



## TECHNIKA TRANSPORTU SZYNOWEGO

Tadeusz STEFAŃSKI, Daniel WILCZKOWSKI, Łukasz ZAWARCZYŃSKI

# REGULACJA POŁOŻENIA W UKŁADZIE ELEKTROHYDRAULICZNYM Z NIESZTYWNYM POŁĄCZENIEM MASY OBCIĄŻENIA

### *Streszczenie*

*W pracy przedstawiono wyniki analizy regulacji położenia w układzie elektrohydraulicznym, ze sprężystym połączeniem masy z tłoczyskiem siłownika. Specyfiką układów o niesztywnym połączeniu masy obciążenia jest występowanie słabo tłumionego stanu nieustalonego. Analizowano dynamikę procesu regulacji położenia masy w warunkach jej sztywnego i niesztywnego połączenia z tłoczyskiem siłownika. W analizie uwzględniono układy regulacji położenia z klasycznymi algorytmami regulatorów. Zamieszczono modele matematyczne, wyniki identyfikacji parametrycznej oraz analizę procesu regulacji położenia masy.*

## 1. WSTĘP

W większości układów regulacji prędkości lub położenia zadowalające właściwości statyczne i dynamiczne otrzymuje się przy zastosowaniu klasycznych algorytmów typu PID lub regulatorów stanu. Osiągnięcie dużej dokładności regulacji prędkości lub położenia jest możliwe przy następujących założeniach: konstrukcja napędu jest sztywna, nie występują luzy w połączeniach mechanicznych oraz ciśnienie zasilania, masa i siły obciążenia są stałe [2, 3, 5, 6, 7].

W wielu przemysłowych zastosowaniach napędów elektrohydraulicznych, np. w napędach ramion robotów, manipulatorów lub dźwigów, warunki te nie są spełnione. Poważną przeszkodą w uzyskaniu dużej dokładności regulacji jest występowanie zmiennych wartości mas i sił obciążających, przy małej sztywności konstrukcji napędu. Połączenie sprężyste masy obciążenia z tłoczyskiem siłownika powoduje występowanie słabo tłumionych oscylacji jej przemieszczenia w stanach nieustalonych. Oscylacje te są często trudne do wy tłumienia przez klasyczne algorytmy sterowania [5]. Wynika to stąd, że regulator powinien zmienić konfigurację położenia na płaszczyźnie zmiennej zespolonej wszystkich biegunów układu zamkniętego. Przesunięcie biegunów układu zamkniętego w dowolne zadane położenie za pomocą regulatora PID jest możliwe, jeżeli obiekt jest opisany liniowym modelem matematycznym drugiego rzędu. W przypadku modelu matematycznego wyższego rzędu problem ten można rozwiązać poprzez szeregowo połączenie regulatorów PD, zastosowanie regulatora stanu lub regulatora dyskretnego [1, 6, 7].

Sterowanie obiektem o słabo tłumionym stanie nieustalonym staje się problemem, gdy jego liniowy model jest wysokiego rzędu lub jest nieliniowy. Wówczas do wyznaczania

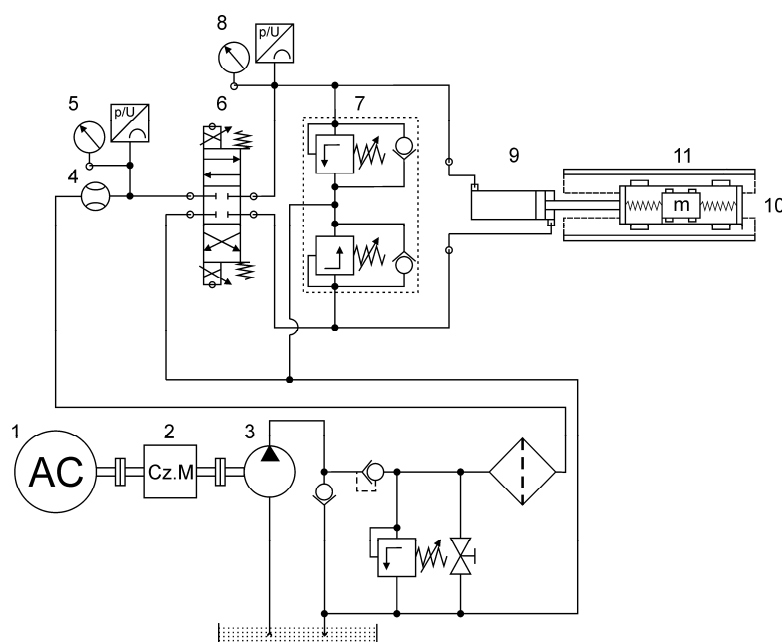
parametrów regulatorów są zwykle stosowane numeryczne metody optymalizacji statycznej. Powstaje tu często pytanie, jaki zastosować wskaźnik jakości regulacji, aby w wyniku jego minimalizacji dobrać parametry regulatora zapewniającego tłumienie nadkrytyczne układu regulacji [2, 5]. W klasycznych zastosowaniach napędów elektrohydraulicznych aktywne tłumienie tych oscylacji za pośrednictwem układu sterowania pozwala na poprawę wskaźników jakościowych regulacji, natomiast w przypadku napędów robotów i manipulatorów – dodatkowo umożliwia zaprojektowanie elementów wykonawczych o obniżonej sztywności, co zmniejsza ich masę.

## 2. MODEL MATEMATYCZNY UKŁADU REGULACJI POŁOŻENIA

Schemat ideowy struktury stanowiska badawczego ilustruje rys. 1. 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. Silnik indukcyjny jest zasilany z falownika MDS5110 (Stoerber). Sterowanie przepływem lub ciśnieniem może odbywać się poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika 1 lub odpowiednie sterowanie proporcjonalnym zaworem regulacyjnym 6. Członem wykonawczym układu jest siłownik hydrauliczny 9, obciążony masą wózka 11 (połączenie sztywne) i elementu 10 o masie  $m$ , połączonego z nim za pomocą sprężyn. Siłownik zabezpieczono układem antykawitacyjno-przeciążeniowym 7. Pomiar wielkości hydraulicznych układu jest dokonywany za pomocą przetworników ciśnienia 5 i 8 oraz przepływomierza 4.

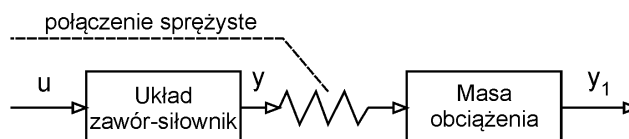
Do pomiaru parametrów ruchu siłownika zastosowano enkoder impulsowy L18-F50 (Precizinka Metrology,  $5 \mu\text{m}$ ), natomiast masy ruchomej względem wózka – czujnik przyspieszenia ADXL325 (Analog Devices,  $\pm 5 \text{ g}$ ) oraz transformatorowy czujnik przemieszczeń PJx200 (Peltron). Wykorzystując układ z przetwornikiem częstotliwość-napięcie VFC-32 wyznaczano prędkość ruchu siłownika, natomiast kartę pomiarową z licznikiem impulsów – położenie. Prędkość lub położenie masy ruchomej określano za pomocą numerycznego całkowania sygnału z czujnika przyspieszenia lub różniczkowania sygnału napięciowego, proporcjonalnego do przemieszczenia liniowego z czujnika transformatorowego.

Do sterowania i rejestracji wielkości mierzonych zastosowano kartę pomiarową USB 4716 (Advantech) oraz komputer.



Rys. 1. Schemat ideowy stanowiska badawczego

Układ z rys. 1 może być przedstawiony za pomocą schematu blokowego o strukturze przedstawionej na rys. 2.



**Rys. 2.** Schemat układu elektrohydraulicznego z uwzględnieniem sprężystego połączenia masy obciążenia siłownika ( $u$  – napięcie sterujące otwarciem zaworu regulacyjnego,  $y$  – przemieszczenie tłoczyska siłownika,  $y_1$  – przemieszczenie masy)

Rzeczywiste zjawiska zachodzące w analizowanym układzie elektrohydraulicznym są nieliniowe i niestacjonarne [2, 4]. Model nieliniowy, ze względu na swą złożoność, wymaga w procesie identyfikacji pomiarów wielu wielkości, a w syntezie układu regulacji położenia lub prędkości – zastosowania numerycznych metod wyznaczania parametrów regulatorów. Wielu problemów można uniknąć stosując modele liniowe, które upraszczają zadanie syntezy, ale mogą pojawić się rozbieżności między oczekiwanymi a uzyskiwanymi wynikami sterowania.

Na podstawie eksperymentów laboratoryjnych stwierdzono, że w przypadku ruchu masy o słabo tłumionym stanie nieustalonym dobrym przybliżeniem odwzorowującym przemieszczenie  $y_1$  masy na dane wymuszenie  $u$  jest transmitancja o postaci

$$G(s) = \frac{Y_1(s)}{U(s)} = \frac{K}{s(T^2s^2 + 2\xi Ts + 1)} \quad (1)$$

Dla sprężystego połączenia masy  $m$  z siłownikiem zmniejsza się wpływ nieliniowych procesów części hydraulicznej i mechanicznej układu na jej przemieszczenie  $y_1$ , a dominującymi elementami ruchu masy są sprężystość połączenia oraz tarcie. Model (1) dobrze aproksymuje właściwości statyczne i dynamiczne układu w otoczeniu danego, stałego punktu pracy. Aby uzyskać pełny opis zjawisk nieliniowych w całym zakresie zmian prędkości i obciążenia zewnętrznego siłownika, wartości parametrów tej transmitancji należy uzależnić od tych wielkości [2].

W procesie modelowania matematycznego analizowanego układu siłownik-masa przyjęto, że prędkość  $v_1$  przemieszczenia masy stanowi wielkość wyjściową tego układu. Pozwoli to obniżyć rząd modelu (1) o jeden, bez utraty dokładności opisu matematycznego. Tak więc równanie opisujące analizowany układ przyjmie postać

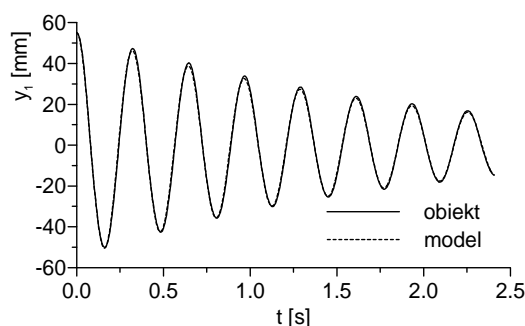
$$G(s) = \frac{V_1(s)}{U(s)} = \frac{K}{T^2s^2 + 2\xi Ts + 1} \quad (2)$$

Problem identyfikacji parametrycznej układu elektrohydraulicznego polega na wyznaczeniu nieznanymi wartości parametrów transmitancji na podstawie pomiaru w stanie nieustalonym i ustalonym sygnału sterującego  $u$  i prędkości  $v_1$  ruchomej masy. W tym celu zastosowano numeryczną metodę optymalizacji statycznej Box'a do minimalizacji następującego wskaźnika jakości aproksymacji

$$Q = \sum_{i=1}^N [v_1(i) - \hat{v}_1(i)]^2 \quad (3)$$

gdzie:  $v_1$  – rejestrowana prędkość masy,  $\hat{v}_1$  – prędkość otrzymana z rozwiązania modelu matematycznego,  $N$  – liczba pomiarów.

Na rys. 3 zamieszczono przykład weryfikacji procesu identyfikacji, tj. porównanie odpowiedzi czasowej przemieszczenia  $y_1$  masy i rozwiązania modelu matematycznego (2). Eksperyment identyfikacyjny polegał na nadaniu masie niezerowego położenia początkowego o wartości 55 mm, a następnie pomiarze jej przemieszczenia w czasie ruchu swobodnego. Model matematyczny ruchu swobodnego przedstawiono w postaci transmitancji (2), przy czym w tym przypadku wielkością wyjściową jest położenie  $y_1$  masy. Położenie masy wyznaczono na podstawie pomiaru przyspieszenia ruchu masy. W wyniku identyfikacji otrzymano wartości parametrów:  $T=0,0513$  s,  $\xi=0,0351$ , przy wartości współczynnika korelacji  $R^2=0,999$ .



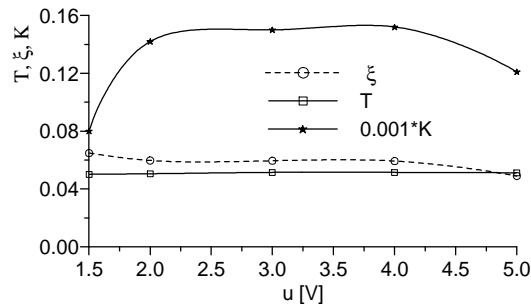
**Rys. 3.** Odpowiedzi czasowe przemieszczenia masy i modelu matematycznego (2)

W dalszej kolejności badań dokonano identyfikacji parametrów modelu (2) układu zawór-siłownik. W czasie eksperymentów identyfikacyjnych na wzmacniacz zaworu proporcjonalnego wprowadzano skokowe wartości napięcia  $u=1,5, 2, 3, 4$  i  $5$  V, które steruje otwarciem zaworu (napięcie na cewce zaworu jest 1,86 razy większe), a mierzono prędkość  $v_1$  przemieszczenia masy. Wartości identyfikowanych parametrów transmitancji (2) układu siłownik-masa, wyznaczonych z warunku minimalizacji funkcji (3), zestawiono w tab. 1. Wartość współczynnika korelacji  $R^2$  potwierdza założenie, że model liniowy z wystarczającą dokładnością aproksymuje zarejestrowane charakterystyki skokowe prędkości  $v_1$  ruchu masy.

**Tab. 1.** Wyniki identyfikacji modelu matematycznego (2)

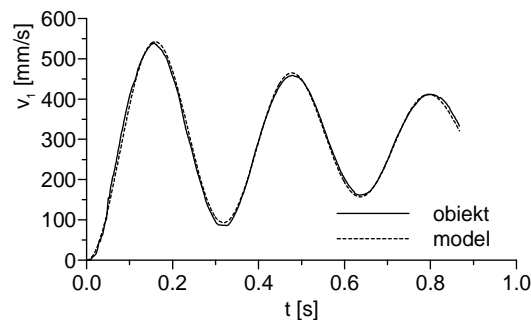
$u$ [V]	$T$ [s]	$\xi$	$K$ [mm/Vs]	$R^2$
1,5	0,0501	0,0648	80,6	0,977
2	0,0505	0,0597	142,3	0,998
3	0,0515	0,0595	145,2	0,998
4	0,0515	0,0593	152,7	0,999
5	0,0512	0,0485	121,9	0,999

Wpływ napięcia  $u$  na wartość stałej czasowej  $T$ , współczynnika tłumienia  $\xi$  oraz współczynnika wzmocnienia  $K$  transmitancji (2) przedstawiono na rys. 4. Wartości  $T$  i  $\xi$  niewiele ulegają zmianie, natomiast znacząco zmienia się wartość wzmocnienia  $K$ . Dla małych wartości napięć  $u$  jest to efekt dławienia zaworu, natomiast dla dużych – ograniczonej wydajności pompy. Zmianę wartości współczynnika wzmocnienia można aproksymować funkcją wielomianową, której argumentem będzie napięcie  $u$ . Pomiar tego napięcia umożliwi odtworzenie współczynnika wzmocnienia napędu elektrohydraulicznego w różnych warunkach jego eksploatacji, z pominięciem identyfikacji w czasie rzeczywistym. Wykorzystując metodę regresji liniowej, zmiany wartości współczynnika  $K$  aproksymowano funkcją wielomianową trzeciego stopnia.



**Rys. 4.** Wpływ napięcia  $u$  na wartość: a) stałej czasowej  $T$ , współczynnika tłumienia  $\xi$  i współczynnika wzmocnienia  $K$

Przykład wyniku weryfikacji procesu identyfikacji układu zawór-masa pokazano na rys. 5 (układ pobudzono napięciem  $u=2$  V).



**Rys. 5.** Odpowiedzi czasowe obiektu regulacji i jego modelu matematycznego (2) – układ siłownik-masa

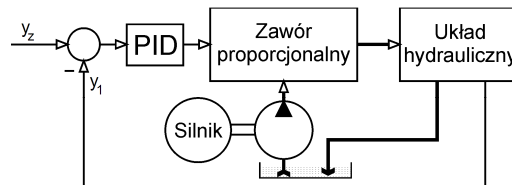
### 3. ANALIZA UKŁADU REGULACJI POŁOŻENIA MASY

W przypadku układu ze sztywnym połączeniem masy w zasadzie nie ma większego problemu z zapewnieniem aperiodycznego tłumienia procesu przejściowego prędkości ruchu masy  $m$  wózka. Taki wynik regulacji otrzymuje się przy zastosowaniu regulatorów typu PI lub PID, a także regulatora parametrycznego (stanu) [2, 5]. Czas trwania stanu nieustalonego można zmieniać poprzez zmianę parametrów regulatora. Natomiast w przypadku sprężystego połączenia masy  $m$  z tłoczyskiem, układ ten o modelu matematycznym (1) posiada jeden biegun równy zero oraz jedną parę sprzężonych biegunów zespolonych, leżących w pobliżu osi urojonej płaszczyzny zmiennej zespolonej  $s$ . W związku z bardzo małą wartością współczynnika tłumienia, odpowiedź skokowa takiego układu charakteryzuje się słabo tłumionymi oscylacjami.

Zadawalające własności dynamiczne, tj. krótki czas regulacji otrzyma się, jeśli bieguny układu zamkniętego zostaną przesunięte możliwie najdalej na lewo od osi urojonej. Ponadto, aby uzyskać aperiodyczny charakter stanu nieustalonego, należy biegun zespolony obiektu przekształcić w parę biegunów rzeczywistych. Tej czynności nie można wykonać za pomocą regulatora typu P. Zwiększenie wzmocnienia oddala biegun zespolony sprzężony od osi rzeczywistej, co powoduje zmniejszenie zapasu stabilności (zmniejszenie współczynnika tłumienia). Również pozostałe regulatory, tj. PI, PD i PID, nie zapewniają swobodnego kształtowania własności statycznych oraz dynamicznych układu regulacji położenia. Wynika to stąd, że nie można przesunąć wszystkich biegunów układu zamkniętego w dowolne zadane położenie w lewej półpłaszczyźnie  $s$ . Układ z regulatorem PD jest trzeciego rzędu, a więc aby przesunąć bieguny w zadane położenie należałoby dysponować trzema nastawialnymi parametrami regulatora – natomiast do dyspozycji są tylko dwa. Natomiast układ z regulatorem PI lub PID jest czwartego rzędu, a do dyspozycji są odpowiednio dwa i trzy

parametry. W przypadku układów słabo tłumionych, nawet o tak prostym modelu matematycznym, jak transmitancja (1), nie można więc osiągnąć zadawalających wyników regulacji stosując pojedyncze klasyczne regulatory [1].

Schemat blokowy analizowanego układu regulacji położenia zamieszczono na rys. 6.



Rys. 6. Schemat blokowy układu regulacji położenia

Dla układu słabo tłumionego trudno jest także dobrać wskaźnik jakości, w oparciu o minimalizację którego można wyznaczyć parametry regulatorów, szczególnie w przypadku, gdy rząd modelu matematycznego układu z regulatorem jest większy od liczby jego parametrów. Problem ten dotyczy głównie zastosowania klasycznych algorytmów regulacji. Stosując liniowy model matematyczny (1), nastawy regulatorów można wyznaczyć na podstawie iteracyjnej minimalizacji wskaźnika jakości

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_z(i) - \hat{y}_1(i))^2 \quad (4)$$

gdzie  $y_z$  jest zadaniem, a  $\hat{y}_1$  obliczonym położeniem masy. Minimalizacja tego wskaźnika prowadzi do najmniejszej wartości błędu kwadratowego uchybu kosztem dużej wartości amplitudy oscylacji. Jeżeli jednak zostanie uwzględnione ograniczenie wartości napięcia  $u$  na wejściu zaworu regulacyjnego (w zakresie  $\pm 10$  V), to przebieg przemieszczenia siłownika nie wykazuje dużego przeregulowania, ale nie są wytłumione oscylacje.

Również modyfikacja funkcji (4) do postaci:

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_z(i) - \hat{y}_1(i))^2 + w \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u(i)^2 \quad (5)$$

lub

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_z(i) - \hat{y}_1(i))^2 + w \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \hat{y}_1(i)^2 \quad (6)$$

nie zapewnia poprawnych wyników tłumienia oscylacji. Charakter stanu nieustalonego kształtuje się poprzez zadanie odpowiedniej wartości współczynnika wagi  $w$ . Duża wartość tego parametru prowadzi do aperiodycznego charakteru stanu nieustalonego o dużym czasie regulacji (dużym tłumieniu).

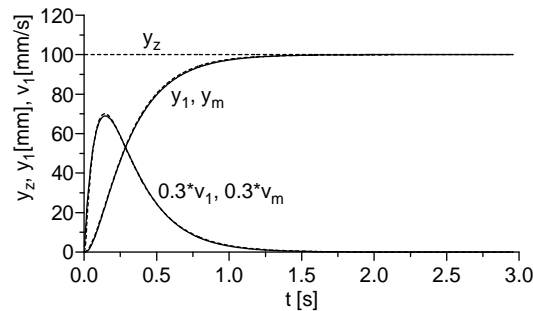
Lepsze efekty doboru nastaw regulatorów otrzyma się, jeżeli zostaną wyznaczone na podstawie minimalizacji następującej funkcji

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_m(i) - \hat{y}_1(i))^2 \quad (7)$$

gdzie  $y_m$  jest zadaniem przebiegiem modelu odniesienia. Model odniesienia przyjęto w postaci transmitancji (2) o wartościach parametrów:  $T=0,5$  s,  $\xi=1,1$  i  $K=100$ .

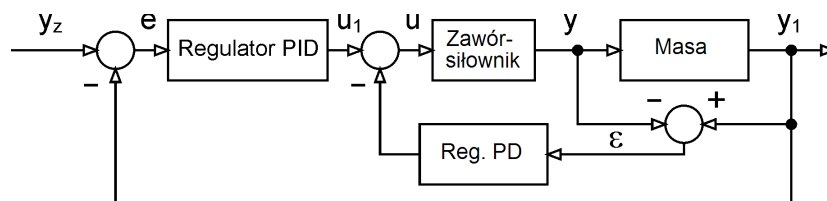
W zamieszczonych, wybranych wynikach badań nie otrzymano skutecznego wytłumienia oscylacji położenia i prędkości masy. Taka sytuacja jest wynikiem tego, że układ regulacji jest czwartego rzędu, a regulator PID ma tylko trzy nastawialne parametry. Wobec

powyższego zastosowano układ regulacji z dodatkową pętlą sprzężenia zwrotnego, której sygnał sumuje się z sygnałem podstawowej pętli sprzężenia. W dodatkowej pętli sprzężenia zastosowano regulator typu D (sprzężenie tachometryczne). Wyniki symulacji komputerowej układu regulacji położenia zamieszczono na rys. 7. W tym przypadku otrzymano prawie idealną zgodność przebiegów położenia i prędkości modelu odniesienia (linie przerywane) i układu regulacji (linie ciągłe). Również skrócenie czasu regulacji charakteryzuje się dobrym tłumieniem oscylacji przemieszczenia masy.



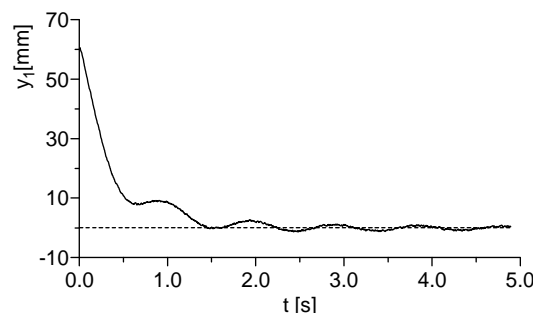
**Rys. 7.** Przebiegi czasowe układu elektrohydraulicznego z regulatorem PID i dodatkową pętlą sprzężenia zwrotnego, których parametry wyznaczono na podstawie minimalizacji wskaźnika (7)

Również dobry efekt tłumienia oscylacji zapewnia struktura układu regulacji z dodatkowym regulatorem PD (rys. 8). Niezbędny jest tu jednak dodatkowy pomiar położenia  $y$  tłoczyska siłownika.



**Rys. 8.** Układ regulacji położenia z dodatkowym regulatorem PD

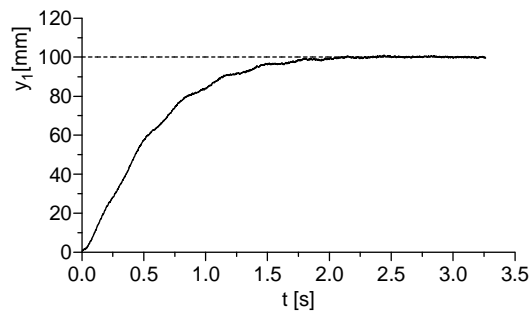
Przykład odpowiedzi czasowych układu regulacji położenia masy z regulatorem PID zamieszczono na rys. 9. W eksperymencie laboratoryjnym zadano położenie początkowe masy o wartości 60 mm, a zadane położenie końcowe  $y_z = 0$  (struktura układu rys. 6). Parametry regulatora PID wyznaczono na podstawie minimalizacji funkcji (7). Porównując przebiegi z rys. 3 i rys. 9 można zaobserwować brak pełnego wytłumienia oscylacji położenia masy.



**Rys. 9.** Przebieg czasowe układu elektrohydraulicznego z regulatorem PID

Z kolei rys. 10 ilustruje przykład odpowiedzi czasowej układu z dodatkową pętlą sprzężenia zwrotnego (struktura układu z rys. 8). W tym przypadku zadano położenie

$y_z = 100\text{ mm}$ , a parametry regulatorów PID wyznaczono również na podstawie minimalizacji funkcji (7). Ruch siłownika z masą zamieszczono na rys. 5, zatem porównując przebiegi można stwierdzić, że uzyskano poprawny wynik wy tłumienia oscylacji położenia masy.



Rys. 10. Przebieg czasowe układu elektrohydraulicznego z dodatkową pętlą sprzężenia zwrotnego

## PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono wyniki analizy regulacji położenia masy układu elektrohydraulicznego, ze sprężystym jej połączeniem z tłoczyskiem siłownika. Specyfiką układów o niesztynnym połączeniu masy jest występowanie słabo tłumionego stanu nieustalonego. Efektywnie wytłumienie oscylacji przy jednoczesnej dużej dokładności pozycjonowania jest możliwe poprzez zmianę konfiguracji położenia wszystkich biegunów układu zamkniętego, tak aby zapewnić tłumienie nadkrytyczne, przy krótkim czasie trwania stanu nieustalonego.

W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono, że:

- dobre wyniki tłumienia oscylacji położenia masy w stanie nieustalonym uzyskuje się określając wartości parametrów regulatora (regulatorów) z warunku numerycznej minimalizacji założonego wskaźnika jakości regulacji;
- wytłumienie oscylacji położenia masy zapewnia układ z dodatkową pętlą sprzężenia zwrotnego i doбором parametrów regulatorów na podstawie zadanej odpowiedzi modelu odniesienia;
- wynikające z tych badań wnioski można wykorzystać w regulacji położenia obiektów nieliniowych o słabo tłumionym stanie nieustalonym.

## ELECTROHYDRAULIC POSITION SYSTEM WITH ELASTIC CONNECTION OF LOAD MASS

### *Abstract*

*The problems of mathematical modelling, parametric identification and control of electrohydraulic position system with elastic connection of piston rod and load mass were analysed. Linear mathematical models of the input-output type of the electrohydraulic system are presented. For identification of mathematical model parameters a numerical static optimisation method was used. The structure of control systems for damping mass vibration with conventional PID type were taken into consideration.*



## BIBLIOGRAFIA

1. Gierlotka K., Zalesny P.: *Dodatkowe sprzężenia zwrotne w układach napędowych z połączeniem sprężystym*. Z.N. Politechniki Śląskiej, ser. Elektryka z.147, Gliwice 1996, 31-44.
2. Stefański T.: *Problemy identyfikacji i sterowania napędami elektrohydraulicznymi*. Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych, redakcja A. Garbacik. Fluid Power Net Publication, Kraków, 1999, 113-161.
3. Stefański T., Brzezińska A.: *Problem tłumienia oscylacji w stanie nieustalonym układu silnik indukcyjny-masa obciążenia*. Wydawnictwo Instytutu Badań Systemowych PAN. Warszawa 2005, 243-248.
4. Stefański T., Sikora K.: *Mathematical model of electrohydraulic system with elastic connection of piston and load mass*. Proc. Int. Conference on Mathematical Models in Automation and Robotics, Szczecin 2000, 501-506.
5. Stefański T.: *Problem of Modelling and Control of the Induction Motor with Nonstiff Coupling of the Load Mass*. Power Electronics and Electrical Drives. Polish Academy of Sciences. Wrocław 2007, 291-303.
6. Szabat K.: *Analiza porównawcza właściwości dynamicznych napędu z połączeniem sprężystym i różnego rodzaju regulatorami*. VI Konferencja Sterowanie w Energoelektronice i Napędzie Elektrycznym. SENE'2003, Łódź 2003, 575-580.
7. Zhang G., Furusho J.: *Speed Control of Two-Inertia System by PI/PID Control*. IEEE Transaction on Industrial Electronic, vol.47, 2000, No.3, 603-609.

### *Autorzy:*

**dr hab. inż. Tadeusz STEFAŃSKI, mgr inż. Daniel WILCZKOWSKI, mgr inż. Łukasz ZAWARCZYŃSKI** – Politechnika Świętokrzyska, Wydział Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki