

Instrukcja do ćwiczeń laboratoryjnych

Sterowanie dławieniowe-równoległe
prędkością ruchu odbiornika
hydraulicznego

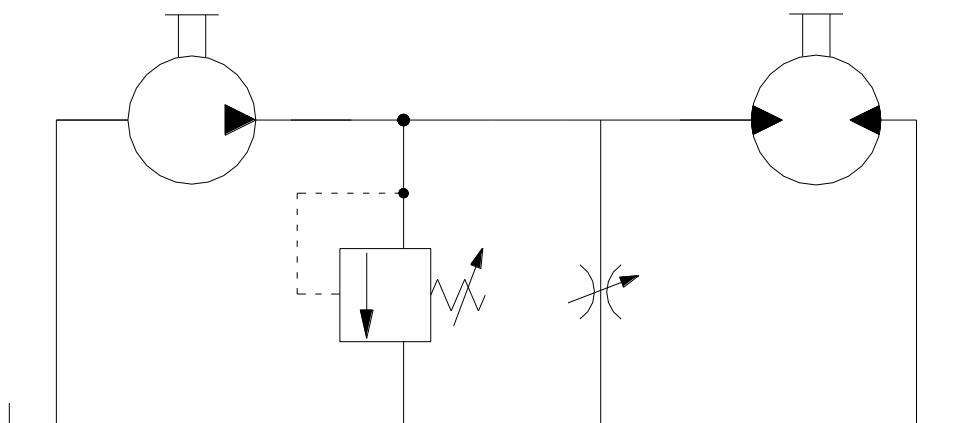
Wstęp teoretyczny

Niniejsza instrukcja poświęcona jest sterowaniu dławieniowemu równoległemu – jednemu ze sposobów sterowania prędkością odbiornika hydraulicznego, jakim jest siłownik lub silnik.

Podobnie jak sterowanie dławieniowe szeregowe, sterowanie dławieniowe równoległe polega na odprowadzaniu części strumienia cieczy podawanego przez pompę bezpośrednio do zbiornika, w wyniku czego można sterować strumieniem cieczy kierowanej do odbiornika hydraulicznego i w konsekwencji sterować jego prędkością.

W odróżnieniu od sterowania dławieniowego szeregowego, w sterowaniu dławieniowym równoległym nastawny zawór dławiący nie współpracuje z zaworem maksymalnym. W poprawnie działającym układzie tego typu zawór maksymalny powinien podczas normalnej pracy układu zamknięty i pełnić funkcję zaworu bezpieczeństwa, a nie przelewowego.

W sterowaniu dławieniowym równoległym nastawny zawór dławiący umieszcza się w odgałęzieniu przewodu łączącego pompę z odbiornikiem hydraulicznym, a więc równoległe do odbiornika. Najprostszy układ hydrauliczny ze sterowaniem dławieniowym równoległym został przedstawiony na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat prostego układu hydraulicznego ze sterowaniem dławieniowym równoległym

Korzystając z rysunku 1 przyjrzymy się bliżej istocie sterowania dławieniowego równoległego. Strumień jaki podaje pompa rozdziela się na dwa mniejsze strumienie – strumień płynący bezpośrednio do zbiornika przez nastawny zawór dławiący oraz strumień kierowany do silnika hydrostatycznego. Jeżeli natężenia przepływu podawane w m^3/s kolejno poszczególnych strumieni oznaczymy jako Q_p , Q_d , Q_s , to zależność tę możemy opisać wzorem (1).

$$Q_p = Q_d + Q_s \quad (1)$$

Załóżmy, że w zaworze dławiącym występuje przepływ turbulentny, który może być opisany wzorem (2) (podobny wzór dla przepływu laminarnego znajduje się w instrukcji dotyczącej sterowania dławieniowego szeregowego), w którym k jest współczynnikiem

zależnym od kształtu gniazda i trzpienia oraz od własności cieczy, f_d jest polem powierzchni szczeliny dławiącej, Δp jest różnicą ciśnień przed i za zaworem.

$$Q_d = kf_d \sqrt{\Delta p} \quad (2)$$

W nastawnym zaworze dławiącym możemy zadawać określoną powierzchnię przepływu f_d , przy pomocy przesunięcia trzpienia s , co dokładniej zostało opisane w instrukcji dotyczącej sterowania dławieniowego szeregowego. Tak więc utrzymując stałą różnicę ciśnień Δp mamy bezpośredni wpływ na natężenie przepływu jakie płynie przez zawór dławiący. Ciśnienie za zaworem jest zbliżone do atmosferycznego, gdyż ciecz płynie bezpośrednio do zbiornika. Ciśnienie przed zaworem natomiast jest ściśle uzależnione od obciążenia silnika hydrostatycznego.

Natężenie przepływu kierowane do silnika można przedstawić wzorem (3).

$$Q_s = Q_p - kf_d \sqrt{\Delta p} \quad (3)$$

Przy pominięciu oporów przepływu w przewodach spadek ciśnienia na zaworze dławiącym równy jest ciśnieniu pochodzącemu od obciążenia silnika. W dalszych rozważaniach wykorzystajmy wzory wiążące prędkość silnika lub siłownika z natężeniem przepływu jakie płynie przez te elementy oraz wiążące różnicę ciśnień przed i za siłownikiem lub silnikiem z siłą lub momentem. Zależności te dokładnie zostały opisane w instrukcji dotyczącej sterowania dławieniowego szeregowego. Podstawiając te wzory do zależności (3) otrzymamy zależność wiążącą prędkość silnika z polem powierzchni szczeliny dławiącej, która przedstawiona jest wzorem (4). Postępując podobnie z siłownikiem otrzymamy zależność (5).

$$n_s = \frac{1}{q_s} (Q_p - kf_d \sqrt{\frac{2\pi M_s}{q_s}}) \quad (4)$$

$$v_s = \frac{1}{A_s} (Q_p - kf_d \sqrt{\frac{F_s}{A_s}}) \quad (5)$$

Należy podkreślić, że zależności te nie obejmują zjawisk związanych z charakterystyką pompy (Q_p maleje wraz ze wzrostem ciśnienia), charakterystyką silnika oraz z oporami przepływu w przewodach (lub elementach przy bardziej skomplikowanym układzie). Tak więc zależności (3) i (4) służą jedynie do zgrubnego oszacowania prędkości odbiornika hydraulicznego. Warto zauważyć jednak, że gdyby brać pod uwagę te wszystkie czynniki to musielibyśmy ułożyć bardziej skomplikowany układ równań, który utrudniałby zrozumienie istoty sterowania dławieniowego równoległego. Z zależności (3) i (4) widać, że zachowując stałe obciążenie siłownika w stosunkowo prosty sposób możemy sterować prędkością odbiornika hydraulicznego za pomocą zmiany szczeliny dławiącej f_d w zaworze dławiącym.

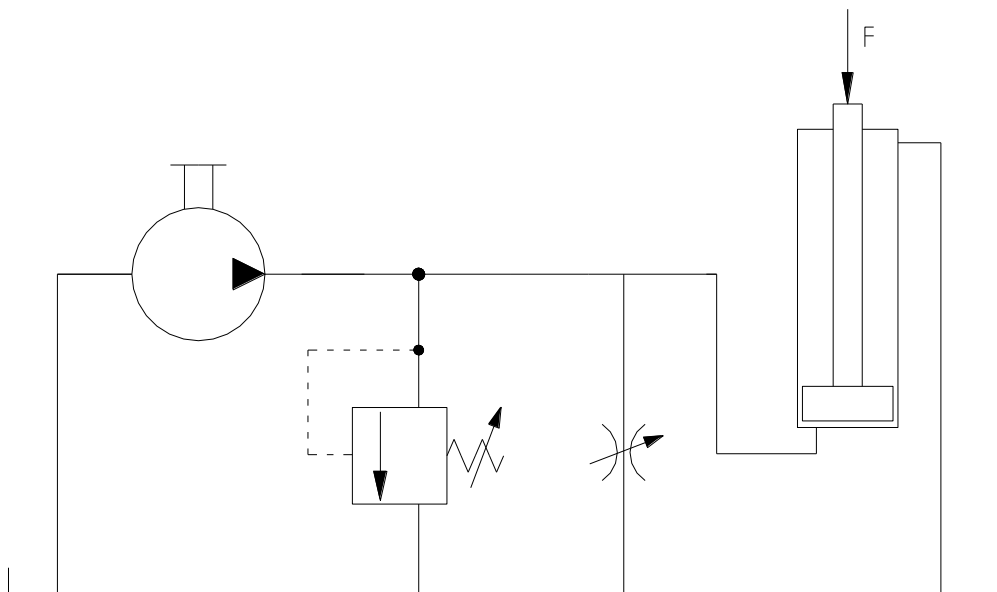
Załóżmy, że elementem wykonawczym w układzie hydrostatycznym z rysunku 1 jest silnik, na którego wał jest nawinięta lina na której zawieszona jest masa. Silnik ten ma więc stałe obciążenia. Maksymalną prędkość silnika hydrostatycznego uzyskamy wówczas, gdy zawór dławiący będzie zamknięty - $f_d = 0$. Natężenie przepływu przez silnik równe będzie natężeniu przepływu $Q_p = Q_s$. Następnie stopniowo otwierając zawór zwiększamy pole powierzchni szczeliny zaworu dławiącego w wyniku czego więcej cieczy płynie przez zawór

dławiający, a mniej cieczy płynie do silnika i jego prędkość spada. Prędkość silnika spadnie do zera w momencie, gdy przepływ jaki podaje pompa będzie równy przepływowi jaki płynie przez zawór, wynikający z różnicy ciśnień przed i za zaworem: $Q_p = k f_d \sqrt{\frac{2\pi M_s}{q_s}}$. Od tego

momentu dalsze zwiększanie szczeliny dławiącej będzie powodowało ruch silnika w drugą stronę wymuszony obciążeniem. Dlatego też prędkość silnika liczona ze wzoru (4) będzie ujemna. Przez zawór dławiający przepływać będzie suma strumieni: od pompy oraz od silnika. Układ podobny do opisywanego w tym akapicie znajduje się w instrukcji pierwszej, z tym że zamiast silnika obecny jest siłownik.

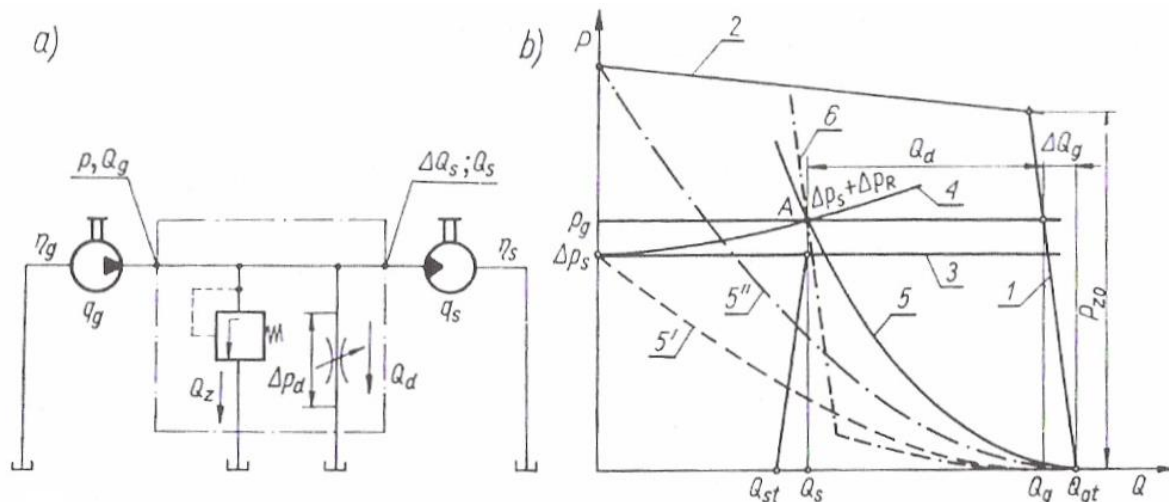
Przeanalizujmy jeszcze układ z obciążonym siłownikiem, który znajduje się w skrajnym dolnym położeniu ja to obrazuje rysunek 2. Przy całkowitym otwarciu zaworu dławiącego cała ciecz od pompy płynie przez ten zawór. Ciśnienie przed zaworem dławiającym jest wtedy równe: $(\frac{Q_p}{k f_d})^2$ i wynika tylko z oporów przepływu przez zawór dławiający.

Dopiero, gdy szczelina dławiąca będzie na tyle mała, że ciśnienie pochodzące od oporów przepływu całego strumienia jaki idzie od pompy będzie większe niż ciśnienie wynikające z obciążenia siłownika nastąpi podział strumienia i siłownik zacznie się przesuwac.



Rys. 2. Schemat układu ze sterowaniem dławieniowym równoległym, gdzie elementem wykonawczym jest siłownik

Podobnie jak przy sterowaniu dławieniowym szeregowym, zasadę sterowania dławieniowego równoległego można zobrazować tworząc odpowiedni wykres we współrzędnych p oraz Q i nakładając na niego charakterystyki elementów hydraulicznych. Zostało to przedstawione na rysunku 3

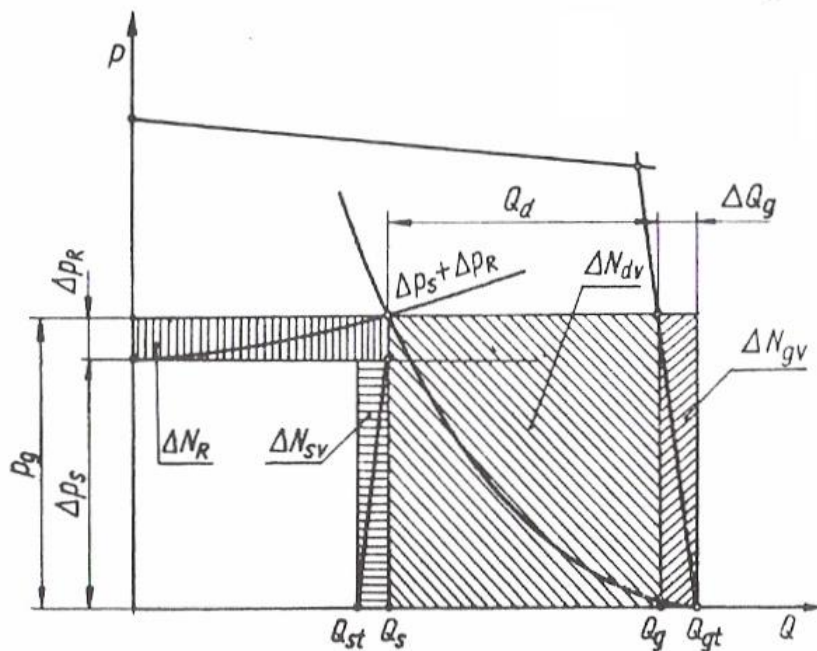


Rys. 3. a) Schemat hydrauliczny układu ze sterowaniem dławieniowym równoległym wraz z oznaczeniami wielkości b) Wykres obrazujący istotę sterowania dławieniowego równoległego; [2]

Na wykresie z rysunku 3 również nakłada się charakterystyki związane z pompą – prosta 1 oraz zaworem przelewowym (w tym przypadku bezpieczeństwa) – prosta 2. Jednak tutaj w odróżnieniu od wykresu dla sterowania dławieniowego równoległego te dwie proste nie stanowią zbioru punktów pracy, ale ograniczają obszar, w których mogą być te punkty. Prosta 3 podobnie jak przy sterowaniu dławieniowym szeregowym obrazuje ciśnienie przed silnikiem hydrostatycznym. Prosta 4 jest natomiast charakterystyką przepływową układu obrazującą wzrost oporów przepływu podczas wzrostu natężenia przepływu. Należy zwrócić uwagę na fakt, że krzywej 4 nie możemy zmieniać jak to miało miejsce przy sterowaniu dławieniowym szeregowym. Sterować możemy natomiast kształtem krzywej 5, zmieniając pole powierzchni przepływowej przez zawór dławiący. Krzywa ta jest wyprowadzona z punktu $Q_g = Q_{gt}$ i jest lustrzanym odbiciem normalnych charakterystyk przepływowych. Jest to spowodowane tym, że przepływ Q_d jest ujemny w stosunku do Q_s (patrz wzór (1)), czyli ten strumień cieczy od pompy, który nie popłynie do silnika popłynie przez zawór dławiący. Tak więc punkt przecięcia się krzywych 4 i 5 jest punktem pracy układu. Warto zwrócić uwagę, że przy poprawnym działaniu układu punkty pracy nie powinny leżeć na prostej 2 (znaczyłoby to o otwarciu zaworu przelewowego). Mogą natomiast one leżeć na prostej 1, co oznacza całkowite zamknięcie zaworu dławiącego (krzywa 5 przechodzi w prostą pionową $Q_d=0$).

Spójrzmy jeszcze na krzywą 5. Im bardziej przydławimy zawór tym bardziej ona przesuną się w lewo i tym bardziej jest ona stroma, w wyniku czego punkt pracy przesunie się w prawo, co będzie skutkowało wzrostem Q_s i spadkiem Q_d . Jeżeli natomiast oddławimy zawór krzywa 5 przesunie się w lewo do krzywej 5'', co będzie skutkowało spadkiem Q_s i wzrostem Q_d . Graniczne oddławienie zaworu obrazuje krzywa 5'. Natężenie przepływu kierowane do silnika jest równe 0, gdyż ciśnienie przed silnikiem powodowane oporami przepływu przez zawór dławiący nie jest w stanie pokonać obciążenia siłownika.

Rozważmy jeszcze sprawy energetyczne układu ze sterowaniem dławieniowym równoległym. Podczas pracy układu pompa pracuje cały czas z jednakową wydajnością, jednak ciśnienie pompy zależy od obciążenia siłownika oraz od oporów przepływu w układzie. Rysunek 4 przedstawia charakterystykę pracy układu wraz z naniesionymi prostokątami odwzorowującymi poszczególne moce.



Rys. 4. Przykładowa charakterystyka dla sterowania dławieniowego równoległego wraz z podziałem na prostokąty obrazujące dane moce; [2]

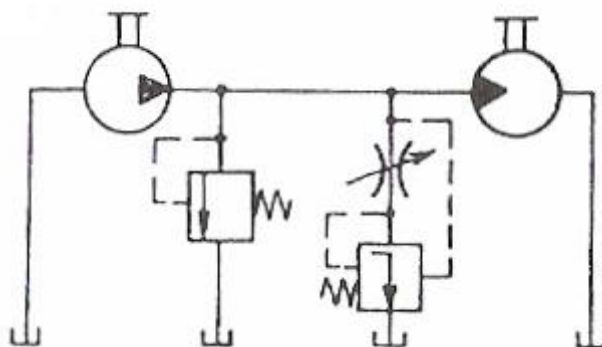
Niezakresowany prostokąt w lewym dolnym rogu układu przedstawia moc z jaką pracuje odbiornik hydrauliczny. Największy prostokąt obrazuje moc z jaką pracuje pompa. Sprawność całkowita układu jest stosunkiem pola małego prostokąta do pola dużego prostokąta. Widać wyraźnie, że jakkolwiek nie jest ona zbyt wysoka to jednak jest dużo wyższa niż przy sterowaniu dławieniowym szeregowym. Zakresowane prostokąty oznaczają kolejno straty mocy: ΔN_R – straty mocy wywołane oporami przepływu na linii pompa – odbiornik, ΔN_{gv} – straty mocy wywołane przeciekami pompy, ΔN_{sv} – straty mocy wywołane przeciekami na silniku hydrostatycznym, ΔN_{dv} – straty mocy wywołane przepływem cieczy przez zawór dławiący bezpośrednio do zbiornika. Straty mocy ΔN_{dv} są tak zwanymi stratami strukturalnymi, związanymi ze strukturą układu, a nie z charakterystykami i własnościami poszczególnych elementów.

Pytanie do samodzielnego przeanalizowania:

Które prostokąty na rysunku dotyczącym spraw energetycznych w sterowaniu dławieniowym szeregowym (poprzednie ćwiczenie) dotyczą strukturalnych strat mocy zależnych od właściwości układu, a które są tylko stratami na elementach układu?

Podobnie jak w sterowaniu dławieniowym szeregowym, w sterowaniu dławieniowym równoległym prędkość odbiornika hydraulicznego zależy od jego obciążenia. Dla jednakowej szczeliny dławiącej, ale dla dwóch różnych obciążeń otrzymamy dwie różne prędkości odbiornika, o czym można się przekonać podstawiając do wzorów (4) lub (5) różne siły lub momenty. Na charakterystyce z rysunku 3 zmiana obciążenia skutkuje przesunięciem się w górę lub dół krzywej 4.

Aby skompensować wpływ zmian obciążenia na zmiany prędkości odbiornika hydraulicznego stosuje się regulatory przepływu. Przykład zastosowania dwudrogowego regulatora przepływu w konfiguracji dławieniowej równoległej przedstawia rysunek 5.

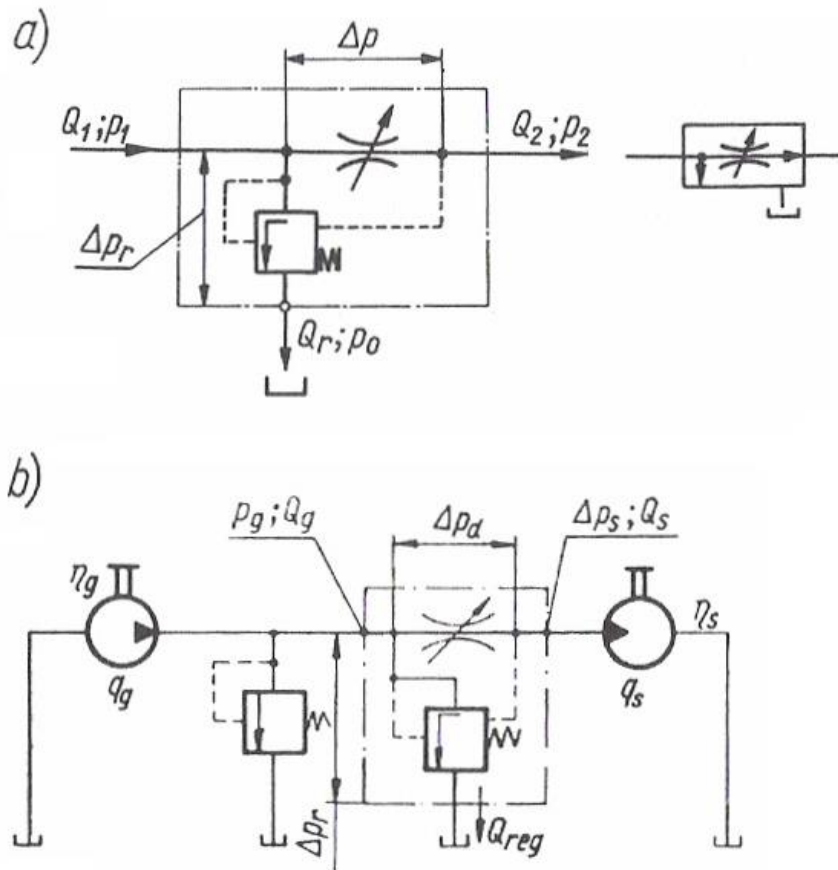


Rys. 5. Schemat prostego układu hydraulicznego z regulacją dławieniową równoległą z użyciem dwudrogowego regulatora przepływu; [2]

Regulacja dławieniowa szeregowa z wykorzystaniem dwudrogowego regulatora przepływu pomimo gorszej sprawności niż regulacja dławieniowa równoległa ma jednak jedną bardzo istotną przewagę. Przy regulacji szeregowej reguluje się strumień cieczy płynącej do silnika lub siłownika, co szczególnie widać jeśli regulator jest blisko odbiornika. Przy regulacji dławieniowej równoległej reguluje się strumień cieczy upuszczanej do zbiornika, a strumień cieczy płynącej do odbiornika zależy nie tylko od strumienia upuszczanego, ale także od strumienia płynącego od pompy. Tak więc przy regulacji dławieniowej równoległej wpływ charakterystyki pompy (oraz np. strat objętościowych na innych elementach) na prędkość siłownika lub silnika jest znaczny. Aby wyeliminować ten problem można stosować trójdrogowe regulatory przepływu. Na rysunku 6a) znajduje się uproszczony i szczegółowy schemat trójdrogowego regulatora przepływu, na rysunku 6b) natomiast znajduje się przykładowy układ hydrauliczny z wykorzystaniem tego elementu.

Zasada działania tego elementu jest taka, że na nastawnej szczeliny dławiącej utrzymywany jest zawsze taki sam spadek ciśnienia Δp_d , w wyniku tego natężenie przepływu przez nią zależne jest tylko od pola jej powierzchni. Utrzymywanie stałego Δp_d odbywa się poprzez upuszczanie określonej ilości cieczy do zbiornika przed szczeliną dławiącej z wykorzystaniem zaworu różnicowego. Przykładowo jeśli ciśnienie silnika wzrośnie to wzrośnie również ciśnienie za szczeliną dławiącą co skutkowałoby spadkiem Δp_d , a w konsekwencji spadkiem natężenia przepływu. Dlatego też ciśnieniowe sprzężenie zwrotne powoduje przydławienie szczeliny zaworu różnicowego i w konsekwencji spadek strumienia upuszczanego do zbiornika oraz wzrost Δp_d i natężenia przepływu płynącego do odbiornika do poprzedniej wartości.

Ten rodzaj regulacji ma dużo większą dokładność od sterowania dławieniowego równoległego z użyciem dwudrogowego regulatora przepływu, gdyż zawór dławiący, na którym utrzymywanie jest stały spadek ciśnienia jest włączony do układu szeregowo. Regulowane jest więc natężenie przepływu kierowane do odbiornika hydraulicznego, a nie do zbiornika. Z drugiej jednak strony sprawność tego rozwiązania jest nieco niższa, gdyż ciśnienie pompy musi być zwiększone o dodatkową wartość Δp_d . Wynosi ona przeważnie mniej niż 0,5MPa, tak więc ta strata mocy jest dużo mniejsza niż strata mocy wynikająca z upuszczania określonego strumienia cieczy bezpośrednio do zbiornika.



Rys. 6 a) Schemat uproszczony i szczegółowy trójdrogowego regulatora przepływu; b) przykład regulacji ciśnieniowej równoległej z użyciem tego elementu; [1], [2]

Pytanie do samodzielnego przeanalizowania:

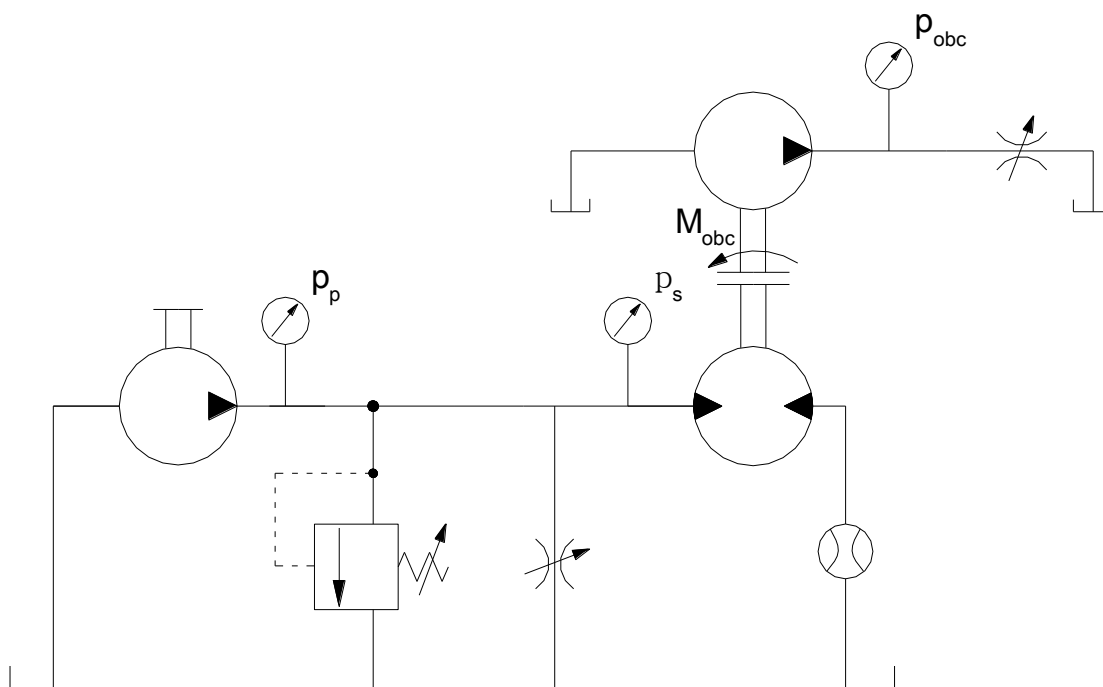
Czy trójdrogowy regulator przepływu może pracować na odpływie? Dlaczego?

Cel ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest zapoznanie się z istotą sterowania ciśnieniowego równoległego oraz wyznaczenie dla przykładowego układu ze sterowaniem ciśnieniowym równoległym zależności między prędkością obrotową silnika hydrostatycznego a sprawnością całkowitą układu dla różnych obciążeń silnika.

Przebieg ćwiczenia

Należy zmontować układ hydrauliczny przedstawiony na rysunku 7. Zaobserwować zmiany prędkości silnika wraz ze zmianą szczeliny dławiącej nastawnego zaworu dławiącego włączonego równoległe w układ dla różnych obciążeń silnika.



Rys. 7 Schemat układu hydraulicznego do badań sprawności w sterowaniu dławieniowym równoległym

Silnik obciążany w sposób następujący: połączony jest on z pompą która zasysając ciecz z dodatkowego zbiornika tłoczy ją przez zawór dławiący z powrotem do niego.

Pytanie do samodzielnego przeanalizowania:

Czego brakuje w układzie hydraulicznym przeznaczonym do obciążenia silnika? Czy montowanie takiego układu hydraulicznego jest dopuszczalne? Na co należy uważać przy wykonywaniu tego ćwiczenia?

Po zmontowaniu układu należy wykonać następujące czynności:

1. Otworzyć zawór dławiący przeznaczony do obciążania silnika.
2. Nastawić szczelinę zaworu dławiącego służącego do sterowania prędkością na maksymalną
3. Uruchomić układ
4. Zamknąć zawór dławiący służący do sterowania prędkością
5. Ustawić ciśnienie obciążenia p_{obc} na wartość 1,5 MPa.
6. Zmierzyć ciśnienie przy pompie p_p , ciśnienie przed silnikiem p_s , czas zmiany objętości zbiornika o określonej wartości (np 0,5 litra), aby móc obliczyć natężenie przyływu jaki płynie przez silnik hydrostatyczny Q_s .
7. Stopniowo oddławiając zawór dławiący służący do sterowania równoległego wykonać serię pomiarów określonych w punkcie 6. Przy każdym pomiarze należy pilnować, aby ciśnienie obciążenia miało stałą wartość!!!
8. Dla ciśnień obciążenia 2MPa, 2,5MPa oraz 3MPa (zamiast 1,5 MPa) wykonać czynności z punktów 4-7

Pytanie do samodzielnego przeanalizowania:

Jak wygląda charakterystyka obciążenia dla silnika, który jest wykorzystywany w ćwiczeniu laboratoryjnym? Czym różni się ona od charakterystyki obciążenia z rysunków 3 oraz 4? Dlaczego za każdym razem trzeba zmieniać nastawę zaworu dławiącego w układzie obciążenia, aby utrzymać stałe ciśnienie obciążenia?

Wytyczne do sprawozdania

Należy sporządzić wykres zależności między prędkością obrotową silnika hydrostatycznego, a sprawnością całkowitą tego układu dla czterech różnych wartości obciążenia silnika.

Do obliczeń należy przyjąć następujące dane:

- Obroty pompy $n_p=1500$ obr/min
- Najmniejsza wydajność jednostkowa pompy (przy maksymalnym ciśnieniu równym 7MPa) $q_p=4,3$ cm³/obr
- Chłonność jednostkowa silnika $q_s=5$ cm³/obr

W tabeli pomiarowej powinny znaleźć się dla każdego punktu pomiarowego następujące wielkości:

- Ciśnienie za pompą p_p [MPa]
- Ciśnienie przed silnikiem p_s [MPa]
- Moment obciążenia silnika M_s [Nm] liczony ze wzoru:

$$M_s = \frac{q_s p_s}{2\pi}$$

- Wzrost objętości zbiornika V [dm³]
- Czas po którym nastąpiła zmiana objętości t [s]
- Natężenie przepływu cieczy wypływającej ze zbiornika Q_s [dm³/min] liczone ze wzoru:

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

- Prędkość obrotowa silnika hydrostatycznego n_s [obr/min] obliczona ze wzoru:

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

- Moc wejściowa do układu podawana przez pompę N_w [kW], liczona ze wzoru:

$$N_w = p_p Q_p, \text{ gdzie } Q_p \text{ można policzyć ze wzoru: } Q_p = n_p q_p$$

- Moc wyjściowa z układu wykorzystywana przez silnik N_u [kW]

$$N_u = p_s Q_s$$

- Sprawność układu η podawana w procentach liczona ze wzoru:

$$\eta = \frac{N_u}{N_w} * 100\%$$

W sprawozdaniu należy sporządzić jeden wykres, na którym mają być przedstawione cztery krzywe obrazujące zależność między sprawnością, a prędkością obrotową silnika dla różnych obciążeń silnika. Sprawozdanie należy wykonać w formie elektronicznej i zakończyć je wnioskami.

Uwaga!!!

Wszystkie obliczenia powinny być wykonywane po sprowadzeniu jednostek do układu SI.

Literatura

1. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny, tom I elementy Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Warszawa 2003
2. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny, tom II układy Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Warszawa 2003