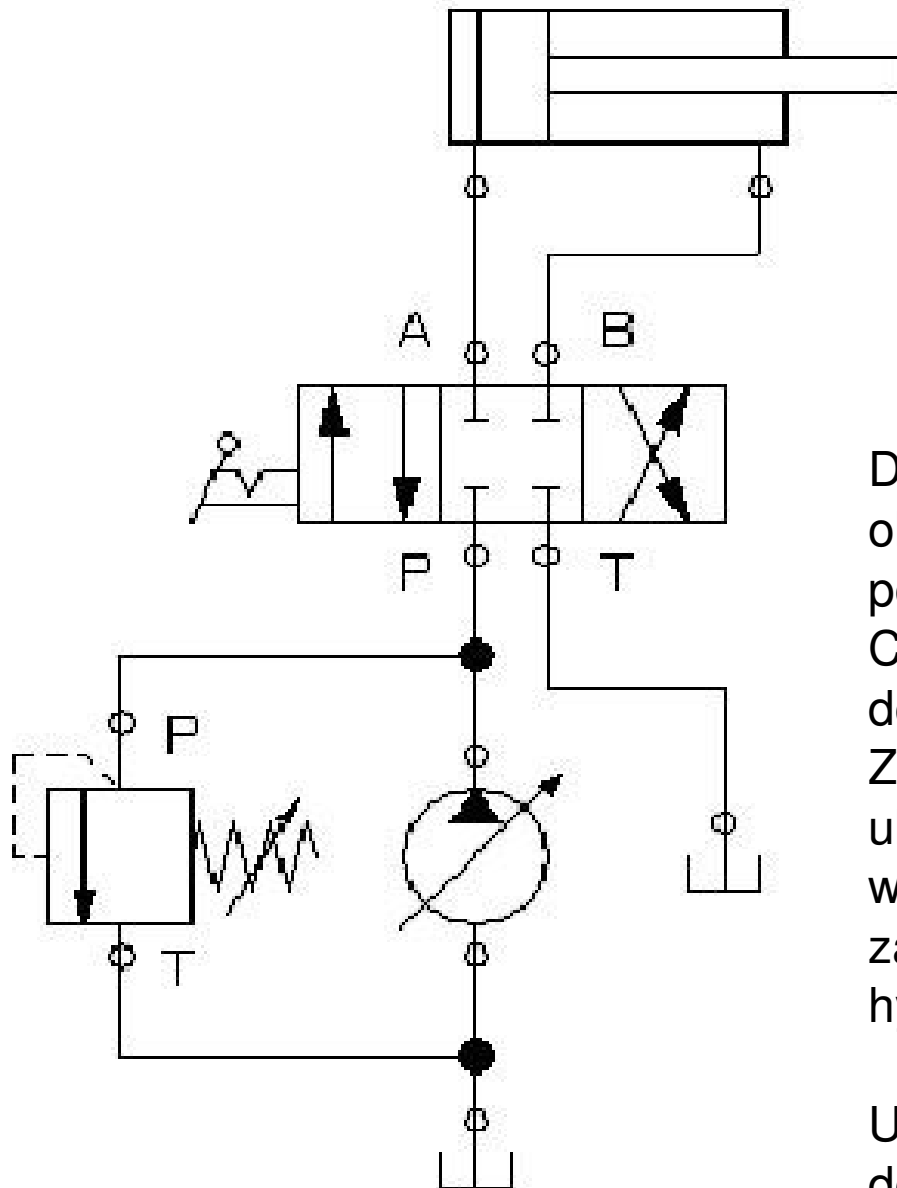


UKŁAD ZE ZMIENNĄ WYDAJNOŚCIĄ POMPY



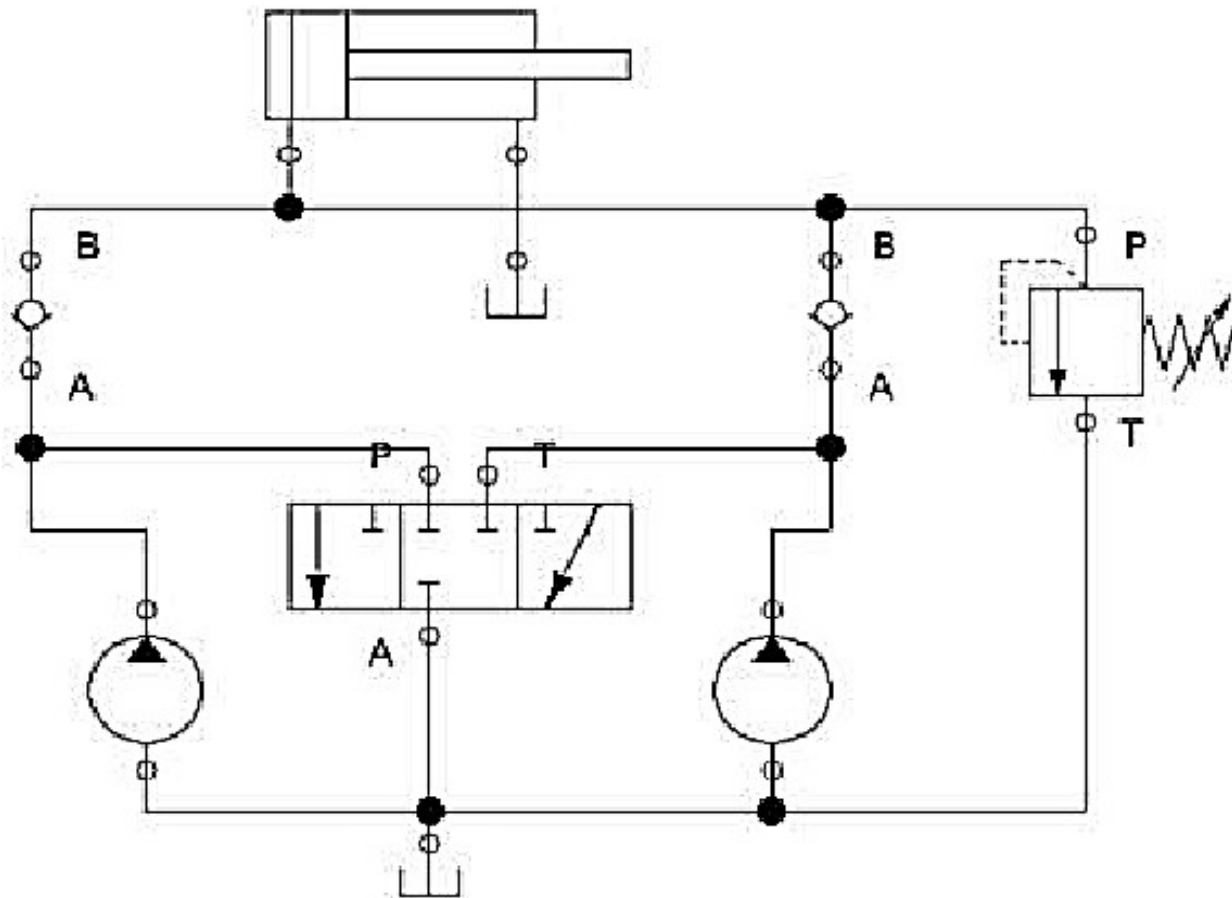
Dawkowanie odbywa się na wlocie, a urządzeniem określającym ilość podawanej cieczy roboczej jest pompa.

Cała ilość cieczy roboczej podawana przez pompę dostarczana jest do siłownika.

Zawór przelewowy ma za zadanie zabezpieczenie układu przed ewentualnym przeciążeniem i w warunkach normalnej pracy układu pozostaje zamknięty. Dlatego w układzie nie ma strat hydraulicznych.

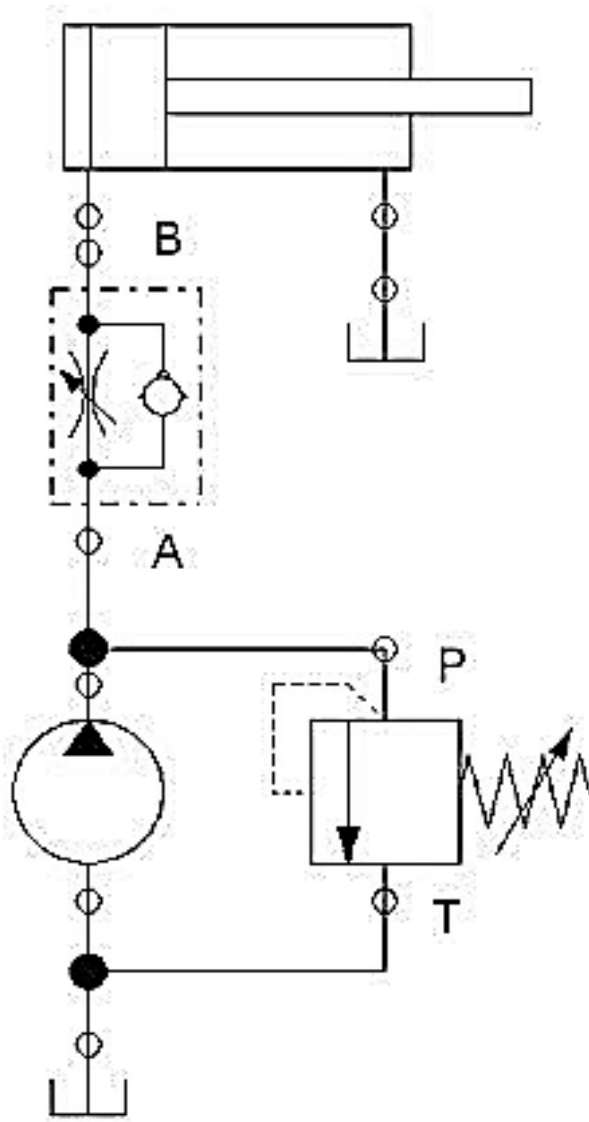
Układy ze zmienną wydajnością pompy nadają się do realizacji ruchów szybkich urządzeń o dużych mocach.

UKŁAD STOPNIOWEGO NASTAWIANIA PRĘDKOŚCI



Rozdzielacz trójdrogowy pozwala na połączenie wprost do zbiornika jednej z dwóch pomp. Gdy do zbiornika podłączona zostanie pompa o większej wydajności to siłownik zasilany będzie przez pompę o mniejszej wydajności - tłoczyko siłownika porusza się z prędkością o najniższej wartości. Zwiększenie prędkości uzyskać można po połączeniu pompy o mniejszej wydajności ze zbiornikiem, a siłownik zasilany będzie przez pompę o większej wydajności. Natomiast najwyższa wartość prędkości zostanie uzyskana, gdy obie pompy odcięte zostaną od zbiornika i razem będą zasilać siłownik.

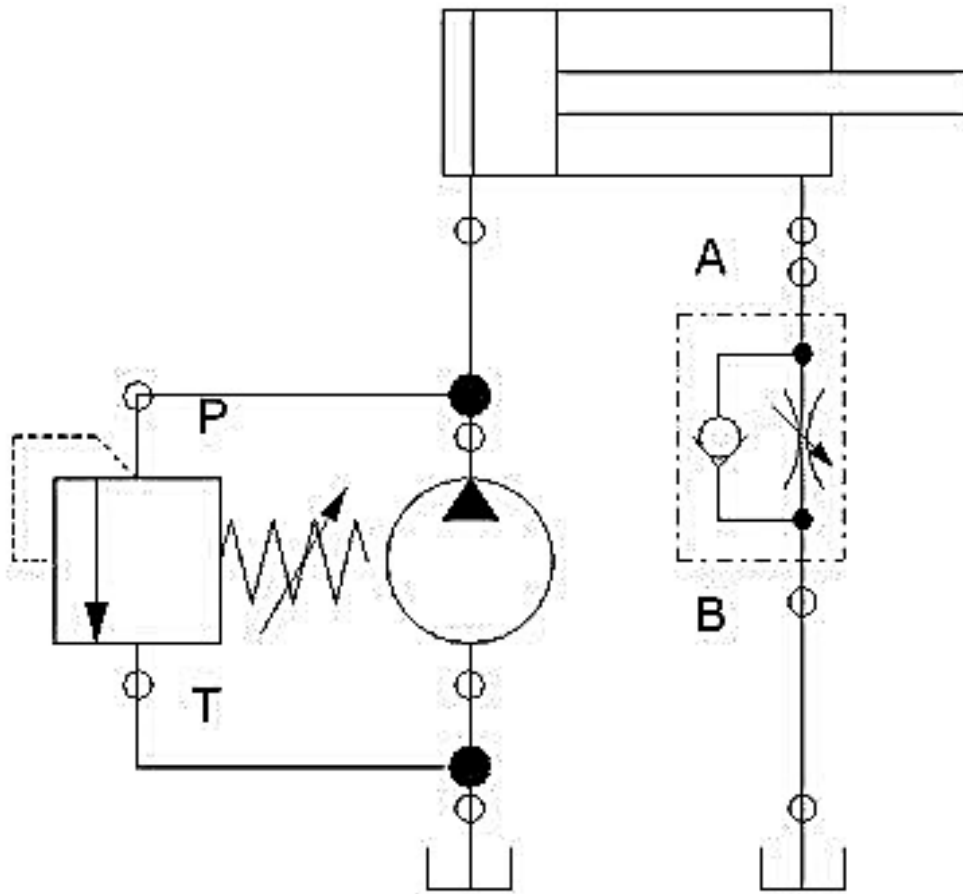
UKŁAD Z DŁAWIENIEM NA DOPLÝWIE



Część cieczy roboczej podawanej przez pompę poprzez dławik dostaje się do komory siłownika powodując ruch tłoczyska siłownika z określoną prędkością, pozostała część cieczy roboczej powraca do zbiornika przez zawór przelewowy. Pompa podawać powinna ciecz roboczą z nadmiarem, którego wartość jest odwrotnie proporcjonalna do nastawionej prędkości.

W związku z tym w zaworze przelewowym powstają straty energetyczne i wydzielanie się ciepła. Nadwyżka ciśnienia podawanego przez pompę (w stosunku do ciśnienia w siłowniku) jest przyczyną strat energetycznych oraz wydzielania ciepła w dławiku. Przy małej wartości prędkości i małym obciążeniu tylko nieznaczna część energii zmagazynowanej w cieczy roboczej zostaje wykorzystana w siłowniku, a pozostała ilość energii zamieniana jest w zaworze przelewowym i dławiku w ciepło powodując nagrzewanie się cieczy roboczej. Włączenie dławika na wlocie ma jeszcze tę wadę, że nie wytwarza w siłowniku przeciwcisnienia co ujemnie wpływa na równomierność ruchu tłoczyska siłownika.

UKŁAD Z DŁAWIENIEM NA ODPŁYWIE

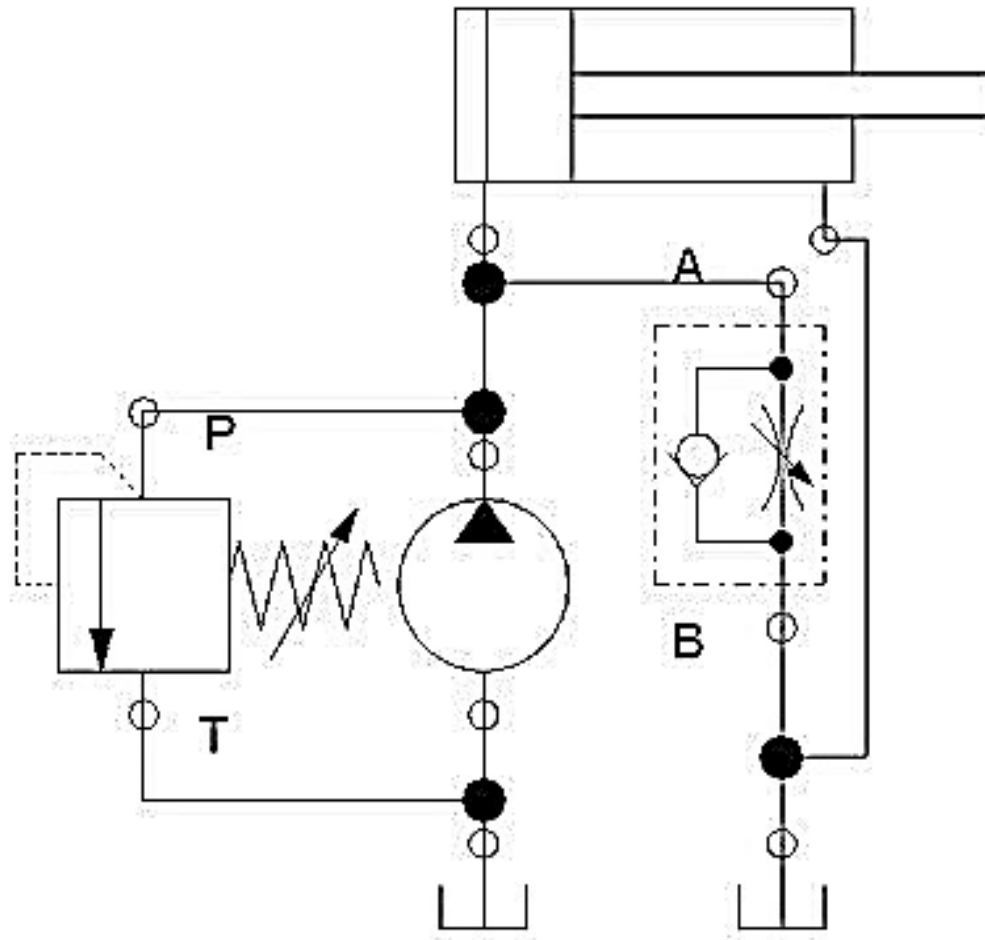


Ciśnienie w komorze siłownika jest równe ciśnieniu wytwarzanemu przez pompę i ustalone przez zawór przelewowy odprowadzający nadmiar cieczy roboczej do zbiornika ($p_1 = \text{constans}$).

Do zalet włączania dławika na wylocie zaliczyć należy:

- powstawanie przeciwcisnienia
- odprowadzenie cieczy roboczej nagrzanej w dławiku wprost do zbiornika
- ograniczenie możliwości zapowietrzenia siłownika w przypadku zmniejszenia prędkości ruchu tłoczyska

UKŁAD Z DŁAWIENIEM NA ODGAŁĘZIENIU



Pompa wytwarza takie ciśnienie, jakie panować powinno w komorze siłownika.

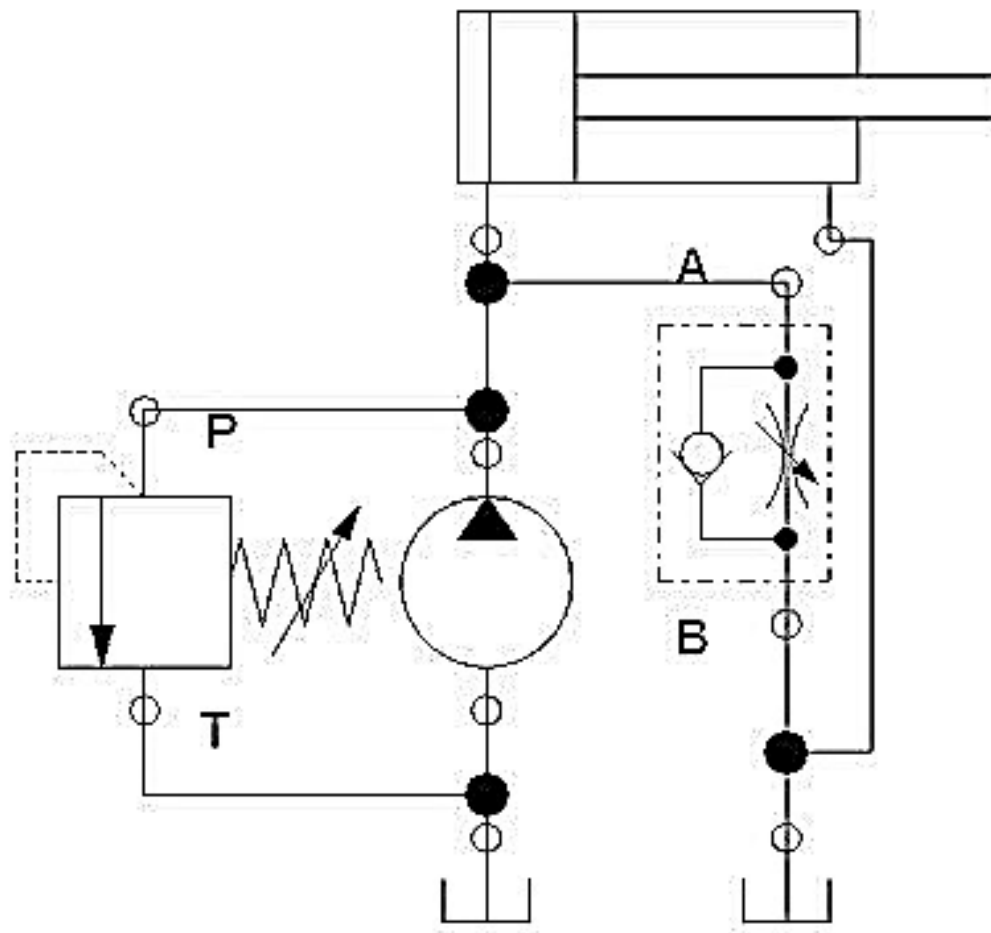
Zawór przelewowy zabezpiecza układ przed przeciążeniem i normalnie jest całkowicie zamknięty.

Część cieczy roboczej podawanej przez pompę dopływa do siłownika, a pozostała część poprzez dławik wypływa do zbiornika. Ujemnymi cechami włączenia dławika na odgałęzieniu jest brak przeciwcisnienia oraz zależność prędkości od rzeczywistej wydajności pompy (od obciążenia oraz stanu zużycia pompy).

Do zalet należy zaliczyć mniejsze straty energetyczne ponieważ pompa wytwarza tylko takie ciśnienie, które jest niezbędne do pokonania aktualnego obciążenia tłoczyska siłownika.

Układ jest stosowany w urządzeniach

UKŁAD Z DŁAWIENIEM NA ODGAŁĘZIENIU



Pompa wytwarza takie ciśnienie, jakie panować powinno w komorze siłownika.

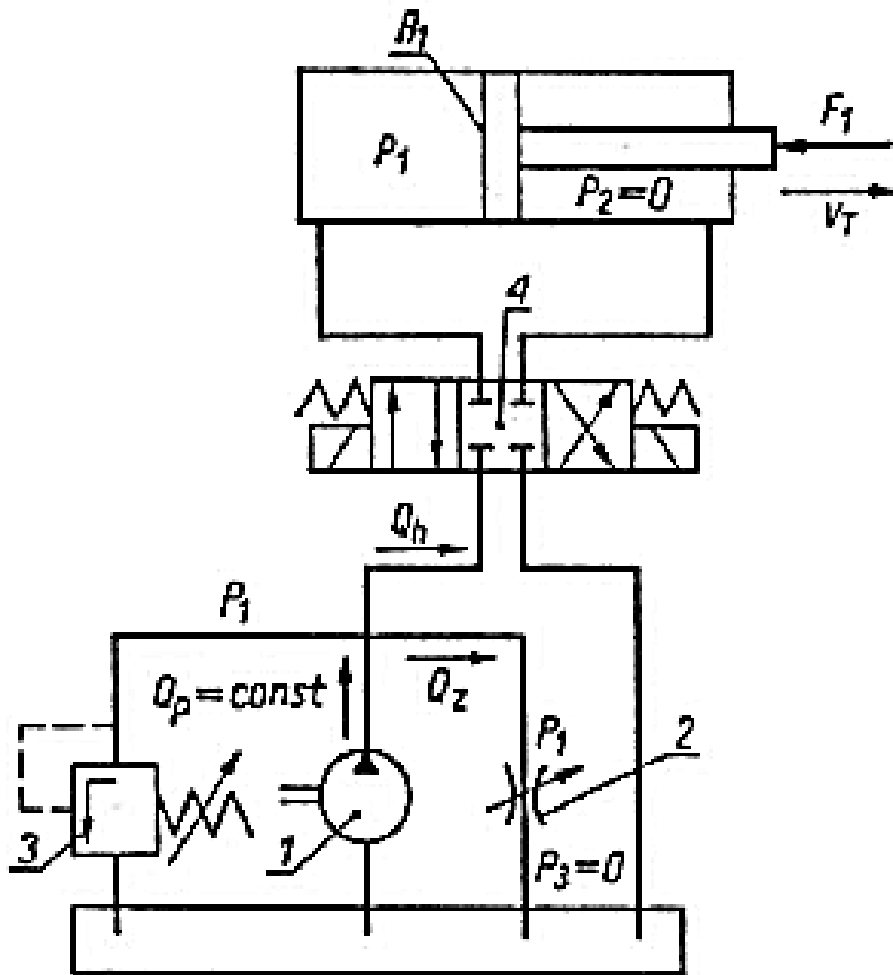
Zawór przelewowy zabezpiecza układ przed przeciążeniem i normalnie jest całkowicie zamknięty.

Część cieczy roboczej podawanej przez pompę dopływa do siłownika, a pozostała część poprzez dławik wypływa do zbiornika. Ujemnymi cechami włączenia dławika na odgałęzieniu jest brak przeciwcisnienia oraz zależność prędkości od rzeczywistej wydajności pompy (od obciążenia oraz stanu zużycia pompy).

Do zalet należy zaliczyć mniejsze straty energetyczne ponieważ pompa wytwarza tylko takie ciśnienie, które jest niezbędne do pokonania aktualnego obciążenia tłoczyska siłownika.

Układ jest stosowany w urządzeniach

HYDRAULICZNY UKŁAD STEROWANIA DŁAWIENIOWEGO ZASILANEGO ZE ŹRÓDŁA STAŁEGO NATĘŻENIA PRZEPŁYWU



$$p_1 = \frac{F_1}{A_1}$$

$$Q_p = Q_h + Q_z$$

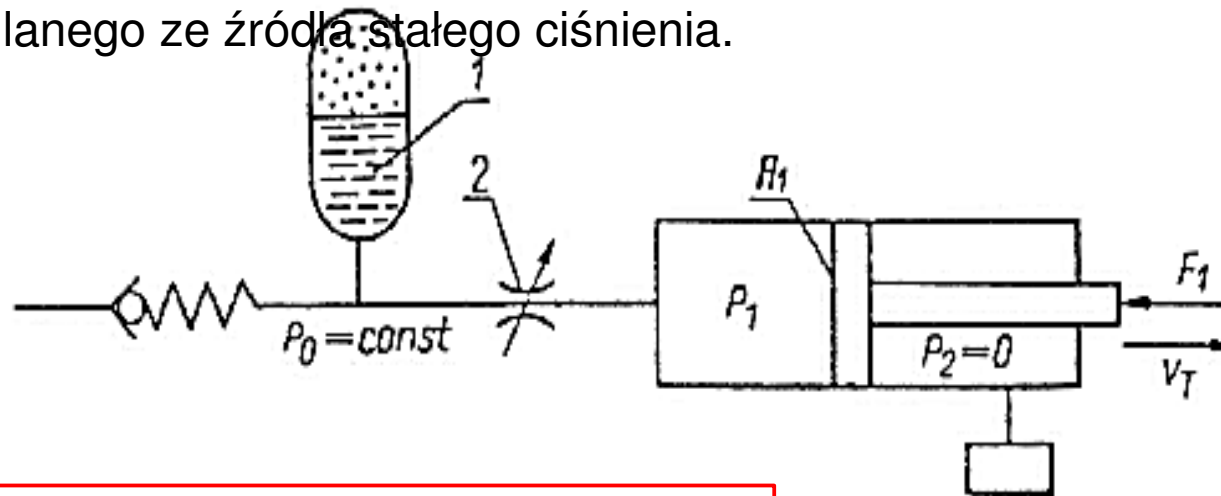
$$Q_h = A_1 \cdot v_T$$

$$Q_z = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{p_1}$$

$$v_t = \frac{Q_p}{A_1} - \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{F_1}{A_1^3}}$$

Prędkość tłoczyska siłownika jest funkcją dwu zmiennych: siły obciążającej tłoczysko F_1 i przekroju szczeliny dławiącej f .

Schemat ideowy hydraulicznego układu sterowania dławieniowego zasilanego ze źródła stałego ciśnienia.



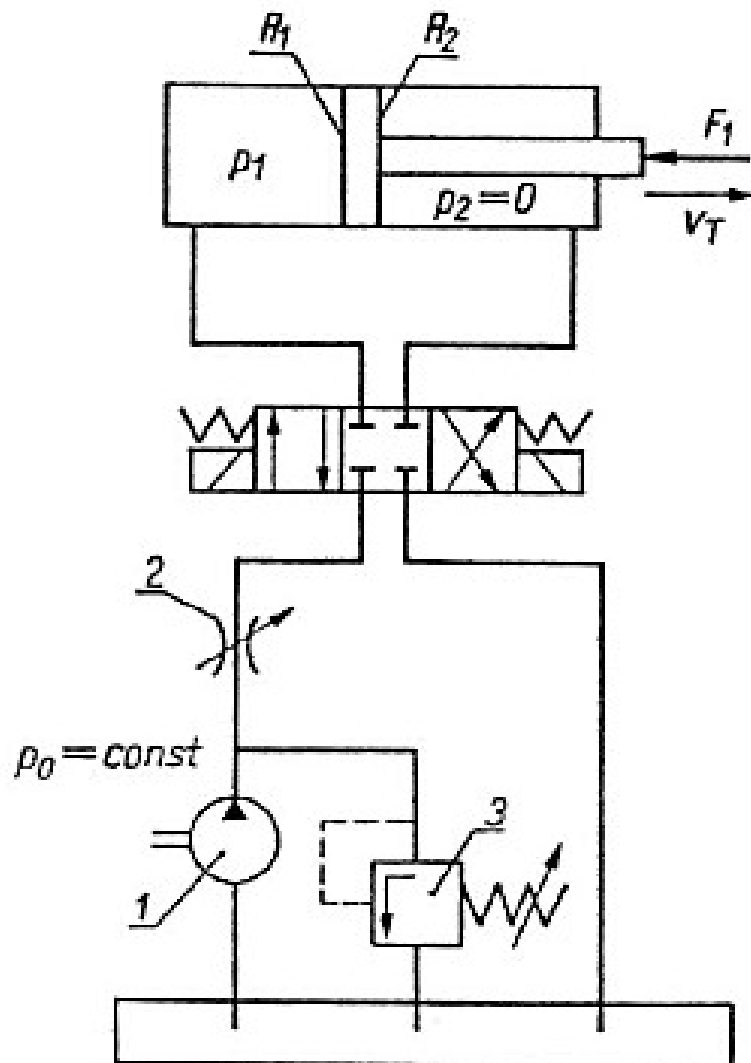
$$Q_z = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{p_0 - p_1}$$

$$Q_h = A_1 \cdot v_T \quad \text{gdzie: } (Q_h = Q_z)$$

$$F_1 = p_1 \cdot A_1$$

$$v_T = \frac{\alpha \cdot f}{A_1} \cdot \sqrt{p_0 - \frac{F_1}{A_1}}$$

Również w tym przypadku prędkość tłoczyska siłownika jest funkcją dwu zmiennych: siły obciążającej tłoczysko F_1 i przekroju szczeliny dławiącej f .



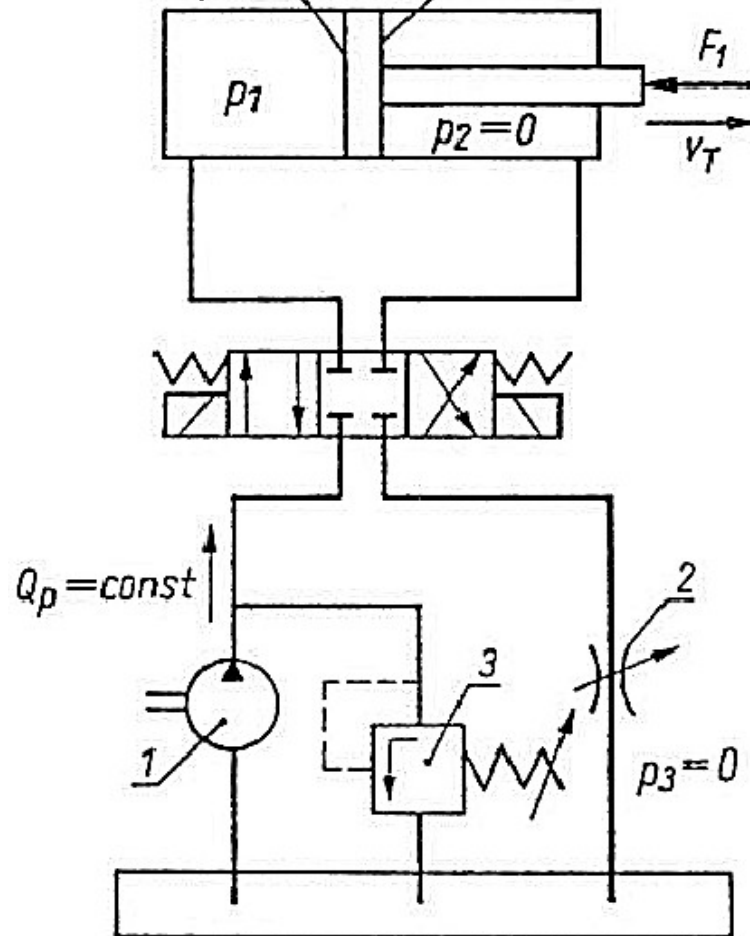
prędkością z zaworem dławiącym na wlocie siłownika. W układzie przedstawionym na rys.3. część cieczy wypływającej z pompy 1 wpływa przez zawór dławiący 2 do siłownika, decydując o prędkości tłoczyska, a część przez zawór przelewowy 3 powraca do zbiornika. Ponieważ odpływ oleju z pompy do siłownika następuje przez zawór dławiący o dużym oporze hydraulicznym, dlatego pompa pracuje przy stałym ciśnieniu p_0 ustalonym zaworem przelewowym 3.

Wobec tego prędkość tłoczyska może zostać wyznaczona ze wzoru:

$$v_T = \frac{\alpha \cdot f}{A_1} \cdot \sqrt{p_0 - \frac{F_1}{A_1}}$$

Schemat ideowy hydraulicznego dławieniowego układu sterowania

prędkości z zaworem dławiącym na wylocie siłownika.



$$F_1 + p_2 \cdot A_2 = p_1 \cdot A_1$$

$$Q_h = Q_p = A_1 \cdot v_T$$

$$Q_d = A_2 \cdot v_T = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{p_2}$$

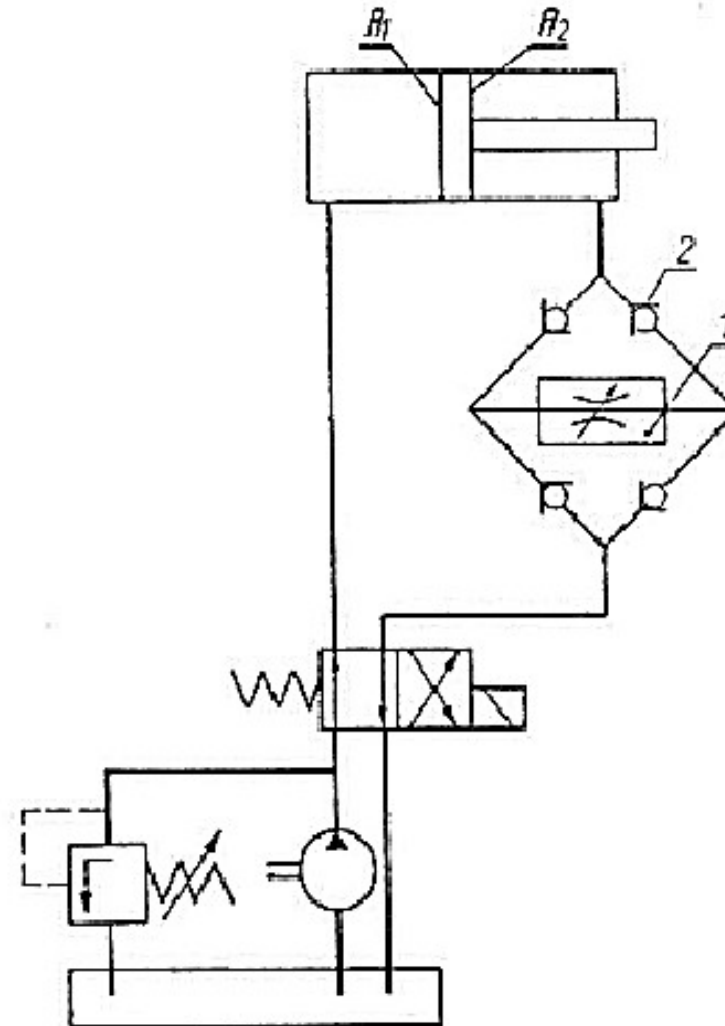
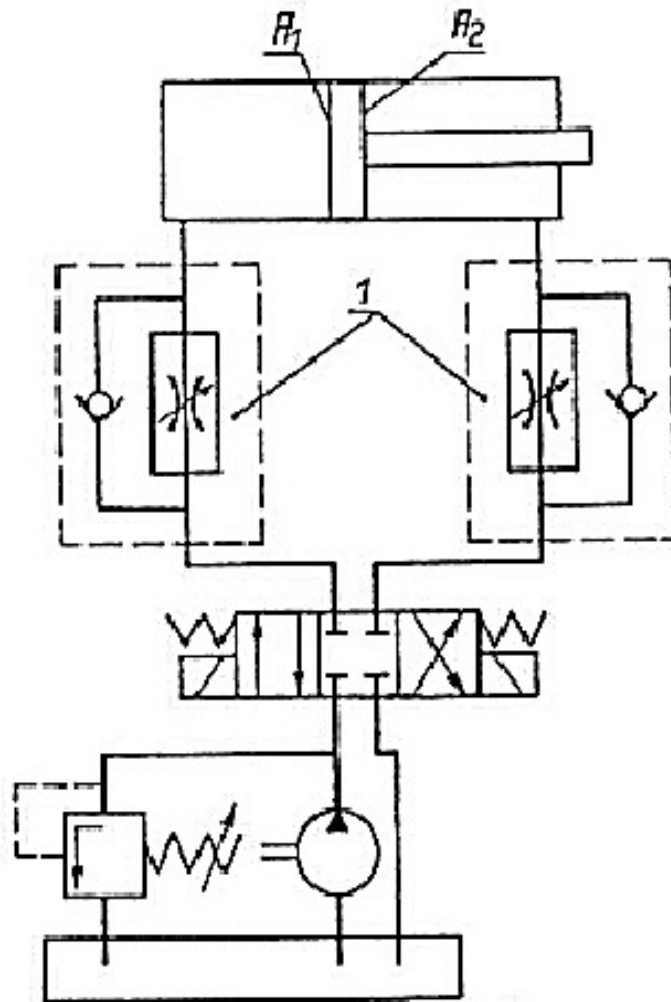
$$p_2 = \frac{A_2^2}{A_1^2} \cdot \frac{1}{\alpha^2 \cdot f^2} \cdot Q_p^2$$

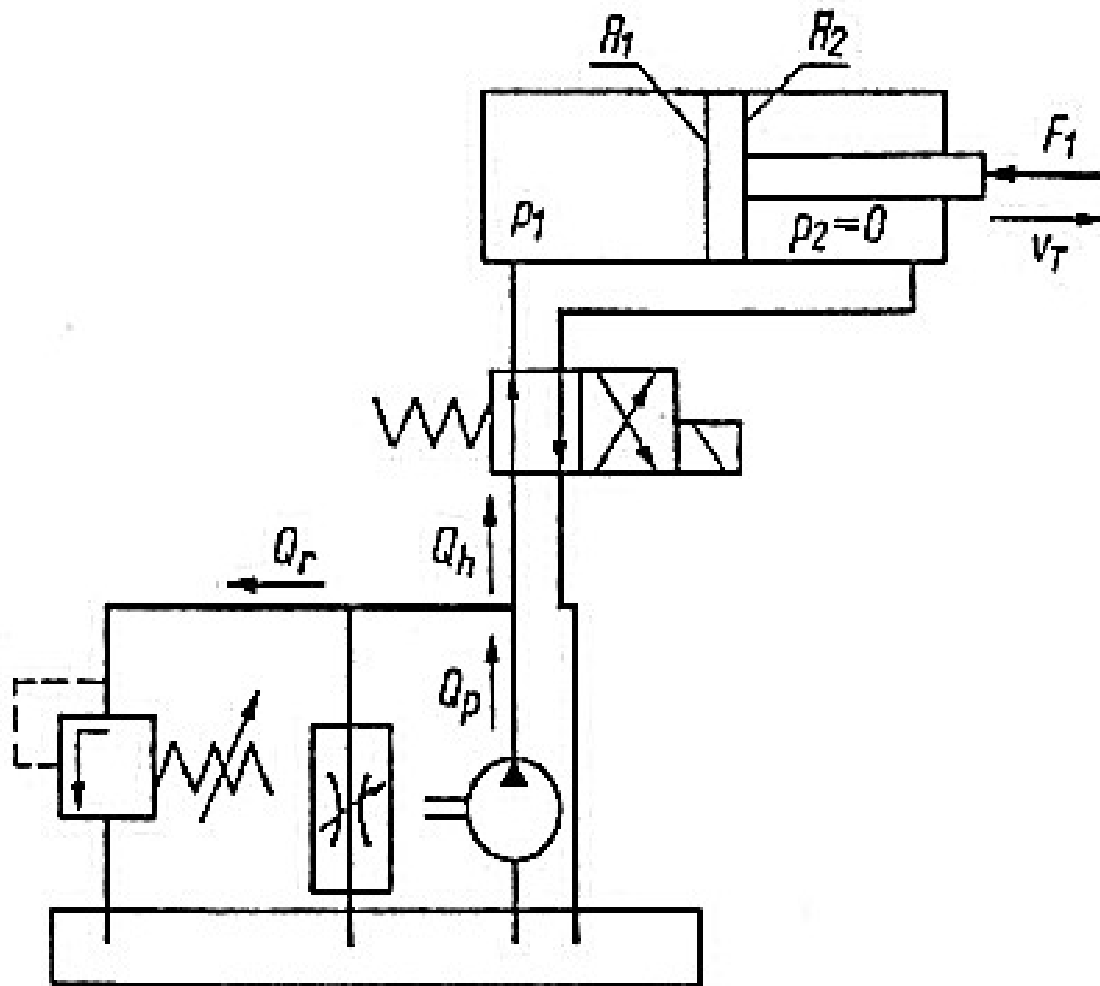
$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} + \frac{A_2^3}{A_1^3 \cdot \alpha^2 \cdot f^2} \cdot Q_p^2$$

$$v_T = \frac{\alpha \cdot f \cdot \sqrt{p_2}}{A_2}$$

Widzimy więc, że w przypadku umieszczenia zaworu dławiącego na wylocie siłownika i zamkniętego zaworu bezpieczeństwa prędkość tłoczyska nie zależy od siły F_1 , a tylko od przekroju szczeliny dławiącej f , gdyż ciśnienie p_2 jest także funkcją przekroju tej szczeliny. Przedstawione układy nie zapewniają stałej prędkości tłoczyska siłownika przy zmiennym obciążeniu i zmiennej temperaturze oleju.

Schemat ideowy hydraulicznego dławieniowego układu sterowania prędkości z regulatorem przepływu na wylocie siłownika.





$$Q_p = Q_h + Q_r$$

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1}$$

$$Q_h = F_1 \cdot v_{T_1}$$

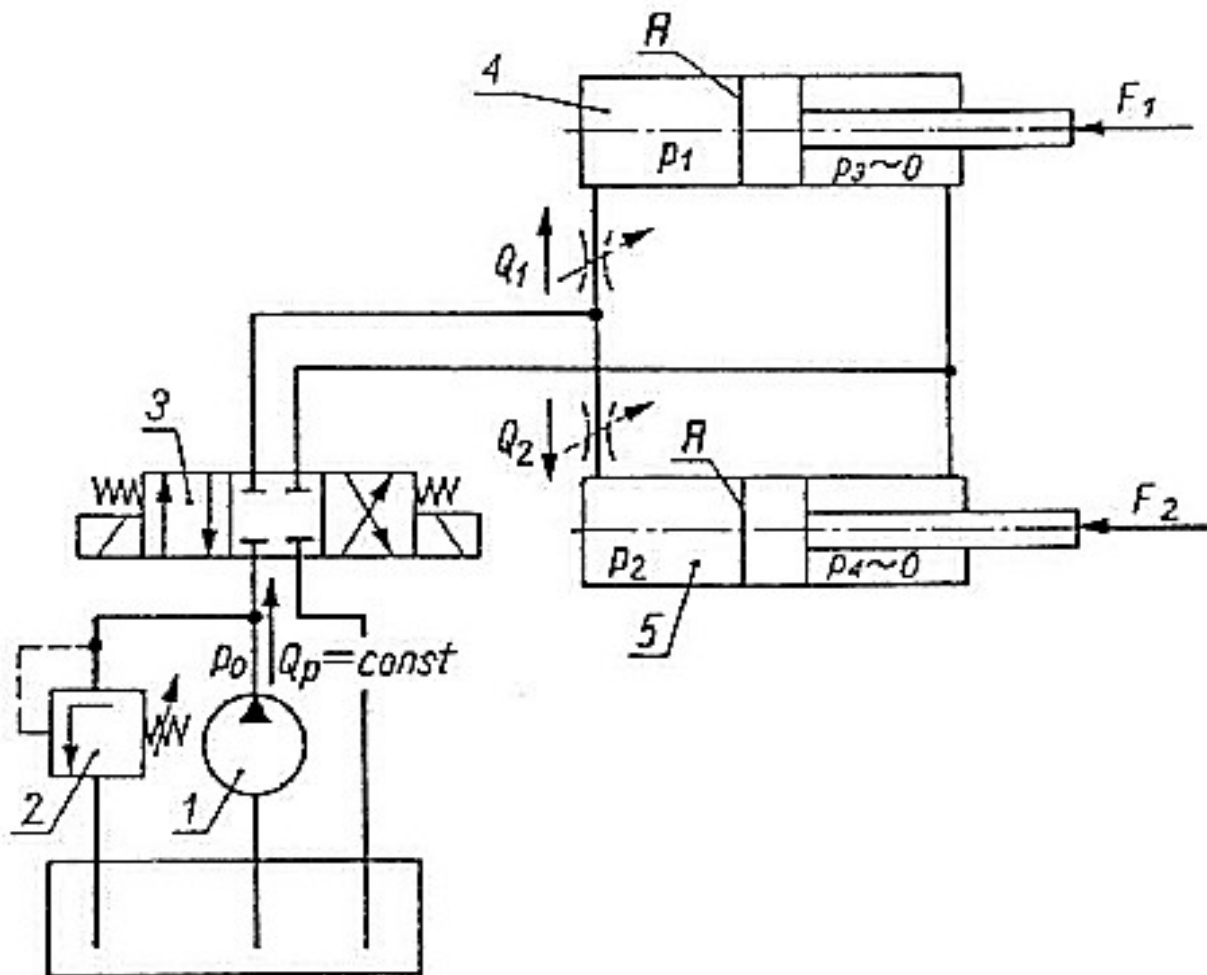
$$v_{T_1} = \frac{Q_p - Q_r}{A_1} \neq const$$

$$v_{T_2} = \frac{Q_p - Q_r}{A_2} \neq const$$

$$\frac{v_{T_1}}{v_{T_2}} = \frac{A_2}{A_1}$$

A zatem nastawienie prędkości w tym układzie nie jest tak dokładne jak w układach omawianych poprzednio. Ponadto nie ma możliwości niezależnego ustawienia prędkości w obydwu kierunkach ruchu tłoczyska.

Schemat ideowy układu hydraulicznego, w którym dwa siłowniki są zasilane z jednej pompy wporowej.



$$p_0 = \Delta p_{01} + p_1 = \Delta p_{02} + p_2$$

$$p_1 = \frac{F_1}{A}$$

$$p_2 = \frac{F_2}{A}$$

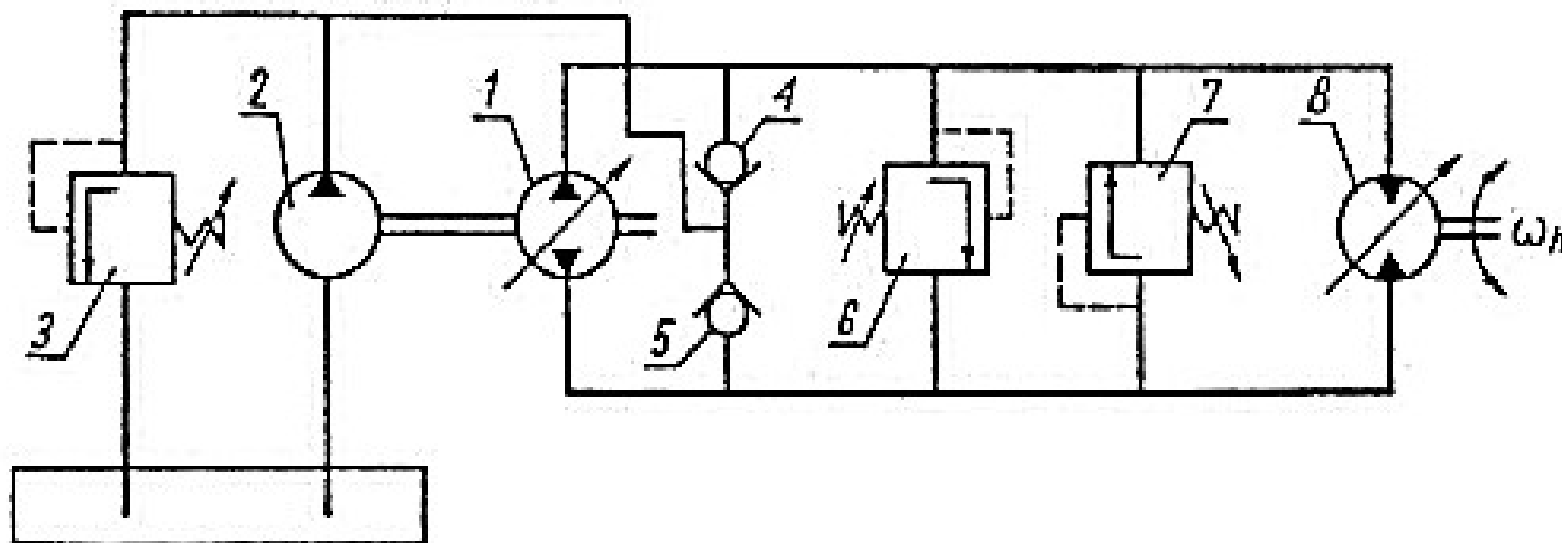
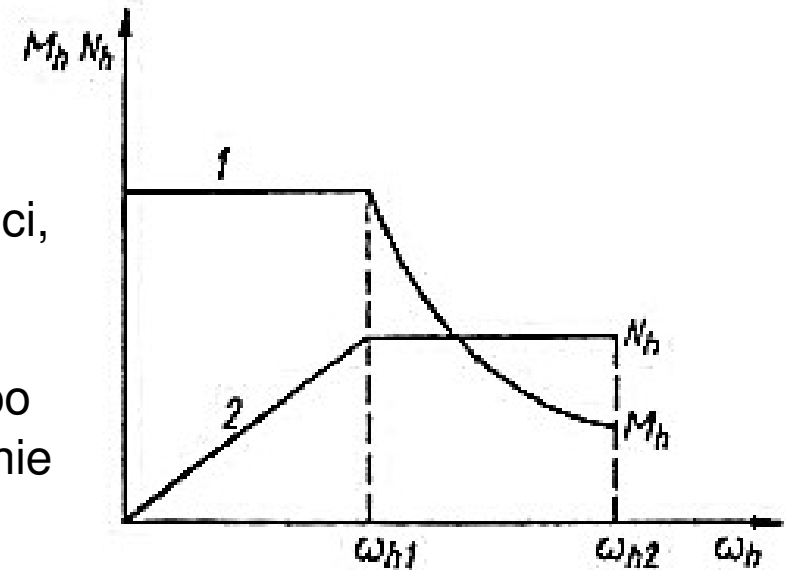
$$Q_1 = \alpha \cdot f_1 \cdot \sqrt{\Delta p_{01}}$$

$$Q_2 = \alpha \cdot f_2 \cdot \sqrt{\Delta p_{02}}$$

Schemat ideowy hydraulicznego objętościowego układu sterowania prędkością z zamkniętym obiegiem cieczy.

W układzie z zamkniętym obiegiem cieczy musi być zastosowana dodatkowa pompa 2 o stałej wydajności, której zadaniem jest uzupełnienie strat objętościowych.

Ponadto pompa stwarza pewne stałe nadciśnienie po stronie ssawnej pompy głównej 1, co wpływ korzystnie na sprawność objętościową pompy głównej.



UKŁADY STEROWANIA SIŁĄ (CIŚNIENIEM)

