

## Pozycjonowanie w układach pneumatycznych przy pomocy algorytmu predykcyjnego z nieliniowym modelem obiektu

*Rozważane jest zagadnienie pozycjonowania w pneumatycznych układach napędowych ze szczególnym uwzględnieniem tarcia przyślizgowego. We wstępie omówiony jest aktualny stan stosowanych algorytmów sterowania oraz występujące ograniczenia. Przedstawiono propozycję wykorzystania uproszczonego, ale zawierającego wszystkie istotne nieliniowości, modelu napędu pneumatycznego do realizacji algorytmu regulacji predykcyjnej. Prosty wskaźnik oceny pozwala na bieżąco optymalizować sygnał sterujący. Stan układu obejmuje położenie, prędkość i przyspieszenie tłoka siłownika oraz ciśnienia w komorach cylindra. Wyprowadzony algorytm został przebadany w szczególnie trudnych warunkach; małych przesunięć w pobliżu pokryw cylindra oraz przesunięć z małą prędkością zadania.*

### Pneumatic servomechanism system controlled by predictive algorithm with non-linear internal model of drive

*A problem of pneumatic servomechanism system with significant influence of adhesive friction has been considered. The current state of control algorithms used for these systems has been discussed and existing limitations in control have been exposed. An idea of application a simplified, but including basic non-linear effects, model of a drive for prediction has been considered. The servomechanism state is represented by pressures of air in cylinder volumes, position, velocity and acceleration of the piston. Optimization of a control value is based on a linear-quadratic performance index that includes all states and controller output. The results of testing in extreme conditions; very low piston velocity, small distance of movement and piston positions close to the cylinder covers are presented and discussed.*

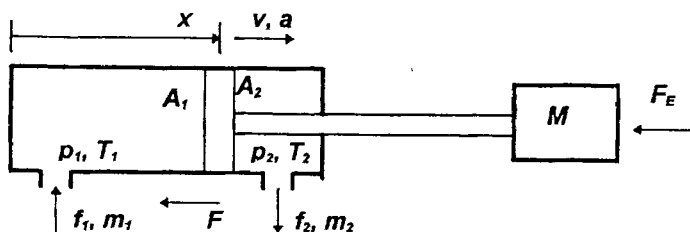
#### 1. WPROWADZENIE

Zespoły stosowane wykonawcze w układach automatyki powinny być niezawodne, precyzyjne, i szybkie. W zakresie liniowych układów pozycjonujących stosowane są serwomechanizmy elektryczne, hydrauliczne i pneumatyczne, wyraźnie różniące się właściwościami użytkowymi. Standardowe konstrukcje z napędem elektrycznym są dość szybkie (ok. 0.5 m/s), o prostym zasilaniu, elastyczne w tworzeniu struktur sterowania i dokładne (ok. 10-100  $\mu\text{m}$ ), ale uzyskanie ruchu liniowego wymaga sprzężenia układu napędzanego poprzez precyzyjną śrubę lub przekładnię z paskiem zębatym. Rozwiązania te nie są lekkie ani tanie, ale zapewniają samohamowność napędu, która istotnie ułatwia zadanie regulacji. Konstrukcje hydrauliczne wymagają kłopotliwego zasilania, są ciężkie i niezbyt elastyczne w instalacji, ale zapewniają uzyskanie bardzo dużych sił oraz mogą być bardzo dokładne (ca. 0.5 - 5  $\mu\text{m}$ ). Uzyskiwane przesuni-

nięcia są zazwyczaj krótsze i wolniejsze (do 0.2 m/s). Jednostki hydrauliczne realizują bezpośrednio ruch liniowy, przy czym mała ściśliwość cieczy ułatwia zadanie regulacji. Zespoły pneumatyczne mają tę samą prostą konstrukcję, są lekkie, prostsze w zasilaniu, bardzo szybkie (do 2-4 m/s), dysponują znaczną siłą użyteczną i są tanie, a przy zastosowaniu dobrych systemów pomiarowych mogą być wystarczająco dokładne (ca. 20 - 200  $\mu\text{m}$ ). Wszystkie te pozytywne właściwości są niestety skutecznie redukowane przez problemy regulacji położenia związane ze ściśliwością medium oraz dużym udziałem tarcia przyłgowego. Wprowadzone w latach 80-ych i rozwijane później [1-9] techniki sprzężenia od stanu pozwoliły na opanowanie problemów sterowania położeniem bez przeregulowania, ale problemy występujące w pozycjonowaniu przy małych prędkościach i dla małych przesunięć pozostały.

## 2. POZYCJONOWANIE W NAPĘDACH PNEUMATYCZNYCH Z LINIOWYM MODELEM UKŁADU

Standardowy pneumatyczny napęd pozycjonujący składa się z liniowego cylindra, którego komory zasilane są poprzez proporcjonalny zawór przepływowy, systemu pomiaru położenia oraz jednostki sterującej, zawierającej szybki procesor sygnałowy. Właściwości dynamiczne takiego układu określają zjawiska zachodzące podczas napełniania /opróżniania komór cylindra o długości  $L$ , z efektywnością określoną przez wielkości przepływów  $f_1$  i  $f_2$  oraz ruchu tłoka znajdującego się w pozycji  $x$ , Rys.1. Powietrze o temperaturach  $T_1$ ,  $T_2$  w komorach o objętościach odpowiednio  $V_1 = A_1 x$ ,  $V_2 = A_2 (L - x)$  określa ciśnienia  $p_1$ ,  $p_2$  działające na ścianki tłoka. Różnica sił parcia pomniejszona o tarcie  $F$  z uwzględnieniem siły zewnętrznej  $F_E$  prowadzi do przyspieszenia napędzanego zespołu o masie  $M$  i określenia prędkości  $v$  i pozycji tłoka  $x$ .



Rys.1. Podstawowe wielkości określające stan pneumatycznego zespołu napędowego

Zależności pomiędzy wprowadzonymi wielkościami zostały wyprowadzone w [1,7,9]. Wartości ciśnień  $p_1$ ,  $p_2$  są określone następującymi zależnościami

$$\frac{d}{dt} p_1(t) = -\frac{n_1 p_1}{x} v(t) + \frac{n_1 R T_1}{x A_1} \frac{d}{dt} m_1(t) \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} p_2(t) = \frac{\dot{n}_2 p_2}{L-x} v(t) + \frac{n_2 R T_2}{(L-x) A_2} \frac{d}{dt} m_2(t) \quad (2)$$

gdzie  $R$  oznacza stałą gazową,  $dm_1/dt$  i  $dm_2/dt$  określają zmiany masy powietrza w komorach przy czym do opisu stanu gazu zastosowano przemianę politropową o wykładnikach  $n_1$  i  $n_2$ . Przyspieszenie tłoka jest określone przez bilans sił działających na tłok

$$M a(t) = -F[v(t)] - F_0 + A_1 p_1(t) - A_2 p_2(t) \quad (3)$$

gdzie  $F[v(t)]$  oznacza zależną od prędkości siłę tarcia. Wartość siły tarcia stanowi główną niepewność w opisie układu. Na siłę tarcia składają się dwa czynniki: tarcie przyłgowe  $F_0$  oraz tarcie prędkościowe  $F$ .

$$F[v(t)] = F_a[v(t)] + F_v[v(t)] \quad (4)$$

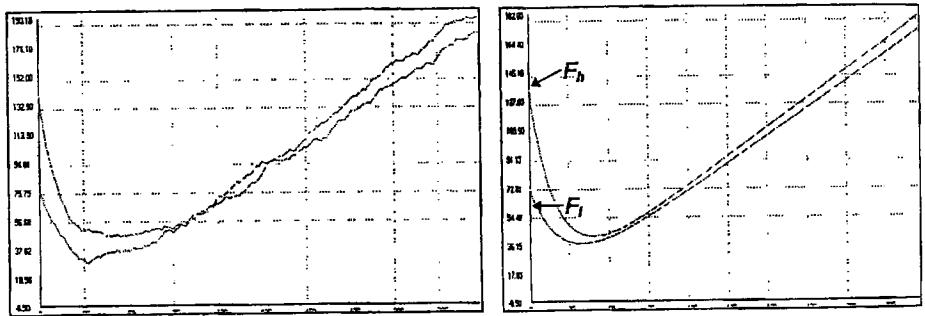
przy czym tarcie prędkościowe wyrażone jest w formie zależności łatwej do określenia

$$F_v[v(t)] = \alpha_0 v(t) \quad (5)$$

ze współczynnikiem  $\alpha_0$  zależnym od konstrukcji układu. Tarcie przyłgowe może być przybliżone za pomocą krzywej Stribeck [8]

$$F_a[v(t)] = \begin{cases} -\operatorname{sgn}[v(t)] F_{\max} e^{-\gamma|v(t)|}, & v(t)a(t) \geq 0 \\ -\operatorname{sgn}[v(t)] \rho F_{\max} e^{-\gamma|v(t)|}, & v(t)a(t) < 0, \quad \rho \in \langle 0.3, 0.7 \rangle \end{cases} \quad (6)$$

gdzie  $F_{\max}$  jest wartością początkową a  $\rho$  określa zmniejszenie tej wartości przy hamowaniu tłoka. Wartości  $F_{\max}$ ,  $\rho$  oraz  $\gamma$  mogą być wyznaczone tylko podczas eksperymentu z pomiarem wartości ciśnień w komorach cylindra. Tarcie przyłgowe ma silnie niestacjonarny charakter i zależy od wielu czynników jak np. czas postoju tłoka, temperatura, warunki smarowania, ciśnienia powietrza w komorach itp. Przykładowe pomiary wartości siły tarcia oraz jej aproksymację funkcjami (5) i (6) przedstawia Rys. 2.



Rys. 2. a) Zależność siły tarcia od prędkości  $v(t)$  przy przyspieszaniu i hamowaniu tłoka, b) przybliżenie analityczne (5), (6) funkcji tarcia

Wykorzystanie regulatorów zmiennych stanu jest możliwe po wprowadzeniu linearyzacji opisu [9] w formie fazowych zmiennych stanu

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ v \\ a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0, & 1, & 0 \\ 0, & 0, & 1 \\ 0, & -\omega^2, & -2D\omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ v \\ a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ C\omega^2 \end{bmatrix} u \quad (7)$$

$$y = [1, 0, 0] \begin{bmatrix} x \\ v \\ a \end{bmatrix}^T$$

gdzie parametry dynamiczne  $\omega$  i  $D$  zależne są od położenia tłoka, sił tarcia oraz czynników występujących w opisie (1)-(3). Częstotliwość drgań własnych  $\omega$  jest określona zależnością

$$\omega^2 = \frac{1}{M} \left[ \frac{n_1 p_1 A_1^2}{A_2 x} + \frac{n_2 p_2 A_2^2}{A_1 (L-x)} \right] \quad (8)$$

Współczynnik wzmocnienia jest zależna od komory wysterowanej i jest powiązany z  $\omega$

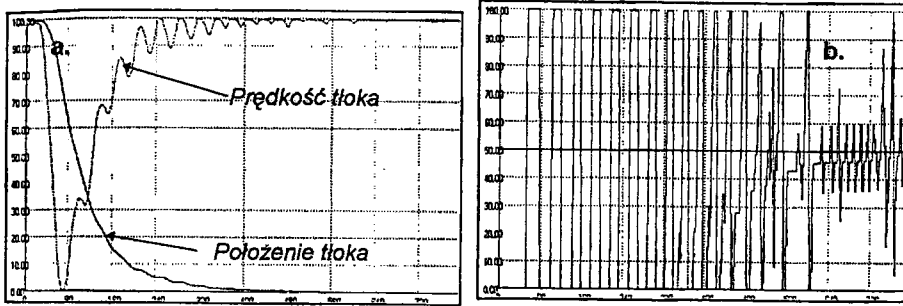
$$C_1 \omega^2 = \frac{n_1 RT k_M A_1}{M A_2 x}, \quad C_2 \omega^2 = \frac{n_2 RT k_M A_2}{M A_1 (L-x)} \quad (9)$$

gdzie  $k_M$  określa efektywność przepływu. W przypadku równych powierzchni  $A_1, A_2$  wartości wzmocnienia  $C$  są równe a tłumienie wynosi

$$2D\omega = \frac{k_f}{M} \quad (10)$$

gdzie  $k_f$  wyraża wpływ siły tarcia. Wartość tarcia przylgowego dla małych prędkości tłoka może wielokrotnie przewyższać wartość tarcia prędkościowego, Rys.2, co ogranicza adekwatność opisu liniowego dla małych  $v(t)$ .

Główny problem pozycjonowania to zadanie P-P, przesunięcie z Punktu do Punktu. Podstawowe parametry takiego ruchu to precyzja i najkrótszy czas. Z tego względu algorytm pozycjonowania określają duże wzmocnienia i praktycznie ciągłe przełączanie w skrajne położenia zaworu przepływowego, Rys. 3b. Wymaganie braku przeregulowania prowadzi do silnie przetłumionego przebiegu, Rys. 3a.



Rys.3. a) Położenie i prędkość tłoka przy pozycjonowaniu P-P, b) sygnałysterowania zaworu

Sygnał wyjścia dyskretnego regulatora zmiennych stanu dla zadania P-P jest określony jako

$$u(k) = K_x[x_f - x(k)] - K_v v(k) - K_a a(k) \quad (11)$$

gdzie  $x_f$  oznacza zadane położenie końcowe tłoka,  $x(k)$ ,  $v(k)$ ,  $a(k)$  dyskretnie, fazowe zmienne stanu odpowiadające (7), a wzmocnienia  $K_x$ ,  $K_v$ ,  $K_a$  algorytmu mogą być wyznaczone jak w [2], dla zapewnienia żądanej odchyłki oraz zadanego położenia biegunów układu zamkniętego. Ten sposób syntezy algorytmu pozycjonowania zapewnia bardzo szybkie pozycjonowanie, ale prowadzi do głośnej pracy zaworu, szybkiego jego zużycia oraz ma ograniczony zakres stosowania - do przesunięć większych niż 5 mm [2].

Drugi rodzaj algorytmu, oparty na zasadzie regulacji predykcyjnej, został przebadany w pracy [3] i był wyprowadzony w oparciu o wskaźnik

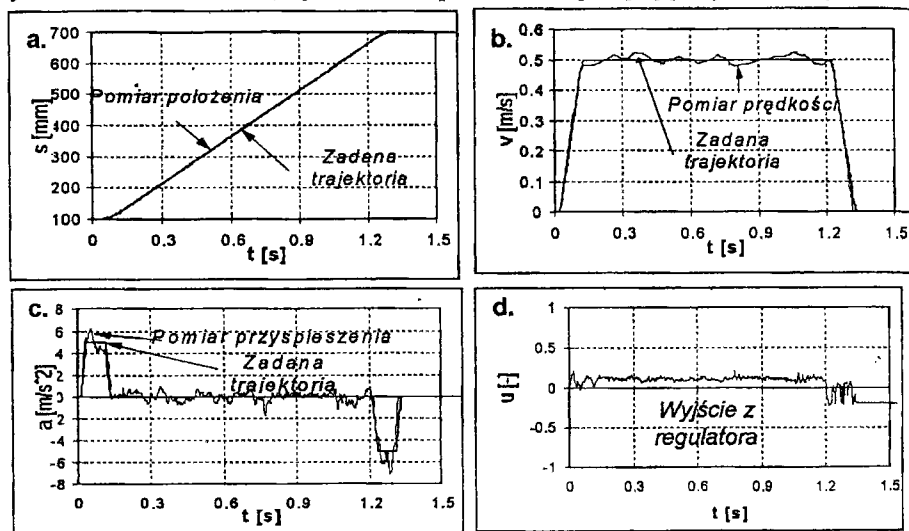
$$I = [\bar{x}_d(k) - \bar{x}_p(k)]^T Q_x [\bar{x}_d(k) - \bar{x}_p(k)] + [\bar{v}_d(k) - \bar{v}_p(k)]^T Q_v [\bar{v}_d(k) - \bar{v}_p(k)] + [\bar{a}_d(k) - \bar{a}_p(k)]^T Q_a [\bar{a}_d(k) - \bar{a}_p(k)] + \bar{u}_c(k)^T Q_u \bar{u}_c(k) \quad (12)$$

gdzie  $\bar{x}_d(k)$ ,  $\bar{v}_d(k)$ ,  $\bar{a}_d(k)$  oznaczają zadane wektory przyszłych wartości zmiennych fazowych, wyznaczone na H kroków wprzód, a  $\bar{x}_p(k)$ ,  $\bar{v}_p(k)$ ,  $\bar{a}_p(k)$  oznaczają wartości tych zmiennych określone na podstawie liniowego modelu (7), przy założeniu dokonania L ( $L < H$ ) zmian wartości sterowania  $\bar{u}_c$ , które minimalizują wskaźnik (12). Kwadratowe, dodatnio określone macierze  $Q_x$ ,  $Q_v$ ,  $Q_a$ ,  $Q_u$  zapewniają dokładność oraz stabilność algorytmu [3]. Wyjście regulatora

$$\bar{u}(k) = R_x [\bar{x}_d(k) - \bar{x}_p(k)] + R_v [\bar{v}_d(k) - \bar{v}_p(k)] + R_a [\bar{a}_d(k) - \bar{a}_p(k)] \quad (13)$$

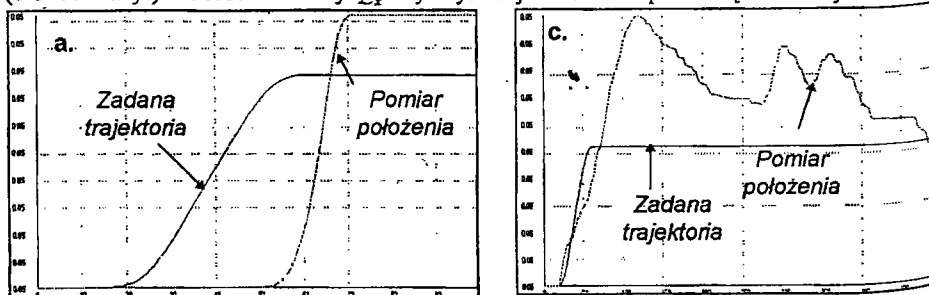
jest obliczane w każdym kroku pozycjonowania. Macierze wzmocnień  $R_x$ ,  $R_v$ ,  $R_a$  są określone w dość złożony sposób [3], muszą być wyznaczone przed przesunięciem, co ogranicza możliwości adaptacji algorytmu.

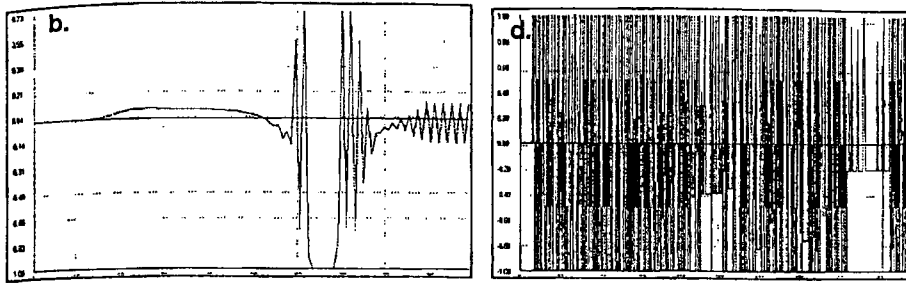
Główna różnica pomiędzy algorytmami (11) i (13) polega na doborze wyjścia z regulatora do pojedynczego stanu układu w przypadku (11) lub dostosowania go wycinka całej trajektorii ruchu  $\bar{x}_p(k), \bar{v}_p(k), \bar{a}_p(k)$  w algorytmie (13). Regulacja predykcyjna zapewnia szersze wykorzystanie możliwości układu, Rys. 4a i 4b, co prowadzi do spokojnej pracy zaworu Rys. 4d,



Rys. 4. Zadane i pomierzone wartości zmiennych fazowych i sterowania przy regulacji predykcyjnej

Przedstawione wyniki, Rys. 4, wydają się bardzo korzystne, ale zarówno w modelu (7) jak i przy prowadzeniu predykcji, brak jest reprezentacji tarcia przyłgowego dla małych prędkości. Powoduje to określone trudności. Na Rys. 5a i 5b przedstawione zostały wyniki próby zastosowania regulatora predykcyjnego w przypadku przesunięcia o 0.6 mm z położenia 50 mm oddalonego od lewej pokrywki cylindra (o długości 800 mm) w kierunku do środka. Taki ruch jest krytycznym testem przydatności regulatora. W celu dokonania przesunięcia musi wzrosnąć ciśnienie w krótkiej komorze do wartości zapewniającej pokonanie tarcia przyłgowego, a następnie po zaobserwowaniu przyspieszenia tłoka musi natychmiast wystąpić hamowanie poprzez napełnienie długiej komory do odpowiedniej wartości ciśnienia. Obie akcje muszą być bardzo szybkie i precyzyjne. Zbyt wolne napełnianie długiej komory doprowadzi do przeregulowania. Nazbyt szybkie zaprzestanie napełniania komory krótkiej może spowodować postój tłoka lub zatrzymanie się przed pozycją zadaną przy odchyłce zbyt małej, aby można było myśleć o jej usunięciu. Wynik wykorzystania liniowego regulatora predykcyjnego [3] do zadanego ruchu został przedstawiony na Rys. 5a i 5b, przy czym specjalnie zostały zwiększone (o 10000 razy!) wartości macierzy  $Q_z$  aby uzyskać jakiegokolwiek przesunięcie. Na Rys. 5c i 5d





Rys.5. Przesunięcie o 0.6 mm wykonywane z :a,b - liniowym regulatorem predykcyjnym, c,d - z regulatorem zmiennych stanu

został przedstawiony wynik takiej samej próby z regulatorem zmiennych stanu (przy zwiększeniu wzmocnienia pozycyjnego  $K_x$  do granicy stabilności). W obu przypadkach wystąpiły wyraźne problemy; algorytm predykcyjny utracił płynność i doprowadził do znacznej odchyłki, Rys.5a, a algorytm zmiennych stanu, Rys. 5c, doprowadził do nieregularnych wahań w otoczeniu zadanej, końcowej wartości położenia tłoka i oscylacji w sterowaniu, Rys.5d.

### 3. ALGORYTM POZYCJONOWANIA Z NIELINIOWYM MODELEM UKŁADU

Zasada regulacji predykcyjnej w przypadku pneumatycznych układów pozycjonujących ma bardzo istotną zaletę - opóźnienie w wytworzeniu odpowiedniego poziomu ciśnienia w komorach jest wliczone w wynik sterowania i może być skompensowane przez uprzedzające działanie zaworu. Włączenie do modelu dynamiki również głównych przyczyn nieliniowości może doprowadzić do dalszej poprawy jakości pozycjonowania. Podstawą takiego sterowania musi być model dynamiki układu, prosty obliczeniowo, ale zawierający wszystkie główne przyczyny nieliniowych reakcji napędu.

Model ten zaczyna się od opisu ruchu  $u_v$ , tłoczka zaworu sterującego przepływami, w wynikuysterowania  $u_c$  cewki, przybliżony elementem liniowym I rzędu o inercji T

$$u_v(k) = \alpha u_c(k-1) + \beta u_c(k-1), \quad \alpha = \exp(-\Delta / T), \quad \beta = 1 - \alpha \quad (14)$$

gdzie  $\Delta$  oznacza okres impulsowania. Położenie tłoczka  $u_v$  oraz różnice ciśnień powietrza określają przepływy przez okna zaworu [9]. Różnice ciśnień występują pomiędzy ciśnieniem zasilania  $p_s$  oraz napełnianą komorą np.  $p_1, p_2$  i pomiędzy opróżnianą np.  $p_2, p_1$  i ciśnieniem otoczenia  $p_0$ . Przyjęty został model opisany następującą zależnością

$$f_{i,j}(k) = a_{i,j} \arctan[u_v(k) - w_{i,j}] \Psi(q, b), \quad i = 1, 2, \quad j = s, o, \quad u_v(k) > 0 \quad (15)$$

gdzie indeks  $i$  wskazuje komorę, a indeks  $j$  określa fakt napełniania (s) lub opróżniania (o) komory. Wszystkie kombinacje  $i, j$  mają swoje własne parametry; maksymalny przepływ  $2/\pi a_{i,j}$  oraz próg zadziałania zaworu  $w_{i,j}$ . Parametry te określają wielkość przepływu powietrza w odpowiednim kanale i mogą być stosunkowo łatwo określone eksperymentalnie. Funkcja  $\Psi(q, b)$  określa efektywność przepływu jako wynik stosunku ciśnień  $q = p_l / p_h$  w komorze napełnianej  $p_l$  do komory zasilającej  $p_h$

$$\Psi(q, b) = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{q-b}{1-b}\right)^2}, & q \geq b \quad \text{przepływ la min arny} \\ 1 & q < b \quad \text{przepływ turbulentny} \end{cases} \quad (16)$$

przy czym wartość  $b$  przyjęto jako 0.53 [9]. Wartość bardziej dokładna może być wyznaczona eksperymentalnie. Przepływ  $f_{i,d}(k)$  (15) zmniejsza (lub zwiększa) masę powietrza w odpowiedniej komorze i określa zmianę ciśnienia (przy założeniu stałej wartości  $T$  temperatury)

$$p_i(k) = p_i(k-1) + \Delta \kappa TR / V_i(k) \begin{cases} + f_{i,s}(k) \\ - f_{i,o}(k) \end{cases}, \quad i = 1, 2 \quad (17)$$

gdzie  $\kappa$  jest współczynnikiem przemiany politropowej,  $R$  jest stałą gazową, a  $V_i(k)$  oznacza chwilową objętość komory. Ruch tłoka jest wynikiem działania różnicy ciśnień  $p_1 - p_2$  oraz pozostałych sił. Opis siły tarcia  $F_F$  przyjęto w formie funkcji złożonej z dwóch czynników, liniowego  $\alpha_0 v(k)$  oraz nieliniowego, zbliżonego do postaci funkcyjnej (6)

$$F_F[v(k)] = -\text{sgn}[v(k)] \left[ \alpha_0 v(k) + \frac{1}{\alpha_1 + \alpha_2 |v(k)|} * \begin{cases} F_h, & v(t)a(t) \geq 0 \\ F_l, & v(t)a(t) < 0, \end{cases} \right] \quad (18)$$

gdzie współczynniki  $\alpha_1, \alpha_2$  powinny być dopasowane do przebiegów pomiarowych, Rys. 2.  $F_h, F_l$  oznaczają górną i dolną wartość gałęzi aproksymującej wartości tarcia przyłogowego. Bilans sił, uzupełniony o zewnętrzne oddziaływanie  $F_g$ , określa wielkość przyspieszenia

$$Ma(k) = [A_1 p_1(k) - A_2 p_2(k)] + F_g(k) + F_F[v(k)] \quad (19)$$

które wraz z zależnościami całkowitymi na prędkość  $v(k)$  i położenie  $x(k)$  dopełnia opis

$$\begin{aligned} v(k) &= v(k-1) + 0.5\Delta[a(k) + \alpha(k-1)] \\ x(k) &= x(k-1) + 0.5\Delta[v(k) + v(k-1)] \end{aligned} \quad (20)$$

Nieliniowy model (14)-(20) umożliwia oszacowanie przyszłych stanów napędu przy prowadzeniu regulacji predykcyjnej. Wprowadzając oznaczenia dla zadanych zmian położenia  $x_d(k+l)$ , prędkości  $v_d(k+l)$ , przyspieszenia  $a_d(k+l)$  oraz pożądanej  $\dot{\varphi}_d(k+l) = [p_1(k+l) - p_2(k+l)]_d$  różnicy ciśnień dla przyszłych chwil  $l=1, \dots, H$  sterowanie optymalne powinno minimalizować wskaźnik

$$\begin{aligned} I &= [\bar{x}_d(k) - \bar{x}_p(k)]^T Q_x [\bar{x}_d(k) - \bar{x}_p(k)] + [\bar{v}_d(k) - \bar{v}_p(k)]^T Q_v [\bar{v}_d(k) - \bar{v}_p(k)] + \\ &+ [\bar{a}_d(k) - \bar{a}_p(k)]^T Q_a [\bar{a}_d(k) - \bar{a}_p(k)] + [\bar{\varphi}_d(k) - \bar{\varphi}_p(k)]^T Q_p [\bar{\varphi}_d(k) - \bar{\varphi}_p(k)] + q_u u(k)^2 \end{aligned} \quad (21)$$

gdzie  $\bar{x}$  oznacza cały wektor ( $l=1, \dots, H$ ) wartości położenia bądź pozostałych zmiennych. Subskrypt  $_d$  oznacza wartości zadane,  $_p$  oszacowane (przez wprowadzony model) wektory stanów. Optymalizowana jest tylko jedna wartość sterowania w chwili  $k$ . Przy każdym kroku obliczeń prowadzone jest wprawdzie oszacowanie trajektorii stanów układu  $S_0(k+l) = [x_0(k+l), v_0(k+l), a_0(k+l), \varphi_0(k+l)]^T, l=1, \dots, H$  wyznaczonych bez wprowadzania zmian sterowania. Następnie przyjęto założenie, że wynik zmiany w sterowaniu  $\Delta \hat{u}(k)$  wprowadzonej w chwili  $k$  przy stanie układu  $S(k) = [x(k), v(k), a(k), \varphi(k)]^T$  i oczekiwany w formie trajektorii  $\hat{S}(k+l) = [\hat{x}(k+l), \hat{v}(k+l), \hat{a}(k+l), \hat{\varphi}(k+l)]^T, l=1, \dots, H$  będzie podobny do trajektorii  $\tilde{S}(k+l) = [\tilde{x}(k+l), \tilde{v}(k+l), \tilde{a}(k+l), \tilde{\varphi}(k+l)]^T, l=1, \dots, H$  uzyskanej w wyniku działania testowego przyrostu  $\Delta \hat{u}(k)$ . Oszacowanie przyszłych zmian  $\Delta \tilde{S}(k)$  stanów układu będzie określone zależnością

$$\Delta \tilde{S}(k)_{\tilde{x}(k)} \cong \Delta \tilde{S}(k)_{\tilde{x}(k)} * \Delta \hat{u}(k) / \Delta \tilde{u}(k) \quad (22)$$

gdzie macierz zmian trajektorii  $\Delta \tilde{S}(k)_{\tilde{x}(k)} = [\Delta \tilde{x}(k), \Delta \tilde{v}(k), \Delta \tilde{a}(k), \Delta \tilde{\varphi}(k)]$  zawiera wektory poszczególnych zmiennych, które np. w przypadku położenia są określone następująco

$$\Delta \bar{x}(k) = \begin{bmatrix} \bar{x}(k+1) - x_0(k+1) \\ \vdots \\ \bar{x}(k+H) - x_0(k+H) \end{bmatrix} \quad (23)$$

Przyjmując, że trajektorie zadanych wartości stanów są określone jako  $S_d(k+l) = [x_d(k+l), v_d(k+l), a_d(k+l), dp_d(k+l)]^T, l=1, \dots, H$ , wówczas pożądane wielkości zmian względem  $S_0(k+l), l=1, \dots, H$  są równe

$$\Delta \bar{S}(k)_d = [\Delta \bar{x}(k)_d, \Delta \bar{v}(k)_d, \Delta \bar{a}(k)_d, \Delta \bar{dp}(k)_d] \quad (24)$$

gdzie wektory przyrostów są określone podobnie jak w (23)

$$\Delta \bar{x}(k)_d = \begin{bmatrix} x_p(k+1) - x_0(k+1) \\ \vdots \\ x_p(k+H) - x_0(k+H) \end{bmatrix} \quad (25)$$

Znając zadane wartości zmian (25) oraz oszacowany wynik zmian testowych (22) można wyznaczyć sterowanie optymalne w sensie wskaźnika (21)

$$\hat{u}(k) = \frac{\Delta \bar{x}_p^T Q_x \Delta \bar{x} + \Delta \bar{v}_p^T Q_v \Delta \bar{v} + \Delta \bar{a}_p^T Q_a \Delta \bar{a} + \Delta \bar{dp}_p^T Q_p \Delta \bar{dp}}{\Delta \bar{x}^T Q_x \Delta \bar{x} + \Delta \bar{v}^T Q_v \Delta \bar{v} + \Delta \bar{a}^T Q_a \Delta \bar{a} + \Delta \bar{dp}^T Q_p \Delta \bar{dp} + q_u} \quad (26)$$

które można obliczyć w każdym kroku regulacji. Sterowanie wyprowadzone na zawór układu musi spełniać ograniczenia techniczne ( $u_{\min}, u_{\max}$ ) i ostatecznie sygnał wyjściowy będzie określony w postaci

$$\Delta \hat{u}(k) = f(\hat{u}(k), u_{\min}, u_{\max}). \quad (27)$$

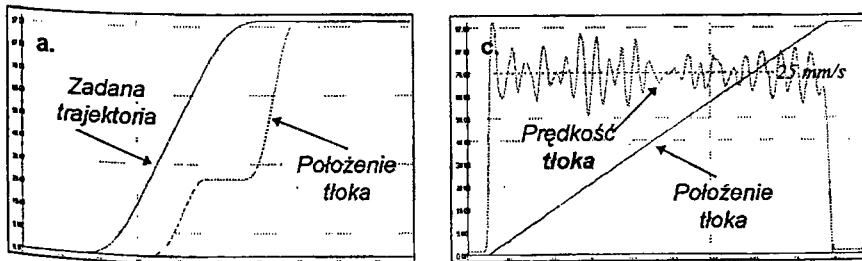
Oszacowanie (22) oraz przybliżenia przy wyprowadzaniu uproszczonego modelu napędu (14)-(19) będą powodować do powstawanie różnic, których bezpośredni efekt będzie widoczny w formie błędnej oceny różnicy ciśnień  $dp$ . Ten błąd wraz z błędami w ocenie sił tarcia można określić jako zewnętrzne zakłócenie w formie siły  $F_E(k)$  w każdej chwili  $k$

$$F_E(k) = M[\alpha_m(k-1) - a(k-1)] + \{F_F[v_m(k-1)] - F_F[v(k-1)]\} \quad (28)$$

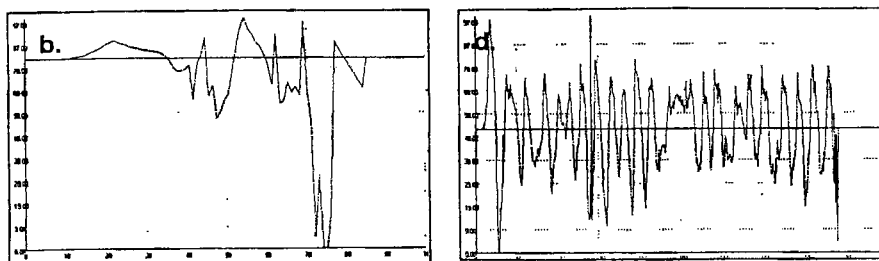
gdzie  $\alpha_m(k-1), v_m(k-1)$  oznaczają pomierzone wartości przyspieszenia i prędkości a  $\alpha(k-1), v(k-1)$  oznaczają wartości wyznaczone na podstawie modelu (14)-(19).

#### 4. BADANIA STEROWANIA Z NIELINIOWYM MODELEM NAPĘDU

Przedstawiona koncepcja sterowania pozycjonującego została poddana testom, przy czym najbardziej istotne były przypadki małych prędkości, ze wspomnianych wyżej względów. Przypadek bardzo krótkiego przesunięcia badany z wykorzystaniem regulatorów zmiennych stanu oraz algorytmu predykcyjnego z liniowym modelem dynamiki obiektu, Rys. 5 a,b został







Rys. 6. Wyniki działania algorytmu predykcyjnego z nieliniowym modelem układu; a,b) małe przesunięcie tłoka, c,d) przesunięcie ze stałą prędkością tłoka - 25 mm/s

przetestowany w dokładnie takich samych warunkach, Rys. 6 a,b. Pozycjonowanie przy małym przesunięciu jest podobnie jak poprzednio realizowane w dwóch fazach, ale odchyłka (11  $\mu\text{m}$ ) jest zdecydowanie mniejsza, a sygnał sterujący nie wykazuje skłonności do oscylacji jak w przypadku z Rys. 5b.

Wspomniane problemy w regulacji ze stałą, ale małą zadaną prędkością pozycjonowania stanowiły kolejne ograniczenie zastosowania serwomechanizmów pneumatycznych. Algorytm regulacji predykcyjnej [3] pozwalał prowadzić płynne pozycjonowanie przy prędkościach powyżej 100 mm/s. Na Rys. 5c,d przedstawione zostały wyniki zastosowania proponowanego algorytmu do przypadku zadanej prędkości rzędu 25 mm/s. Tłok siłownika przemieszcza się w sposób płynny, wahania prędkości są możliwe do zaakceptowania a zmienność sygnału sterującego, Rys. 5d, jest całkowicie zadowalająca i mieści się w granicach  $\pm 20\%$  dopuszczalnych zmian.

## 5. WNIOSKI

Przedstawiona propozycja algorytmu pozycjonowania w serwomechanizmach pneumatycznych stanowi kontynuację badań zmierzających do opracowania niezawodnego, wydajnego i atrakcyjnego pod względem właściwości konstrukcyjnych oraz aspektów ekonomicznych napędu liniowego. Wcześniej opracowany algorytm [2] regulatora zmiennych stanu pozwolił na realizację autonomicznych, w pełni adaptacyjnych napędów, które z dobrymi efektami realizują zadania pozycjonowania P-P w szerokim zakresie. Wyprowadzony i przebadany algorytm predykcyjny [3] stwarzał podstawę do wnioskowania o szerszych możliwościach zastosowań tych napędów, również w klasie zadań o programowalnych trajektoriach. Jednak znaczne nakłady obliczeniowe (stosowany algorytm prowadził do optymalizacji sterowań na 5-10 kroków wprzód) powodowały ograniczenie do przypadków pozycjonowania ze stałymi parametrami napędu - a przede wszystkim stałą masą  $M$  zespołu ruchomego. Obydwa wspomniane algorytmy miały wyraźne problemy w przypadku małych prędkości, krótkich przesunięć oraz przy sterowaniu w pobliżu pokryw siłownika. Ten ostatni efekt wynikał z wyraźnej asymetrii dynamiki układu powodowanej bardzo dużą różnicą objętości komór. Powodowało to milczące przyjęcie założenia, że efektywne pozycjonowanie jest możliwe w obszarze środkowym z wyłączeniem pozycji odległych mniej niż 10-15% długości cylindra od pokryw.

Przedstawiony algorytm jest dostosowany do powyższych problemów i nie wprowadza wspomnianych ograniczeń. Dodatkowo czynnik zewnętrznej siły  $F_g$ , która musi być kompensowana przez regulator (28) umożliwia całkiem nowe zastosowanie - pozycjonowanie w obecności zewnętrznego obciążenia siłowego, np. pokonanie siły docisku sprężyny, siły oporu masy wtryskiwanej, itd. przy zachowaniu programowej zmiany położenia. Należy taką możliwość sprawdzić doświadczalnie i przebadać. Umożliwienie takiej regulacji pozycjonującej

prowadzi do dalszego rozszerzenia możliwości napędów pneumatycznych i konstruowania całym nowymi maszynami i urządzeniami.

## 6. PODZIĘKOWANIA

Przedstawione wyniki powstały przy wsparciu sprzętowym grantu Nr 1387/T11/99 Komitetu Badań Naukowych oraz środków na badania własne.

## 7. LITERATURA

1. Belforte, G. Ferraresi, C.: *State Feedback and Linearization for a Pneumatic Servosystem*, Robot & Manufacturing Systems, Vol 3, Ed. Jamshidi, 1996, pp 71-77
2. Burkhardt, T. *Adaptive Lageregelssysteme mit pneumatischer Zylinderantriebe*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, (po niemiecku), Warszawa, 1999,
3. Chudzik, Z. Synteza pneumatycznego programowalnego układu, Rozprawa doktorska Politechnika Warszawska, Warszawa, 1999,
4. Janiszowski, K.: *Multitrajectory position control of servopneumatic drives*, Fluid Power 95, str 1 - 11,
5. Janiszowski K., Olszewski M.: *State space adaptive control for nonlinear systems*. Control Engineering Solutions: A practical approach, IEEE Short Press, editor P.Albertos 1996, Vol.. 54, pp 175-191
6. Klein, A.: *Einsatz der Fuzzy-Logik zur Adaption der Positionsregelung fluidtechnischer Zylinderantriebe*, Rozprawa doktorska, Aachen, Germany, 1993
7. M. Kozłowski, K. Janiszowski, T. Burkhardt: *Identifikation der Ventil-Zylindersysteme zur Regelung pneumatischer Antriebe*, II Deutsch-Polnisches Seminar Innovation und Fortschritt in Fluidtechnik, Warszawa 1997, 68-88,
8. Muth, A., Röpke, F.: *Eine dynamische Methode zur Reibkraftmessung während der Bewegungsvorgänge von Zylinder und Ventilen*, II Deutsch-Polnisches Seminar Innovation und Fortschritt in Fluidtechnik, Warszawa 1997, 401 - 421
9. Olszewski, M.(1991): *Konzept der Zustandsregelung für schwachgedämpfte Fluidantriebe*. Ölhydraulik und Pneumatik, 35, ss. 932-941