

ZAWARCZYŃSKI Łukasz, STEFAŃSKI Tadeusz

ANALIZA SPRAWNOŚCI NAPĘDU ELEKTROHYDRAULICZNEGO W UKŁADZIE STEROWANIA OBJĘTOŚCIOWEGO I DŁAWIENIOWEGO

Streszczenie

Przedstawiono wyniki analizy sprawności napędu elektrohydraulicznego w układzie sterowania objętościowego (zmiana wydatku pompy poprzez zmianę jej prędkości obrotowej) i dławieniowego (dławienie przepływu za pomocą zaworu proporcjonalnego). Zamieszczono także modele matematyczne wymienionych układów sterowania i problem identyfikacji parametrycznej z zastosowaniem numerycznej metody optymalizacji statycznej. Charakterystyki sprawności wyznaczono w układzie napęd elektryczny–pompa zębata oraz napęd elektryczny–pompa–silnik hydrauliczny dla stanu nieustalonego i ustalonego regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego.

WPROWADZENIE

Sterowanie prędkością obrotową hydraulicznego elementu wykonawczego wymaga zastosowania zaworu umożliwiającego ciągłą zmianę natężenia przepływu cieczy roboczej (dławieniowy układ sterowania) lub pompy wyporowej o zmiennej wydajności (objętościowy układ sterowania). Zmiana wydajności może odbywać się poprzez zmianę wydajności jednostkowej pompy lub poprzez zmianę jej prędkości obrotowej (niezbędne zastosowanie falownika). Najczęściej w układach hydraulicznych do napędu pompy stosuje się silnik indukcyjny, który jest zasilany z sieci elektrycznej lub z falownika. Zasilanie silnika z sieci charakteryzuje się brakiem możliwości zmiany prędkości obrotowej pompy, a więc i jej wydatku. W tego typu napędzie zmiana parametrów hydraulicznych pompy jest możliwa zwykle poprzez zastosowanie dławienia przepływu cieczy roboczej, gdzie znaczna część jej energii jest wytracana w postaci ciepła. Z kolei, w przypadku objętościowego sterowania, układ napęd elektryczny-pompa pracuje w szerokim zakresie zmian prędkości obrotowej, co może spowodować obniżenie jego sprawności.

Silniki indukcyjne posiadają dobre właściwości eksploatacyjne i regulacyjne. Nowe konstrukcje silników indukcyjnych dla nominalnych warunków pracy mogą osiągać sprawność rzędu 90%. Na dużą popularność trójfazowych silników indukcyjnych wpływa znaczny postęp konstrukcyjny i technologiczny w dziedzinie budowy półprzewodnikowych elementów mocy.

Falownikowy napęd pompy hydraulicznej umożliwia realizację sterowania objętościowego napędu, które charakteryzuje się wysoką sprawnością energetyczną, a więc także niskimi kosztami eksploatacyjnymi [1, 2, 3]. Obecnie większość falowników posiada zaimplementowane skalarne oraz wektorowe metody sterowania prędkością lub momentem

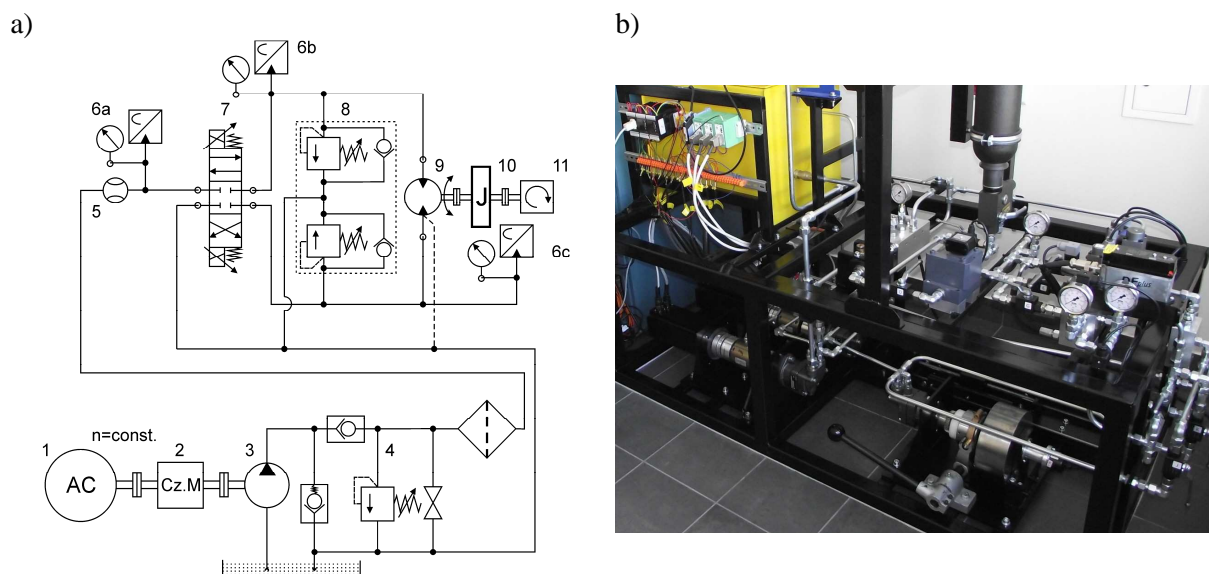
silnika elektrycznego, takie jak: napięcie/częstotliwość=const, FOC (*Field-Oriented Control*) i DTC (*Direct Torque Control*) [4, 5, 6].

Straty mocy w silniku indukcyjnym zasilanym napięciem nieodkształconym są funkcją kwadratową momentu obciążenia i funkcją liniową prędkości kątowej (pulsacji synchronicznej) [1]. Natomiast w silniku zasilanym z falownika, straty mocy dodatkowo zależą również od zawartości wyższych harmonicznych w napięciu zasilającym stojan. Na zawartość wyższych harmonicznych wpływa wiele czynników, w tym: metoda modulacji, konstrukcja falownika, częstotliwość przełączania tranzystorów, poziom zakłóceń w obwodach pomiarowych i sterujących, zastosowana metoda sterowania prędkością kątową lub momentem itd. Straty mocy ogólnie podzielić można na cztery grupy: straty w uzwojeniu (tzw. straty w miedzi lub inaczej obciążeniowe), w rdzeniu (tzw. straty w stali), straty mechaniczne (tarcia) oraz straty dodatkowe.

W pracy dokonano oceny sprawności napędu elektrohydraulicznego dla nieustalonego oraz ustalonego stanu, w układzie sterowania objętościowego i dławieniowego. Wyznaczono charakterystyki sprawności napędu przy jego obciążeniu zmienną mocą w konfiguracji: falownikowy napęd elektryczny-pompa zębata oraz falownikowy napęd elektryczny-pompa-silnik hydrauliczny obciążony momentem bezwładności.

1. STANOWISKO BADAWCZE

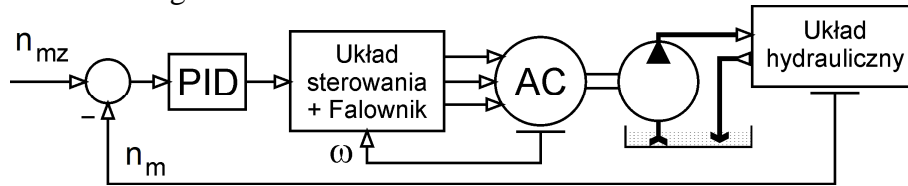
Schemat ideowy struktury stanowiska badawczego przedstawia rysunek 1a, natomiast jego widok – rysunek 1b. Silnik indukcyjny (AC) 1 (2,6 kW, 2300 obr/min) zasilany z falownika napędza pompę zębatą 3 o objętości geometrycznej 6 cm³/obrót poprzez sprzęgło i układ pomiaru momentu 2. Sterowanie przepływem odbywa się poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika 1 lub odpowiednie sterowanie proporcjonalnym zaworem regulacyjnym 7. Obciążeniem układu jest tłoczkowy silnik hydrauliczny 9, o objętości geometrycznej 4,9 cm³/obrót, połączony mechanicznie z masą 10 o momencie bezwładności $J_m=0,1$ kgm². Stanowisko wyposażono w mikroprocesorowe układy pomiarowe: prędkości, położenia wału (resolver) oraz momentu obrotowego silnika AC, napięć i prądów stojana (przetworniki typu LEM), prędkości i położenia wału silnika hydraulicznego (enkoder 11), natężenia przepływu (przepływomierz turbinkowy 5) i ciśnienia (przetworniki 6a, 6b i 6c). Dodatkowo stanowisko wyposażono w zawór przelewowy 4 oraz w układ antykawitacyjno-przeciążeniowy 8. Do sterowania i rejestracji wielkości mierzonych zastosowano kartę kontrolno-sterującą DSpace.



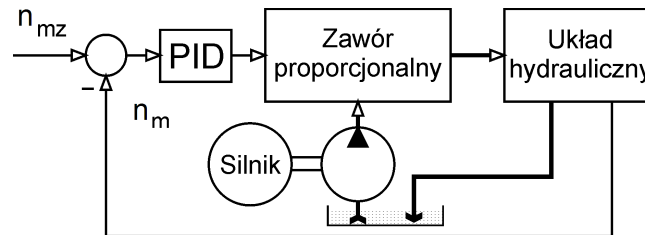
Rys. 1. Stanowisko badawcze: a) schemat ideowy, b) widok

2. MODEL MATEMATYCZNY NAPĘDU

Na rysunku 2 zamieszczono schemat blokowy układu regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego dla sterowania objętościowego, natomiast na rysunku 3 – dla sterowania dławieniowego.



Rys. 2. Schemat blokowy objętościowego układu regulacji prędkości silnika hydraulicznego (n_{mz} – zadana prędkość obrotowa, n_m – mierzona prędkość obrotowa, ω – prędkość kątowa silnika AC)



Rys. 3. Schemat blokowy dławieniowego układu regulacji prędkości silnika hydraulicznego

Model matematyczny silnika AC przedstawiono w wirującym układzie współrzędnych d - q , zorientowanym zgodnie z wektorem napięcia stojana [6]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \varphi_{dv}(t) &= \varphi_{qv}(t) \omega_s(t) - R_s i_{dv}(t) + v(t) \\ \frac{d}{dt} \varphi_{qv}(t) &= -\varphi_{dv}(t) \omega_s(t) - R_s i_{qv}(t) \\ \frac{d}{dt} i_{dv}(t) &= a_1 \varphi_{dv}(t) + a_3 \varphi_{qv}(t) \omega_e(t) - a_2 i_{dv}(t) + i_{qv}(t) \omega_s(t) - i_{qv}(t) \omega_e(t) + a_3 v(t) \\ \frac{d}{dt} i_{qv}(t) &= -a_3 \varphi_{dv}(t) \omega_e(t) + a_1 \varphi_{qv}(t) - i_{dv}(t) \omega_s(t) + i_{dv}(t) \omega_e(t) - a_2 i_{qv}(t) \end{aligned} \quad (1)$$

przy czym: $a_1 = \frac{R_r}{\sigma L_s L_r}$, $a_2 = \frac{R_s}{\sigma L_s} + \frac{R_r}{\sigma L_r}$, $a_3 = \frac{1}{\sigma L_s}$, $\sigma = \frac{L_s L_r - L_m^2}{L_s L_r}$

oraz: i_{dv} , i_{qv} i φ_{dv} , φ_{qv} – odpowiednio składowe wektora prądu i strumienia stojana w układzie współrzędnych związanym z wektorem napięcia stojana; ω_s – pulsacja synchroniczna; ω_e – elektryczna prędkość kątowa; R_s i L_s – rezystancja i indukcyjność stojana; R_r i L_r – rezystancja i indukcyjność wirnika; L_m – indukcyjność główna; p_b – liczba par biegunów.

Równanie mechaniczne silnika AC zapisano w postaci

$$J_s \frac{d\omega(t)}{dt} + B\omega(t) = M_e(t) - M_o(t) \quad (2)$$

przy czym: J_s – moment bezwładności silnika i obciążenia; M_o – moment obciążenia na wale B – współczynnik tarcia wiskotycznego; M_e – moment elektromagnetyczny.

Moment obciążenia wału silnika AC

$$M_o(t) = \frac{10 Q(t) p(t)}{6 \omega(t)} = C_o p(t) \quad (3)$$

przy czym: $C_o = 0,0159 q_p$; Q – natężenie przepływu [l/min]; p – ciśnienie [bar]; q_p – objętość geometryczna pompy [$\text{cm}^3/\text{obrót}$].

Równanie silnika hydraulicznego ma postać

$$J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_m \omega_m(t) = C_m p(t) \quad (4)$$

gdzie $C_m = \frac{10^{-3} q_s}{20\pi}$ jest stałą, zależną od parametrów konstrukcyjnych silnika hydraulicznego; q_s – objętość geometryczna silnika [$\text{cm}^3/\text{obrót}$].

Model matematyczny układu uzupełniają równania węzła sumacyjnego oraz regulatora PID.

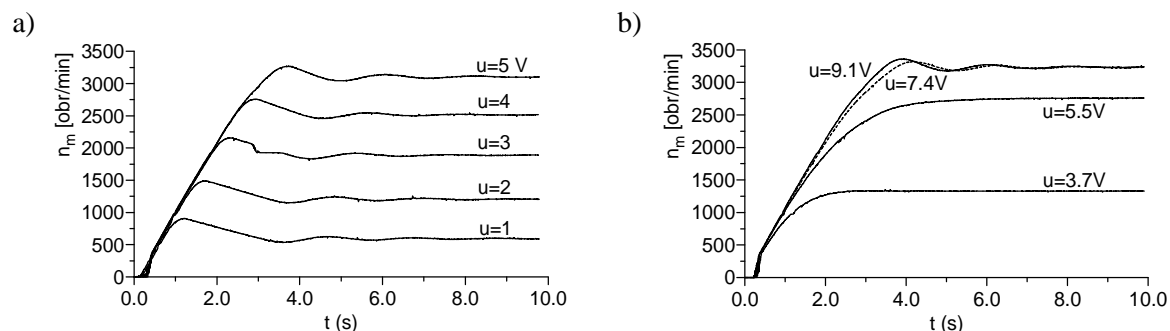
Do wyznaczania parametrów modelu matematycznego objętościowego układu hydraulicznego zastosowano numeryczną metodę optymalizacji statycznej Box'a. Parametry równań (1)-(4) wyznaczono w eksperymencie identyfikacyjnym, mierząc napięcie u (napięcie proporcjonalne do prędkości obrotowej n silnika AC), amplitudę prądu I stojana i prędkość obrotową n_m silnika hydraulicznego, a następnie minimalizując funkcję

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (n(i) - \hat{n}(i))^2 + \frac{w_1}{N} \sum_{i=1}^N (I(i) - \hat{I}(i))^2 + \frac{w_2}{N} \sum_{i=1}^N (n_m(i) - \hat{n}_m(i))^2 \quad (5)$$

gdzie w_1 i w_2 są współczynnikami wagowymi.

Model matematyczny dławieniowego układu regulacji prędkości zamieszczono w pracy [8].

Przebieg prędkości masy układu silnik elektryczny-pompa-silnik hydrauliczny (sterowanie objętościowe) jest oscylacyjny, z tendencją do zniekształceń nieliniowych, wskutek oddziaływania zaworu przelewowego i antykawitacyjnego (rysunek 4a). W układzie zawór proporcjonalny-silnik hydrauliczny (sterowanie dławieniowe) zjawiska te występują w mniejszym stopniu (rysunek 4b).



Rys. 4. Charakterystyki skokowe prędkości obrotowej silnika hydraulicznego dla układu sterowania: a) objętościowego, b) dławieniowego

Identyfikacja parametrów modelu matematycznego (1)-(4) wymaga złożonych pomiarów. Na podstawie przeprowadzonych badań laboratoryjnych stwierdzono, że z wystarczającą dokładnością dla syntezy układu sterowania można założyć model matematyczny układu typu wejście-wyjście w postaci transmitancji $G(s)$ drugiego rzędu z opóźnieniem, gdzie sygnałem wejściowym jest napięcie u proporcjonalne do prędkości kątowej silnika elektrycznego ($1\text{V}=500 \text{ obr/min}$) lub stopnia otwarcia zaworu proporcjonalnego

$$G(s) = \frac{N_m(s)}{U(s)} = \frac{Ke^{-sT_o}}{T^2s^2 + 2\xi Ts + 1} \quad (6)$$

przy czym: K – statyczny współczynnik wzmocnienia, T_o – opóźnienie, T – stała czasowa, ξ – względny współczynnik tłumienia.

Parametry modelu matematycznego układów napęd elektryczny-pompa-silnik hydrauliczny oraz analogicznie układu pompa-zawór-silnik hydrauliczny wyznaczono na podstawie numerycznej minimalizacji funkcji z zastosowaniem metody Box'a

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (n_m(i) - \hat{n}_m(i))^2 \quad (7)$$

gdzie \hat{n}_m jest obliczoną wartością prędkości obrotowej silnika hydraulicznego (masy obciążenia).

Gdy układ falownik-silnik AC-masa 10 pobudzo skokową zmianą prędkości silnika AC o wartości 1220 obr/min (w układzie falownik-silnik AC zastosowano regulację prędkości), to w wyniku identyfikacji otrzymano następujące wartości parametrów modelu matematycznego (6): $K=607,3$, $T=0,722$, $\xi=0,622$ 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 silnika hydraulicznego zmniejsza się wartość współczynnika korelacji, a więc pogarsza się dokładność identyfikacji. Podwyższenie rzędu modelu matematycznego (6) tylko nieznacznie poprawia dokładność odwzorowania zarejestrowanych charakterystyk przez model matematyczny. Dokładność aproksymacji zarejestrowanych przebiegów poprawiono poprzez zastosowanie modeli o zmiennych wartościach współczynników [7].

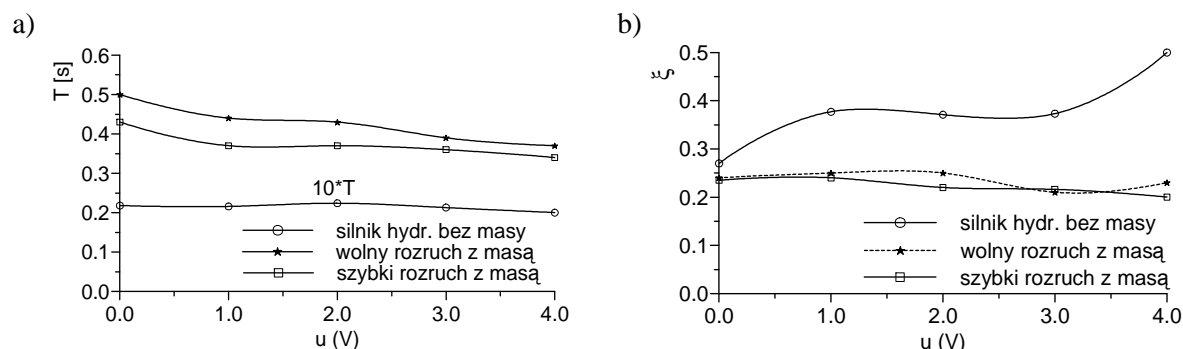
W ogólnym przypadku identyfikowane parametry modelu (6) (stała czasowa T i współczynnik tłumienia ξ ; pozostałe parametry nieznacznie zmieniają swe wartości), reprezentowane przez wektor θ , są funkcją napięcia u . Wykorzystując metodę regresji liniowej, zmiany wartości parametrów modelu matematycznego (6) aproksymowano funkcjami wielomianowymi, argumentem których jest napięcie u [6].

Identyfikacja na podstawie pomiaru charakterystyk skokowych dla zerowych wartości początkowych nie odzwierciedla realnych warunków pracy napędu. W praktyce na ogół silnik hydrauliczny zmienia prędkość przy niezerowej jego wartości początkowej. Aby uzyskać opis matematyczny napędu dla takich warunków pracy wykonano eksperymenty identyfikacyjne, polegające na pobudzeniu falownika skokowym przyrostem sygnału u o wartości 0,5 V (co odpowiada skokowej zmianie ustalonej prędkości obrotowej silnika AC o 250 obr/min, a silnika hydraulicznego o ok. 306 obr/min) przy ustalonej prędkości początkowej 500, 1000, 1500 i 2000 obr/min. Wpływ napięcia u na wartości identyfikowanych parametrów modelu matematycznego układu falownik-silnik AC-silnik hydrauliczny, tj. stałej czasowej T i tłumienia ξ ilustruje rysunek 5. Wartości pozostałych parametrów, tj. wzmocnienia K i opóźnienia T_o są w przybliżeniu stałe i wynoszą odpowiednio ok. 617 obr/minV i 0,035 s. Analogicznie dokonano identyfikacji dla układu sterowania dławieniowego.

Parametry regulatorów PID w objętościowym i dławieniowym układzie regulacji prędkości obrotowej n_m silnika hydraulicznego wyznaczono na podstawie numerycznej minimalizacji następującej funkcji [6, 7]

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (n_{mo}(i) - \hat{n}_m(i))^2 \quad (8)$$

gdzie n_{mo} jest zadana odpowiedzią modelu odniesienia. Transmitancję modelu odniesienia przyjęto w postaci (6), przy czym: $K=1$, $T=0,8$, $\xi=1$ i $T_o=0$.



Rys. 5. Wpływ napięcia u na wartość: a) stałej czasowej T , b) tłumienia ξ

3. ANALIZA SPRAWNOŚCI NAPĘDU ELEKTROHYDRAULICZNEGO

Na podstawie pomiarów wielkości elektrycznych, mechanicznych oraz hydraulicznych wyznaczano współczynniki sprawności poszczególnych podukładów (elektrycznego i hydraulicznego), dla sterowania objętościowego i dławieniowego. Współczynniki te wyznaczano zarówno dla stanu ustalonego pracy napędu oraz dla stanu nieustalonego, obejmującego rozruch od zerowej prędkości obrotowej napędu do uzyskania stanu ustalonego. Współczynniki sprawności zdefiniowano następująco:

$$\eta_1 = \frac{P_m}{P_e} \cdot 100 [\%], \quad \eta_2 = \frac{P_h}{P_m} \cdot 100 [\%], \quad \eta_3 = \frac{P_h}{P_e} \cdot 100 [\%] \quad (9)$$

przy czym:

$$P_e = \sum_{i=1}^3 u_i i_i - \text{moc elektryczna pobierana przez falownik i silnik AC } (P_e \text{ [kW]}, u_i \text{ [V]} - \text{ napięcia fazowe, } i_i \text{ [A]} - \text{ prąd fazowy}),$$

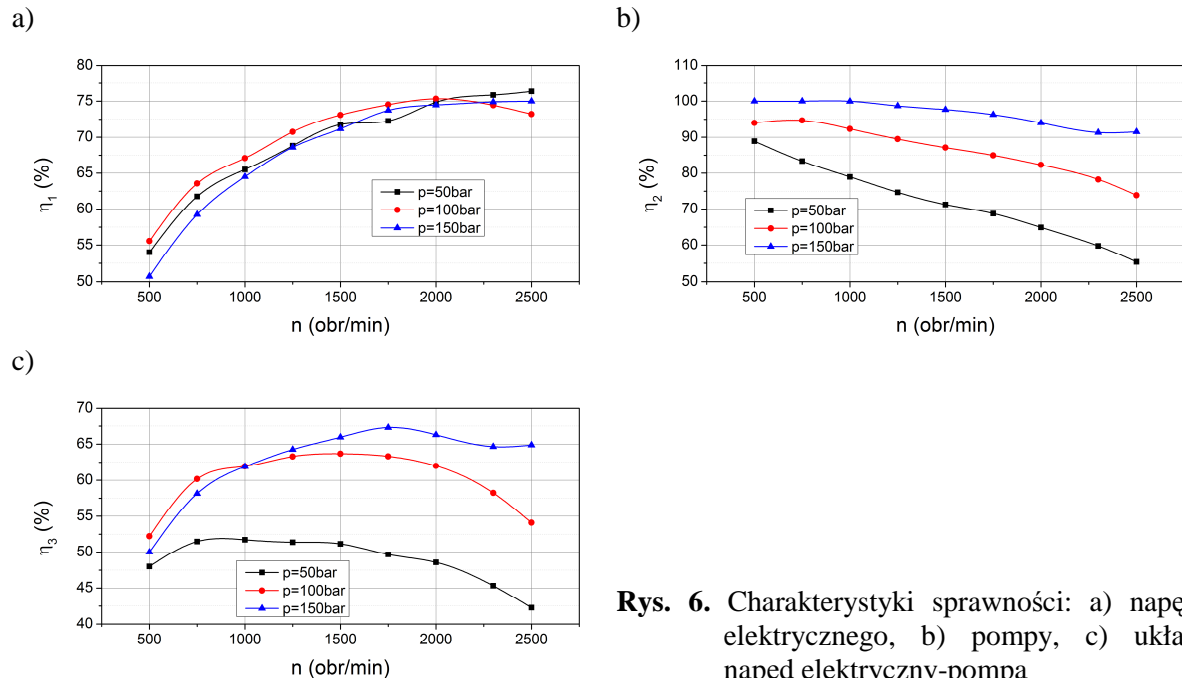
$$P_m = \frac{M n}{9549,29} - \text{moc mechaniczna na wale silnika AC } (P_m \text{ [kW]}, M \text{ [Nm]} - \text{ moment na wale silnika, } n - \text{ prędkość obrotowa wału [obr/min]}),$$

$$P_h = \frac{p Q}{600} - \text{moc hydrauliczna } (P_h \text{ [kW]}, p \text{ [bar]} - \text{ ciśnienie w instalacji, } Q - \text{ natężenie przepływu [l/min]}).$$

W przypadku sterowania objętościowego przepływ Q jest wynikiem wydajności pompy, natomiast dla sterowania dławieniowego – stopniem otwarcia zaworu proporcjonalnego.

Na rysunku 6 przedstawiono charakterystyki sprawności napędu dla ustalonych warunków pracy układu falownik-silnik AC-pompa zębata. Napęd obciążano ciśnieniem 50, 100 i 150 barów przy prędkości obrotowej pompy 500÷2500 obr/min (stałej w czasie jednego eksperymentu). W układzie do nastawiania ciśnienia wykorzystano ręczny zawór dławiący przepływ cieczy roboczej. Sprawność napędu elektrycznego (współczynnik η_1) rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i jest najwyższa dla jej wartości nominalnej. Sprawność całkowita pompy (współczynnik η_2) kształtuje się odwrotnie, tj. maleje wraz ze wzrostem

prędkości obrotowej oraz spadkiem wartości ciśnienia. Na wyższą sprawność pompy wraz ze wzrostem ciśnienia ma decydujący wpływ jej sprawność objętościowa (mniejsze przecieki). Najwyższa sprawność całkowita (współczynnik η_3) jest uzyskiwana dla prędkości obrotowej silnika zbliżonej do wartości nominalnej oraz dużej wartości obciążenia (ciśnienia).

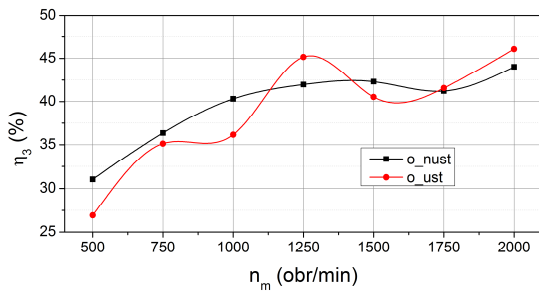
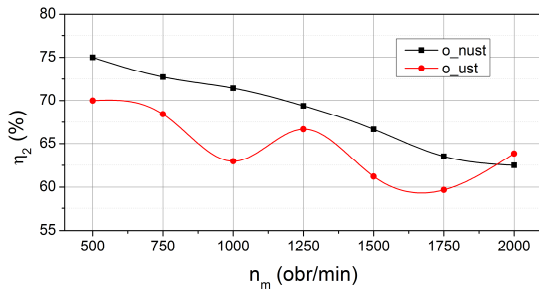
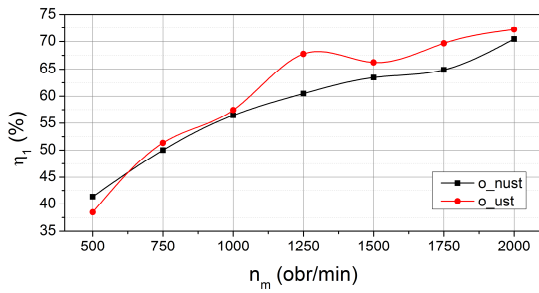


Rys. 6. Charakterystyki sprawności: a) napędu elektrycznego, b) pompy, c) układu napęd elektryczny-pompa

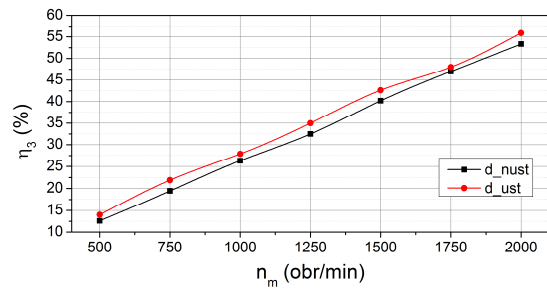
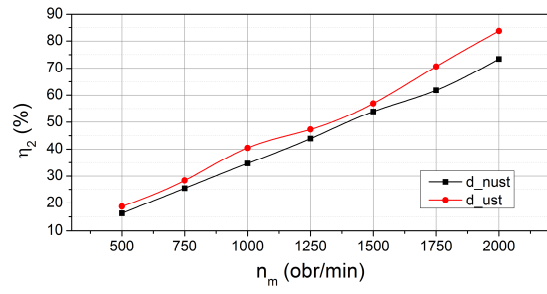
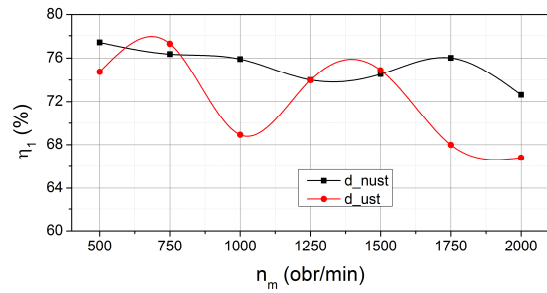
Charakterystyki sprawności napędu elektrohydraulicznego (silnik hydrauliczny obciążony masą bezwładności) dla różnych prędkości obrotowych silnika hydraulicznego (regulacja prędkości obrotowej) dla stanu ustalonego (*ust*) i nieustalonego (*nust*) zamieszczono na rysunku 7. Sprawność napędu elektrohydraulicznego analizowano dla sterowania objętościowego (rysunek 7a) oraz dławieniowego (rysunek 7b). W układzie sterowania dławieniowego silnik AC napędzał pompę z nominalną prędkością obrotową $n=2300$ obr/min, przy ciśnieniu w instalacji hydraulicznej 190 barów. Parametry regulatorów PID dla sterowania objętościowego (schemat blokowy układu zamieszczono na rysunku 2): $k_p=0.31$, $T_i=3.05$ i $T_d=0.003$, natomiast dla sterowania dławieniowego (schemat blokowy – rysunek 3): $k_p=0.76$, $T_i=1.53$ i $T_d=0.001$, przy okresie próbkowania $T=2,4$ ms. W przypadku sterowania objętościowego sprawność całkowita napędu elektrohydraulicznego jest w przybliżeniu stała już od prędkości obrotowej silnika hydraulicznego równej około 1300 obr/min, natomiast dla sterowania dławieniowego jest funkcją liniową tej prędkości, co głównie jest wynikiem zmniejszania się strat na zaworze proporcjonalnym (mniejsze dławienie przepływu).

Z kolei na rysunku 8 zamieszczono porównanie sprawności napędu dla sterowania objętościowego i dławieniowego w stanie ustalonym regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego. Eksperyment wykazał, że wyższa sprawność napędu z wykorzystaniem objętościowej metody sterowania w stosunku do sterowania dławieniowego jest do prędkości obrotowej silnika hydraulicznego około 1500 obr/min, powyżej tej wartości sterowanie dławieniowe wykazuje wyższą sprawność. Na taką sytuację wpływa wysoka sprawność pompy zębatej dla dużej wartości ciśnienia oraz mniejsze dławienie przepływu na regulacyjnym zaworze proporcjonalnym. Należy zauważyć, że uzyskane charakterystyki sprawności zależą od nominalnych wartości parametrów konstrukcyjnych elementów układu.

a)

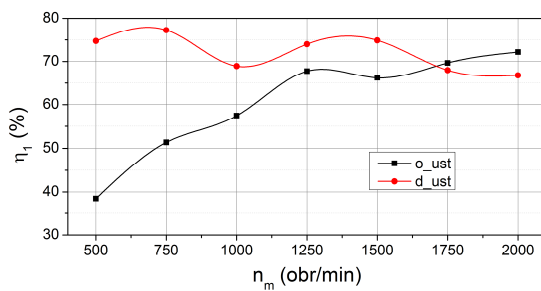


b)

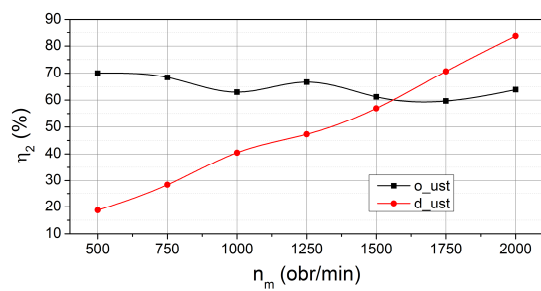


Rys. 7. Sprawność napędu elektrohydraulicznego dla sterowania: a) objętościowego (ozn.: o_{ust} , o_{nust}), b) dławieniowego (ozn.: d_{ust} , d_{nust})

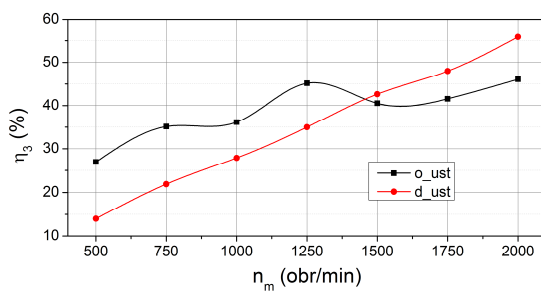
a)



b)



c)



Rys. 8. Porównanie sprawności napędu przy sterowaniu objętościowym i dławieniowym prędkością obrotową silnika hydraulicznego: a) sprawność napędu elektrycznego, b) sprawność napędu hydraulicznego (odpowiednio pompy lub układu pompa-zawór proporcjonalny), c) sprawność całkowita układu napęd elektryczny-silnik hydrauliczny

WNIOSKI

Sprawność napędu elektrohydraulicznego zasadniczo zależy od zastosowanej metody sterowania (objętościowej lub dławieniowej), rodzaju pompy, charakteru obciążenia i doboru elementów sterujących oraz wykonawczych. Na podstawie badań laboratoryjnych stwierdzono, że sprawność układu napęd falownikowy-pompa zębata rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej oraz ciśnienia wyjściowego pompy. Osiągnięto maksymalny wzrost sprawności rzędu 30% (sprawność całkowita układu wzrosła z wartości 50% do około 65%). Natomiast w przypadku regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego obciążonego momentem bezwładności wyższą sprawność wykazuje układ z metodą sterowania objętościowego, ale tylko do pewnej wartości prędkości obrotowej silnika, dla analizowanego układu do prędkości około 1500 obr/min. Powyżej tej wartości prędkości, duża sprawność pompy oraz niewielkie dławienie przepływu na zaworze proporcjonalnym (pełne otwarcie zaworu) powodują wyższą o blisko 10% sprawność układu z dławieniową metodą regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego.

BIBLIOGRAFIA

1. Zawarczyński Ł.: *Analiza sprawności napędu elektrohydraulicznego*, Materiały konferencyjne OWD 2012, str. 475-478.
2. Winnicki A., Olszewski M.: *Analiza sprawności energetycznej układów hydraulicznych pracujących w układzie dławieniowym i wyporowym*, Materiały konferencyjne PNEUMA 2012.
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. Sikorski A.: *Porównanie właściwości wektorowych metod regulacji momentu i strumienia maszyny indukcyjnej*, Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 72/2005, str. 219-224.
5. Stefański T., Zawarczyński Ł.: *Analiza porównawcza wybranych metod sterowania momentem i prędkością kątową silnika indukcyjnego*, Pomiar Automatyka Kontrola, nr 12/2010, str. 1453-1456.
6. Stefański T., Zawarczyński Ł.: *Model matematyczny objętościowego układu sterowania przepływem*, Hydraulika i Pneumatyka, nr 4/2012, str. 18-23.
7. Stefański T., Zawarczyński Ł.: *Sterowanie przepływem i prędkością silnika hydraulicznego w układzie z falownikowym napędem pompy*, Napędy i Sterowanie, nr 2/2012, str. 72-77.
8. 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.

EFFICIENCY ANALYSIS OF ELECTROHYDRAULIC DRIVE WITH VOLUMETRIC AND THROTTLING CONTROL

Abstract

The results of the efficiency analysis of electrohydraulic drive in the volumetric control system (change flow by changing the rotary speed of pump), and throttling control system (flow stifling through by the proportional valve) was presented. Mathematical models of these control systems, and the problem of parametric identification using numerical static optimization methods was posted. Efficiency characteristics determined in the systems: inverter drive-gear pump and inverter drive-pump-hydraulic motor for steady and unsteady state of speed control hydraulic motor.

Stanowisko badawcze wykonano przy współpracy z Firmą „PHS Sylwester Dmochowski” z Wrocławia.

Autorzy:

Mgr inż. **Łukasz Zawarczyński** – Politechnika Świętokrzyska w Kielcach, Wydział Elektrotechniki Automatyki i Informatyki, Katedra Systemów Sterowania i Zarządzania.

Dr hab. inż. **Tadeusz Stefański**, prof. PŚk. – Politechnika Świętokrzyska w Kielcach, Wydział Elektrotechniki Automatyki i Informatyki, Katedra Systemów Sterowania i Zarządzania.