

# Zajęcia laboratoryjne

## *Napęd Hydrauliczny*

### **Instrukcja do ćwiczenia nr 2**

#### **Metody sterowania prędkością odbiornika hydraulicznego w układach z pompą stałej wydajności — sterowanie dławieniowe**

Opracowanie: Z. Kudźma, P. Osiński, J. Rutański, M. Stosiak, P. Bury

## SPIS TREŚCI

1. Wstęp teoretyczny .....	3
1.1. Dławienie szeregowo.....	4
1.2. Dławienie równoległe .....	8
2. Cel ćwiczenia.....	9
3. Przebieg ćwiczenia .....	9
1.3. Dławienie szeregowo.....	9
1.4. Dławienie równoległe .....	10
4. Wytyczne do sprawozdania.....	11
Bibliografia.....	12

## 1. WSTĘP TEORETYCZNY

Prędkość dowolnego odbiornika hydraulicznego zależy od dostarczanego do niego natężenia przepływu strumienia  $Q_s$  oraz od jego parametrów konstrukcyjnych. W zależności od rodzaju ruchu silnika, obrotowy czy liniowy, operujemy innym parametrem konstrukcyjnym: dla silnika obrotowego — chłonnością jednostkową  $q_s$  wyrażoną w  $\left[\frac{cm^3}{obr}\right]$ , dla siłownika — polem powierzchni czynnej  $A_s$ . Prędkość obrotowa  $n_s$  silnika obrotowego wyraża się wzorem:

$$n_s = \frac{Q_s}{q_s} \quad (1)$$

Natomiast prędkość ruchu siłownika  $v_s$  wynosi:

$$v_s = \frac{Q_s}{A_s} \quad (2)$$

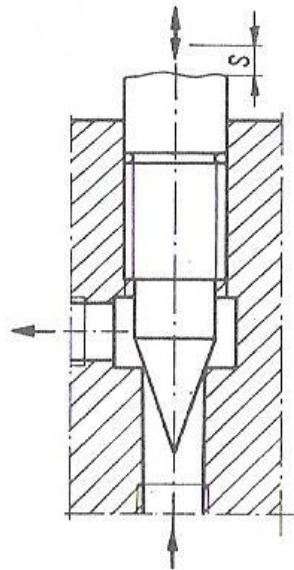
Analizując wzory (1) i (2) można łatwo zauważyć, że sterowanie prędkością w obu przypadkach jest możliwe poprzez sterowanie strumieniem  $Q_s$  zasilającym odbiornik. Warto tutaj wspomnieć, że prędkość silnika obrotowego można również sterować poprzez sterowanie chłonnością jednostkową. Należy również tutaj zwrócić uwagę na to, że w owych zależnościach pominięto sprawności wolumetryczne odbiorników. O ile siłownik cechuje się pomijalnie małymi stratami, które można zaniechać (wynikające jedynie z filmu olejowego utworzonego na tłoczysku), tak w przypadku silnika obrotowego sprawność można pominąć jedynie podczas przybliżonych obliczeń.

Sterowanie natężeniem strumienia  $Q_s$  można realizować na dwa sposoby: poprzez zmianę nastawy wydajności generatora lub poprzez stosowanie odpowiednich zaworów sterujących natężeniem przepływu. Stosując pierwszą wymienioną metodę mówimy wówczas o *sterowaniu objętościowym*, drugą — *sterowaniu dławieniowym*. Sterowanie objętościowe w porównaniu z dławieniowym cechuje się wyższą sprawnością, gdyż cały generowany strumień cieczy (pomijając straty objętościowe) dostarczany jest do odbiornika. W sterowaniu dławieniowym część strumienia generowanego przez pompę stałej wydajności kierowana jest z powrotem do zbiornika, a zatem część energii, która jest generowana przez pompę nie trafia do odbiornika powodując starty.

Sterowanie objętościowe stosuje się zatem w układach, których przenoszone są duże moce, oraz układy te pracują w trybie ciągłym, tak aby uzyskać możliwie wysoką sprawność całkowitą układu. Jeżeli jednak potrzebujemy sterować prędkością odbiornika stosunkowo małej mocy i ruch tego odbiornika odbywa się rzadko, to właściwym wyborem będzie zastosowanie sterowania dławieniowego, które jest znacznie tańsze w budowie i bardziej niezawodne w czasie eksploatacji.

W sterowaniu dławieniowym najczęściej wykorzystywany jest element zwany *nastawnym zaworem dławiącym*, który pozwala na płynną zmianę pola przekroju szczeliny  $f_d$  przez którą odbywa się przepływ cieczy roboczej. Jeżeli w trakcie eksploatacji urządzenia nie ma potrzeby zmiany prędkości odbiornika, spotyka się wówczas zamontowane dławiki o stałym przekroju.

Przykładowy szkic nastawnego zaworu dławiącego przedstawiono na rysunku nr 1, gdzie gwintowany trzpień zakończony najczęściej stożkiem przybliża się lub oddala od gniazda wraz z jego obrotem zmieniając tym samym pole przekroju szczeliny dławiącej  $f_d$ .



Rys. 1. Szkic konstrukcyjny przykładowego nastawnego zaworu dławiącego.[1]

W zaworach dławiących wykorzystywane są zjawiska towarzyszące przepływowi cieczy przez różnego rodzaju szczeliny dławiące. Takiemu przepływowi zawsze towarzyszą straty ciśnienia  $\Delta p_d$ , które w zależności od jego natężenia  $Q_d$  mogą mieć charakter laminarny (3) lub burzliwy (4). W zdecydowanej większości zaworów obserwuje się przepływ zbliżony do burzliwego. Zależności natężenia przepływu od różnicy ciśnienia dla obu przypadków przedstawiono poniżej:

$$Q_d = k_l f_d \Delta p_d \quad (3)$$

$$Q_d = k f_d \sqrt{\Delta p_d} \quad (4)$$

gdzie:

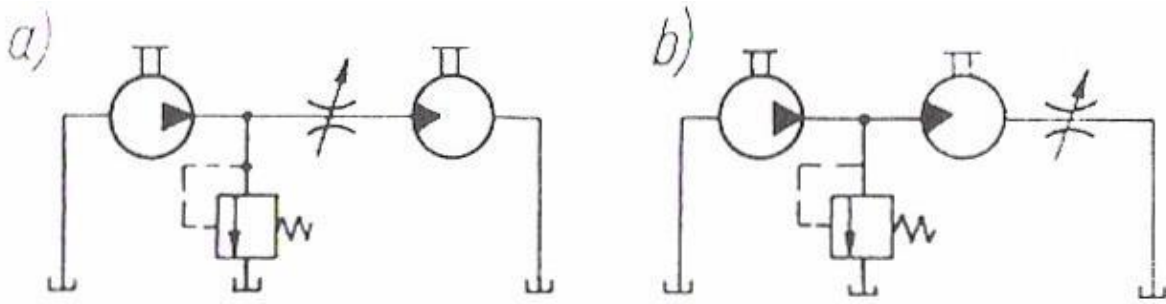
$k_l$  — jest współczynnikiem opisującym kształt trzpienia, gniazda i właściwości cieczy dla przepływu laminarnego.

$k$  — współczynnik opisującym kształt trzpienia, gniazda i właściwości cieczy dla przepływu burzliwego

Sterowanie dławieniowe można podzielić na szeregowe i równoległe, co mówi o sposobie podłączenia zaworu dławiącego względem odbiornika.

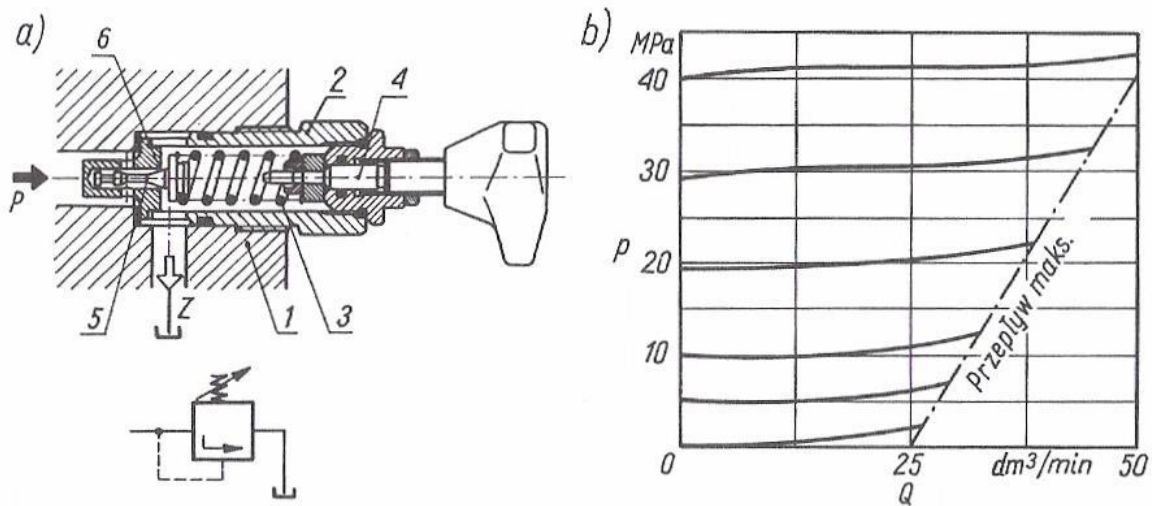
### 1.1. Dławienie szeregowe

Sterowanie dławieniowe szeregowe jak sama nazwa mówi, zawór dławiący wpięty jest szeregowo z odbiornikiem, a więc na linii pompa – silnik – zbiornik. Mamy zatem dwie możliwości umiejscowienia zaworu dławiącego: na dopływie (rys. 2a) i na odpływie (rys. 2b) z odbiornika.



Rys. 2. Umieszczenie zaworu dławiącego w układzie szeregowym: a) na dopływie, b) na odpływie.[2]

Nieodłącznym elementem sterowania dławieniowego szeregowego jest *zawór maksymalny* wpięty bezpośrednio za pompą, pełniący w tym układzie rolę *zaworu przelewowego*, przez który odprowadzany jest nadmiar cieczy tłoczonej przez pompę do zbiornika. Na poniższym rysunku przedstawiono przykładowy szkic konstrukcyjny *zaworu maksymalnego bezpośredniego działania* (rys. 3a) oraz przykładowa charakterystykę przepływową (rys. 3b)



Rys. 3. Zawór maksymalny bezpośredniego działania oraz jego charakterystyka.[1]

Zawory maksymalne bezpośredniego działania cechują się najprostszą budową i stosowane są dla niedużych natężeń przepływu. Zasada działania przedstawionego na rysunku zaworu maksymalnego jest następująca: ciśnienie  $p$  działa na powierzchnię grzybka 5, natomiast z drugiej strony na grzybek napiera sprężyna 3, której ugięcie wstępne nastawiane jest pokrętkiem 4. Jeżeli ciśnienie  $p$  napierające na grzybek przekroczy siłę ugięcia wstępnego sprężyny to grzybek przesunie się w prawo, co spowoduje przepływ czynnika z kanału P do Z. Na wykresie (3b) przedstawiono kilka charakterystyk dla różnego ugięcia wstępnego sprężyny.

Przyglądając się przedstawionym charakterystykom można założyć do naszych rozważań, że ciśnienie otwarcia zaworu maksymalnego  $p_0$  jest stałe i nie zależy od natężania przepływu przez niego płynącego (do maksymalnego natężenia przepływu na które został zaprojektowany). Jeżeli nasz odbiornik obciążony jest ciśnieniem  $p_s$  mniejszym od ciśnienia otwarcia zaworu maksymalnego  $p_0$  to zmniejszanie szczeliny na zaworze dławiącym powoduje w pierwszej kolejności wzrost różnicy ciśnienia  $\Delta p_d$  odkładającej się na zaworze dławiącym, a pręd-

kość odbiornika będzie wynikała z charakterystyki pompy. Jeżeli ciśnienie w układzie przekroczy ciśnienie otwarcia zaworu maksymalnego  $p_0$  to każde dalsze zmniejszanie szczeliny dławiącej powoduje zwiększanie ilości cieczy odprowadzanej do zbiornika przez zawór maksymalny, co skutkuje mniejszą ilością czynnika doprowadzoną do odbiornika. Jak wcześniej omawialiśmy, prędkość odbiornika zależy od skierowanego do niego natężenia przepływu  $Q_s$ , a więc strumień generowany przez pompę  $Q_g$  pomniejszony o strumień odprowadzany przez zawór maksymalny  $Q_z$ . Możemy zatem zapisać zależność na natężenie przepływu skierowanego do silnika:

$$Q_s = Q_g - Q_z \quad (5)$$

Z powyższej zależności nie jesteśmy jednak w stanie wyprowadzić wprost natężenia przepływu skierowanego do silnika. W układzie szeregowym całe natężenie przepływu, które skierowane jest do silnika przepływa przez zawór dławiący, więc przy założeniu, że ciśnienie w układzie odpowiada ciśnieniu otwarcia zaworu maksymalnego  $p_0$  możemy zapisać:

$$Q_s = k f_d \sqrt{p_0 - p_s} \quad (6)$$

Podstawiając powyższą zależność do wzoru na prędkość odbiornika (1) i (2) otrzymujemy:

$$n_s = \frac{k f_d \sqrt{p_0 - p_s}}{q_s} \quad (7)$$

$$v_s = \frac{k f_d \sqrt{p_0 - p_s}}{A_s} \quad (8)$$

Z wyprowadzonych zależności na prędkość odbiornika można wywnioskować, że przy stałej szczelinie dławiącej  $f_d$ , stałym ciśnieniu otwarcia zaworu maksymalnego  $p_0$  i stałej chłonności właściwej  $q_s$ , prędkość odbiornika będzie zależna od ciśnienia  $p_s$ , czyli od obciążenia odbiornika. Przykładowa zależność prędkości od obciążenia dla układu szeregowego została przedstawiona na rysunku nr 4.

Warto tutaj przypomnieć zależność ciśnienia  $p_s$  od obciążenia odbiornika:  $M_s$  dla silnika obrotowego lub  $F_s$  dla siłownika:

$$p_s = \frac{2\pi M_s}{q_s} \quad (9)$$

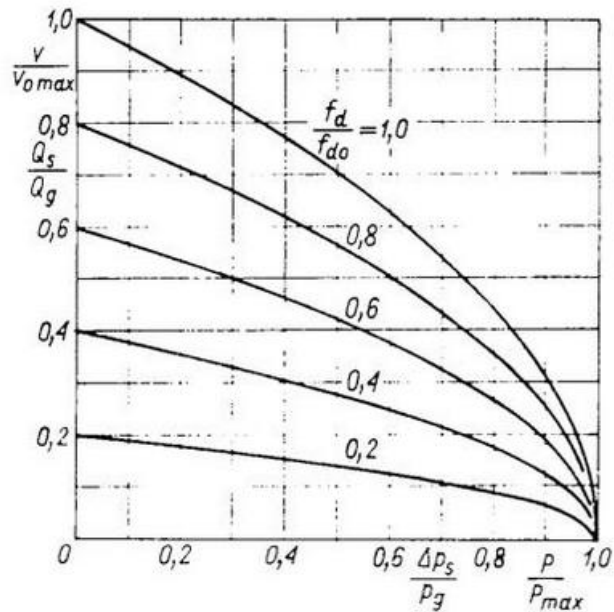
$$p_s = \frac{F_s}{A_s} \quad (10)$$

Jeżeli podstawimy zależności (9) i (10) do zależności na prędkość ruchu odbiornika (7) i (8) otrzymamy zależność prędkości od obciążenia odbiornika (z pominięciem sprawności):

$$n_s = \frac{k f_d \sqrt{p_0 - \frac{2\pi M_s}{q_s}}}{q_s} \quad (11)$$

$$v_s = \frac{k f_d \sqrt{p_0 - \frac{F_s}{A_s}}}{A_s} \quad (12)$$

Aby zapobiec zmianom prędkości przy zmiennym obciążeniu stosowane są regulatory przepływu, które w sposób ciągły kontrolują natężenie przepływu i regulują przekrój szczeliny dławiącej.

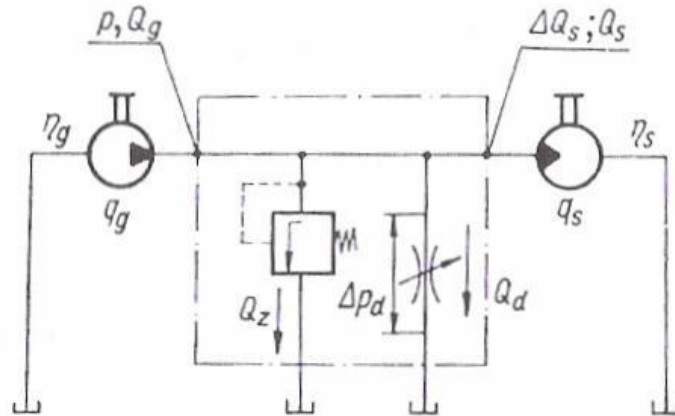


Rys. 4. Zależność prędkości odbiornika od obciążenia dla różnych szczelin dławiących w układzie szeregowym.[2]

Wróćmy jeszcze raz do rysunku nr 2, gdzie przedstawione są dwa warianty dławienia szeregowego: na dopływie (rys. 2a) i odpływie (rys. 2b). w obu rozwiązaniach ciśnienie za pompą równe jest ciśnieniu otwarcia zaworu maksymalnego  $p_0$ , a ciśnienie na silniku równe  $\Delta p_s$  wywołane obciążeniem. Oba rozwiązania mają swoje wady i zalety. Sterowanie na dopływie utrzymuje ciśnienie na wejściu do odbiornika wynikające jedynie z jego obciążenia i oporów przepływu w instalacji na jego odpływie. Niewątpliwą zaletą tego rozwiązania jest wyższa sprawność odbiornika wynikająca z mniejszego tarcia w węzłach uszczelniających. W przypadku silnika obrotowego uzyskujemy dodatkowo wyższą sprawnością wolumetryczną, gdyż w sterowaniu na odpływie ciśnienie pomiędzy kanałem wlotowym (komorami roboczymi) a przewodem odprowadzającym przecieki jest równe ciśnieniu otwarcia zaworu maksymalnego  $p_0$ , co generuje wyższe przecieki wewnętrzne. Wadą sterowania na dopływie jest niewątpliwie brak kontroli nad odbiornikiem w przypadku zmiany zwrotu obciążenia (obciążenie napędza odbiornik). W takiej sytuacji może dojść do drgań odbiornika, a w skrajnym przypadku powstania niskiego ciśnienia na wlocie do odbiornika, a następnie wystąpienie zjawiska kawitacji. Jest to szczególnie niebezpieczne, ponieważ tracimy całkowicie kontrolę nad odbiornikiem, co zagraża bezpieczeństwu, a dodatkowo odbiornik może ulec uszkodzeniu. Wady tej nie posiada układ z dławieniem na odpływie.

## 1.2. Dławienie równoległe

Sterowanie dławieniowe równoległe podobnie jak sterowanie omawiane powyżej polega na odprowadzeniu części strumienia generowanego przez pompę stałej wydajności do zbiornika. Strumień ten przepływa przez zawór dławiący, dzięki czemu możemy sterować jego natężeniem zgodnie z zależnością (4). W odróżnieniu od sterowania szeregowego zawór maksymalny pełni w tym układzie rolę zaworu bezpieczeństwa i nie bierze czynnego udziału w procesie sterowania prędkością odbiornika. Na rysunku poniżej (rys. 5) przedstawiono przykładowy schemat układu z zastosowaniem sterowania dławieniowego równoległego.



Rys. 5. Schemat układu ze sterowaniem dławieniowym równoległym.[2]

Natężenie przepływu kierowane do silnika  $Q_s$  na podstawie rysunku nr 5 można przedstawić wzorem:

$$Q_s = Q_g - Q_d \quad (13)$$

Podstawiając do powyższego równania zależność natężenia przepływu przez zawór dławiący od spadku ciśnienia (4) otrzymujemy:

$$Q_s = Q_g - k f_d \sqrt{\Delta p_d} \quad (14)$$

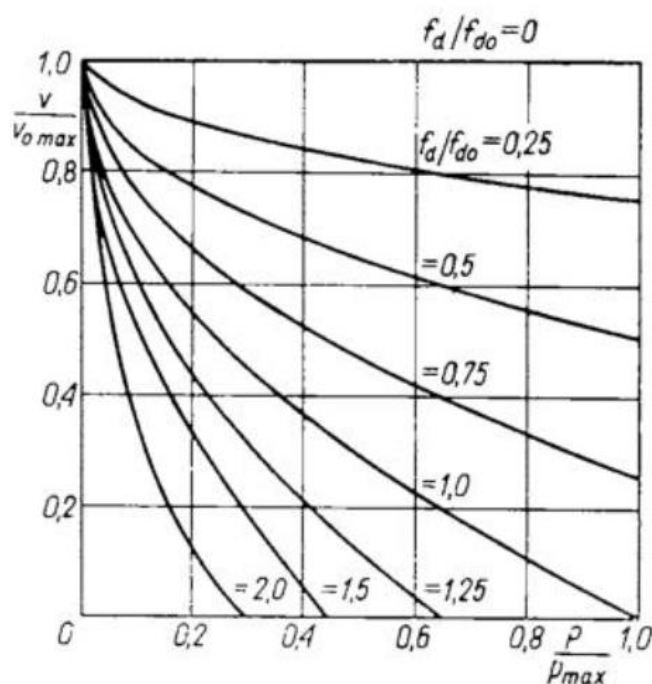
Można łatwo zauważyć, że przy pominięciu strat ciśnienia w przewodach, wartość spadku ciśnienia na zaworze dławiącym  $\Delta p_d$  jest równana spadkowi ciśnienia na odbiorniku  $p_s$ . Podstawiając powyższą zależność natężenia przepływu kierowanego do silnika  $Q_s$  do wzorów na prędkość odbiornika obrotowego (1) lub liniowego (2) oraz przy uwzględnieniu zależności ciśnienia na odbiorniku  $p_s$  od obciążenia (odpowiednio  $M_s$  — dla obrotowego lub  $F_s$  — dla liniowego) możemy zapisać:

$$n_s = \frac{1}{q_s} \left( Q_g - k f_d \sqrt{\frac{2\pi M_s}{q_s}} \right) \quad (15)$$

$$v_s = \frac{1}{A_s} \left( Q_g - k f_d \sqrt{\frac{F_s}{A_s}} \right) \quad (16)$$



Z przedstawionych zależności, podobnie jak w sterowaniu szeregowym, wynika, że prędkość odbiornika zależy od jego obciążenia. Przykładowe zależności dla różnych szczelin dławiących przedstawiano na rysunku nr 6.



Rys. 6. Zależność prędkości odbiornika od obciążenia dla różnych szczelin dławiących w układzie równoległym.[2]

Analizując szczegółowo powyższy wykres można zauważyć, że jeżeli ustawimy szczelinę dławiącą  $f_d = f_{d0}$  prędkość ruchu odbiornika będzie zmieniać się od wartości prędkości  $v = v_{max}$  (dla zerowego obciążenia) do  $v = 0$  w przypadku obciążenia maksymalnego. Jeżeli będziemy zwiększać szczelinę ( $f_d > f_{d0}$ ) to prędkość odbiornika  $v = 0$  będzie osiągnięta przy mniejszym obciążeniu (rys. 6, przecięcie krzywych z osią ciśnienia dla stosunku  $\frac{f_d}{f_{d0}} > 1$ ). Warto o tym pamiętać, gdyż w tej sytuacji odbiornik pod wpływem zwiększenia obciążenia może zmienić zwrot prędkości ruchu.

## 2. CEL ĆWICZENIA

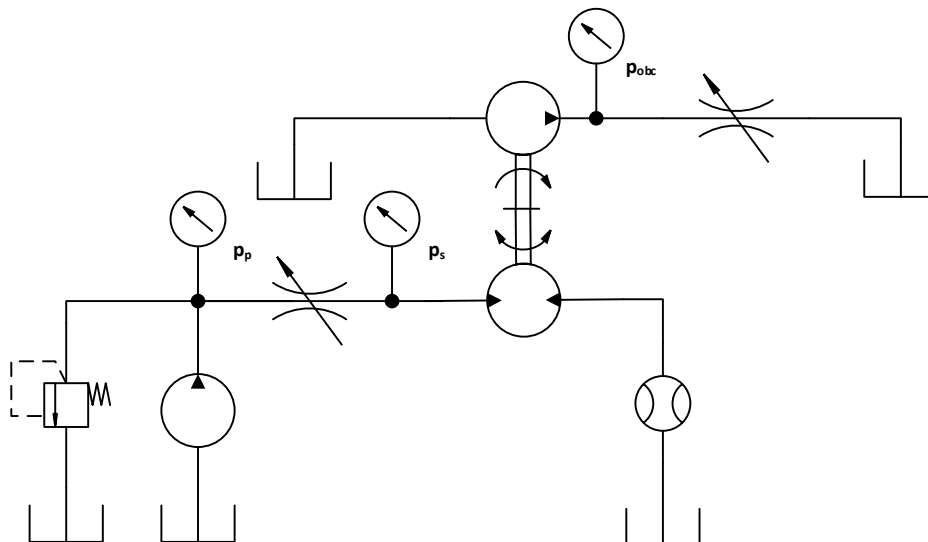
Celem ćwiczenia jest zapoznanie studentów ze sposobami sterowania dławieniowego prędkością odbiornika hydraulicznego oraz wykreślenie charakterystyk prędkości odbiornika w zależności od obciążenia dla układu szeregowego i równoległego.

## 3. PRZEBIEG ĆWICZENIA

### 1.3. Dławienie szeregowo

1. Zmontować układ hydrauliczny przedstawiony na rysunku nr 7. Ustawić szczeliny w obu zaworach dławiących na maksymalne i uruchomić układ.

2. Ustawić wartość ciśnienia zaworu maksymalnego na 4MPa przy zamkniętym zaworze dławiącym odpowiedzialnym za sterowanie prędkością.
3. Zmieniając szczeliny zaworów dławiących zaobserwować zmiany prędkości silnika:
  - a. Nastawić (maksymalną) szczelinę dławiącą zaworu sterowania prędkością.
  - b. Nastawić (maksymalną) szczelinę dławiącą zaworu w układzie obciążenia.
  - c. Zmierzyć ciśnienie za pompą  $p_p$ , przed silnikiem  $p_s$  i w układzie obciążenia  $p_{obc}$ .
  - d. Zmierzyć czas  $t_n$  napełniania się zbiornika o określonej wartości objętości  $V$  (np. 0.5l)
  - e. Punkty od 3b do 3d powtórzyć dla różnych nastaw szczeliny dławiącej w obwodzie obciążenia wykonując 5-8 punktów pomiarowych (Uwaga!!! Układ obciążający nie jest zabezpieczony zaworem maksymalnym, nie przekraczać maksymalnego ciśnienia na manometrze)
  - f. Punkty od 3a do 3e powtórzyć dla różnych nastaw szczeliny dławiącej zaworu sterującego prędkością. (3 nastawy)

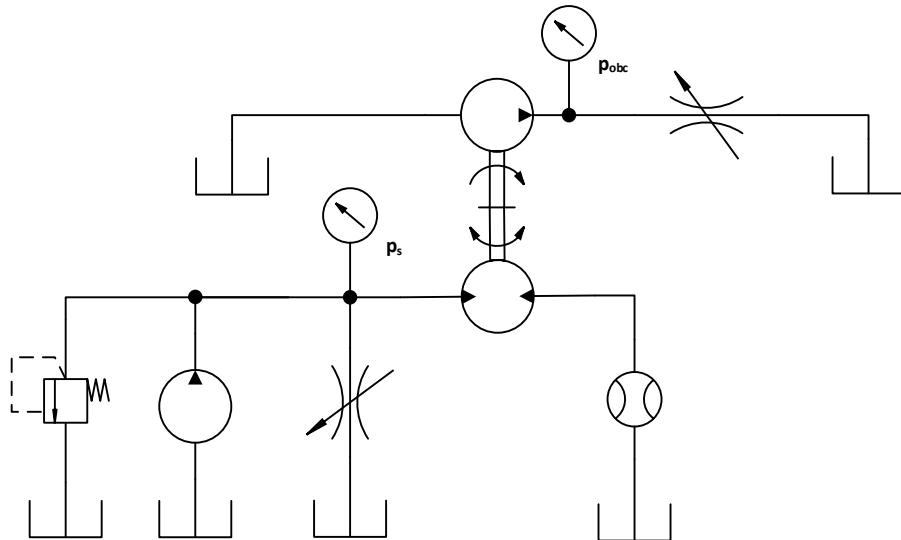


Rys. 7. Układ szeregowy z obciążeniem.

#### 1.4. Dławienie równoległe

1. Zmontować układ hydrauliczny przedstawiony na rysunku nr 8. Ustawić szczeliny w obu zaworach dławiących na maksymalne i uruchomić układ.
2. Ustawić wartość ciśnienia zaworu maksymalnego na 4MPa.
3. Zmieniając szczeliny zaworów dławiących zaobserwować zmiany prędkości silnika:
  - a) Nastawić (minimalną) szczelinę dławiącą zaworu sterowania prędkością.
  - b) Nastawić (maksymalną) szczelinę dławiącą zaworu w układzie obciążenia.
  - c) Zmierzyć ciśnienie przed silnikiem  $p_s$  i w układzie obciążenia  $p_{obc}$ .
  - d) Zmierzyć czas  $t_n$  napełniania się zbiornika o określonej wartości objętości  $V$  (np. 0.5l) lub prędkość silnika  $n_s$  przy użyciu tachometru

- e) Punkty od 3b do 3d powtórzyć dla różnych nastaw szczeliny dławiącej w obwodzie obciążenia wykonując 5-8 punktów pomiarowych (Uwaga!!! Układ obciążający nie jest zabezpieczony zaworem maksymalnym, nie przekraczać maksymalnego ciśnienia na manometrze)
- f) Punkty od 3a do 3e powtórzyć dla różnych nastaw szczeliny dławiącej zaworu sterującego prędkością. (3 nastawy)



Rys. 8. Układ szeregowy z obciążeniem.

#### 4. WYTYCZNE DO SPRAWOZDANIA

W sprawozdaniu powinien znaleźć się krótki opis działania każdego z montowanych na zajęciach układów. Dla obu układów należy sporządzić wykres zależności prędkości silnika  $n_s$  od ciśnienia na silniku  $p_s$  generowanego przez obciążenie dla różnych nastaw szczeliny dławiącej.

Do obliczeń należy przyjąć następujące dane (jeżeli nie było pomiaru prędkości  $n_s$ ):

a) Chłonność jednostkowa silnika  $q_s = 5 \frac{cm^3}{obr}$

Natężenie przepływu wyznaczamy ze wzoru:

$$Q_s = \frac{V}{t_n}$$

Prędkość silnika:

$$n_s = \frac{Q_s}{q_s}$$

## **BIBLIOGRAFIA**

- [1] S. Stryczek i Wydawnictwo WNT, *Napęd hydrostatyczny. T. 1, T. 1.*, Warszawa: Wydawnictwo WNT, 2014.
- [2] S. Stryczek i Wydawnictwo WNT, *Napęd hydrostatyczny. T. 2, T. 2.*, Warszawa: Wydawnictwo WNT, 2014.