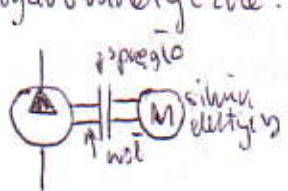
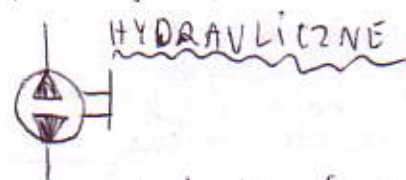


Napięcie hydrostatyczne - jest to napięcie maszyn i urządzeń służący do zamiany donolnego rodzaju energii na energię ciśnienia akumulowaną w cieczy oraz ponownej zamiany tej energii na energię mechaniczną.

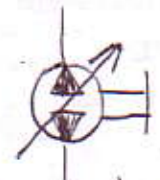
Napięcie hydrokinetyczne - wykorzystuje energię kinetyczną cieczy: spręża, przelotnie i hamuje hydrokinetyczne.



POMPY



HYDRAULICZNE



Rys. Pompa hydrauliczna (wyporowa)  
 • jeden kierunek flowera  
 • niestawialna wydajność

Rys. Pompa hydrauliczna (wyporowa)  
 • dwa kierunki flowera  
 • niestawialna wydajność

Rys. Pompa hydrauliczna (wyporowa)  
 • dwa kierunki flowera  
 • nastawialna wydajność

SILNIKI HYDRAULICZNE (wyporowe) → wysoki moment obrotowy  
 → niska prędkość obrotowa



Rys. Silnik hydrauliczny  
 • stały kierunek zasilania  
 • stała mocność



Rys. Silnik hydrauliczny  
 • dwa kierunki zasilania  
 • stała mocność

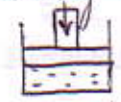


Rys. Silnik hydrauliczny  
 • dwa kierunki zasilania  
 • zmienna mocność

Akumulator hydrauliczny jest to zbiornik ciśnieniowy przystosowany do magazynowania energii ciśnienia cieczy roboczej.

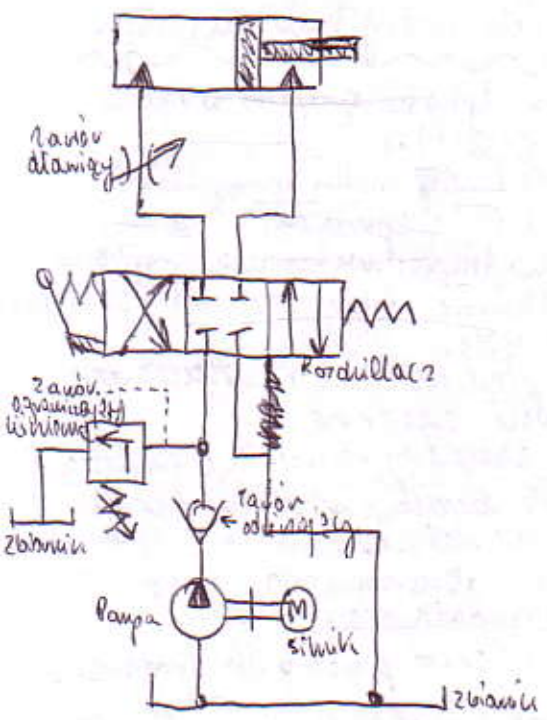


Rys. Akumulator hydrauliczny.

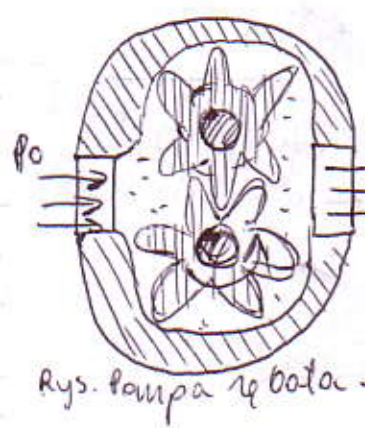


Rys. Akumulator gazowy.

$p < 3 \text{ MPa}$



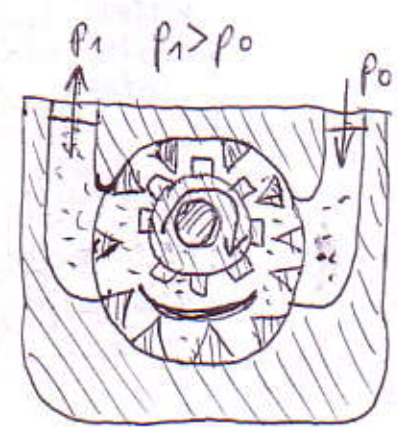
Rys. Obieg hydrostatyczny.



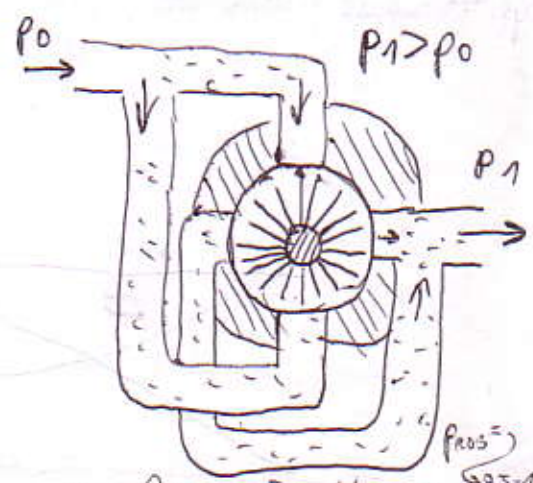
Rys. Pompa zębata.

$p_1 > p_0$   $N = M \cdot \omega$   
 $N = [W]$

Napiętny jest jeden zwalowy przekazywany on moment obrotowy długiej rębce  $P_{max} \rightarrow 12-16 \text{ [MPa]}$  dużej masy.



Rys. Pompa zębata o rozciążeniu wewnętrznym.

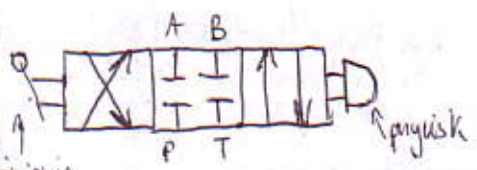


Rys. Pompa łopatkowa dwustronnie łopatkowa  $P_{max} = 9,5-10 \text{ [MPa]}$



Zawory hydrauliczne umożliwiają uwidocznienie natężenia przepływu oraz ciśnienia czynnika roboczego.

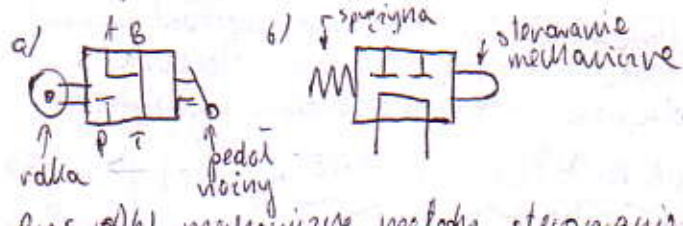
- 1) sterujące kierunkiem przepływu
- rozdzielane
  - odcinające



Rys. Rozdzielacz 3/4 (3 położeniowy, 4 drogowy)

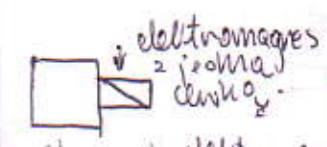
Zawory hydrauliczne

- 2) sterujące ciśnieniem
- maksymalne (bezpieczeństwa)
  - regulatory ciśnienia

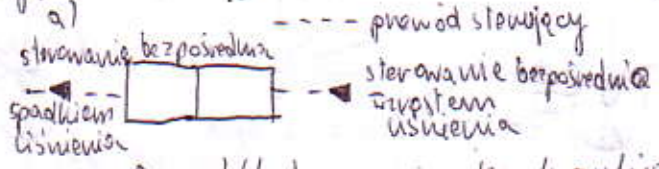


Rys. a/b) mechaniczne metody sterowania rozdzielaczem.

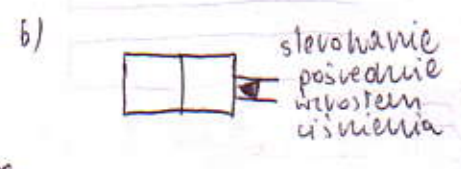
- 3) sterujące natężeniem przepływu
- dławice
  - regulatory przepływu
  - sygnalizatory



Rys. Sterowanie elektryczne elektromagnes + ciśnienie



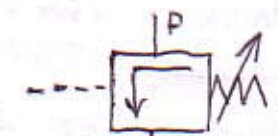
Rys. a/b) sterowanie hydrauliczne



sterowanie pośrednie wstępem ciśnienia



Rys. Sterowanie elektrohydrauliczne



Rys. Zawór T maksymalny



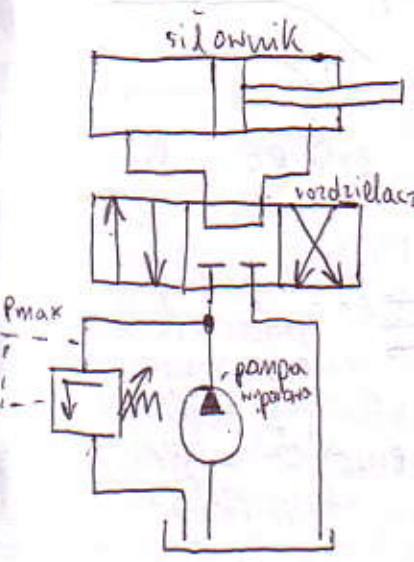
Rys. Zawór odcinający



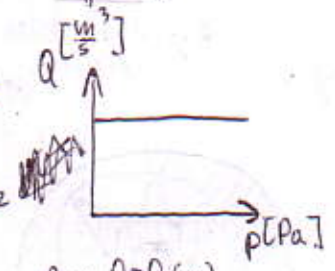
Rys. Zawór przeciwnieprzepływowy



Rys. Sterowanie siłownikiem



Rys. Sterowanie siłownikiem



Rys.  $Q = Q(p)$ .  
← dł-ka tego układu

Właściwości cieczy hydraulicznych

- mała zmienność lepkości  $\eta = \eta(t)$  w funkcji temperatury  $\eta = \eta(t)$ .
- mała ściśniętość (długi moduł sprężystości)
- niska temperatura krzepnięcia
- możliwie wysoka temperatura wrzenia i rozpadu
- duże ciepło właściwe, dobra przewodność cieplna, mała rozszerzalność cieplna
- odporność na pękanie się i utlenianie
- dobre właściwości smarne
- jednorodność struktury i twardość mechaniczna
- obojętność chemiczna w stosunku do metali i uszczelnień
- niska zdolność absorbowania gazów i łatwość ich wydalania
- niski koszt i skład przyjazny dla środowiska

Najczęściej spotykane ciecz hydrauliczne

- oleje mineralne (na bazie ropy naftowej)
- ciecz niepalna (emulsje wodno-olejne)
- bezwodne ciecz syntetyczne

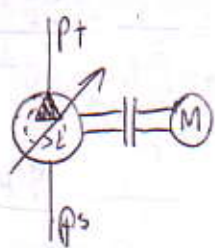


Charakterystyki pracy pomp wypracowywujących

$\epsilon$ - parametr nastawy ( $\epsilon=1 \div 0$ )

$q_t$ - teoretyczna wydajności własności (jednostkowa) [ $\frac{m^3}{obrót}$ ]

$Q_t = q_t \cdot n$ ,  $Q_t = q_t \cdot n \cdot \epsilon$   
 $N_t = M_t \cdot \omega$ ,  $N_t = Q_t \cdot \Delta p$



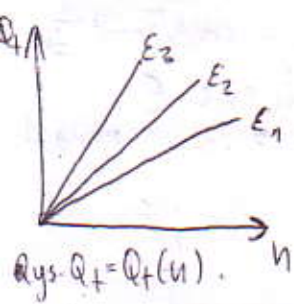
$Q_t, \Delta p = p_t - p_s \approx p_t$ ,  $\omega = 2\pi \cdot f$

$N_t = Q_t \cdot \Delta p = M_t \cdot \omega$

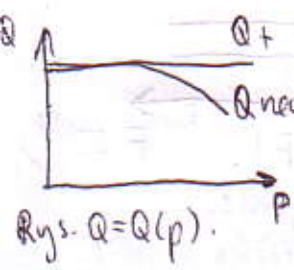
$M_t = \frac{Q_t \cdot \Delta p}{\omega} = \frac{\epsilon \cdot q_t \cdot n}{2\pi \cdot f} \cdot \Delta p$

$M_t = (\frac{\epsilon \cdot q_t}{2\pi}) \cdot \Delta p$ ,  $\Delta p \approx p$

$N_t = Q_t \cdot \Delta p = \epsilon \cdot q_t \cdot n \cdot \Delta p$



Rys.  $Q_t = Q_t(\Delta p)$ . Charakterystyka przepływu.



Rys.  $Q = Q(p)$ .

$\frac{Q}{Q_t} = \eta_v$  - sprawności wolumetryczna (objętościowa)

$M = M_t + \Delta M$

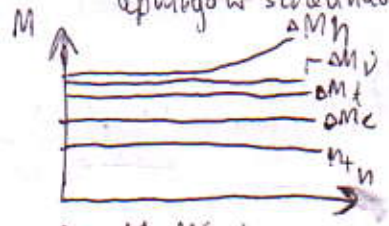
$\Delta M = \Delta M_f + \Delta M_v + \Delta M_h + \Delta M_c$

moment strat tarcia mechanicznego

moment strat tarcia lepiwego w szczelinach

straty hydrauliczne

porostole



Rys.  $M = M(n)$ .

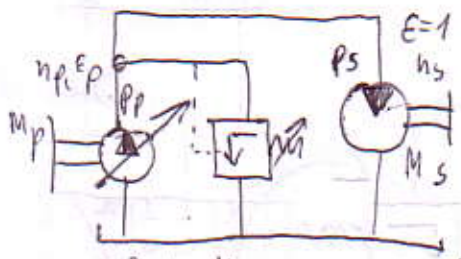
$\frac{M_t}{M_f} = \eta_{H-m}$  sprawności hydrauliczno-mechanicznej

$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_H = \eta_m$

$\eta_c = \frac{N_t}{N}$

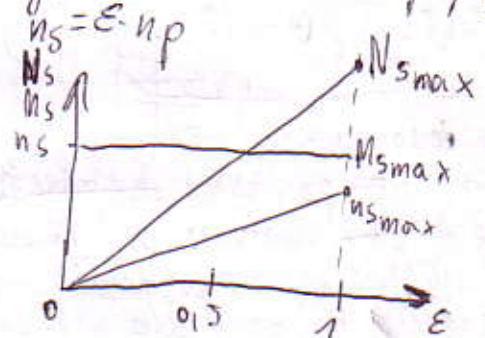
<http://www.mbmaster.pl>

Układ stałego momentu maksymalnego - przekładnia hydrostatyczna z pompą o zmiennej wydajności i silnikiem o stałej obrotowości.



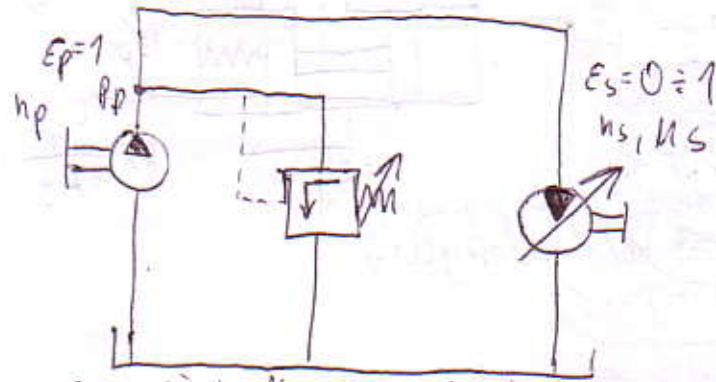
Rys. Układ  $M_{max} = constant$ .

$p_s = p_p$  (zakładamy, że nie ma strat w przepływie)  
 $n_p = const$ ,  $\epsilon_p = 0 \div 1$   
 $M_s = \frac{\epsilon_s \cdot q}{2\pi} \cdot p$   
 $p = p_{max} \rightarrow M = M_{max}$

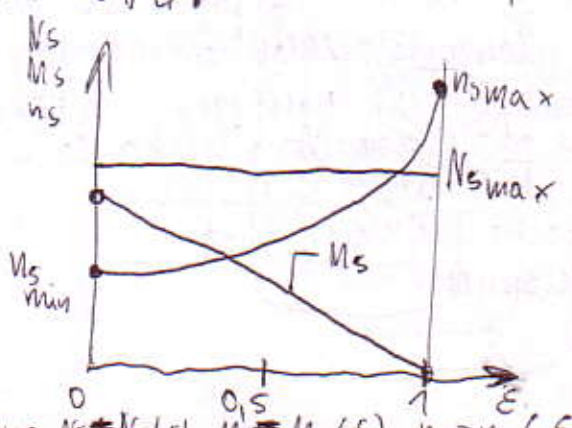


Rys.  $n_s = n_s(\epsilon)$ ,  $M_s = M_s(\epsilon)$ ,  $n_s = n_s(\epsilon)$ .

Układ stałej mocy maksymalnej - przekładnia hydrostatyczna z pompą o stałej wydajności i silnikiem o zmiennej obrotowości.



Rys. Układ  $N_{max} = constant$ .



Rys.  $n_s = n_s(\epsilon)$ ,  $M_s = M_s(\epsilon)$ ,  $n_s = n_s(\epsilon)$ .



Układ stałej siły maksymalnej - jest to układownia hydrostatyczna z pompą o miennej wydajności i siłownikiem.

Ruch w prawo

$$v = \frac{Q_p}{A_1} = \frac{q_p \cdot n \cdot E}{A_1}$$

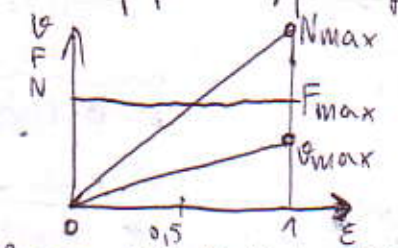
Ruch w lewo

$$v = \frac{Q_p}{A_2} = \frac{q_p \cdot n \cdot E}{A_2}$$

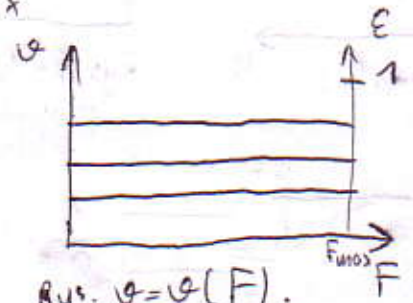
$$F_{max} = p_{1max} \cdot A_1$$

$p_{pomp}$  = constant w całym zakresie  $E$  pompy  $\rightarrow F_{max} = \text{constant}$

$$N = Q_p \cdot p_{max} = q_p \cdot n \cdot E \cdot p_{max}$$



Rys.  $v = v(E)$ ,  $N = N(E)$ ,  $F = F(E)$ .

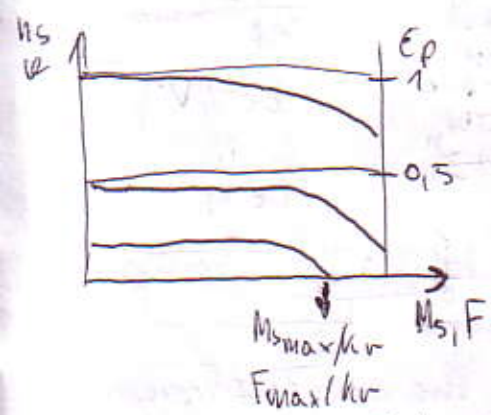


Rys.  $v = v(F)$ .

Charakterystyka silownika. Wzrostowi nullu tła  $v$  nie zależy od  $F$  tylko od  $E$ .

Rys. Układ stałej siły maksymalnej.

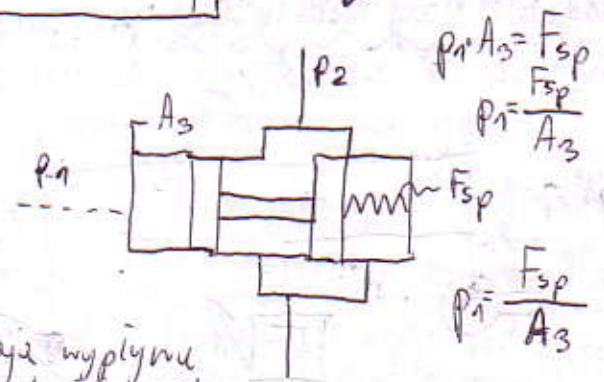
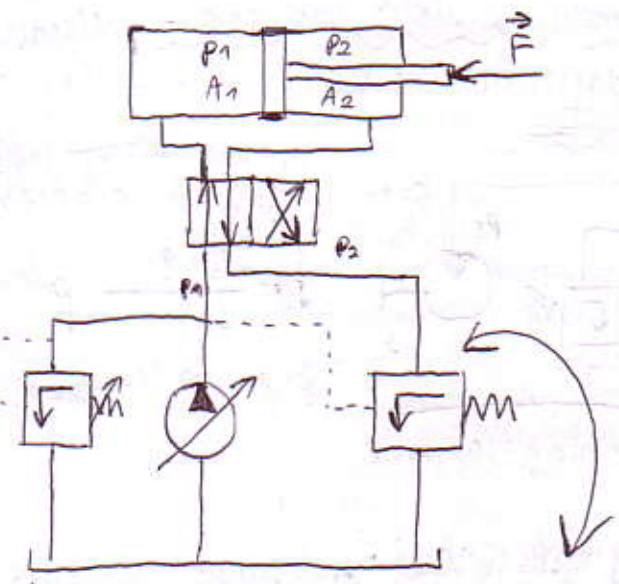
o sływności charakterystyk decyduje funkcja  $n_s = f(M_s)$  dla silnika oraz  $v = f(F)$  dla silownika.



Rys.  $n_s = n_s(M_s)$ ,  $v = v(F)$ .

Kompensacja wpływu strat objętościowych w przekładni z silownikiem.

Miara obciążenia silownika wywołuje zmianę ciśnienia  $p_2$ , układ utrzymuje stałe ciśnienie  $p_1$ . Powoduje to na umiarkowanie prędkości tła od obciążenia  $F$ , gdyż dla stałego  $p_1$  przekładni są stałe - ciśnienie  $p_2$  jest mienne zależnie od obciążenia  $F$ , lecz nie ma to wpływu na prędkość nullu tła silownika. Układ ten nie nadaje się do silników hydraulicznych, gdyż nie kompensuje on strat objętościowych silnika, lecz pompy. Natomiast silowniki praktycznie nie mają strat objętościowych.



Rys. Kompensacja wpływu strat objętościowych w pompie.

$$p_1 A_3 = \frac{F_{sp}}{A_3}$$

$$p_1 = \frac{F_{sp}}{A_3}$$