

IDENTYFIKACJA DWUSTOPNIOWEGO MODELU NAPĘDU PNEUMATYCZNEGO

Streszczenie:

W niniejszej pracy przedstawiono model zachowań dynamicznych pneumatycznego napędu siłownikowego (nazwany modelem dwustopniowym) oraz wyniki identyfikacji jego współczynników.

Abstract:

This paper presents an extended model of dynamic properties of a pneumatic servodrive (called two-layer model) and results of identification of its coefficients.

1. WPROWADZENIE

Algorytmy identyfikacji parametrycznej coraz częściej znajdują zastosowanie w układach sterowania pozycyjnego i nadążnego pneumatycznego napędu siłownikowego. Jest to podyktowane koniecznością sprostania wysokim wymaganiom jakościowym, stawianym wobec tych układów. Spełnienie tych wymagań jest możliwe pod warunkiem nadania im zdolności wnioskowania, pozwalającej na automatyczną modyfikację ich działania na podstawie dostarczanej im wiedzy o zachowaniach statycznych i dynamicznych sterowanego napędu. Stąd ogromną wagę przykłada się z jednej strony do uzyskiwania informacji o zachowaniach obiektu [3], a z drugiej do opracowania niezawodnych reguł tworzenia na ich podstawie wiarygodnego modelu obiektu.

Realizacja nowoczesnych układów sterowania adaptacyjnego nakłada na stosowane w nich algorytmy identyfikacji ograniczenia wynikające z możliwości ich implementacji oraz konieczności działania w czasie rzeczywistym. W tym kontekście szczególne znaczenie mają charakteryzujące się dużą prostotą, rekurencyjne algorytmy identyfikacji parametrycznej (np. algorytm identyfikacji metodą najmniejszych kwadratów). Zbudowanie niezawodnego algorytmu identyfikacji jest o tyle trudne, że zazwyczaj liczba danych pochodzących z eksperymentu jest niewielka. Okres próbkowania sygnałów jest dostosowany przede wszystkim do potrzeb algorytmu sterowania i możliwości wykorzystywanych układów pomiarowych. Postać sygnału pobudzającego obiekt jest uwarunkowana priorytetowymi potrzebami układu sterowania, co powoduje, że jest on zazwyczaj, jak na potrzeby identyfikacji, niedostatecznie urozmaicony [4].

Niezawodny algorytm identyfikacji musi sobie rekompensować niedostatek informacji pomiarowej wiedzą a priori o strukturze i właściwościach napędu, uzyskaną na etapie uruchamiania jego układu sterowania.

O znaczeniu poprawnego sformułowania opisu obiektu dla skuteczności identyfikacji pneumatycznego napędu siłownikowego dobitnie przekonują dotychczasowe doświadczenia w tym zakresie [1,4]. Stosowane w tym przypadku algorytmy identyfikacji parametrycznej, wykorzystujące modele w postaci równania różnicowego, okazały się zawodne. Aby uniknąć niedoskonałości tego typu algorytmów, słusznie upatrywanych w niewłaściwej strukturze modelu napę-

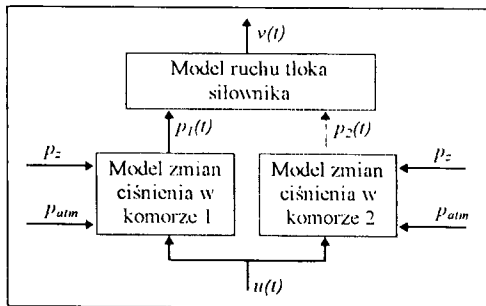
du, zastosowano metodę opierającą się na modelu opisanym z wykorzystaniem dodatkowych sygnałów, odpowiadających rekonstruowanemu zmiennemu stanowi napędu. Potencjalna zaleta tego podejścia nad wyżej wymienionym polega na wzbogaceniu informacji wprowadzanej do algorytmu identyfikacji [4]. Należy przy tym zaznaczyć, że u podstaw obu tych modeli leży ten sam uproszczony model pneumatycznego napędu siłownikowego w postaci członu oscylacyjnego [2]. Zróznicowanie jego postaci uzyskano dopiero na etapie przeprowadzenia go do dziedziny dyskretnej.

Nie ulega wątpliwości, że procesy fizyczne zachodzące w układzie zawór - siłownik charakteryzuje znacznie większa złożoność, niż jest to w stanie opisać wykorzystywany do tej pory, uproszczony model napędu pneumatycznego [2]. Wiele obserwowanych w praktyce zjawisk zostało w nim uwzględnionych w sposób przybliżony lub zupełnie pominiętych [5]. W tym kontekście jako naturalne rozwinięcie rozważanych modeli [2,4] proponowany jest opisany poniżej dwustopniowy model zachowań dynamicznych pneumatycznego napędu siłownikowego.

2. DWUSTOPNIOWY MODEL NAPĘDU

Modelowany pneumatyczny napęd siłownikowy składa się z siłownika o ruchu posuwistym i zaworu lub zaworów proporcjonalnych, przepływowych, sterowanych elektrycznie, służących do łączenia komór siłownika alternatywnie ze źródłem sprężonego powietrza i atmosferą. Proponowany model tego napędu jest modelem dwuwarstwowym (dwustopniowym). W jego pierwszej warstwie znajdują się dwa modele wejściowe, opisujące zależności ciśnień w komorach siłownika od napięciowego sygnału sterującego zawor. W drugiej warstwie znajduje się właściwy model zachowań dynamicznych tłoka siłownika. Wejściami tego modelu są sygnały ciśnień panujących w komorach siłownika (sygnały wyjściowe obu modeli wejściowych), a jego wyjściem sygnał prędkości tłoka (rys. 1).

Podstawą syntezy omawianego modelu jest nieliniowy model napędu siłownikowego [2,5]. Model dwustopniowy powstał w wyniku redukcji rzędu i linearyzacji modelu nieliniowego. Redukcję rzędu modelu przeprowadzono przez wyeliminowanie z niego dwu równań opisujących zmiany temperatury w komorach siłownika na podstawie założenia, że temperatury te pozostają stałe. Założenie to nie prowadzi do powstania poważnych błędów w ocenie właściwości dynamicznych napędu. Jego sens sprowadza się bowiem do stwierdzenia, że w omawianym przypadku wpływ wahań temperatury na wartość ciśnienia powietrza w komorze można z powodzeniem zastąpić wpływem stałej wartości, równej temperaturze otoczenia. Założenie to



rys. 1. Schemat dwustopniowego modelu pneumatycznego napędu siłownikowego

nie jest zatem równoznaczne stwierdzeniu, że zmiany stanu powietrza w komorach siłownika mają charakter izotermiczny. Nie stoi ono zatem w sprzeczności z innym założeniem, leżącym u podstaw tworzoności modelu, że wartości wykładników rozważanych przemian są większe od jedności. Oba te założenia mają również dalsze konsekwencje dla postaci tworzoności modelu. Jeżeli bowiem temperatury powietrza w komorach pozostają na stałym poziomie, to nie jest możliwe bezpośrednio uwzględnienie wymiany ciepła między powietrzem znajdującym się w komorach a otoczeniem

gazowych w komorach mniejsze od 1.4. Przyjęcie omówionych założeń prowadzi zatem do znacznego uproszczenia struktury wyjściowego modelu nieliniowego, zapewniając jednocześnie zadowalającą dokładność odtworzenia zachowań dynamicznych napędu w rozważanym zakresie zastosowań. W wyniku przeprowadzonej redukcji rzędu wyjściowego modelu nieliniowego otrzymano układ trzech nieliniowych równań różniczkowych, opisujących: ruch zespołu tłoka siłownika

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} [A_1 p_1 - A_2 p_2 - F_i(v, p_1, p_2)]^{**} \quad (1)$$

oraz zmiany ciśnienia w jego komorach

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\kappa}{V_i} [RT(q_{i,1}(u, p_1, p_2) + q_{i,2}(u, p_1, p_{atm})) - A_i p_i v], \quad i = 1, 2. \quad (2)$$

Układ ten zlinearyzowano w punkcie pracy, odpowiadającym stanowi postoju tłoka w warunkach zrównoważenia się działających nań sił (por. (1)). W wyniku tej operacji siłę oporów ruchu siłownika F_i , będącą nieliniową funkcją prędkości tłoka v i ciśnień w komorach p_1 i p_2 , opisano przy pomocy następującej zależności:

$$F_i(v) = F_C \cdot \text{sgn}(v) + k_N \cdot v. \quad (3)$$

Tym samym zlinearyzowane równanie (1) przyjęło postać

$$\frac{dv}{dt} = \frac{A_1}{M} p_1 - \frac{A_2}{M} p_2 - \frac{F_C}{M} \text{sgn}(v) - \frac{k_N}{M} v. \quad (4)$$

Przed poddaniem dalszym przekształceniom równań (2) warto rozważyć ich interpretację fizyczną. Pomijając ruch tłoka i traktując wysterowanie zaworu u jako sygnał wejściowy procesu napełniania-oprózniczenia komory, a ciśnienie p w tej komorze jako odpowiedni sygnał wyjściowy, można zauważyć, że każde z równań (2) opisuje pewien nieliniowy układ o właściwościach członu inercyjnego, a w określonych okolicznościach całkującego. Wynika to z postaci funkcji natężenia przepływu q strumienia powietrza [5]. Wartość ciśnienia, jaka się ustali np. w napełnianej komorze, zależy od czasu trwania tego procesu. Podobne zachowanie obserwuje się w rzeczywistości podczas pozycjonowania siłownika. Praktycznie w obu jego komorach ustalają się wartości ciśnień mniejsze od ciśnienia zasilania. Obserwacja ta ma bardzo istotne znaczenie z punktu widzenia możliwości prowadzenia identyfikacji. Zasadą prowadzenia identyfikacji parametrycznej jest wykorzystywanie sygnałów, których wartość w stanie ustalonym wynosi zero, tak, aby zerowemu pobudzeniu odpowiadało zerowe wyjście obiektu. Naruszenie tej zasady prowadzi do powstania oczywistych błędów identyfikacji. Jeżeli wartość sygnału w stanie ustalonym jest różna od zera, to należy przeprowadzić centrowanie danych, odejmując od nich ową wartość średnią. Można by też tak postąpić w przypadku rozważanego sygnału ciśnienia w komorze, gdyby nie fakt, że jego wartość w stanie ustalonym nie jest powtarzalna. Ponadto jest ona znana dopiero po zakończeniu pozycjonowania, co wyklucza identyfikację w trybie on-line. Skłania to do wykorzystania w identyfikacji sygnału pochodnej ciśnienia w komorze. Jej wartość w stanie ustalonym jest z pewnością równa zero. Wymaga to jednak przeformułowania modelu danego w postaci równań (2). Należy zatem rozważyć uproszczoną postać jednego z równań (2), opisującą np. proces napełniania komory siłownika:

$$\dot{p}_i = \frac{\kappa}{V_i} [RTq_i(u, p_1, p_2) - A_i p_i v]. \quad (5)$$

** Opis oznaczeń podano w zakończeniu pracy

Zależność natężenia przepływu powietrza q odysterowania zaworu u jest zazwyczaj opisana w postaci członu proporcjonalnego. W tworzonym modelu właściwości dynamiczne układu regulacji położenia suwaka zaworu mogą zostać opisane równaniem:

$$\dot{q}_i = -\frac{1}{T_z} q_i + \frac{K_z}{T_z} u. \quad (6)$$

Po zróżniczkowaniu równania (5) i podstawieniu doń (6) i (5) otrzymano równanie różniczkowe opisujące zmiany pochodnej ciśnienia w komorze siłownika:

$$\ddot{p}_i = -\frac{1}{T_z} \dot{p}_i - \frac{\kappa A_i}{V_i T_z} p_i v + \frac{\kappa R T K_z}{V_i T_z} u - \frac{\kappa A_i}{V_i} \dot{p}_i v - \frac{\kappa A_i}{V_i} p_i \dot{v}. \quad (7)$$

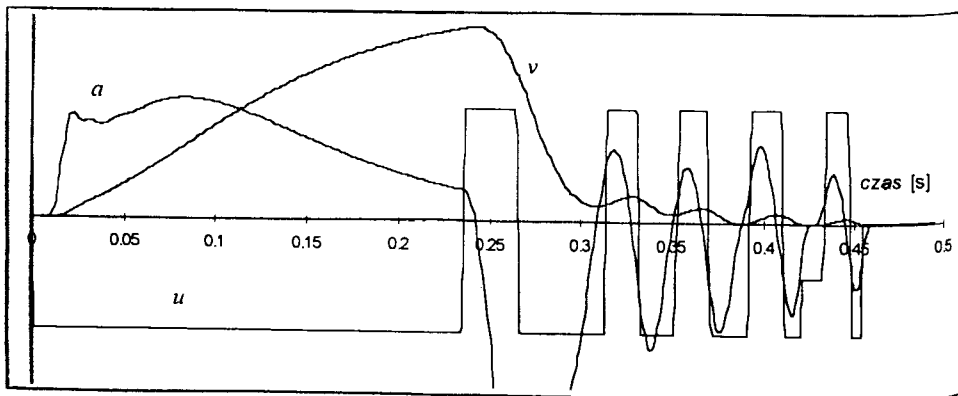
Po linearyzacji równanie to przyjmie postać:

$$\ddot{p}_i = -\left(\frac{1}{T_z} + \frac{\kappa A_i v_o}{V_i}\right) \dot{p}_i - \frac{\kappa A_i}{V_i} \left(\frac{v_o}{T_z} + \dot{v}_o\right) p_i - \frac{\kappa A_i p_{io}}{V_i} \dot{v} - \frac{\kappa A_i}{V_i} \left(\frac{p_{io}}{T_z} + \dot{p}_{io}\right) v + \frac{\kappa R T K_z}{V_i T_z} u, \quad (8)$$

przy czym "o" oznacza odpowiednie współrzędne punktu pracy. Ponieważ zarówno wartość pochodnej ciśnienia, jak również prędkość i przyspieszenie tłoka w stanie ustalonym są równe zeru, równanie (8) można uprościć:

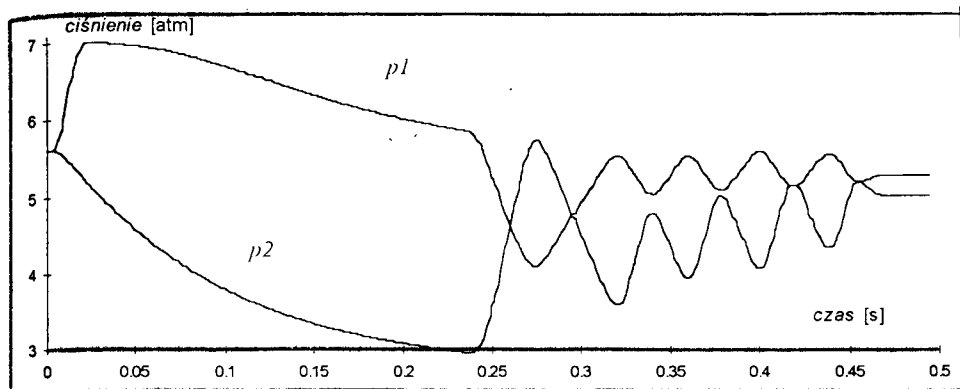
$$\ddot{p}_i = -\frac{1}{T_z} \dot{p}_i - \frac{\kappa A_i p_{io}}{V_i} \dot{v} - \frac{\kappa A_i p_{io}}{V_i T_z} v + \frac{\kappa R T K_z}{V_i T_z} u, \quad i = 1, 2. \quad (9)$$

Linearyzacji wymienionych wyżej równań dokonano przy założeniach, które, podobnie jak założenia dotyczące redukcji rzędu modelu, nie są prawdziwe w ogólności, a tylko w szczególnych warunkach zastosowania wyprowadzonego modelu. Aby wykluczyć nieporozumienia, mogące powstać przy analizie ich zasadności, należy je zawsze rozpatrywać tylko w odniesieniu do tych warunków.

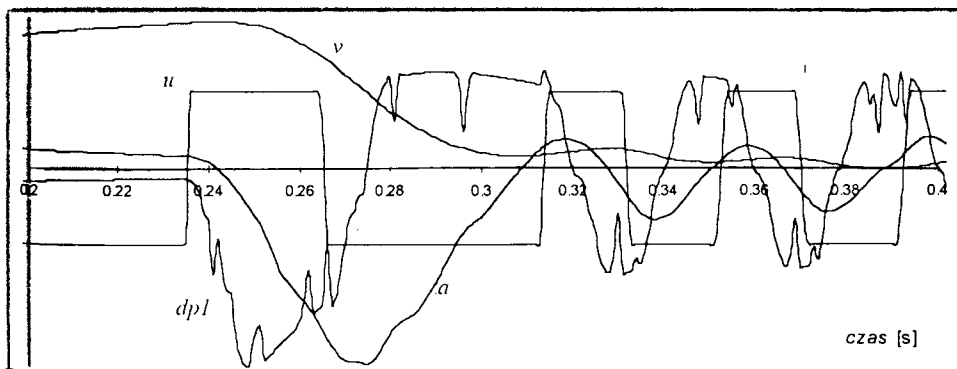


rys.2.1. Przebiegiysterowania zaworu u , prędkości v i przyspieszenia a tłoka siłownika podczas pozycjonowania napędu pneumatycznego

Proces zmian ciśnienia w komorze siłownika charakteryzują silne nieliniowości - charakterystyki statyczna i przepływowa zaworu. Wyznaczenie przebiegu obu tych charakterystyk jest możliwe na drodze doświadczalnej [5], ale nie w ramach identyfikacji prowadzonej w czasie rzeczywistym. Znając charakterystykę statyczną zaworu można skompensować wpływ tej



rys. 2.2. Przebiegi ciśnień p_1 i p_2 w komorach siłownika podczas pozycjonowania napędu pneumatycznego



rys. 3. Przebiegi sygnałów (wysterowania zaworu u , prędkości v i przyspieszenia a tłoka siłownika oraz pochodnej ciśnienia dp_1 w jego komorze) wykorzystywanych do identyfikacji współczynników modelu zmian ciśnienia w komorze siłownika

nieliniowości napędu. Niestety nie jest możliwe skompensowanie w taki sposób drugiej z wymienionych nieliniowości.

Należy zwrócić uwagę na inną osobliwość: napełnianie i opróżnianie komory siłownika odbywa się zazwyczaj w różnym tempie. Jest to spowodowane specyfiką przepływu strumienia powietrza oraz zastosowaniem tłumików hałasu na wyjściach zaworu, przez które odbywa się spust powietrza do atmosfery. Różnica szybkości opróżniania komory w przypadku wykorzystywania i niewykorzystywania tłumików hałasu może być nawet rzędu 60%. Fakt ten ma wpływ na przebieg i wyniki identyfikacji. Jeżeli bowiem różne są szybkości napełniania i opróżniania komory siłownika, to i stałe czasowe tych procesów są różne.

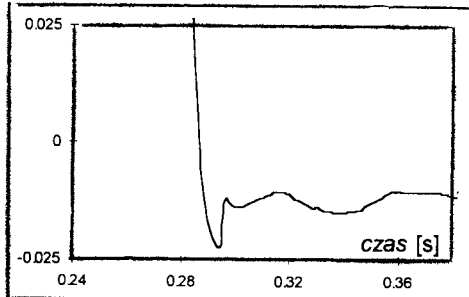
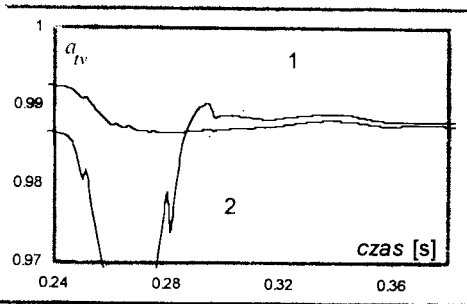
3. IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW MODELU

Przed przystąpieniem do identyfikacji wyprowadzonego modelu napędu przeprowadzono jego dyskretyzację metodą Eulera. Otrzymano następujący układ równań różnicowych:

$$\dot{v}(k+1) = a_{iv}v(k) + b_{iv1}p_1(k) + b_{iv2}p_2(k) + b_{iv3} \cdot l(k) \cdot \text{sgn}(v(k)), \quad (10)$$

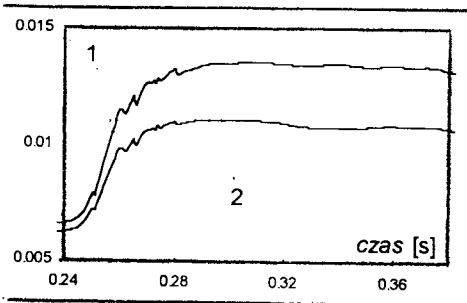
$$\dot{p}_i(k+1) = a_{ip} \dot{p}_i(k) + b_{iv} \dot{v}(k) + b_{iv} v(k) + b_{iu} u(k) + b_{ip} p_i(k), \quad i = 1, 2. \quad (11)$$

Współczynniki równań (10) i (11) identyfikowano metodą najmniejszych kwadratów przy użyciu algorytmu rekurencyjnego ze zmiennym współczynnikiem zapominania [4]. Do identyfikacji wykorzystano dane pochodzące z typowego procesu pozycjonowania napędu. Okres próbkowania sygnałów wynosił 1 ms. Wykorzystywane ciągi danych liczyły od 200 do 300 próbek. Typowe przebiegi sygnałów użytych do identyfikacji współczynników modelu dwustopniowego pokazano na rys. 2. Należy zwrócić uwagę na charakterystyczny przebieg sygnału sterującego. W początkowym okresie (fazie rozpędzania) wartość wysterowania zaworu jest równa wartości maksymalnej. Z chwilą pierwszej zmiany znaku wysterowania rozpoczyna się faza hamowania (następujące po sobie zmiany znaku wysterowania zaworu). Właściwa identyfikacja współczynników modeli (10) i (11) odbywała się właśnie w fazie wyhamowywania napędu [4].

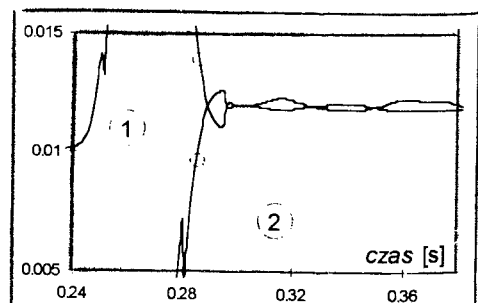


rys. 4.1. Zmiany współczynnika α_{nv} podczas identyfikacji modelu (10) w wypadku: ① - uwzględnienia w nim i ② - nieuwzględnienia czynnika b_{n3}

rys. 4.2. Zmiany współczynnika b_{n3} podczas identyfikacji modelu (10)



rys. 4.3. Zmiany współczynników b_{n1} - ① i b_{n2} - ② modelu (10) w przypadku nieuwzględnienia w nim czynnika b_{n3}



rys. 4.4. Zmiany współczynników b_{n1} - ① i b_{n2} - ② modelu (10) w przypadku uwzględnienia w nim czynnika b_{n3}

Przykładowe przebiegi zmian współczynników równania (10) w czasie trwania identyfikacji pokazano na rys. 4. Wartości tych współczynników stosunkowo szybko osiągają stan ustalony i w jego otoczeniu nie wykazują silniejszych wahań. Współczynniki w równaniu (10), związane z sygnałami ciśnień p_1 i p_2 , mają prostą interpretację fizyczną. Ich wartości są równe stosunkowi odpowiedniej powierzchni czynnej tłoka do masy całkowitej tłoka i elementów z nim związanych. Określany na tej podstawie błąd szacowania tych współczynników przez algorytm identyfikacji wynosi ok. 5%. Przebiegi współczynników równania (10), przedstawione na rys. 4, dotyczą przypadku napędu z siłownikiem o jednakowych powierzchniach

czynnych tłoka. Wartości współczynników b_{v1} i b_{v2} zbiegają do bardzo bliskich sobie wartości. Na tym samym rysunku pokazano również wyniki identyfikacji omawianych współczynników w przypadku nieuwzględnienia ostatniego członu równania (10), reprezentującego składową stałą siły oporów ruchu siłownika. Wartości rozważanych współczynników zbiegają wówczas do wyraźnie różnych wartości. Stąd wniosek, że uwzględnienie czynnika reprezentującego składową stałą siły tarcia F_C jest niezbędne dla poprawnego szacowania współczynników równania (10).

S_{dp}	13.8 %	10.9 %	16.4 %	100%
a_{dp}	0.8822	0.8829	0.8752	0.9218
b_{dv}	-0.0893	-0.0899	-	-0.0426
b_v	-2.9222	-2.8505	-2.1390	-
b_u	-3.7726	-3.7742	-4.5097	-3.2589
b_p	0.0171	-	-	-
	<i>MP</i>	<i>MBP</i>	<i>MBPA</i>	<i>MBPV</i>

tab. 1. Porównanie wyników identyfikacji różnych wariantów modelu zmian ciśnienia w komorze siłownika

ocenić, czy jest to wpływ tylko jednego z tych dwu sygnałów, czy też obu ich równocześnie. Kształt przebiegu pochodnej ciśnienia wskazuje na to, że zależność między sygnałemysterowania zaworu a sygnałem wyjściowym rozważanego modelu nie jest zależnością typu czysto proporcjonalnego. Z drugiej strony szybkość narastania sygnału pochodnej ciśnienia w odpowiedzi na skokową zmianę wartości sygnałuysterowania zaworu jest na tyle duża w porównaniu z zastosowanym okresem próbkowania, że trudno byłoby na tej podstawie wiarygodnie zidentyfikować właściwości dynamiczne modelu wyższego rzędu niż pierwszy.

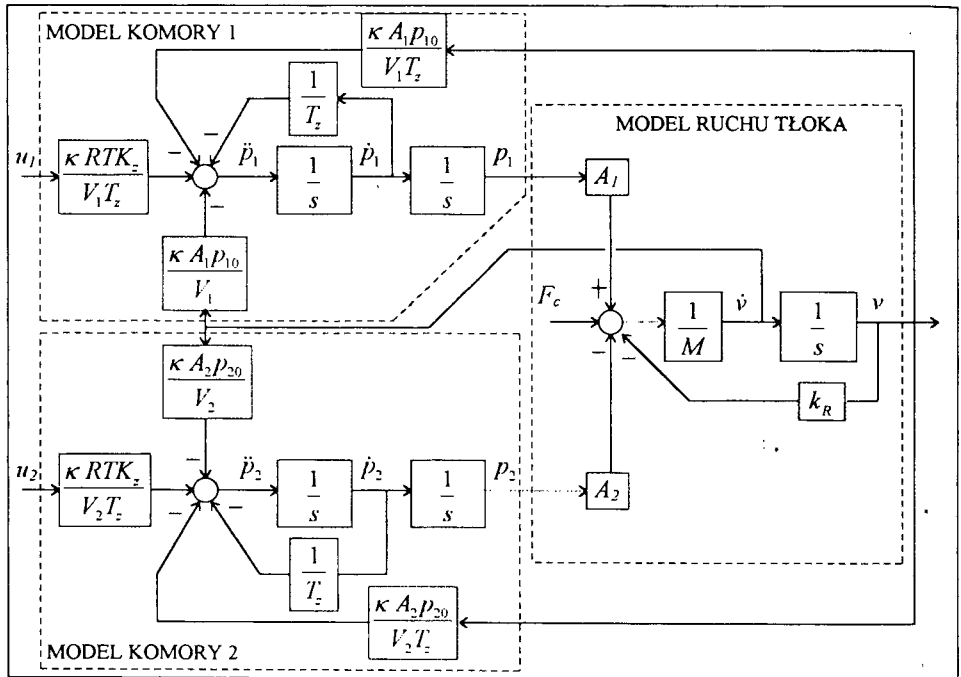
Model (11) stanowi tylko pewne przybliżenie zachowań dynamicznych układu w założonym punkcie pracy. Wpływ niektórych sygnałów, oczywisty z teoretycznego punktu widzenia, może zostać w praktyce pominięty. Przy wyznaczaniu modelu układu występuje konflikt pomiędzy dążeniami: do uproszczenia modelu i do wyznaczenia modelu jak najdokładniejszego. Kompromis obu tych dążeń można osiągnąć tylko na drodze weryfikacji eksperymentalnej analizowanego modelu układu. Identyfikację modelu zmian ciśnienia w komorze przeprowadzono w czterech wariantach: z wykorzystaniem wszystkich sygnałów występujących w równaniu (11) - *MP*, z pominięciem wpływu sygnału ciśnienia - *MBP*, z pominięciem wpływu sygnałów ciśnienia i przyspieszenia - *MBPA* oraz z pominięciem wpływu sygnałów ciśnienia i prędkości - *MBPV*. Do oceny jakości wyznaczonych modeli zastosowano wskaźnik S_{dp} , będący sumą wartości bezwzględnych odchyłań przebiegu modelowanego od przebiegu rzeczywistego ciśnienia w komorze w chwilach próbkowania. Wyniki identyfikacji rozważanego modelu w wymienionych wyżej wariantach zestawiono w tab. 1. Zgodnie z oczekiwaniami wpływ sygnału ciśnienia na sygnał wyjściowy rozważanego modelu jest niewielki. Można go zatem pominać. Inaczej przedstawia się rola sygnałów prędkości i przyspieszenia tłoka. Zdecydowanie silniejszy wpływ na wyjście modelu ma sygnał prędkości tłoka. Jednak również dodatkowe uwzględnienie sygnału przyspieszenia tłoka pozwala uzyskać pewną poprawę jakości modelu. Optymalny (z praktycznego punktu widzenia) model

Przechodząc do omówienia wyników identyfikacji współczynników równań (11) warto rozważyć, jakich wyników można oczekiwać porównując przebiegi sygnałów wykorzystywanych w algorytmie identyfikacji - rys. 3. Uwagę zwraca przede wszystkim podobieństwo przebiegów sygnałów pochodnej ciśnienia w komorach i sygnałuysterowania zaworu. Dopatrzenie się wpływu pozostałych sygnałów jest znacznie trudniejsze. Największe wątpliwości może budzić zależność sygnału wyjściowego rozważanego modelu od sygnału ciśnienia w komorze. Na początku fazy wyhamowywania zaznacza się silny wpływ sygnałów prędkości i przyspieszenia na przebieg sygnału wyjściowego. Trudno

procesu zmian ciśnienia w komorze siłownika powinien uwzględniać zatem wpływ następujących sygnałów:ysterowania zaworu oraz prędkości i przyspieszenia tłoka siłownika (MBP):

$$\dot{p}_i(k+1) = a_{dpi} \dot{p}_i(k) + b_{dv} \dot{v}(k) + b_{uv} v(k) + b_{ui} u(k), \quad i = 1, 2, \quad (12)$$

Strukturę wyznaczonego tym samym dwustopniowego modelu pneumatycznego napędu pozycyjnego przedstawiono na rys. 5. Uwzględniono przy tym możliwość sterowania napełnianiem i opróżnianiem komór siłownika przy pomocy odrębnych zaworów.



rys. 5. Struktura dwustopniowego modelu pneumatycznego napędu siłownikowego

Na zakończenie tych rozważań należy zaznaczyć, że zastosowanie metod identyfikacji parametrycznej do szacowania współczynników wyprowadzonego modelu byłoby niemożliwe bez wykorzystania algorytmów odtwarzania niemierzonych sygnałów. Zastosowane w opisywanym przypadku instrumentarium pomiarowe składało się z układu pomiarowego położenia zespołu tłoka i dwóch czujników ciśnienia. Sygnały pozostałych wykorzystywanych zmiennych (prędkości i przyspieszenia tłoka oraz pierwszej pochodnej ciśnienia) były odtwarzane na podstawie wartości zmierzonych sygnałów. Bardzo przydatne w tym zakresie okazały się algorytmy różniczkowania, wykorzystujące odpowiednio ukształtowaną funkcję wagową. Algorytmy te wprowadzają wprawdzie opóźnienie czasowe sygnału wyjściowego w stosunku do sygnału wejściowego, jednak wartość tego opóźnienia jest ściśle określona i co więcej stała w całym zakresie częstotliwości.

4. PODSUMOWANIE

Przedstawiony dwustopniowy model pneumatycznego napędu siłownikowego charakteryzuje:

- prostota zastosowanych modeli cząstkowych,
- zgodność struktury pełnego modelu z naturą procesów fizycznych zachodzących w układzie zawór - siłownik i intuicyjnym wyobrażeniem jego funkcjonowania,
- uwzględnienie właściwości dynamicznych zaworu sterującego, co pozwala uniknąć konieczności brania pod uwagę opóźnień transportowych sygnału sterującego w modelach wejściowych, a jednocześnie
- rozdzielenie przez zastosowaną dekompozycję miejsc oddziaływania dwu najpoważniejszych źródeł nieliniowości rozważanego napędu, jakimi są: nieliniowa charakterystyka statyczna zaworu sterującego oraz nieliniowa charakterystyka oporów ruchu siłownika w zależności od jego prędkości z jednej strony i wartości ciśnień w jego komorach z drugiej.

Przedstawione wyniki modelowania zachowań dynamicznych pneumatycznego napędu siłownikowego z zastosowaniem omówionego modelu dwustopniowego są bardzo obiecujące. Pozwala to myśleć z nadzieją o zastosowaniu go do syntezy układu regulacji położenia tego napędu.

PODZIĘKOWANIE

Niniejsza praca została zrealizowana przy wsparciu Komitetu Badań Naukowych, w ramach grantu nr 8T11A-00909.

LITERATURA

- [1] Janiszowski K., Olszewski M.: *Identyfikacja modelu siłownika pneumatycznego z proporcjonalnym zaworem przeplywowym*. Symp. Nauk. MECHATRONIKA'92, Warszawa 1992; Prace Nauk. PW „Konferencje” 2(1992), 79-81.
- [2] Chudzik Z., Janiszowski K., Kozłowski M., Olszewski M.: *Modelowanie obiektów sterowania na przykładzie analizy opisu siłownika pneumatycznego*. PAK 10/1994, 231-235.
- [3] Chudzik Z., Kozłowski M., Olszewski M.: *Problems of state reconstruction in positioning systems with pneumatic drive*. 4th Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualisation, Toulouse 1994.
- [4] Kozłowski M., Janiszowski K.: *Odporna metoda identyfikacji obiektów dynamicznych na przykładzie pneumatycznego układu napędowego*. IX Ogólnopolska Konferencja 'PNEUMA'95', Materiały Konferencyjne, 101-110.
- [5] Kozłowski M., Janiszowski K.: *Wykorzystanie danych eksperymentalnych w modelowaniu pneumatycznego napędu siłownikowego*. X Ogólnopolska Konferencja 'PNEUMA'96', (w druku).

WYKAZ OZNACZEŃ

a_{dpi} , b_{dvi} , b_{vi} , b_{ui} , b_{pi}	współczynniki dyskretnego modelu zmian ciśnienia w i -tej komorze siłownika (11);
a_{ri} , b_{ri1} , b_{ri2} , b_{ri3}	współczynniki dyskretnego modelu ruchu tłoka siłownika (10);
A_i	powierzchnia czynna tłoka po stronie i -tej komory siłownika [m^2];
F_C	składowa stała w liniowym modelu siły tarcia (4) [N];
F_t	siła oporów ruchu siłownika [N];
i	numer komory siłownika ($i = 1, 2$);
k	wskaźnik chwili czasu dyskretnego [-];
k_N	współczynnik nachylenia stycznej do charakterystyki oporów ruchu siłownika w punkcie pracy przyjętym przy linearyzacji równania (1) [Ns/m];
K_z	współczynnik wzmocnienia układu regulacji natężenia przepływu masowego zaworu w punkcie pracy przyjętym przy linearyzacji równania (2) [$kg/s/V$];
M	masa zespołu tłoka siłownika [kg];
MB	liniowy model zmian ciśnienia w komorze siłownika w pełnej wersji (11);
MBP	model jw. w wersji bez uwzględnienia wpływu sygnału ciśnienia w komorze;
$MBPA$	model jw. w wersji bez uwzględnienia wpływu sygnałów ciśnienia w komorze i przyspieszenia tłoka;
$MBPV$	model jw. w wersji bez uwzględnienia wpływu sygnałów ciśnienia w komorze i prędkości tłoka;
o	indeks wartości zmiennych, będących współrzędnymi punktu pracy modelu;
$q_{i,j}$	natężenie strumienia masy powietrza wypływającego lub napływającego do i -tej komory siłownika przez j -te okno zaworu sterującego [kg/s];
p_{atm}	ciśnienie atmosferyczne [Pa];
p_i	ciśnienie powietrza w i -tej komorze siłownika [Pa];
p_z	ciśnienie źródła zasilania sprężonego powietrza [Pa];
R	stała gazowa dla powietrza [$J/kg/K$];
S_{dpi}	wskaźnik jakości modelu zmian ciśnienia w komorze siłownika, równy sumie wartości bezwzględnych odchyłek modelowanego przebiegu ciśnienia od przebiegu rzeczywistego w rozważanym przedziale czasu [atm];
t	czas [s];
T	temperatura powietrza w komorach siłownika [K];
T_z	zastępcza stała czasowa układu regulacji natężenia przepływu masowego zaworu sterującego w punkcie pracy przyjętym przy linearyzacji równania (2) [s];
u	napięcie wysterowania zaworu [V];
v	prędkość tłoka siłownika [m/s];
V_i	objętość i -tej komory siłownika [m^3];
κ	wykładnik przemiany gazowej [-].