

Sterowanie maszyn i urządzeń

Instrukcja do ćwiczeń laboratoryjnych

Sterowanie objętościowe

Cel ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest poznanie zasad sterowania objętościowego oraz wyznaczenie chłonności jednostkowej silnika hydraulicznego.

Wstęp

Sterowanie objętościowe prędkością roboczą dowolnego typu odbiornika (silnika lub siłownika) odbywa się za sprawą zmiany natężenia przepływu strumienia zasilającego odbiornik lub zmianę chłonności odbiornika. Z przykładem takiego sterowania mamy do czynienia w przekładni hydrostatycznej.

Przekładnie hydrostatyczne mogą być budowane jako jednostki zwarte lub luźne. Jednostki zwarte oznaczają, że obie wielkości: generująca i odbierająca energię czynnika roboczego znajdują się we wspólnym korpusie. Jednostki luźne oznaczają odrębność konstrukcyjną pompy i silnika hydraulicznego. Przekładnie luźne mogą pracować w układzie otwartym lub zamkniętym. Przez układ otwarty rozumie taki układ, w którym pompa zasilająca w przekładni pobiera czynnik ze zbiornika, a silnik hydrauliczny odprowadza go do zbiornika. W układzie zamkniętym czynnik roboczy znajduje się w obiegu krążenia między pompą a silnikiem. W układzie takim musi być zapewnione uzupełnienie strat objętościowych oraz chłodzenie czynnika roboczego.

Przekładnie zamknięte mogą być budowane o regulowanych i nieregulowanych parametrach oraz o jednym i dwóch kierunkach prędkości obrotowej. Przykładowe schematyczne rozwiązania przekładni przedstawia rys. 1.

Parametr regulacji pompy lub silnika hydraulicznego jest to wielkość decydująca o wartości wydajności pompy lub chłonności silnika. Parametr regulacji jednostek wyporowych można wyznaczyć wyodrębniając go ze związku na wydajność bądź chłonność, a mianowicie:

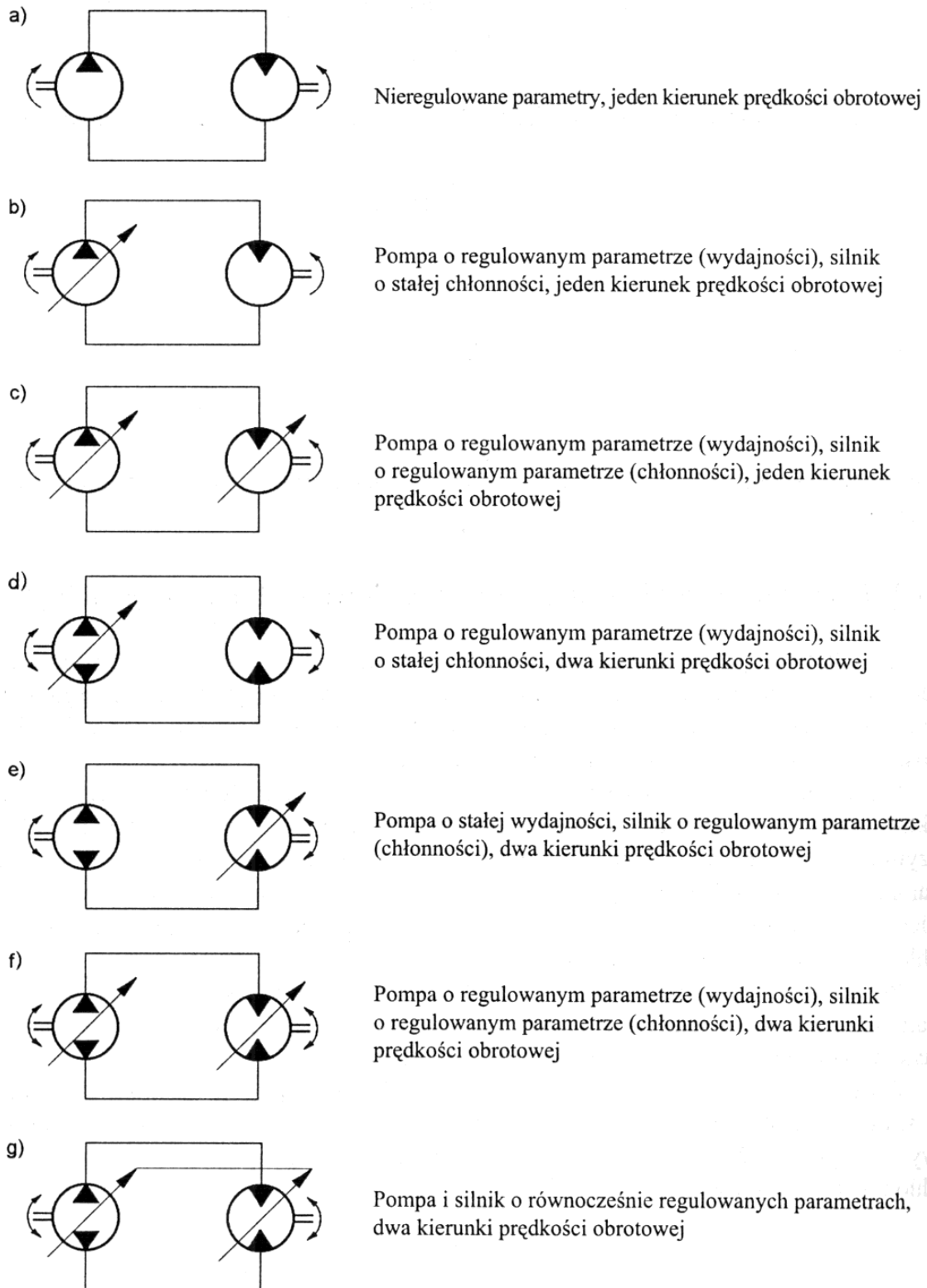
$$Q = qn\varepsilon \quad (1)$$

gdzie:

q - miara wydajności (chłonności) właściwej pompy (silnika),

n – prędkość obrotowa

ε - parametr regulacji.



Rys. 1. Przekładnie hydrostatyczne zamknięte o regulowanym i nieregulowanym parametrze pompy i silnika

W przypadku pomp i silników, w których regulacja wydajności lub chłonności odbywa się poprzez zmianę mimośrodów, parametr regulacji jest wartością względną mimośrodowości. W pompach i silnikach wielotłokowych osiowych parametr regulacji może zostać określony następująco:

$$Q = fzhn = \frac{\pi d^2}{4} znD_p \operatorname{tg} \varphi \quad (2)$$

gdzie:

$f = \frac{\pi d^2}{4}$ – powierzchnia czynna tłoczka,

z – liczba tłoczków,

D_p – średnica podziałowa położenia tłoczków na tarczy oporowej,

φ – pochylenia tarczy oporowej

Parametr regulacji ε ustala się tu jako stosunek tangensa kąta pochylenia tarczy oporowej w okresie eksploatacji do tangensa maksymalnego kąta pochylenia, a więc:

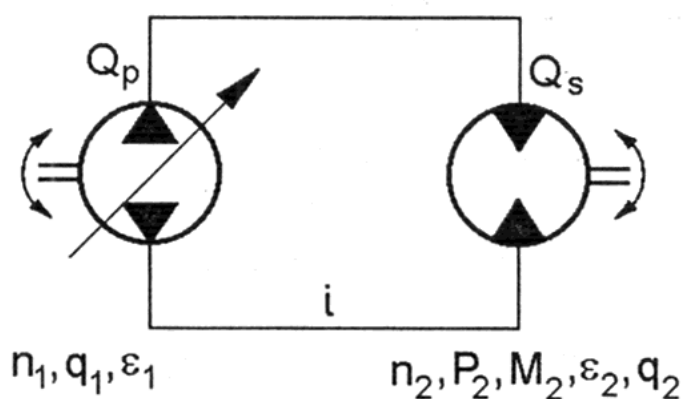
$$\varepsilon = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \varphi_{\max}} \quad (3)$$

Parametr regulacji ε może więc zmieniać wartość w zakresie od -1 do +1.

Przeprowadźmy analizę zmian parametrów eksploatacyjnych przekładni hydrostatycznej o regulowanym parametrze pompy (sterowanie pierwotne) przy założeniu braku strat hydraulicznych i objętościowych (przekładnia idealna). Omawianą przekładnię widzimy na rys. 2, parametry pompy oznaczono symbolem (1), a parametry silnika symbolem (2). W tym przypadku wydajność pompy równa jest wartości natężenia przepływu cieczy na wejściu do silnika hydraulicznego:

$$Q_p = Q_s \quad (4)$$

$$q_1 n_1 \varepsilon_1 = q_2 n_2 \varepsilon_2$$



Rys. 2. Schemat przekładni hydrostatycznej o regulowanym parametrze pompy

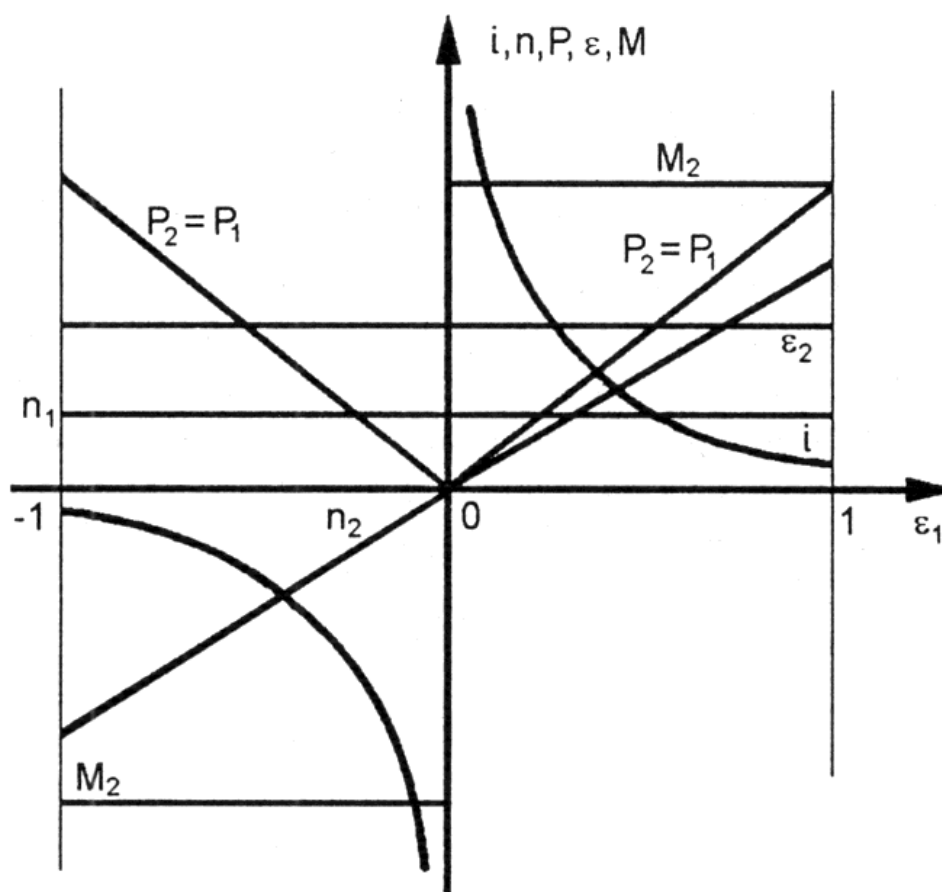
Przełożenie przekładni zdefiniowane jako stosunek prędkości obrotowej wałka pompy do prędkości wałka silnika wyniesie:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{q_2}{q_1} \varepsilon_2 \frac{1}{\varepsilon_1} = c_1 \frac{1}{\varepsilon_1} \quad (5)$$

Przełożenie i jest więc zależnością hiperboliczną parametru regulacji pompy ε_1 . **Wartość przełożenia jest tym większa, im stosunek chłonności właściwej silnika do wydajności właściwej pompy jest większy** (rys. 3). Prędkość obrotowa wałka silnika hydraulicznego n_2 po przekształceniu równania (5) wyniesie:

$$n_2 = n_1 \frac{q_1 \varepsilon_1}{q_2 \varepsilon_2} = c_2 \varepsilon_1 \quad (6)$$

Prędkość n_2 rośnie więc ze wzrostem prędkości obrotowej wałka pompy n_1 oraz ze wzrostem stosunku wydajności właściwej pompy do chłonności właściwej silnika hydraulicznego.



Rys. 3. Zależność parametrów eksploatacyjnych przekładni (i , n , P , ε , M) od parametru regulacji pompy ε_1

Prędkość n_2 jest zależnością liniową parametru regulacji pompy ε_1 . Przekładnia ta jest więc przekładnią nawrotną.

Moc na wale silnika hydraulicznego P_2 wyniesie zgodnie z równaniem (7)

$$P_2 = pQ_s = pq_2 n_2 \varepsilon_2 \quad (7)$$

Po wstawieniu do równania (7) wyrażenia (4) otrzymamy ostatecznie

$$P_2 = pq_1 n_1 \varepsilon_1 = c_3 \varepsilon_1 \quad (8)$$

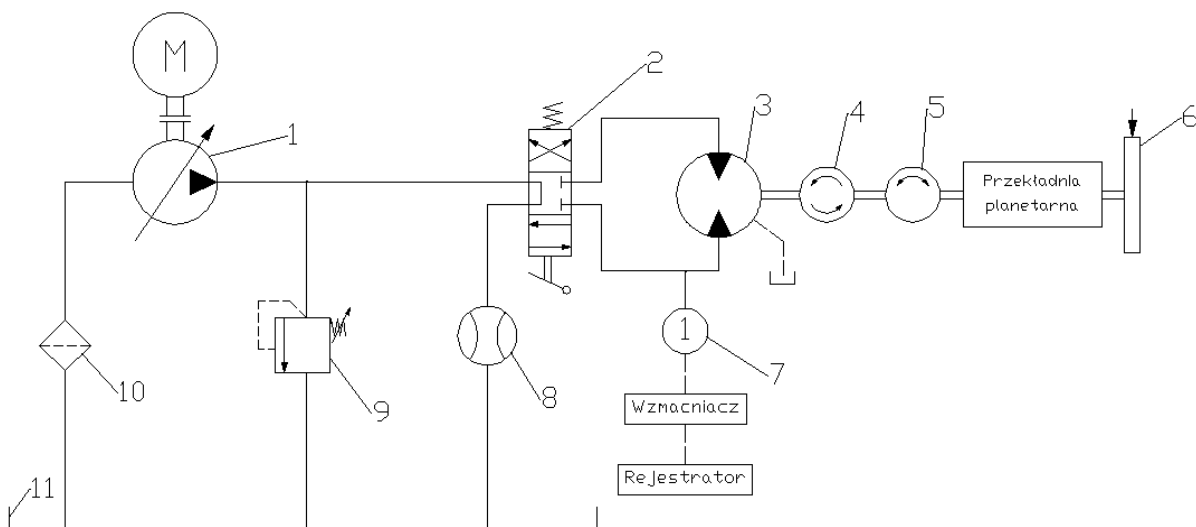
Przy założeniu stałego obciążenia w układzie $p = \text{const}$, moc P_2 zmienia się liniowo ze zmianą parametru pompy ε_1 (rys. 3) i jest tym większa, im wydajność pompy jest większa. Moment na wale silnika hydraulicznego M_2 zgodnie z równaniem (9) wyniesie

$$M_2 = \frac{pq_2 \varepsilon_2}{2\pi} = \text{const.} \quad (9)$$

Moment na wale silnika M_2 nie zależy od parametru regulacji pompy i jest tym większy, im chłonność właściwa silnika hydraulicznego jest większa. Własność ta jest cechą charakterystyczną przekładni o regulowanym parametrze pompy. Regulację tę nazywamy więc regulacją stałego momentu.

Przebieg ćwiczenia

Stanowisko pomiarowe składa się z pompy o nastawialnej wydajności 1 (rys. 4) napędzanej przez silnik elektryczny. Podaje ona ciecz roboczą przez rozdzielacz sterowany ręcznie 2 do rewersyjnego silnika hydraulicznego 3 o stałej chłonności. Silnik napędza przez przekładnię planetarną masę wirującą 6 wyposażoną w hamulec cierny. Po drodze zamontowano miernik prędkości obrotowej 4 i momentomierz 5. W układzie znajduje się także czujnik ciśnienia 7, pozwalający na graficzną rejestrację pomiaru. Przepływomierz 8 określa wydajność/chłonność chwilową pompy/silnika w zależności od nastawy parametru regulacji. Zawór bezpieczeństwa 9 zabezpiecza układ przed przeciążeniem. Układ posiada także filtr 10 zamontowany na ssaniu i zbiornik 11.



Rys.4. Schemat układu pomiarowego; 1 – pompa wielotłoczkowa o zmiennej wydajności typ PNZ25, 2 - Rozdzielacz 4/3 sterowany dźwignią, 3 – silnik hydrauliczny zębaty typ M 1613, 4 - obrotomierz, 5 – momentomierz, 6 – tarcza symulująca masowy moment bezwładności obciążenia zewnętrznego, 7 - tensometryczny czujnik ciśnienia. 8 – przepływomierz, 9 – zawór bezpieczeństwa, 10 – filtr ssawny, 11 – zbiornik.

Pierwszym zadaniem jest pomiar prędkości obrotowej n silnika hydraulicznego z zależności od nastawionej wydajności pompy Q . Zmianę parametru nastawy pompy dokonujemy przez układ śruba - nakrętka - układ dźwigniowy w sposób ręczny. Należy wykonać wykres zależności $n = f(Q)$.

Druga część zajęć polega na określeniu wydajność jednostkowej silnika hydraulicznego. W tym celu parametr regulacji nastawy pompy ustawiamy na 1 i przesterowujemy rozdzielacz w skrajne położenie. Dokonujemy odczytu prędkości obrotowej silnika hydraulicznego na mierniku 4 oraz chłonności silnika na przepływomierzu 8. Korzystając z zależności (1) wyznaczamy chłonność jednostkową średnią silnika hydraulicznego.

Badanie zjawisk rozruchowych polega na rejestracji przebiegu ciśnienia w funkcji czasu przy skokowym przesterowaniu rozdzielacza i określeniu wartości nadwyżki dynamicznej i czasu rozruchu w zależności od wydajności pompy. Porównanie uzyskanych wyników z wynikami zarejestrowanymi w trakcie zmiany wydajności pompy ręcznie za pomocą mechanizmu nastawczego. Definicję i sposób określania parametrów dynamicznych przyjąć za literaturą [3].

Wyniki pomiarów należy zamieścić tabeli pomiarowej (tab. 1). Sprawozdanie powinno zabierać opis badanego układu hydraulicznego wraz ze wstępem teoretycznym. Należy sporządzić wykres zależności prędkości obrotowej wałka silnika od wydajności pompy wielotłoczkowej $n = f(Q)$. Dokonać analizy rozruchu stanowiska na podstawie sporządzonego zapisu.

Tabela 1. Tabela pomiarowa

Lp.	n_s	Q_s	M	p
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

Literatura

1. W. Kollek „*Podstawy projektowanie napędów i sterowań hydraulicznych*”, Oficyna Wydawnicza PWr, Wrocław 2004
2. S. Stryczek „*Napęd hydrostatyczny*”, WNT, Warszawa 1992.
3. Palczak E.: „*Dynamika elementów i układów hydraulicznych*”, Wydawnictwo Zakład Narodowy im. Ossolińskich. Wrocław-Warszawa-Kraków, 1999.