

Tadeusz STEFAŃSKI¹
Łukasz ZAWARCZYŃSKI²

ANALIZA UKŁADU REGULACJI PRĘDKOŚCI SILNIKA HYDRAULICZNEGO

W pracy analizowano problem regulacji prędkości silnika hydraulicznego, w układzie sterowania objętościowego i dławieniowego. Omówiono również problem identyfikacji parametrów modeli matematycznych analizowanych obiektów sterowania. Do identyfikacji parametrycznej w warunkach off-line zastosowano numeryczną metodę optymalizacji statycznej. W układach regulacji przepływu i prędkości zastosowano klasyczne regulatory. Zamieszczono wyniki badań laboratoryjnych.

ANALYSIS OF SPEED CONTROL SYSTEM OF HYDRAULIC MOTOR

The problem of speed control of an hydraulic motor in volumetric and throttling control system is presented in the paper. Discusses also the aspects of the parametric identification of the control system mathematical models. The numerical static optimisation method for off-line identification was used. In the control systems the conventional type controllers were used. The experimental investigations were presented.

1. WSTĘP

Układy elektrohydrauliczne mają szerokie zastosowanie przemysłowe, głównie jako układy regulacji położenia i prędkości. Sterowanie prędkością hydraulicznego elementu wykonawczego wymaga zastosowania w układzie zaworu dławiącego, umożliwiającego zmianę natężenia przepływu cieczy roboczej (dławieniowy układ sterowania prędkością) lub pompy wyporowej o zmiennej wydajności (objętościowy układ sterowania prędkością). Układy sterowania dławieniowego charakteryzują się niską sprawnością, co ogranicza ich zastosowanie do niewielkich mocy. Jednym z popularniejszych sposobów sterowania prędkością hydraulicznego elementu wykonawczego jest zastosowanie w układzie pompy wyporowej o zmiennej wydajności. Zmianę przepływu można uzyskać poprzez zmianę wydajności jednostkowej pompy lub poprzez zmianę jej prędkości obrotowej. Między wydajnością pompy a prędkością kątową silnika zachodzą jednoznaczne, w przybliżeniu proporcjonalne relacje. Relacje te można wykorzystać do odpowiedniego sterowania

¹ Politechnika Świętokrzyska, Wydział Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki, Kielce 25-314;
ul. Tysiąclecia P.P. 7, Tel. +48 41 34-24-213, Fax: +48 41 34-24-214, E-mail: t.stefanski@tu.kielce.pl

² Politechnika Świętokrzyska, Wydział Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki, Kielce 25-314;
ul. Tysiąclecia P.P. 7, Tel: +48 41 34-24-200, Fax: + 48 41 34-24-214, E-mail: l.zawarczyński@tu.kielce.pl

falownikowym napędem pompy o stałej objętości geometrycznej. Rozwój konstrukcji silników elektrycznych, energoelektronicznych przekształtników, metod sterowania i mikroprocesorowych systemów sterujących umożliwia uzyskanie w układach sterowania objętościowego parametrów regulacyjnych zbliżonych do parametrów układów sterowania dławieniowego [1, 2, 3, 4, 5].

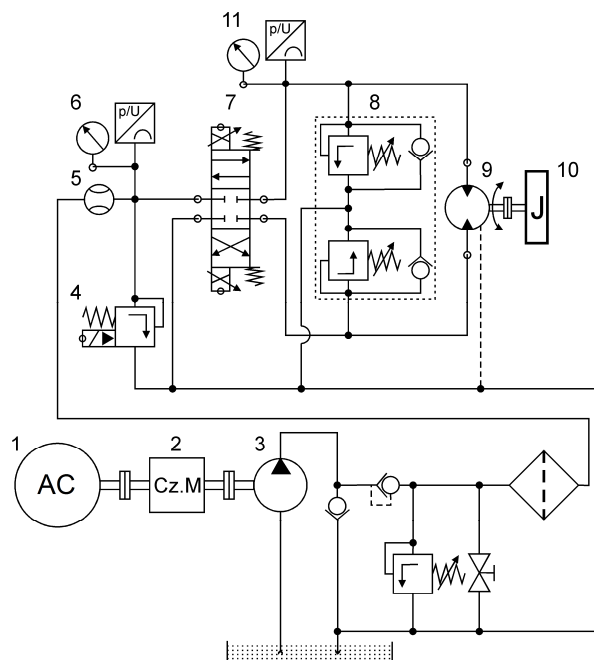
Nowoczesne metody sterowania, wsparte techniką mikroprocesorową, zapewniają wysoką jakość sterowania w stanach statycznych i dynamicznych. Do osiągnięcia wysokiej jakości sterowania niezbędna jest jednak aktualna i dokładna informacja o bieżących wartościach parametrów modelu matematycznego obiektu sterowania. W większości regulowanych układów przemieszczeń lub prędkości zadowalające właściwości statyczne i dynamiczne otrzymuje się przy zastosowaniu klasycznych algorytmów sterowania typu PI lub PID. Regulatory te są proste w realizacji cyfrowej układu sterowania i stosunkowo mało wrażliwe na zmiany wartości parametrów oraz nieliniowość obiektu [6, 7].

W pracy analizowano problem regulacji prędkości silnika hydraulicznego, którego obciążenie stanowi moment bezwładności. Analizę regulacji prędkości silnika hydraulicznego przeprowadzono dla sterowania objętościowego i dławieniowego, z zastosowaniem regulatorów klasycznych. Rozważania teoretyczne udokumentowano badaniami laboratoryjnymi.

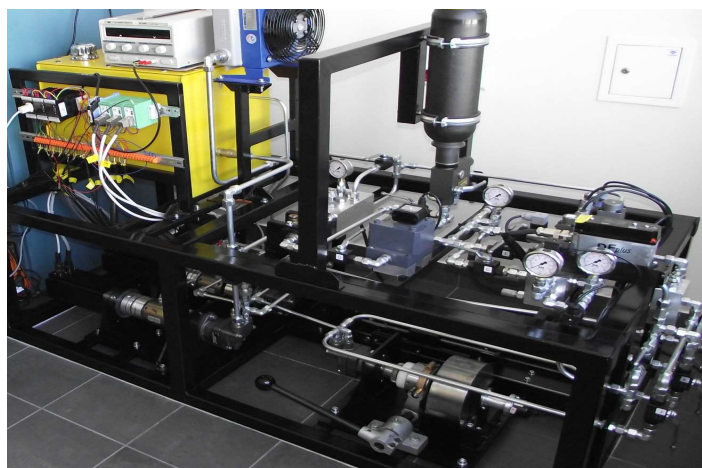
2. MODEL MATEMATYCZNY NAPĘDU HYDRAULICZNEGO

Schemat ideowy struktury stanowiska badawczego ilustruje rys. 1, natomiast jego widok – rys. 2. Silnik indukcyjny (AC) 1 o mocy 2,6 kW napędza pompę zębatą 3 o objętości geometrycznej $6 \text{ cm}^3/\text{obrót}$ poprzez sprzęgła i układ pomiaru momentu 2. Do napędu pompy zastosowano silnik o małym momencie bezwładności i dużej przeciążalności momentem. Sterowanie przepływem lub ciśnieniem może odbywać się poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika 1 lub odpowiednie sterowanie proporcjonalnym zaworem przelewowym 4, lub proporcjonalnym zaworem regulacyjnym 7. Obciążeniem układu jest silnik hydrauliczny 9 o objętości geometrycznej $4,9 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, współpracujący z układem antykawitacyjno-przeciążeniowym 8, połączonym mechanicznie z masą 10 poprzez sprzęgło rozłączne. Pomiar wielkości hydraulicznych układu jest dokonywany za pomocą przetworników ciśnienia 6 i 11 oraz przepływomierza 5.

Stanowisko wyposażono w mikroprocesorowe układy pomiarowe: prędkości i położenia wału silnika (resolver), napięć i prądów stojana (przetworniki typu LEM, odpowiednio napięciowe i prądowe), momentu obrotowego (przetwornik typu DataFlex 22), prędkości i położenia silnika i siłownika hydraulicznego (enkodery), natężenia przepływu (przepływomierz turbinkowy) i ciśnienia. Do sterowania i rejestracji wielkości mierzonych zastosowano kartę kontrolno-sterującą DSpace 1103, kartę pomiarową Advantech oraz komputer. Silnik indukcyjny jest zasilany z falownika MDS5110 firmy STOEBER. Część hydrauliczna stanowiska jest wyposażona w proporcjonalne zawory firmy Parker (sterowane napięciowo): przelewowy, dławiący, regulacyjny oraz rozdzielacz. Sterowanie zaworami może być realizowane za pomocą karty DSpace lub komputera, poprzez odpowiednie wzmacniacze. Konstrukcja i oprzyrządowanie pomiarowe części hydraulicznej umożliwia uzyskiwanie dowolnej charakterystyki obciążenia momentem badanego silnika elektrycznego lub niezależne badanie układów regulacji prędkości, położenia lub momentu (siły) napędu hydraulicznego i napędu elektrycznego.



Rys. 1. Schemat ideowy stanowiska badawczego

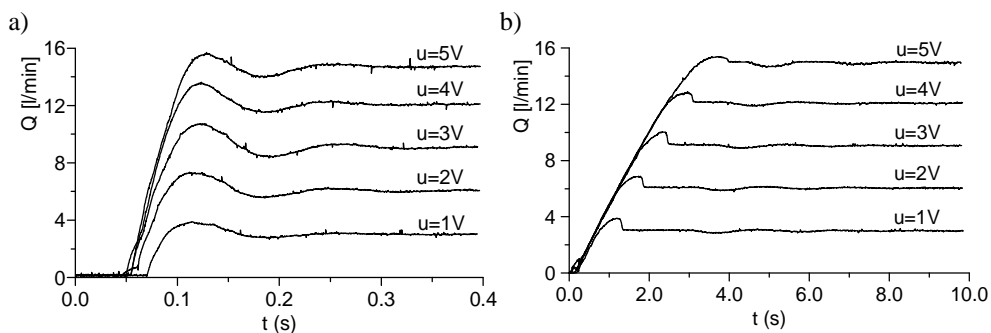


Rys. 2. Widok stanowiska badawczego napędów elektrycznych i elektrohydraulicznych

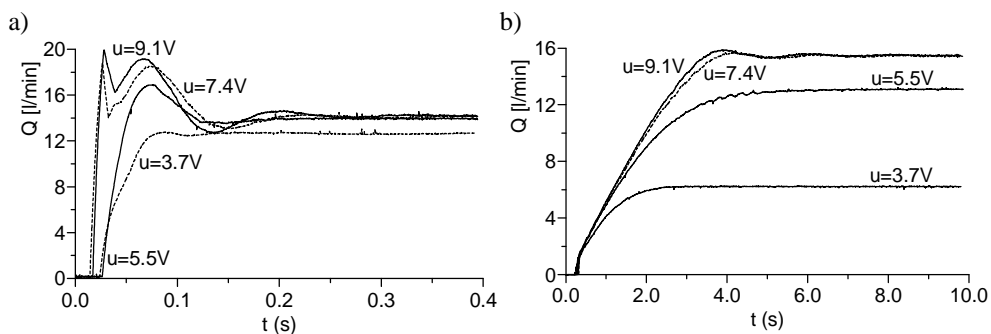
W analizowanym układzie napędowym regulacja przepływu lub prędkości silnika hydraulicznego może odbywać się poprzez sterowanie prędkością silnika elektrycznego lub poprzez sterowanie zaworem proporcjonalnym. Rzeczywiste zjawiska zachodzące w analizowanym układzie elektrohydraulicznym są nieliniowe i niestacjonarne. W analizie dynamiki tego typu układu zwykle stosuje się liniowe modele matematyczne. Model

nieliniowy, ze względu na swą złożoność, utrudnia rozwiązanie zadania syntezy układu sterowania. Z kolei modele liniowe upraszczają zadanie syntezy, ale często pojawiają się rozbieżności między oczekiwanymi a uzyskiwanymi wynikami sterowania [7].

Charakter zmian natężenia przepływu w układzie hydraulicznym jest uzależniony nie tylko od prędkości silnika elektrycznego (pompy), ale także od rodzaju sterowania (objętościowe, dławieniowe) oraz od obciążenia silnika (siłownika) hydraulicznego. Problem ten ilustrują charakterystyki skokowe, zamieszczone na rys. 3 i rys. 4. Przepływ Q zarejestrowano dla: różnej wartości napięcia sterującego u prędkością silnika elektrycznego ($1V=500$ obr/min.) lub zaworu proporcjonalnego, sterowania objętościowego i dławieniowego oraz silnika hydraulicznego nieobciążonego i obciążonego masą. W przypadku sterowania dławieniowego silnik napędzał pompę z prędkością 3000 obr/min. (18 l/min.).



Rys. 3. Charakterystyki skokowe natężenia przepływu Q w układzie sterowania objętościowego dla silnika hydraulicznego: a) nieobciążonego, b) obciążonego masą



Rys. 4. Charakterystyki skokowe natężenia przepływu Q w układzie sterowania dławieniowego dla silnika hydraulicznego: a) nieobciążonego, b) obciążonego masą

Parametry regulatorów w układach regulacji przepływu Q wyznacza się na podstawie identyfikacji parametrycznej modeli matematycznych układu silnik-pompa lub układu pompa-zawór proporcjonalny albo na podstawie identyfikacji nieparametrycznej tych

układów. W prezentowanych badaniach dokonano identyfikacji parametrycznej na podstawie zarejestrowanych charakterystyk skokowych ww. układów, które aproksymowano modelem matematycznym typu wejście-wyjście w postaci transmitancji II rzędu z opóźnieniem

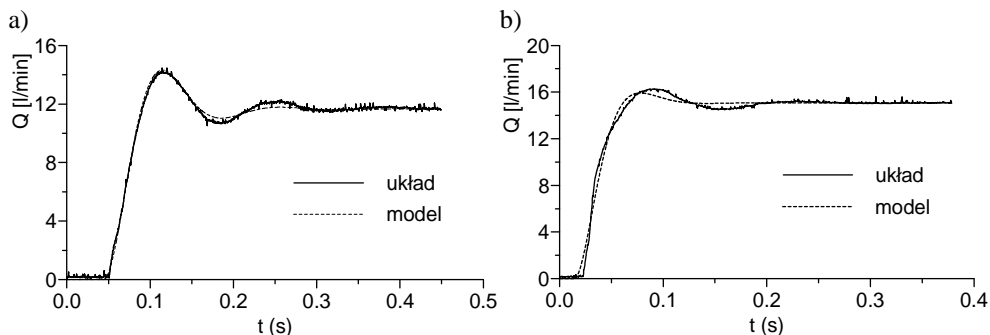
$$\frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{Ke^{-sT_o}}{T^2s^2 + 2\xi Ts + 1} \quad (1)$$

Parametry transmitancji (1) wyznaczono minimalizując metodą Box'a błąd średniokwadratowy zarejestrowanego Q i obliczonego przepływu \hat{Q} w układzie regulacji

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Q(i) - \hat{Q}(i))^2 \quad (2)$$

Zastosowanie metod optymalizacji statycznej w identyfikacji parametrycznej cechuje się następującymi zaletami: szerokie możliwości wyboru typu sygnałów pobudzających obiekt, możliwość realizacji eksperymentu czynnego lub biernego, dowolna postać modelu matematycznego (liniowy, nieliniowy), dobra zbieżność algorytmu identyfikacji, niewrażliwość na szумы pomiarowe o zerowej wartości oczekiwanej, wyznaczanie parametrów ciągłego modelu obiektu itd.

Przykładową weryfikację identyfikacji układów silnik-pompa i pompa-zawór ilustruje rys. 5. Układ napęd elektryczny-pompa pobudzono skokową zmianą napięcia sterującego 4,8 V (co odpowiada prędkości pompy 2400 obr/min), natomiast układ pompa-zawór proporcjonalny – napięciem $u=7,4$ V. Dla analizowanego eksperymentu otrzymano wartości parametrów: układ silnik-pompa ($K=2,42$, $T=0,0041$, $\xi=0,41$ i $T_o=0,051$), układ pompa-zawór proporcjonalny ($K=2,03$, $T=0,015$, $\xi=0,68$ i $T_o=0,0021$). Analizując przebiegi zamieszczone na rys. 3 i rys. 4 oraz wyniki identyfikacji (rys. 5) można stwierdzić, że dokładna aproksymacja tych przebiegów jest możliwa przez zastosowanie modelu nieliniowego o zmiennych wartościach parametrów. Wartości parametrów można uzależnić od tzw. zmiennych wiodących (np. od napięcia u i obciążenia) i zastosować sterowanie z otwartą pętlą adaptacji lub zastosować identyfikację w czasie rzeczywistym i sterowanie z zamkniętą pętlą adaptacji [6, 7].

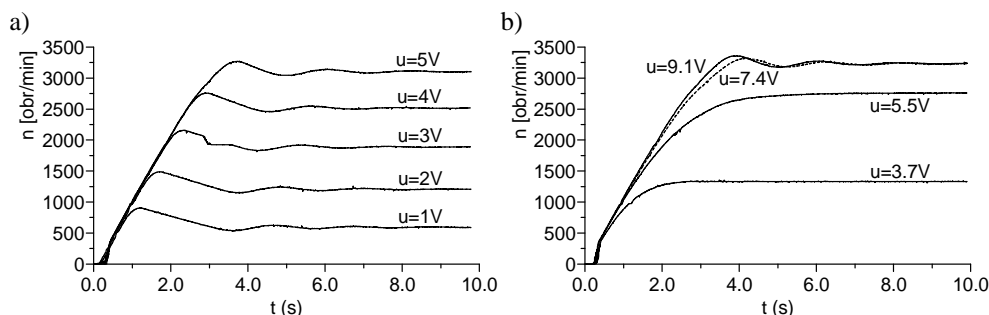


Rys. 5. Weryfikacja identyfikacji parametrycznej układu: a) silnik-pompa, b) pompa-zawór

W modelu liniowym opóźnienie można zastąpić zerem transmitancji (stałą czasową T_1)

$$G(s) = \frac{K(1 - T_1 s)}{T^2 s^2 + 2\xi T s + 1} \quad (3)$$

Dynamika układu silnik elektryczny-pompa-masa (analogicznie układu pompa-zawór-masa) również zależy od zadanej wartości prędkości masy (rys. 6). Przebieg prędkości masy układu silnik elektryczny-masa (sterowanie objętościowe) jest oscylacyjny, z tendencją do zniekształceń nieliniowych (oddziaływanie zaworu przelewowego i antykawitacyjnego). W układzie zawór proporcjonalny-masa (sterowanie dławieniowe) zjawiska te występuje w mniejszym stopniu, przebieg prędkości masy jest aperiodyczny, dopiero dla większego otwarcia zaworu jest oscylacyjny (jest to skutek ograniczonej wydajności pompy). Dokładna identyfikacja i wyznaczanie parametrów regulatorów wymaga więc także zastosowania modeli nieliniowych i sterowania adaptacyjnego.



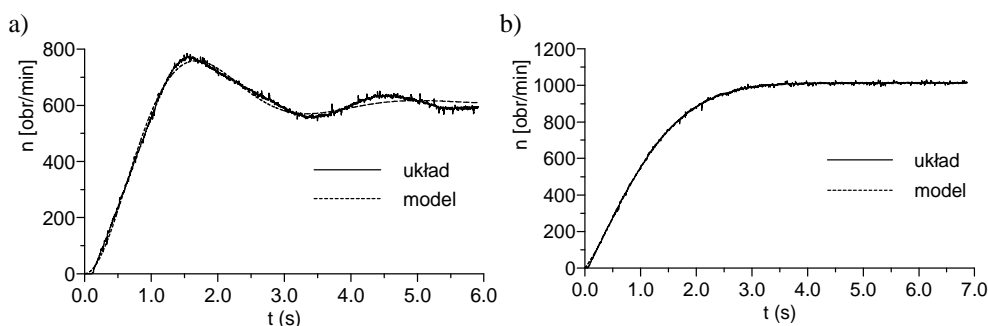
Rys. 6. Charakterystyki skokowe prędkości obrotowej masy dla układu: a) silnik elektryczny-pompa-masa, b) pompa-zawór-masa

Układ silnik elektryczny-silnik hydrauliczny przedstawiono w postaci liniowego układu dynamicznego (2), gdzie sygnałem wejściowym jest napięcie u proporcjonalne do prędkości kątowej silnika elektrycznego, natomiast sygnałem wyjściowym – prędkość masy. Analogicznie również postąpiono w przypadku układu zawór-silnik hydrauliczny.

Przykładowe wyniki identyfikacji układu silnik-pompa-masa i pompa-zawór-masa ilustruje rys. 7. Pierwszy z wyżej wymienionych układów pobudzono skokową zmianą napięcia sterującego 1 V (co odpowiada prędkości masy 612,2 obr/min), natomiast drugi – napięciem $u=2,7$ V. Dla tak przeprowadzonego eksperymentu, w wyniku identyfikacji otrzymano następujące wartości parametrów: układ silnik elektryczny-masa ($K=607,4$, $T=0,486$, $\xi=0,405$ i $T_o=0,0006$, przy współczynniku korelacji $R^2=0,996$); układ pompa-zawór proporcjonalny-masa ($K=675,3$ $T=0,692$, $\xi=0,908$ i $T_o=0,0187$, współczynnik korelacji $R^2=0,999$).

Jeżeli układ napęd elektryczny-masa zostanie pobudzony skokową zmianą napięcia sterującego $u=2$ V (co odpowiada prędkości masy 1224,4 obr/min), to w wyniku identyfikacji otrzymano następujące wartości parametrów: $K=607,3$, $T=0,722$, $\xi=0,622$ i $T_o=0,03$, przy współczynniku korelacji $R^2=0,992$. Analogicznie dla układu pompa-zawór proporcjonalny-masa, przy pobudzeniu $u=3,7V$: $K=674,1$ $T=1,226$, $\xi=1,169$ i $T_o=0,032$,

przy współczynniku korelacji $R^2=0,999$. Wraz ze wzrostem prędkości masy zmniejsza się wartość współczynnika korelacji, a więc pogarsza się dokładność identyfikacji. Podwyższenie rzędu modelu matematycznego (3) tylko nieznacznie poprawia dokładność odwzorowania zarejestrowanych charakterystyk przez model matematyczny. Dokładność identyfikacji można poprawić poprzez zastosowanie modeli nieliniowych o zmiennych wartościach współczynników.



Rys. 7. Weryfikacja identyfikacji układu: a) silnik-pompa-masa, b) pompa-zawór-masa

3. REGULACJA PRZEPIYWU I PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ SILNIKA HYDRAULICZNEGO

Sterowanie przepływem w układzie otwartym poprzez regulację prędkości obrotowej silnika elektrycznego (pompy), charakteryzuje się szybką dynamiką zmian wartości prędkości, ale żądany przepływ otrzymuje się z błędem, wynikającym z określonej sprawności objętościowej pompy. Problem sprawności pompy zostanie wyeliminowany w przypadku zastosowania regulacji przepływu, ale niezbędny jest wówczas pomiar (estymacja) wielkości regulowanej. Bezpośrednia regulacja natężenia przepływu może być dokonywana w układach z regulatorami PI lub PID, przy czym w przypadku sterowania objętościowego sygnał wyjściowy z regulatora określa zadaną prędkość silnika, natomiast w przypadku sterowania dławieniowego – napięcie sterujące zaworem. Parametry regulatorów w objętościowym i dławieniowym układzie regulacji natężenia przepływu Q wyznaczono na podstawie minimalizacji

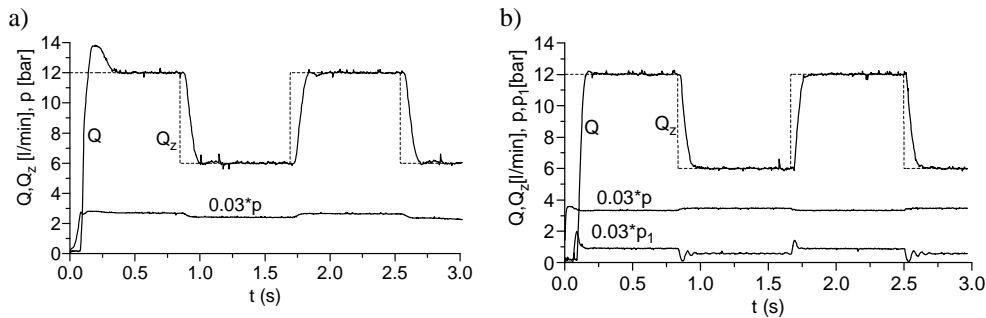
$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Q_{mo}(i) - \hat{Q}(i))^2 \quad (4)$$

gdzie Q_{mo} jest zadaną odpowiedzią modelu odniesienia, a \hat{Q} – obliczoną wartością natężenia przepływu układu hydraulicznego. Transmitancję modelu odniesienia przyjęto w postaci (1), przy czym: $K=1$, $T=0,005$, $\xi=1$ i $T_o=0$.

Jeśli w układzie regulacji przepływu Q zostanie zastosowany regulator PI, wówczas jego parametry można wyznaczyć numerycznie, minimalizując np. wskaźnik (4). Natomiast parametry regulatora PID można obliczyć numerycznie lub analitycznie, przyjmując jako kryterium syntezy, np. zadane położenie biegunów układu regulacji. Wówczas należy

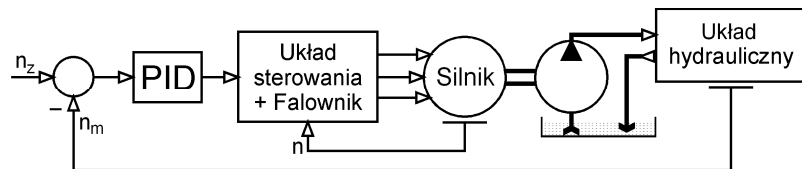
zastosować liniowy model matematyczny (1). Wyniki identyfikacji dla takiego modelu są zbliżone do zamieszczonych na rys. 7.

Na rys. 8 zamieszczono wyniki regulacji natężenia przepływu Q , dla układu objętościowego i dławieniowego sterowania. Układ hydrauliczny obciążono silnikiem z załączoną masą 10. W obydwu metodach sterowania zadano przepływ $Q_c=12$ l/min. W analizowanym przypadku badań nie stwierdzono znaczących różnic w osiągniętych wynikach regulacji przepływu. Jednak należy zauważyć duży spadek ciśnienia na zaworze proporcjonalnym (strata mocy $P_s=Q(p-p_1)/600$, kW).

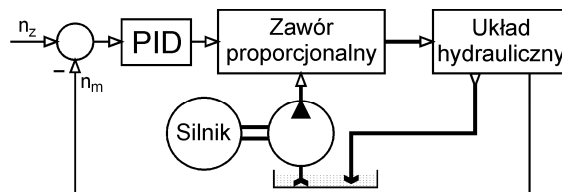


Rys. 8. Regulacja natężenia przepływu dla sterowania: a) objętościowego, b) dławieniowego

Regulację prędkości obrotowej masy analizowano również w układzie sterowania objętościowego i dławieniowego. Na rys. 9 zamieszczono schemat blokowy układu regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego dla sterowania objętościowego, natomiast na rys. 10 – schemat blokowy dla sterowania dławieniowego. Prędkość masy n_m mierzono za pomocą enkodera i przetwornika częstotliwość-napięcie.



Rys. 9. Schemat blokowy układu regulacji prędkości silnika hydraulicznego (sterowanie objętościowe)



Rys. 10. Schemat blokowy układu regulacji prędkości silnika hydraulicznego (sterowanie dławieniowe)

Parametry regulatorów PID w objętościowym i dławieniowym układzie regulacji prędkości obrotowej masy wyznaczono na podstawie numerycznej minimalizacji funkcji

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (n_{mo}(i) - \hat{n}_m(i))^2 \quad (5)$$

gdzie n_{mo} jest zadaną odpowiedzią modelu odniesienia, a \hat{n}_m – obliczoną wartością prędkości obrotowej masy. Transmittancję modelu odniesienia przyjęto w postaci (1), przy czym: $K=1$, $T=0,8$, $\xi=1$ i $T_o=0$.

Zasadniczą wadą przedstawionego powyżej sposobu wyznaczania parametrów regulatorów jest pośrednie kształtowanie właściwości dynamicznych poprzez zadawanie wartości parametrów modelu odniesienia. Bardziej jednoznacznym sposobem kształtowania właściwości dynamicznych układu regulacji jest zadawanie położenia biegunów układu z regulatorem. Przyjmując transmittancję układu w postaci (3) można, stosując regulator PID, przesuwać bieguny układu zamkniętego w dowolne położenie, o ile na to pozwala ograniczenie amplitudy napięcia sterującego. Ujemną stroną tej metody jest to, że transmittancja obiektu sterowania może być co najwyżej drugiego rzędu, a wraz z regulatorem PI lub PID – trzeciego.

Parametry regulatora PID (dla uproszczenia rozważań przyjęto regulator z idealnym różniczkowaniem i $T_o=0$) wyznaczono porównując współczynniki równania charakterystycznego układu zamkniętego ze współczynnikami zadanego równania o postaci

$$(s+p)^3 = s^3 + 3ps^2 + 3p^2s + p^3 \quad (6)$$

gdzie: p - zadana wartość bieguna (dla uproszczenia zapisu przyjęto biegun rzeczywisty, trzykrotny). Wartości parametrów regulatora PID wyrażają się następująco:

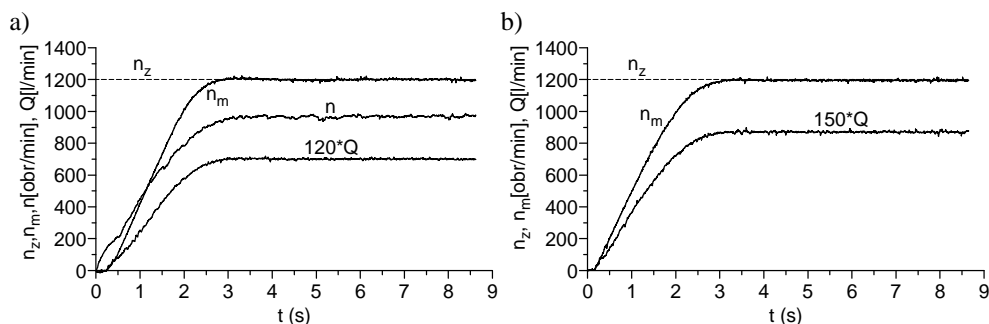
$$k_p = \frac{3p^2T^2 - 1}{K}, \quad T_i = \frac{K k_p}{T^2 p^3}, \quad T_d = \frac{3pT^2 - 2\xi T}{K k_p} \quad (7)$$

Na rysunku 11 zamieszczono przykład regulacji prędkości obrotowej n_m masy 10, dla sterowania objętościowego i dławieniowego (n_z – zadana prędkość masy, n – prędkość silnika elektrycznego). Jakość regulacji dla wymienionych metod sterowania jest porównywalna, przy czym układ sterowania objętościowego cechuje się większą wrażliwością charakteru stanu nieustalonego prędkości masy na zmiany wartości parametrów regulatora. Ponadto napęd pompy za pomocą silnika AC ma własności asynchroniczne, a więc mniej „sztywne” charakterystykę przy hamowaniu prędkości masy. Z pewnością lepsze efekty można uzyskać stosując napęd synchroniczny. W układzie sterowania dławieniowego spadek ciśnienia na zaworze jest czynnikiem stabilizującym prędkość obrotową masy.

4. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono problem sterowania natężeniem przepływu oraz prędkością obrotową silnika hydraulicznego, obciążonego momentem bezwładności. Do napędu pompy o stałej objętości geometrycznej zastosowano falownikowy napęd z silnikiem

indukcyjnym. Analizowano układy regulacji ze sterowaniem objętościowym oraz dławieniowym. Do identyfikacji parametrycznej i wyznaczenia parametrów regulatorów zastosowano numeryczną metodę optymalizacji statycznej (metodę Box'a). W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono że:



Rys. 11. Regulacja prędkości obrotowej masy 10: a) sterowanie objętościowe b) sterowanie dławieniowe

- dynamika sterowania objętościowego przepływem z pompą o stałej objętości geometrycznej jest porównywalna z dynamiką układu ze sterowaniem dławieniowym;
- wysokie parametry regulacyjne układów sterowania objętościowego i dławieniowego wymagają zastosowania nieliniowych modeli matematycznych obiektów sterowania, numerycznych metod wyznaczenia parametrów regulatorów i sterowania adaptacyjnego;
- zmiana przepływu poprzez zmianę prędkości kątowej silnika umożliwia wyeliminowanie sterowania dławieniowego, a więc znaczne podwyższenie sprawności napędu hydraulicznego, szczególnie w przypadku, gdy występują przerwy w pracy hydraulicznego elementu wykonawczego.

5. LITERATURA

- [1] Gozdałik M.: *Hydrauliczny agregat z nienastawną pompą z regulowanym napędem elektrycznym*, *Hydraulika i Pneumatyka* 1, 2009, str. 5-11.
- [2] Gozdałik M.: *Hydrostatyczne układy load sensing*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 1, 2005, str. 15-19.
- [3] Stefański T., Zawarczyński Ł.: *Energooszczędny napęd hydrauliczny z silnikiem indukcyjnym zasilanym z falownika napięcia*. *Acta Mechanica et Automatica*, vol. 4, nr 2, 2010, str. 130-136.
- [4] Boldea I., Nasar S.A.: *Electric drives*. CRC Press LLC, 1999.
- [5] Stefański T., Zawarczyński Ł.: *DTC method analysis in application of pressure and flow control in hydraulic system* *Logistyka*, nr 6, 2010, str. 3187-3196.
- [6] Stefański T.: *Modelling and control of the induction motor with elastic coupling of the load mass*. Rozdział w *Power electronics and electrical drives*. Polish Academy of Sciences, Wrocław 2007, pp. 291-303.
- [7] Stefański T.: *Problemy identyfikacji i sterowania napędami elektrohydraulicznymi*. Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych. Fluid Power Net Publication, Kraków 1999, str. 113-161.