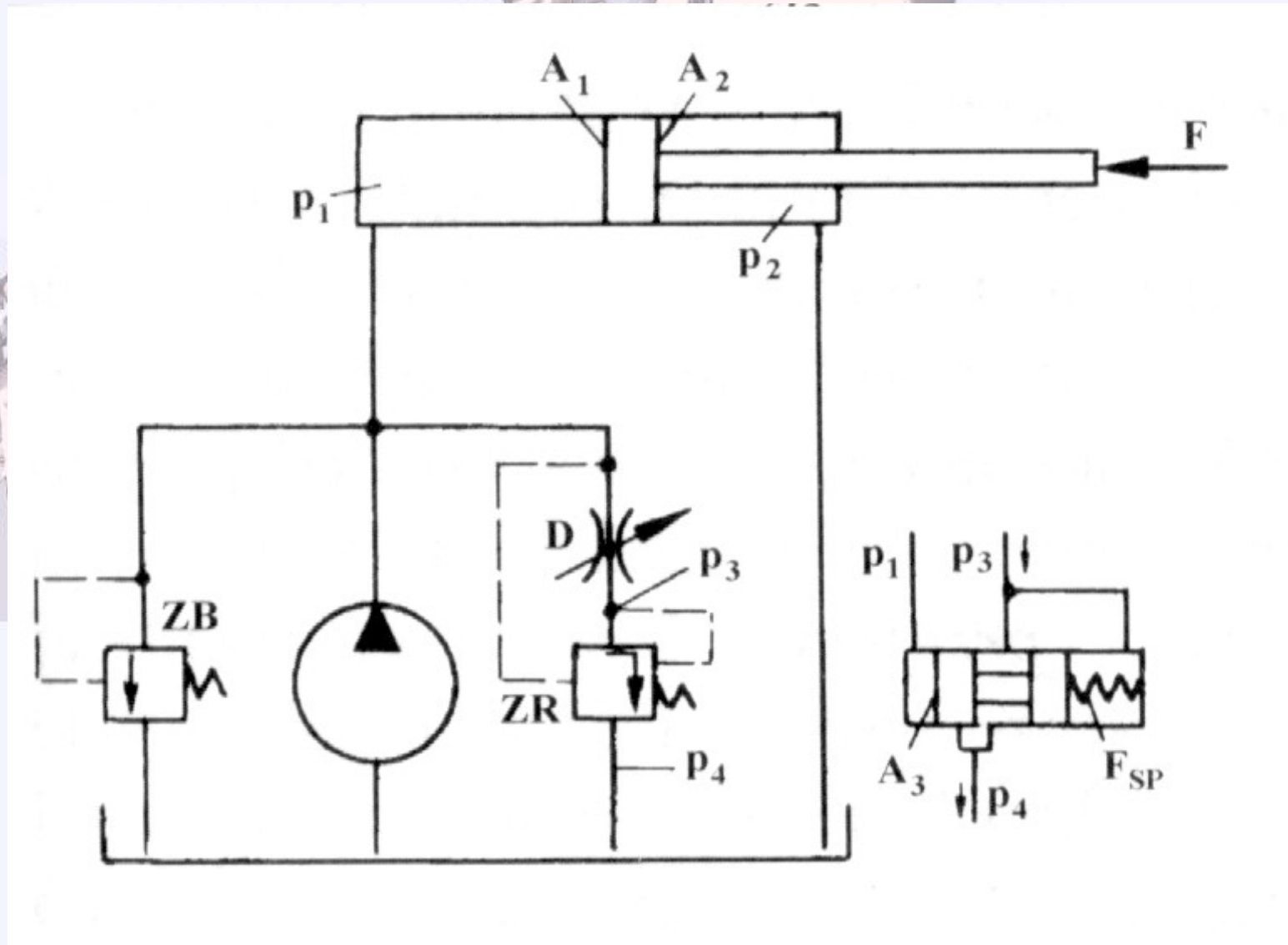




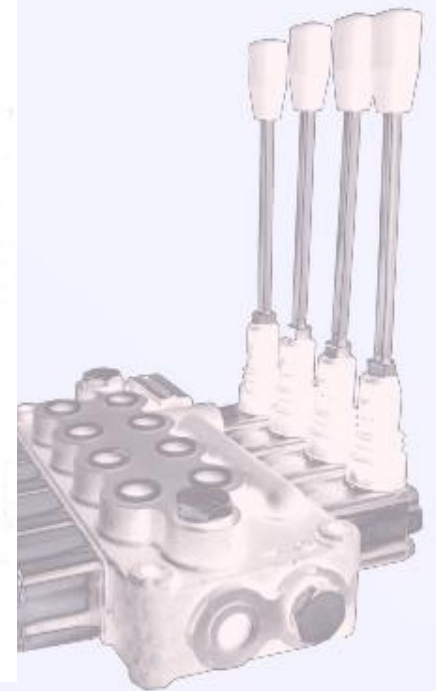
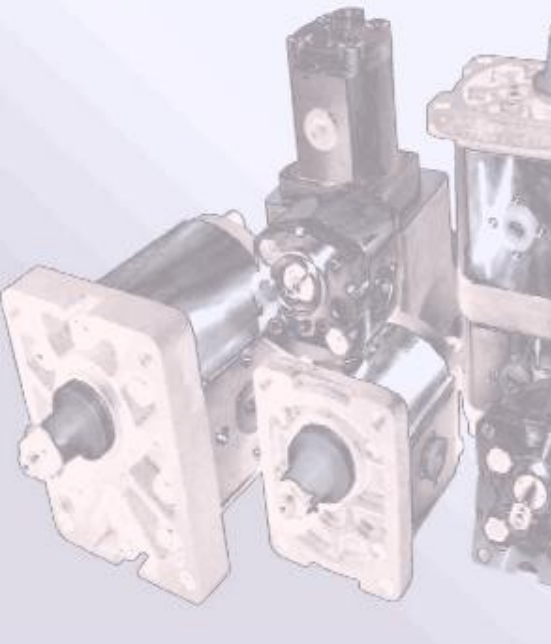
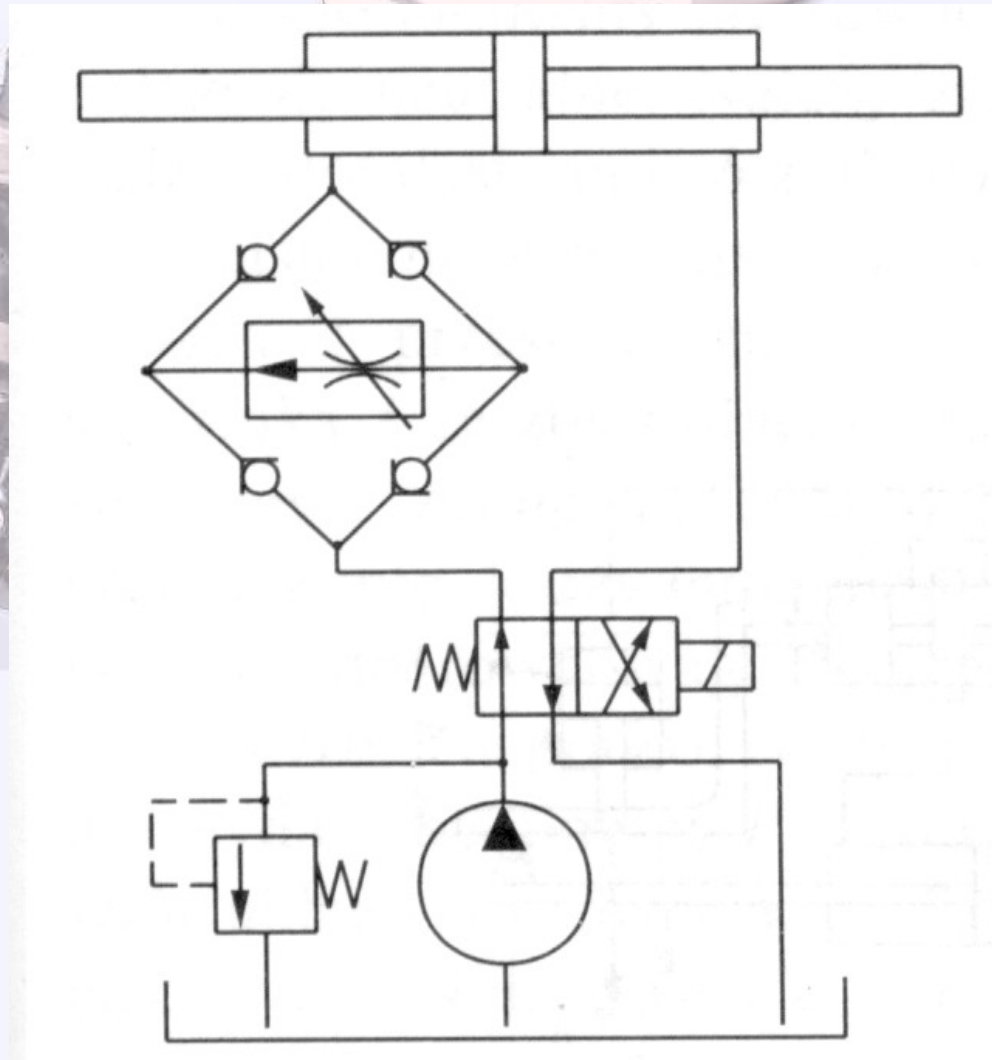
# Układ z regulatorem nastawialnym na odpływie



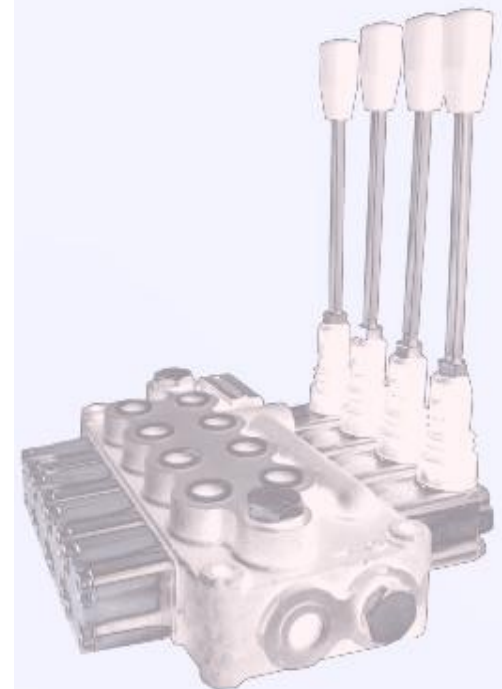
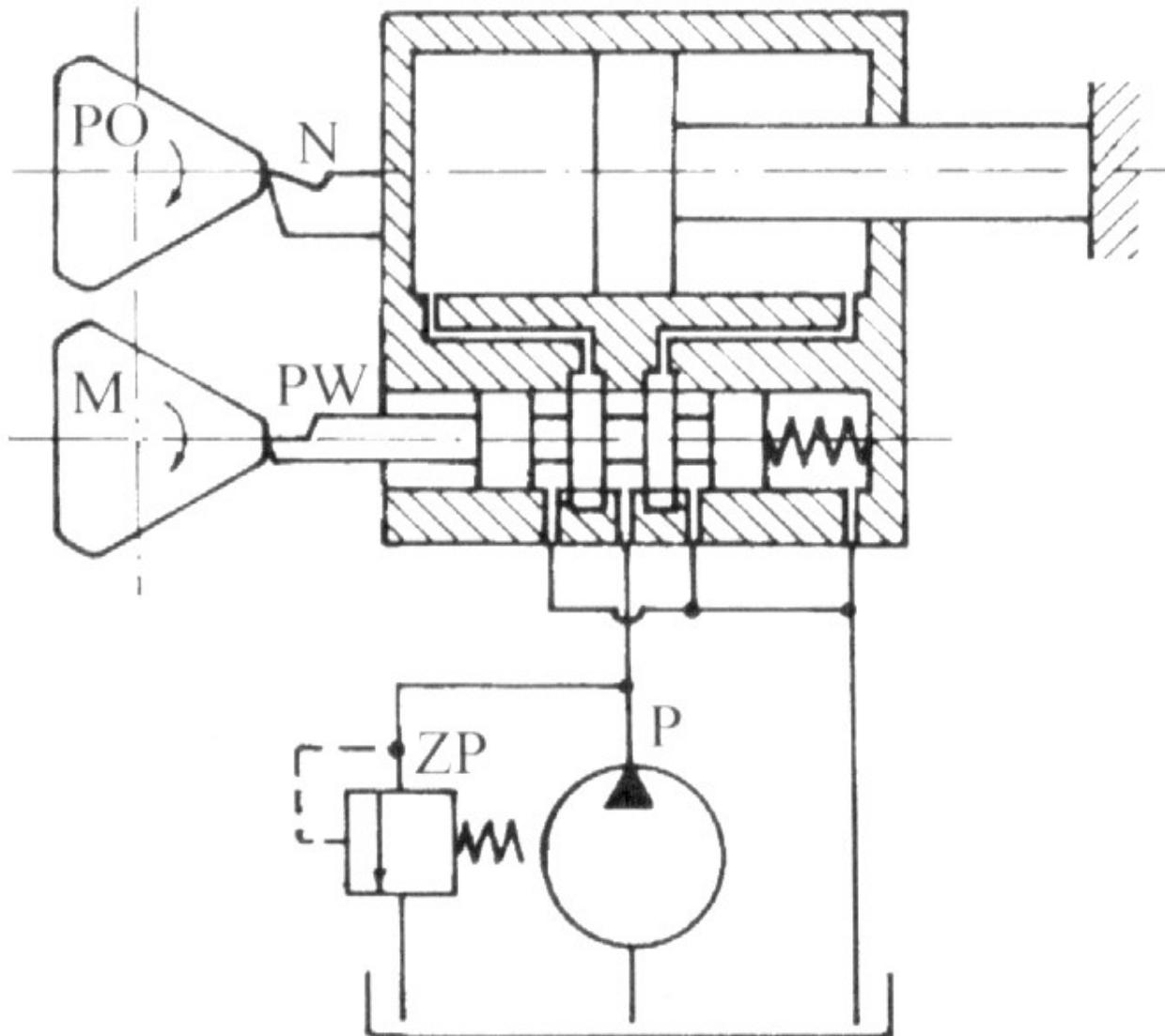
# Układ z dławieniem na dopływie



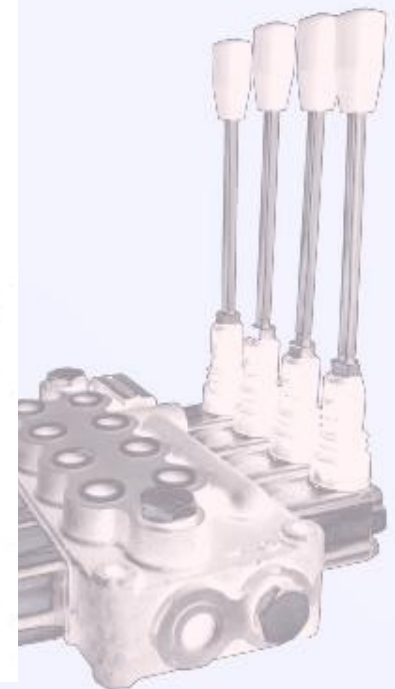
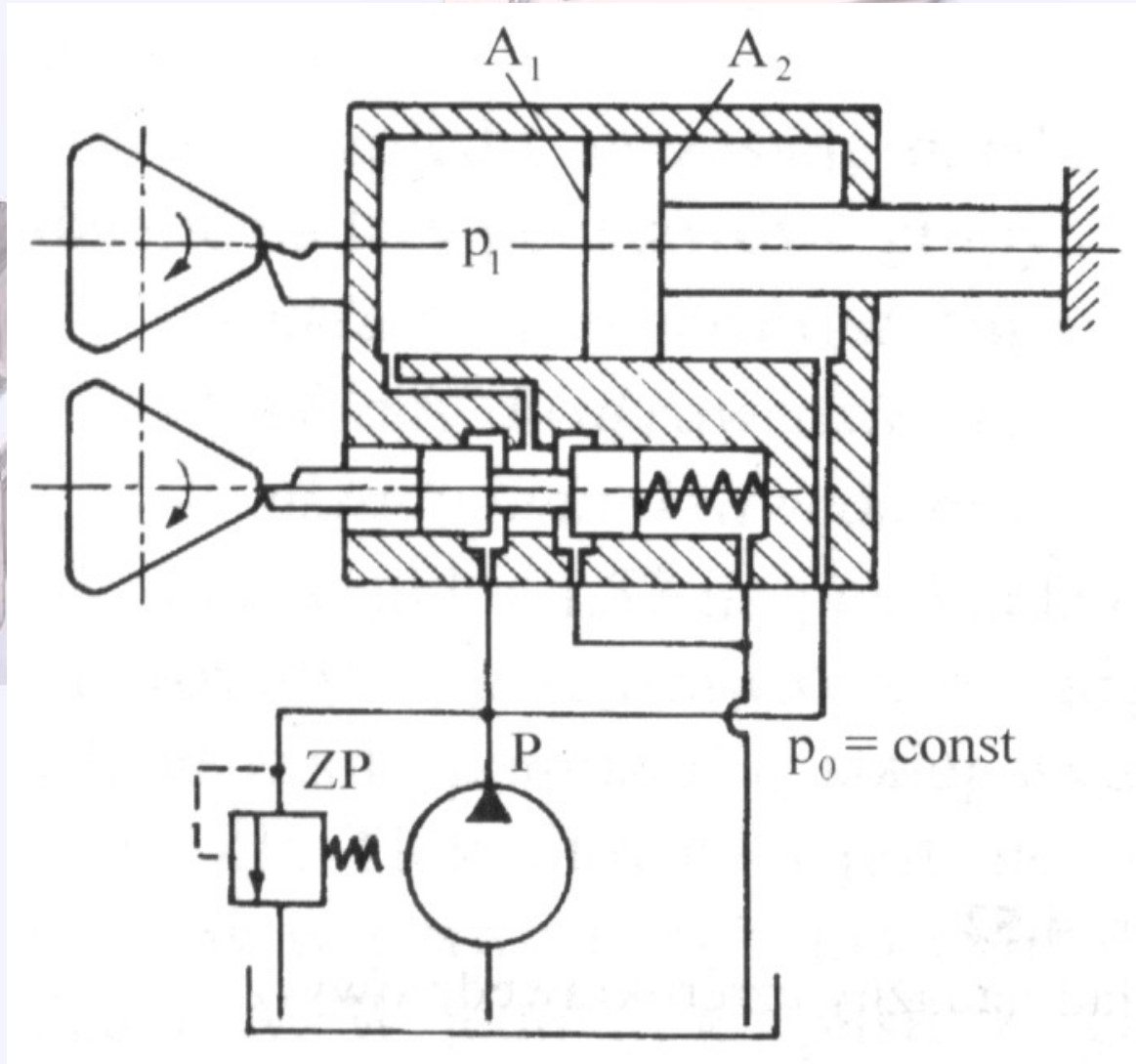
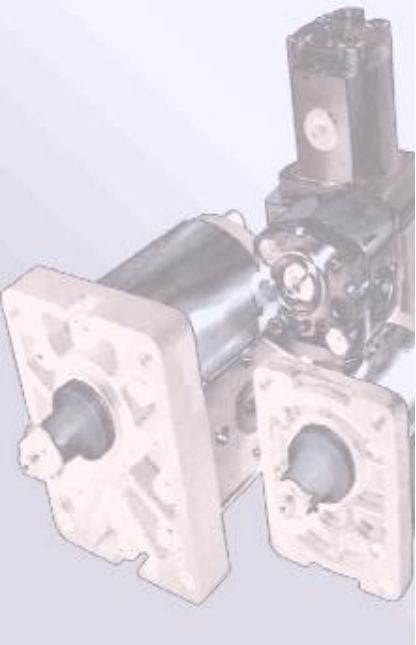
# Układ nawrotny z regulacją



# Serwonapęd czterokrawędziowy

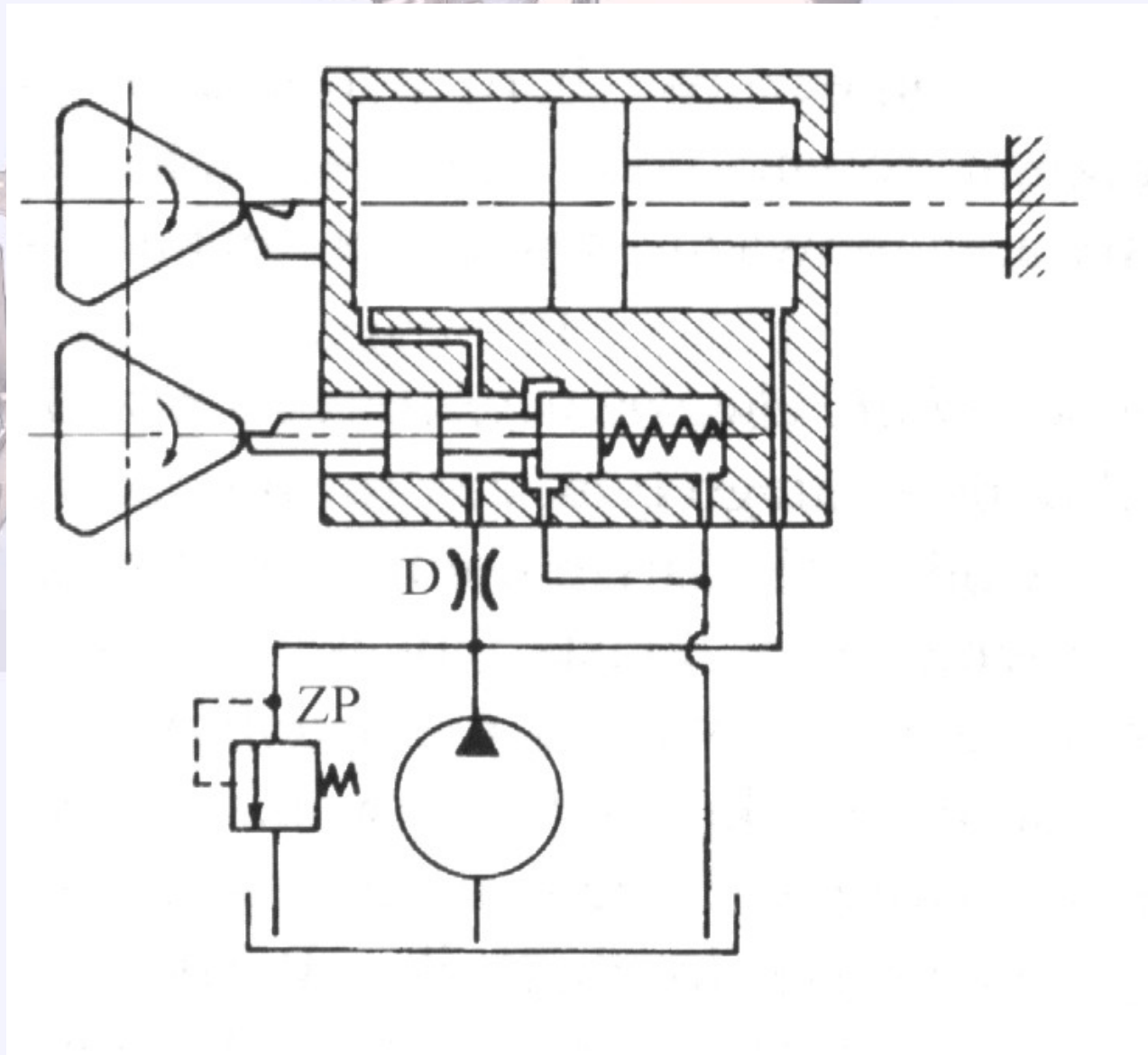


# Serwonapęd dwukrawędziowy

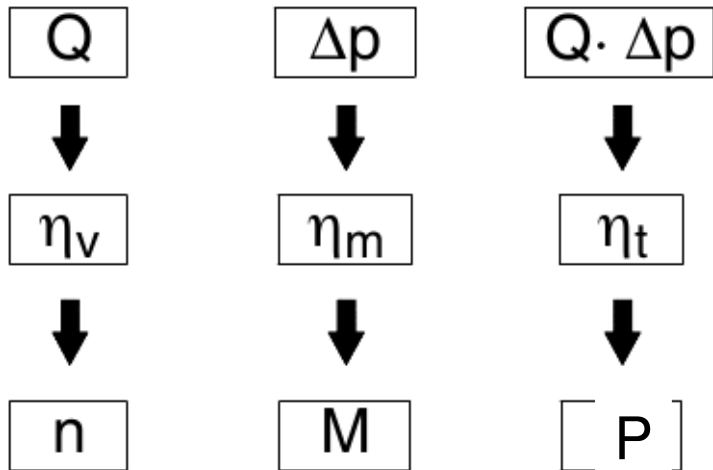




# Serwonapęd jednokrawędziowy



# Parametry silnika hydraulicznego



$V_c = (\text{cm}^3/\text{obr.})$  chłonność

$n = (\text{obr./min})$  prędkość obrotowa

$Q = (\text{l/min})$  prędkość przepływu

$D_p = (\text{bar})$   $P_{\text{IN}} - P_{\text{OUT}}$ , ciśnienie pracy

$M = (\text{Nm})$  moment obrotowy

$P = (\text{kW})$  moc

$\eta_v = (\%)$  sprawność hydrauliczna

$\eta_m = (\%)$  sprawność mechaniczna

$\eta_t = (\%)$  sprawność całkowita ( $\eta_t = \eta_v \eta_m$ )

$$Q = \frac{V_c * n}{10 * \eta_v}$$

$$V_c = \frac{10 * Q}{n} * \eta_v$$

$$n = \frac{10 * Q}{V_c} * \eta_v$$

$$\Delta p = \frac{M}{1,592 * V_c * \eta_m} * 10^4$$

$$V_c = \frac{1,592 * M}{\Delta p * \eta_m} * 10^4$$

$$M = 1,592 * V_c * \Delta p * \eta_m * 10^4$$

$$P = \frac{Q * \Delta p}{6,12 * 10^4} * \eta_t$$

Przykład:

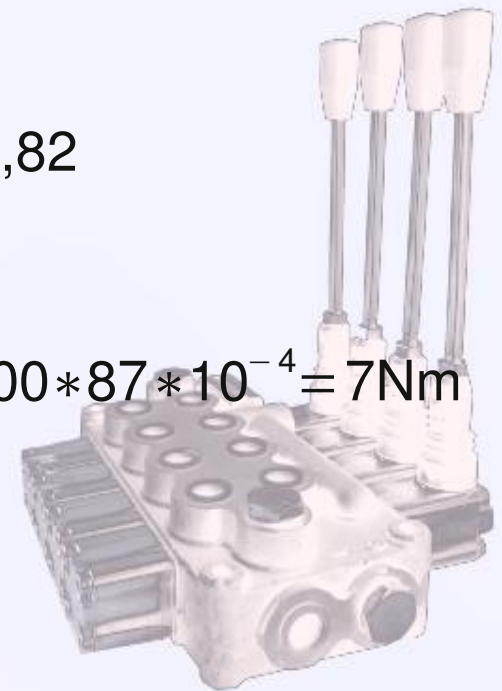
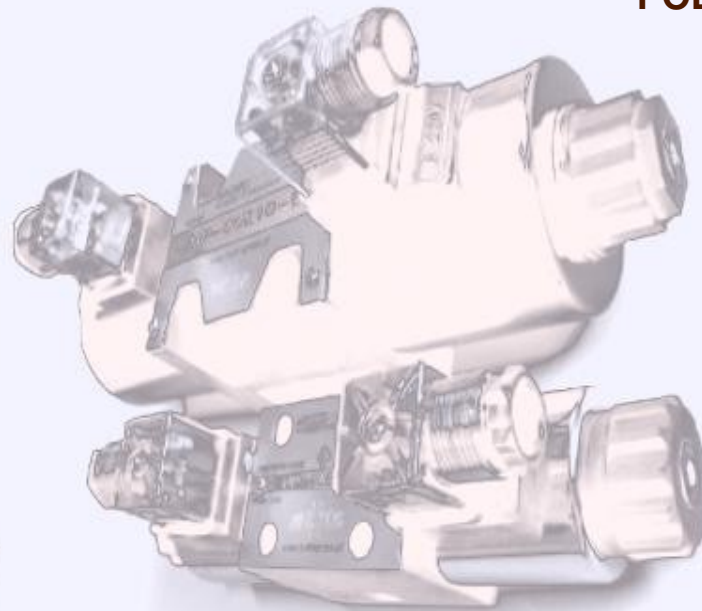
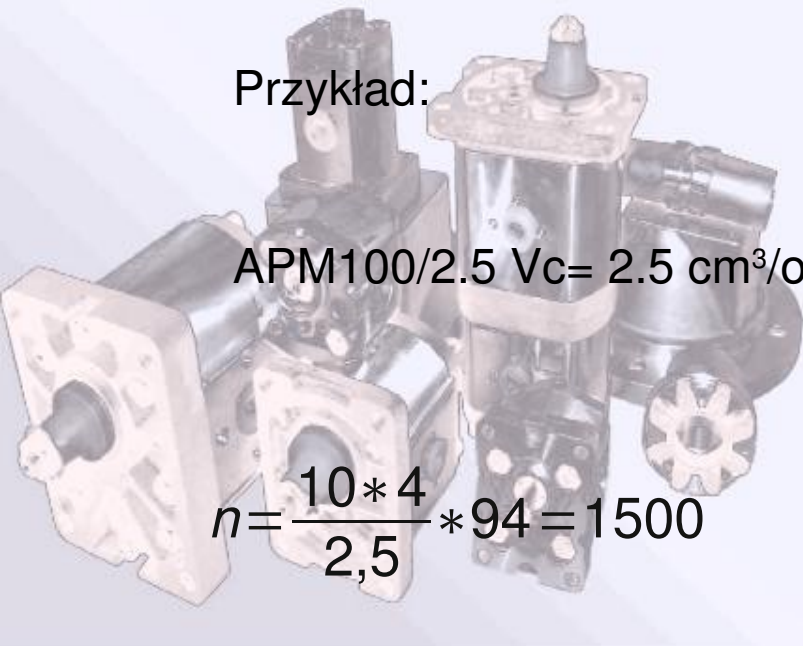
APM100/2.5  $V_c = 2.5 \text{ cm}^3/\text{ob.}$   $Q = 4 \text{ l/min}$   $D_p = 200 \text{ bar}$   $\eta_v = 94\%$   $\eta_m = 87\%$

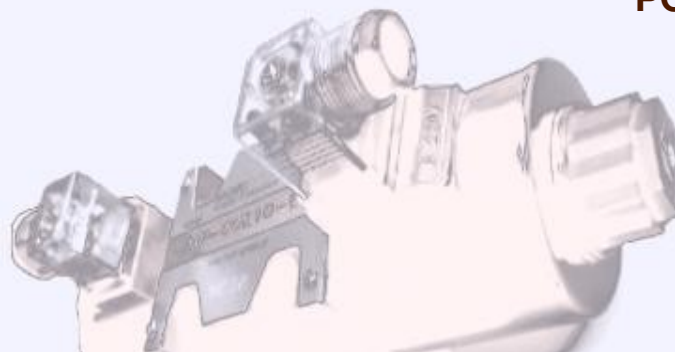
$$n = \frac{10 * 4}{2,5} * 94 = 1500$$

$$\eta_t = 0,94 * 0,87 = 0,82$$

$$P = \frac{4 * 200 * 82}{6,12 * 10^4} = 1,07 \text{ kW}$$

$$M = 1,592 * 2,5 * 200 * 87 * 10^{-4} = 7 \text{ Nm}$$





APM100	Displacement		Max. pressure				n min.	n max.
Type	cm <sup>3</sup> /rev	Cu. In. P. R.	P1		P2			
			bar	P.S.I.	bar	P.S.I.		
APM100/2.5	2.5	.152	210	3000	280	4000	650	5000
APM100/3.5	3.5	.213	210	3000	250	3600	650	4000
APM100/4.3	4.3	.262	210	3000	250	3600	550	4000
APM100/5	5.0	.305	210	3000	250	3600	500	3500
APM100/6.5	6.5	.396	190	2700	240	3400	500	3000
APM100/8	7.8	.476	180	2600	230	3300	500	3000
APM100/10	10.0	.610	150	2150	200	2900	500	2500



2.22