

POZYCJONOWANIE NADAŻNE Z KOREKCJĄ NIELINIOWOŚCI SIŁY TARCIA W UKŁADACH PNEUMATYCZNYCH - WŁASNOŚCI, BADANIA DOŚWIADCZALNE

Streszczenie: Artykuł przedstawia algorytm predykcyjnej regulacji nadażnej pneumatycznego układu napędowego z korekcją nieliniowości siły tarcia.

Abstract: The paper presents algorithm predictive following control in pneumatic positioning systems with correction nonlinearity friction force.

1. OZNACZENIA

- a_{ji}, b_{ji}, c_{ji} współczynniki identyfikowanego modelu siły tarcia, $i=1,2; j=1,2$;
 a, v, s przyspieszenie, prędkość i przemieszczenie tłoka napędu pneumatycznego;
 a_0, v_0, s_0 zadane wartości przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia tłoka napędu;
 a_p, v_p, s_p składowa przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia tłoka napędu;
 A_{i1}, A_{i2} wartości nadtłokowego i podtłokowego pola powierzchni tłoka siłownika;
 $\underline{A}^*, \underline{B}^*, \underline{D}^*$ macierz dynamiki, sterowania oraz zakłóceń modelu liniowego napędu;
 $\underline{A}_{ws}, \underline{A}_{wv}$, diagonalne macierze wagowe odpowiednio dla sygnałów przemieszczenia,
 $\underline{A}_{wo}, \underline{A}_{wu}$ prędkości, przyspieszenia oraz sterowania;
 C_0, ω_0, D_0 współczynnik wzmocnienia, częstotliwość i tłumienia modelu napędu;
 F_T, F_{Ti} mierzona i identyfikowana siła tarcia;
 F_i, F_p, F_c, F_{Rand} tracie niutonowskie, ciśnieniowe, kulombowskie oraz losowe;
 F_{Tkor} korekcja nieliniowości działania siły tarcia;
 F_{TMIN}, F_{TMAX} ekstremalne wartości tarcia występujące podczas identyfikacji siły tarcia;
 $g_s[i], g_v[i], g_a[i]$ elementy rozwinięcia w szereg transmitancji operatorowych: przemieszczeniowej, prędkościowej i przyspieszeniowej modelu napędu pneumatycznego;
 $\underline{G}_s^*, \underline{G}_v^*, \underline{G}_a^*$ przemieszczeniowa, prędkościowa i przyspieszeniowa macierz dyskretna dynamiki modelu liniowego napędu pneumatycznego;
 $G_{Ts}^*, G_{Tv}^*, G_{Ta}^*$ dyskretna transmitancja położeniowa, prędkościowa i przyspieszeniowa modelu liniowego napędu pneumatycznego;
 H, L horyzont predykcji i sterowania ($L < H$);
 I wskaźnik jakości regulacji;
 k, t czas dyskretny i ciągły;
 $k,$ współczynnik tarcia niutonowskiego;

m	masa ruchoma napędu pneumatycznego;
P_1, P_2, P_{at}	ciśnienie w nadtlokowej i podtlokowej komorze siłownika oraz otoczenia;
T_0	okres próbkowania modelu liniowego układu napędowego;
T_p	czas opóźnienia modelu liniowego napędu pneumatycznego;
u	sygnał sterujący;
v_{GR}	graniczna prędkość tłoka siłownika;

2. WPROWADZENIE

Sterowanie przestawne odpowiada większości spotykanych w praktyce przemysłowej zadań napędów pneumatycznych automatyki i robotyki, jednakże w miarę rozszerzania zakresu zastosowań coraz częściej wymagane jest także sterowanie nadażne, zgodnie z zadaniem przebiegiem czasowym przemieszczenia i prędkości ruchu [13]. Realizacja takiego zadania wymaga wprowadzenia całkiem nowej strategii sterowania pozycyjnego pneumatycznego napędu siłownikowego [11].

Dotychczasowe badania wykazały niezawodność i odporność sterowania pozycyjnego napędu pneumatycznego z wykorzystaniem sprzężenia zwrotnego od zmiennych stanu. Z tego powodu proponuje się algorytm działający w oparciu o sprzężenie zwrotne od stanu napędu, ale zmodyfikowany przez wprowadzenie działań typu predykcyjnego [4].

3. ALGORYTM STEROWANIA NADAŻNEGO

Proponowany nadażny algorytm sterowania służy do precyzyjnego pozycjonowania pneumatycznych napędów siłownikowych, charakteryzujących się dużą nieliniowością, niestacjonarnością parametrów modelu liniowego oraz znacznym opóźnieniem czasowym T_p , przy zachowaniu zadanych przebiegów trajektorii prędkości i przyspieszenia ruchu tłoka.

Przy założeniu określonych, zadanych trajektorii zmian przemieszczenia $x_0(t)$, prędkości $v_0(t)$ i przyspieszenia $a_0(t)$ tłoka siłownika oraz uwzględnieniu aktywnych ograniczeń sygnału sterującego, najbardziej racjonalnym rozwiązaniem jest oparcie procedury dokładnego sterowania nadażnego o algorytm predykcyjny ze sprzężeniem zwrotnym od sygnału przemieszczenia $x(t)$, prędkości $v(t)$ i przyspieszenia $a(t)$ [4, 5].

Nadażny algorytm regulacji predykcyjnej, wyprowadzany jest na podstawie parametrów C_0, ω_0, D_0 , które charakteryzują model liniowy układu napędowego, traktowanego jako człon oscylacyjny z całkowaniem [1, 10]. Trzy parametry modelu liniowego C_0, ω_0, D_0 stanowią podstawę wyznaczenia macierzy głównej dynamiki oraz macierzy sterowania [9]

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_0^2 & -2D\omega_0 \end{bmatrix}, \quad \underline{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ C_0\omega_0^2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

przy opisie układu w przestrzeni zmiennych stanu na płaszczyźnie zmiennej zespolonej s

$$\begin{bmatrix} \dot{s}(t) & \dot{v}(t) & \dot{a}(t) \end{bmatrix}^T = \underline{A} \begin{bmatrix} s(t) & v(t) & a(t) \end{bmatrix}^T + \underline{B}u(t). \quad (2)$$

Pomiędzy opisem (2) a tym samym opisem dyskretnym

$$\begin{bmatrix} s(k+1) & v(k+1) & a(k+1) \end{bmatrix}^T = \underline{A} \begin{bmatrix} s(k) & v(k) & a(k) \end{bmatrix}^T + \underline{B}u(k), \quad (3)$$

zachodzi szereg ważnych związków [9]:

$$\underline{A}^* = e^{AT_0} = \underline{1} + \sum_{i=0}^{+\infty} \frac{A^{i+1}}{(i+1)!} T_0^{i+1} = \underline{1} + \frac{AT_0}{1!} + \frac{A^2 T_0^2}{2!} + \frac{A^3 T_0^3}{3!} + \dots, \quad (4)$$

$$\underline{B}^* = \underline{A}^{-1} (e^{AT_0} - \underline{1}) \underline{B} = T_0 \sum_{i=0}^{+\infty} \frac{A^i}{(i+1)!} T_0^i \underline{B} = \left(T_0 + \frac{AT_0^2}{2!} + \frac{A^2 T_0^3}{3!} + \dots \right) \underline{B}. \quad (5)$$

Nadany algorytm regulacji opiera się na wykorzystaniu modelu dyskretnego obiektu do predykcji przyszłych stanów układu. Stosowane są rozwinięcia transmitancji operatorowych wyznaczonych na podstawie modelu (3) [14]: w następujące szeregi

$$\begin{bmatrix} G_{Ts}^*(z) \\ G_{Tv}^*(z) \\ G_{Ta}^*(z) \end{bmatrix} = (\underline{z} - \underline{A}^*)^{-1} \underline{B}^* = \begin{bmatrix} g_s[0]z^{-1} + g_s[1]z^{-2} + \dots + g_s[l]z^{-l(i+1)} + \dots \\ g_v[0]z^{-1} + g_v[1]z^{-2} + \dots + g_v[l]z^{-l(i+1)} + \dots \\ g_a[0]z^{-1} + g_a[1]z^{-2} + \dots + g_a[l]z^{-l(i+1)} + \dots \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Wykorzystując elementy rozwinięcia transmitancji operatorowych (6) s , v , a można przedstawić w postaci dogodnej dla predykcji stanów układu [4, 5, 7, 14]

$$\begin{bmatrix} s(k+T_p+r) \\ v(k+T_p+r) \\ a(k+T_p+r) \end{bmatrix} = \underline{A}^* \underbrace{\begin{bmatrix} s(k+T_p-r) \\ v(k+T_p-r) \\ a(k+T_p-r) \end{bmatrix}}_{\begin{bmatrix} s_p(k+T_p+r) \\ v_p(k+T_p+r) \\ a_p(k+T_p+r) \end{bmatrix}} + \underline{B}^* u(k+R-1) + \begin{bmatrix} \sum_{i=0}^{r-1} g_s[i]u(k+r-1-i) \\ \sum_{i=0}^{r-1} g_v[i]u(k+r-1-i) \\ \sum_{i=0}^{r-1} g_a[i]u(k+r-1-i) \end{bmatrix}, \quad r=1 \dots H. \quad (7)$$

Dla przedstawionego modelu (7) napędu pneumatycznego, opisującego zmiany sygnałów s , v i a , przyjęto wskaźnik jakości regulacji nadążnej w formie różnic pomiędzy zadanymi trajektoriami $s_0(t)$, $v_0(t)$ i $a_0(t)$, a przewidywanym zachowaniem się napędu w przyszłości [5]

$$I = \begin{bmatrix} s_0 - s_p - \underline{G}_s^* \underline{u} \\ v_0 - v_p - \underline{G}_v^* \underline{u} \\ a_0 - a_p - \underline{G}_a^* \underline{u} \end{bmatrix}^T \underline{A}_{ws} \begin{bmatrix} s_0 - s_p - \underline{G}_s^* \underline{u} \\ v_0 - v_p - \underline{G}_v^* \underline{u} \\ a_0 - a_p - \underline{G}_a^* \underline{u} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_0 - v_p - \underline{G}_v^* \underline{u} \\ a_0 - a_p - \underline{G}_a^* \underline{u} \end{bmatrix}^T \underline{A}_{wv} \begin{bmatrix} v_0 - v_p - \underline{G}_v^* \underline{u} \\ a_0 - a_p - \underline{G}_a^* \underline{u} \end{bmatrix} + \underline{u}^T \underline{A}_{ww} \underline{u}, \quad (8)$$

Dla warunku $\min_u I \Rightarrow \frac{dI}{du} = 0$ wyznacza się prawo sterowania

$$\underline{u} = \left[\underline{G}_s^{*T} \underline{A}_{ws} \underline{G}_s^* + \underline{G}_v^{*T} \underline{A}_{wv} \underline{G}_v^* + \underline{G}_a^{*T} \underline{A}_{wa} \underline{G}_a^* + \underline{A}_{ww} \right]^{-1} \cdot \left\{ \underline{G}_s^{*T} \underline{A}_{ws} (s_0 - s_p) + \underline{G}_v^{*T} \underline{A}_{wv} (v_0 - v_p) + \underline{G}_a^{*T} \underline{A}_{wa} (a_0 - a_p) \right\}. \quad (9)$$

Trajektorię sterowania na następnych L kroków, wyznacza się co jeden krok T_0 . Jako aktualną wartość sterowania przyjmowany jest pierwszy element wyznaczonego wektora $\underline{u}[0]$.

3.1. Modyfikacja algorytmu o korekcję nieliniowości siły tarcia

Predykcyjny algorytm regulacji nadążnej umożliwia w prosty sposób kompensację zakłóceń występujących w obiekcie regulacji, pod warunkiem, że zakłócenia te są mierzalne lub możliwa jest ich estymacja lub odtworzenie. Przykładem kompensacji zakłóceń występujących podczas regulacji napędu pneumatycznego jest kompensacja nieliniowości siły tarcia.

Działanie składnika $F_t(v) = k_t v$ siły tarcia F_T jako liniowej funkcji prędkości jest uwzględniane w modelu układu pośrednio, przez związku współczynnika tarcia niutonowskiego k_t ,

$$2D_0\omega_0 = \frac{k_t}{m}, \quad (10)$$

z otrzymywanymi w procesie identyfikacji uruchomieniowej współczynnikami: D_0 i ω_0 . Taka wyidealizowana (liniowa) zależność siły tarcia F_T jedynie od prędkości v jest nierealistyczna. W rzeczywistości siła tarcia F_T jest funkcją wieloparametrową i można w niej wyodrębnić co najmniej cztery składniki [6, 8]: siłę tarcia niutonowskiego F_t , siłę tarcia ciśnieniowego F_p , siłę tarcia kulombowskiego F_c oraz siłę reprezentującą losowe zmiany siły tarcia F_{Rand} .

Oszacowanie aktualnej wartości siły tarcia F_T realizowane jest pośrednio przez pomiar wartości ciśnień p_1, p_2 w komorach podtłokowej i nadtłokowej siłownika oraz aktualne przyspieszenie a tłoka siłownika

$$F_T = \text{sgn}(v)ma - [A_{11}(p_1 - p_a) - A_{12}(p_2 - p_a)]. \quad (11)$$

Jak można zauważyć do poprawnego wyznaczenia wartości siły tarcia F_T wymagana jest ponadto znajomość wartości A_{11}, A_{12} , które można wyznaczyć na podstawie wymiarów geometrycznych siłownika oraz wartość m , którą to należy oszacować lub zmierzyć.

Na podstawie aktualnego pomiaru wartości siły tarcia F_t oraz wartości prędkości tłoka siłownika wyznaczany jest metodą RLS [9, 10] model matematyczny siły tarcia, którego postać dobrana została na podstawie doświadczeń i badań laboratoryjnych.

Model siły tarcia do celów identyfikacji musi być możliwie prosty, a z drugiej strony oddający charakter zmian siły tarcia. Zdecydowano się, po licznych próbach eksperymentalnych, na zastosowanie trójparametrowego modelu siły tarcia w funkcji v o następującej postaci:

$$F_T(v) = \begin{cases} a_j v + b_{j_i} + c_{j_i} \exp\left(-\frac{|v|}{0.1}\right) & \begin{matrix} j=1 & \text{dla } v > v_{GR} \\ j=2 & \text{dla } v < -v_{GR} \end{matrix} \\ F_{TMAX} & \begin{matrix} i=1 & \text{dla } a > 0 \\ i=2 & \text{dla } a \leq 0 \end{matrix} \\ 0 & \begin{matrix} \text{dla } v > 0 \cap v \leq v_{GR} \cap a > 0 \\ \text{dla } v \geq |v_{GR}| \cap a < 0 \\ \text{dla } v < 0 \cap v \geq -v_{GR} \cap a > 0 \end{matrix} \\ F_{TMIN} & \end{cases} \quad (12)$$

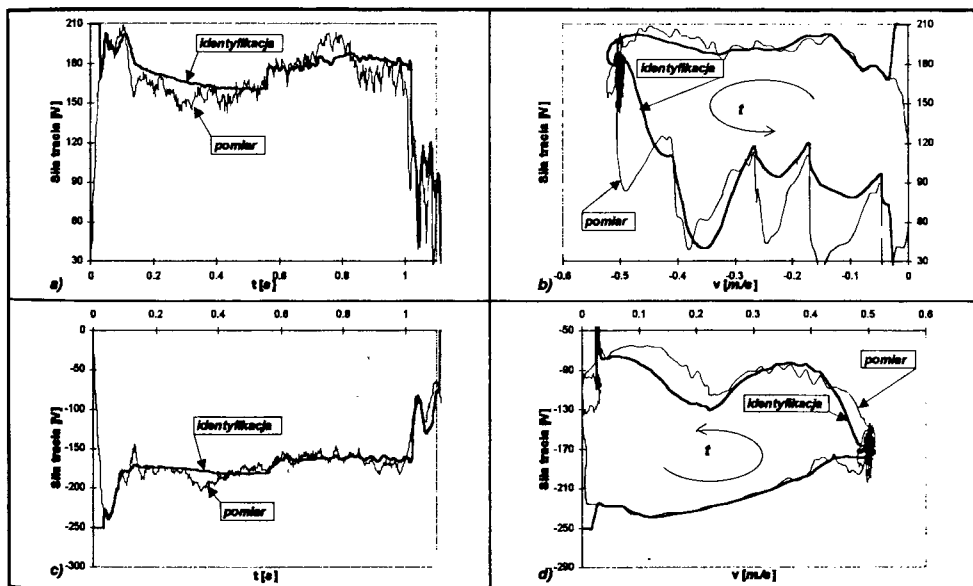
Model ten, pozornie bardzo złożony jest w rzeczywistości bardzo prosty. W każdym okresie próbkowania identyfikowane są jedynie trzy parametry a_j, b_{j_i}, c_{j_i} w zależności od kombinacji znaków prędkości i przyspieszenia. Rozróżnienie takie jest konieczne z uwagi na znaczące różnice w przebiegu siły tarcia w zależności od kierunku oraz fazy ruchu tłoka siłownika [6].

Różnice w przebiegu siły tarcia w zależności od kierunku oraz fazy ruchu tłoka siłownika powstają przede wszystkim na skutek oddziaływania ciśnieniowego składnika siły tarcia $F_p(\Sigma p, d_i)$, który przy wahaniach wartości ciśnień w komorach siłownika, podczas procesu regulacji, w granicach $0.2 \div 0.6$ MPa może powodować nawet trzykrotną zmianę wartości siły tarcia F_T [6, 8]. W początkowej fazie ruchu zdecydowano się na przyjęcie, iż siła tarcia F_T jest stała i równa wartości F_{TMIN} lub F_{TMAX} (w zależności od kierunku ruchu tłoka), z uwagi na to, że w początkowej fazie ruchu pomiar wartości siły tarcia nie jest wiarygodny. Zastosowana pośrednia metoda pomiaru siły tarcia (11) umożliwia pomiar rzeczywistej wartości występującej siły tarcia F_T dopiero gdy tłok siłownika jest w ruchu ($v \neq 0$). Wynika to z bilan-

sowego charakteru równań opisujących siły działające na tłok siłownika. W czasie postoju tłoka siłownika siła tarcia F_T zmienia się w zależności od siły pochodzącej z różnicy ciśnień p_1, p_2 w komorach siłownika. Rzeczywistą wartość siły tarcia podczas postoju tłoka siłownika można poznać dopiero w momencie ruszenia tłoka. Ze względu na wyraźny ale niemierzalny wpływ wartości siły tarcia podczas postoju tłoka na proces identyfikacji jak i regulacji zdecydowano się przyjąć, że w początkowej fazie ruchu F_T jest stała i równa wartości $F_{T_{MIN}}$ lub $F_{T_{MAX}}$ w zależności od zamierzonego kierunku ruchu tłoka.

Na podstawie wyznaczonej na przy pomocy identyfikacji wartości siły tarcia wyznaczone są korekty jej wartości w funkcji prędkości ruchu tłoka

$$F_{T_{kor}}(v) = F_T(v) - \operatorname{sgn}(v)k_f v = F_{T_0} - \operatorname{sgn}(v)2D_0\omega_0 m v. \quad (13)$$



Rys. 1. Porównanie dokładności identyfikacji wartości siły tarcia (100 ⇒ 600 mm) w funkcji: a), c) czasu oraz b), d) prędkości ruchu tłoka siłownika

W celu uwzględnienia nieliniowości działania siły tarcia w funkcji prędkości, w opisie modelu układu, niezbędne jest zmodyfikowanie zaproponowanego wcześniej liniowego modelu napędu pneumatycznego (3) o tak zwaną macierz zakłóceń \underline{D}^* [1]

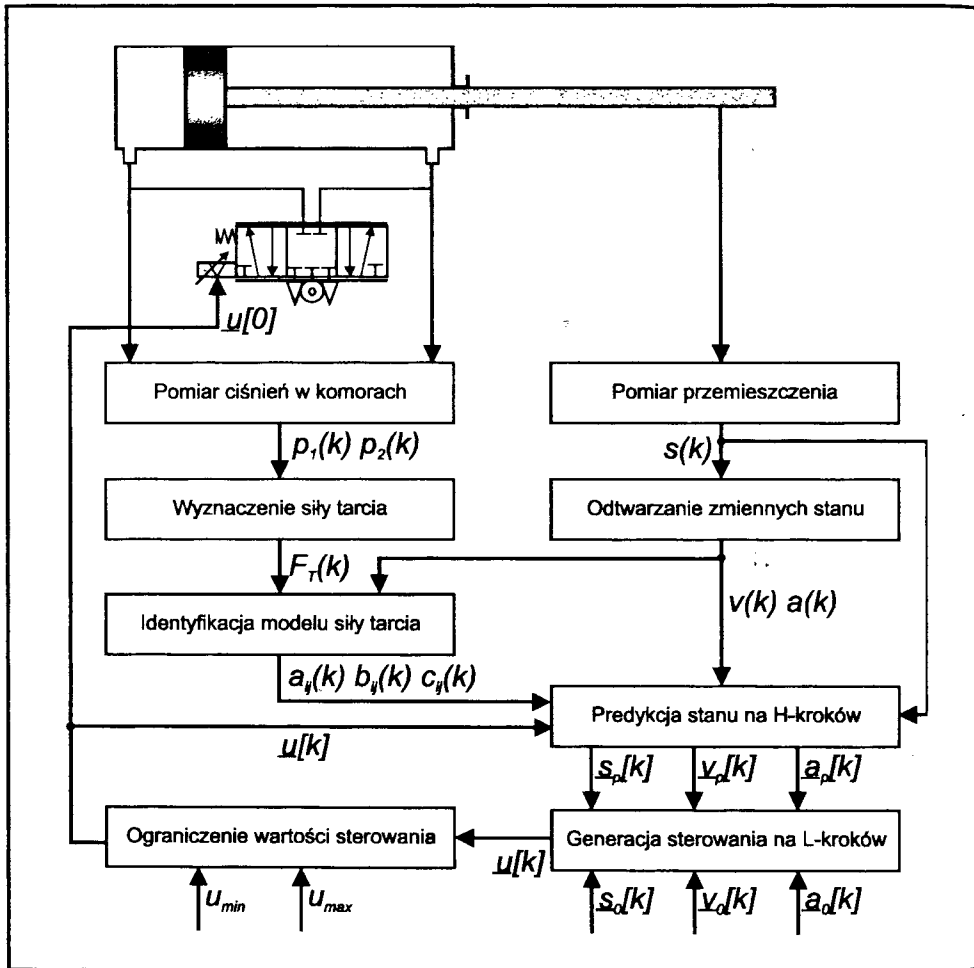
$$\begin{bmatrix} s_p(k+1) \\ v_p(k+1) \\ a_p(k+1) \end{bmatrix} = \underline{A}^* \begin{bmatrix} s_p(k) \\ v_p(k) \\ a_p(k) \end{bmatrix} + \underline{B}^* u(k) + \underline{D}^* F_{T_{kor}}(v_p(k)), \quad (14)$$

którą można przedstawić w przestrzeni dyskretnych zmiennych stanu [9]

$$\underline{D}^* = \underline{A}^{-1} (e^{\underline{A}T_0} - \underline{1}) \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m} & 0 \end{bmatrix}^T = T_0 \sum_{i=0}^{+\infty} \frac{\underline{A}^i}{(i+1)!} T_0^i \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m} & 0 \end{bmatrix}^T. \quad (15)$$

Zależność (14) służy do predykcji stanu układu s_p, v_p, a_p na następnych H kroków sterowania, na podstawie wyznaczonych wartości $s(t), v(t)$ i $a(t)$ [2, 3, 12], parametrów modelu

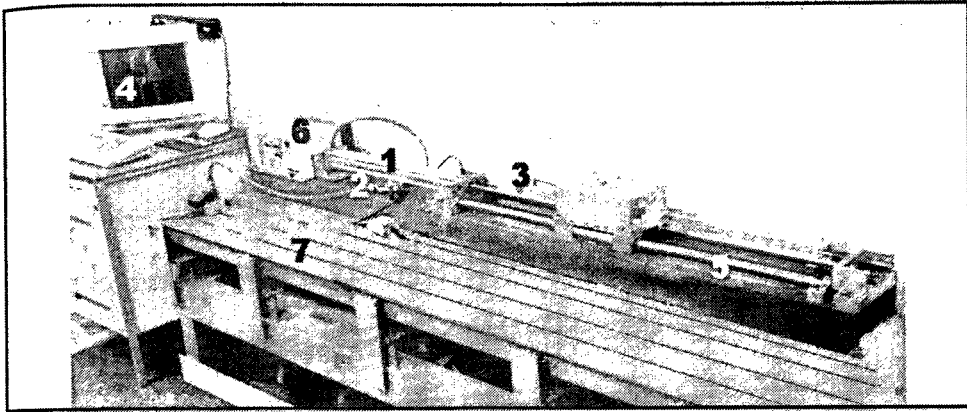
liniowego (\underline{A}^* , \underline{B}^* , \underline{D}^*) oraz wyznaczonego w poprzednim kroku wektora sterowania \underline{u} . Uwzględnienie macierzy \underline{D}^* umożliwi bardziej realistyczną i zgodną z zasadami fizyki predykcję stanu układu a co za tym idzie poprawniejsze wyznaczanie wektora \underline{u} .



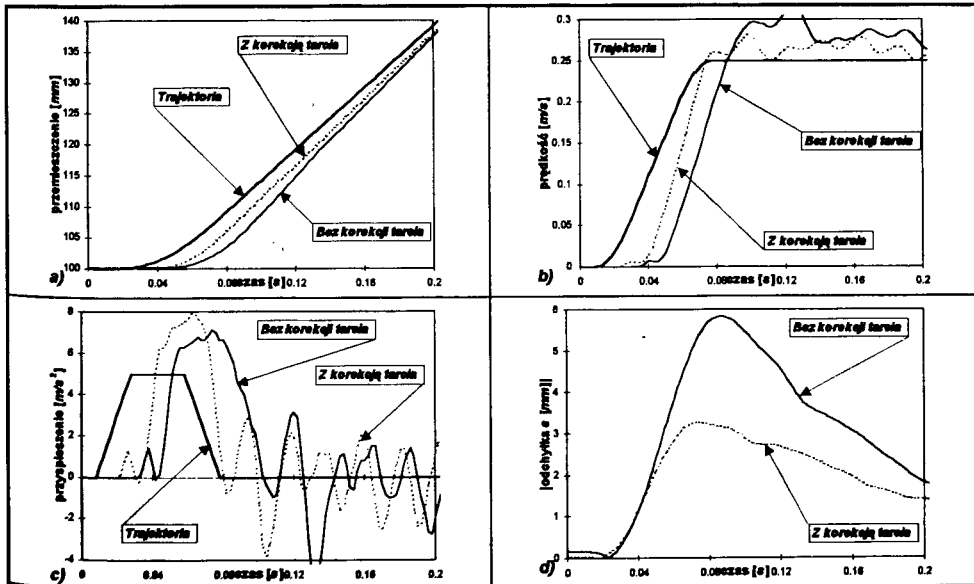
Rys. 2. Wyznaczanie sterowania w algorytmie predykcyjnej regulacji nadążnej z korekcją nieliniowości siły tarcia dla układu pneumatycznego

4. WYNIKI BADAŃ

Badania przeprowadzone zostały na stanowisku badawczym (rys. 3) Instytutu Automatyki i Robotyki PW, składającym się z siłownika dwustronnego działania, ustawionego poziomo, z obciążeniem masowym 7.5 kg, sterowanego proporcjonalnym serwowaworem.

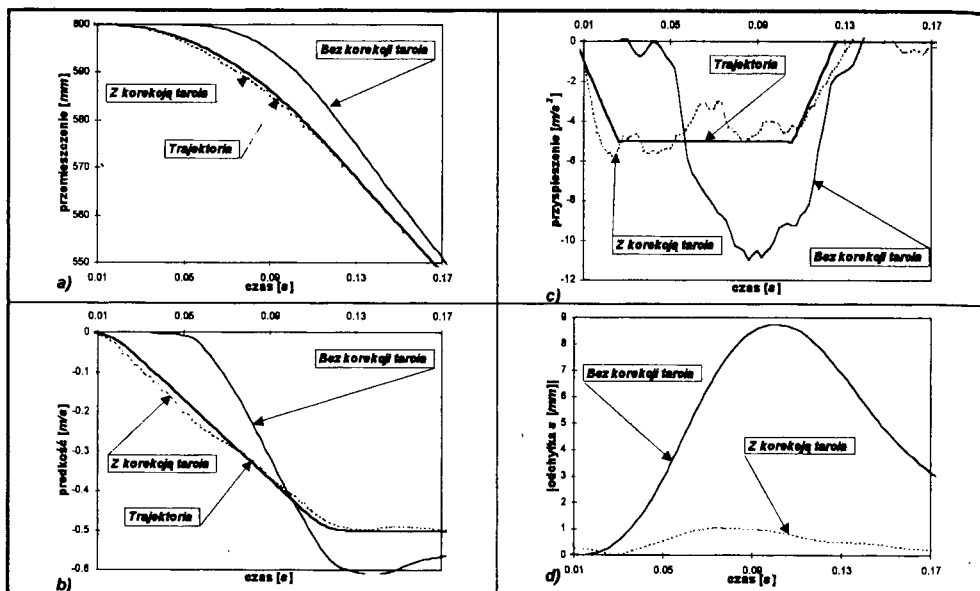


Rys. 3. Stanowisko badawcze w IAIr PW: 1) siłownik liniowy tłoczkowy DNU-40-800-PPV-A (FESTO), 2) serwowzór MSQE-5-1/8 (FESTO), 3) inkrementalny system pomiaru długości ze wzorcem szklanym MSA 668/800 mm (RSF-Elektronik), 4) komputer główny: HP Vectra 486/25T i komputer sterujący DSP-CITpro (dSPACE), 5) prowadnice obciążenia masowego, 6) urządzenie sterowania ręcznego, 7) konstrukcja nośna stanowiska badawczego

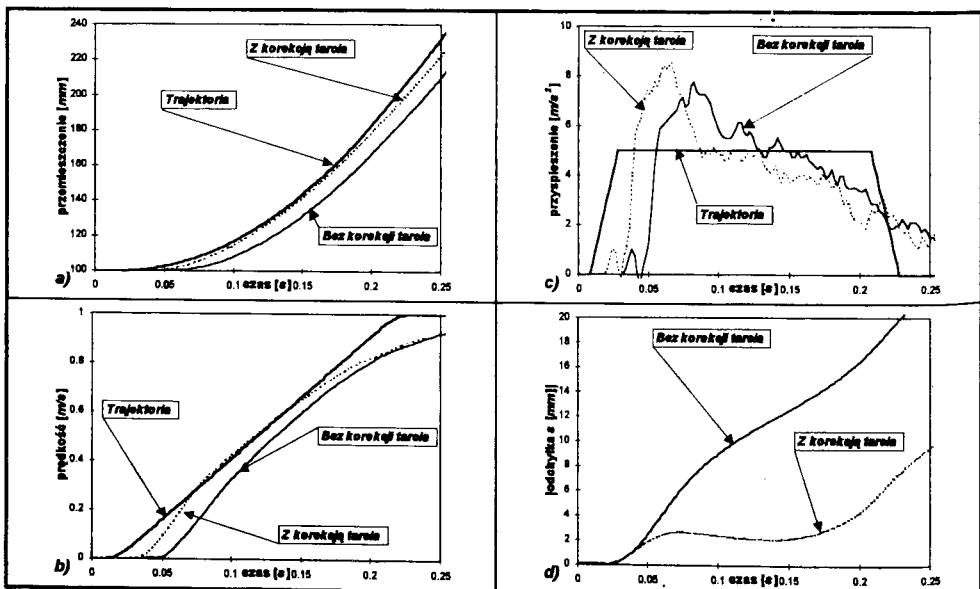


Rys. 4. Porównanie przebiegu procesu regulacji przy wykorzystaniu predykcyjnego algorytmu regulacji nadążnej bez oraz z korekcją nieliniowości siły tarcia (przemieszczenie: $600 \Rightarrow 100$ mm, prędkość: 0.25 m/s): a) przemieszczenie, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) bezwzględna odchyłka sygnału przemieszczenia tłoka siłownika

Przykładowe przebiegi zmiennych stanu układu, dla różnych wartości prędkości zadanych, przedstawiono na rys. 4÷6. Nieliniowość siły tarcia uwidacznia swój negatywny skutek głównie w fazie rozspędzania tłoka siłownika, gdzie główną rolę pełni tarcie suche - kulombowskie, którego wartość zależy również od czasu postoju tłoka, dlatego na rys. 4÷6 zaprezentowano głównie początkową fazę ruchu tłoka oraz skutek działania korekcji nieliniowości siły tarcia.



Rys. 5. Porównanie przebiegu procesu regulacji przy wykorzystaniu predykcyjnego algorytmu regulacji nadążnej bez oraz z korekcją nieliniowości siły tarcia (przemieszczenie: $600 \Rightarrow 100$ mm, prędkość: 0.5 m/s): a) przemieszczenie, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) bezwzględna odchyłka sygnału przemieszczenia tłoka siłownika



Rys. 6. Porównanie przebiegu procesu regulacji przy wykorzystaniu predykcyjnego algorytmu regulacji nadążnej bez oraz z korekcją nieliniowości siły tarcia (przemieszczenie: $600 \Rightarrow 100$ mm, prędkość: 1.0 m/s): a) przemieszczenie, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) bezwzględna odchyłka sygnału przemieszczenia tłoka siłownika

Na wszystkich zaprezentowanych rysunkach (rys. 4÷6) widoczne jest pozytywne działanie korekcji nieliniowości siły tarcia, polegające na wyraźnym zmniejszeniu opóźnienia pomiędzy zadaną trajektorią ruchu tłoka, a rzeczywistą trajektorią ruchu. Dla algorytmu regulacji z ko-

rekcją siły tarcia, regulator uzyskując informację o rzeczywistej wartości siły tarcia, wcześniej może na nią zareagować korygując odpowiednio sygnał sterujący. Mimo to opóźnienie rzeczywistych trajektorii ruchu nie jest zredukowane do zera ale jest to spowodowane głównie:

- ograniczeniami technicznymi przy realizacji zadanych trajektorii przez napęd (rys. 6b - zadana prędkość 1.0 m/s niemożliwa do osiągnięcia przez napęd mimo maksymalnej wartości sygnału sterującego)
- błędami przy pośrednim pomiarze wartości tarcia suchego (kulombowskiego F_c) podczas postoju, które w znacznym stopniu zależy od czasu postoju tłoka, można je jedynie w przybliżeniu szacować (rys. 4 - większa od oszacowanej $F_{T,MIN}$ wartość siły tarcia powoduje znaczne opóźnienie w stosunku do zadanych trajektorii).

5. PODSUMOWANIE WYNIKÓW BADAŃ

Podstawowym celem wprowadzania wszelkich modyfikacji do algorytmu regulacji, jest chęć poprawy wskaźników jakości regulacji. Modyfikacja algorytmu predykcyjnej regulacji nadążnej polegająca na korekcji nieliniowości siły tarcia prowadzi do poprawy wszystkich wskaźników jakości dla regulacji nadążnej przy niskich prędkościach ruchu v_0 tłoka siłownika (rys. 8).

Dla prędkości wyższych ($v_0 > 0.4$) korekcja nieliniowości siły tarcia daje poprawę jedynie wskaźników jakości nadążania. Ocenę tych zmian przeprowadzono statystycznie obliczając średnią arytmetyczną na podstawie serii 20 cykli pomiarów.

Otrzymany rezultat jest zgodny z przewidywaniami, gdyż przy niskich prędkościach ruchu podstawowym członem składowym siły tarcia F_T jest tarcie kulombowskie F_c , nieuwzględniane w modelu liniowym napędu pneumatycznego. Dla prędkości wyższych wpływ tarcia kulombowskiego maleje w przybliżeniu wykładniczo, a główną rolę zaczyna odgrywać tarcie płynne - niutonowskie F_f , które jest uwzględnione w modelu liniowym napędu pneumatycznego (14), wobec tego korekcja siły tarcia jest mniej efektywna.

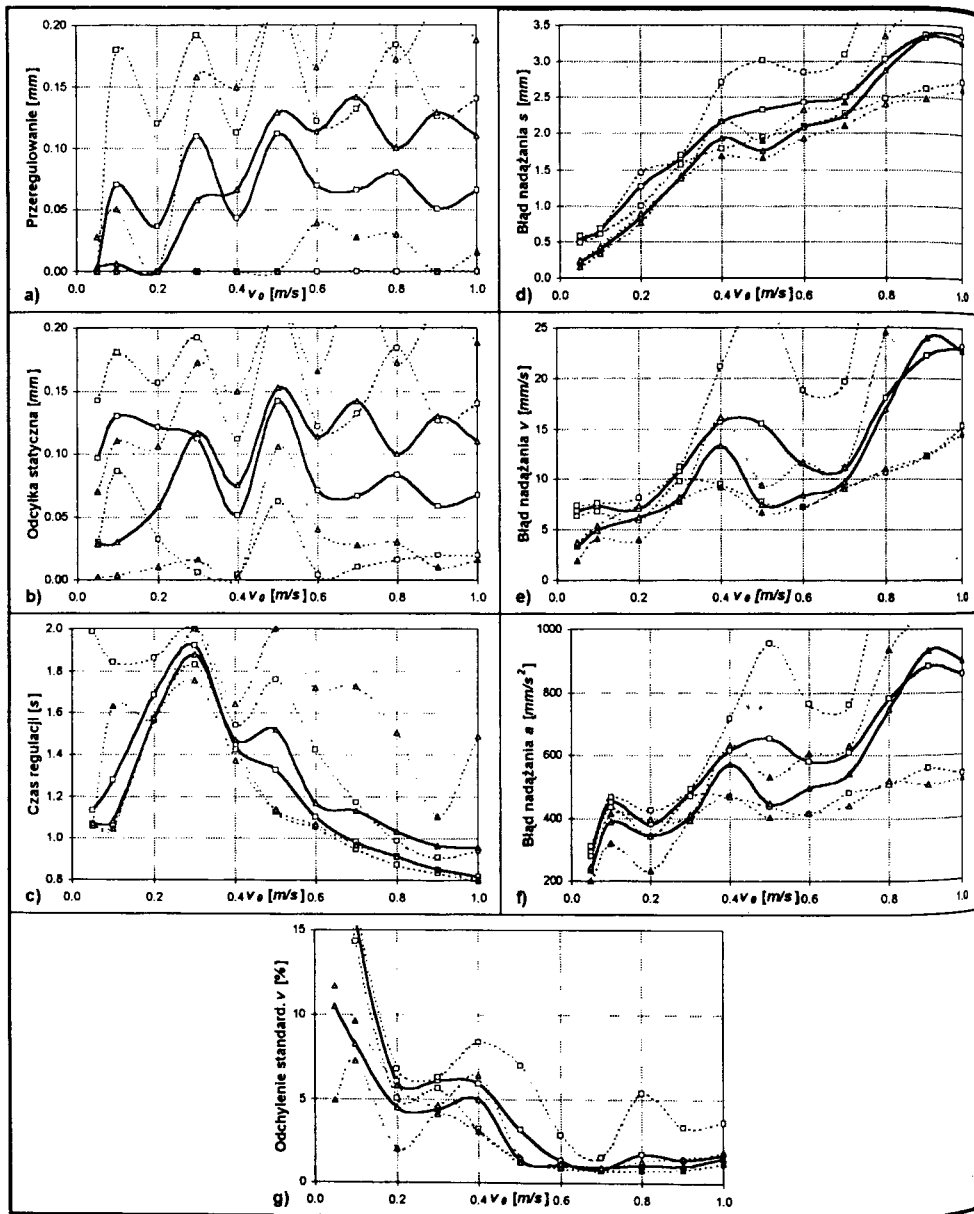
Podobne zjawisko zaobserwowano przy badaniach wpływu zmiany masy ruchomej m na jakość regulacji nadążnej (rys. 9). Wpływ korekcji nieliniowości siły tarcia jest wyraźnie zauważalny przede wszystkim dla małych wartości masy obciążającej tłok siłownika (do 15 kg), dla wyższych wartości m , poprawa jest zauważalna ale nie w tak dużym stopniu.

Zjawisko to spowodowane jest korzystnym wpływem większej wartości masy obciążającej ($m > 15 \text{ kg}$) na przebieg procesu regulacji. Większa wartość masy m powoduje mniejsze oscylacje prędkości v ruchu tłoka, wokół wartości zadanej v_0 , zmniejszając tym samym wpływ korekcji nieliniowości siły tarcia.

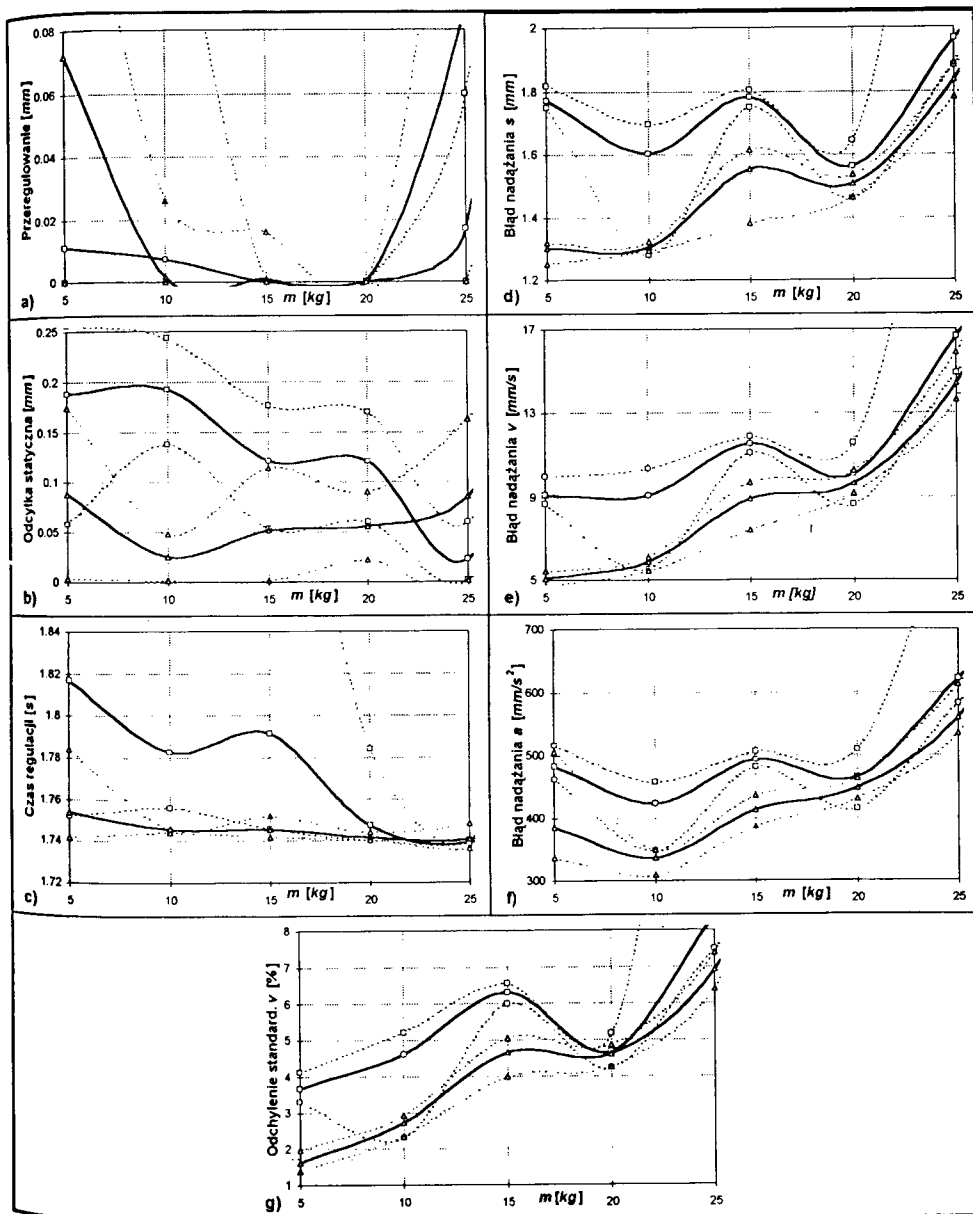
Zaproponowana modyfikacja predykcyjnego algorytmu sterowania nadążnego cechuje się zarówno bezsprzecznymi zaletami (przedstawionymi powyżej) jak i wadami:

- wymagane jest wprowadzenie dodatkowego pomiaru ciśnień w komorach siłownika,
- konieczne jest oszacowanie wartości masy ruchomej napędu pneumatycznego,
- zarówno identyfikacja modelu siły tarcia jak i jej korekcja zwiększają nakład obliczeniowy wymagany stawiany przed procesorem realizującym to zadanie,
- koszt wprowadzenia dwóch dodatkowych przetworników ciśnienia może być niewspółmiernie wyższy od otrzymanych w wyniku modyfikacji algorytmu rezultatów.

Wobec powyższych stwierdzeń i otrzymanych wyników potraktowano zaproponowaną powyżej modyfikację algorytmu jedynie jako przykład możliwej do zastosowania korekcji zakłóceń lub nieliniowości modelu napędu pneumatycznego.



Rys. 8. Wpływ zmian wartości zadanej prędkości ruchu v_0 tloka siłownika na jakość procesu nadążnej regulacji predykcyjnej bez korekcji nieliniowości siły tarcia (\square) oraz z korekcją nieliniowości siły tarcia (\triangle): a) ustalona odchyłka pozycjonowania, b) przeregulowanie, c) czas regulacji, d) błąd nadążania sygnału przemieszczenia, e) błąd nadążania sygnału prędkości, f) błąd nadążania sygnału przyspieszenia, g) odchylenie standardowe sygnału prędkości (doświadczenie - poziomy napęd dwustronnego działania, liniami przerywanymi zaznaczone zostały wartości ekstremalne, masa $m=10$ kg)



Rys. 9. Wpływ zmian wartości masy ruchomej m na jakość procesu nadążnej regulacji predykcyjnej bez korekcji nieliniowości siły tarcia (—□—) oraz z korekcją nieliniowości siły tarcia (---△---): a) ustalona odchyłka pozycjonowania, b) przeregulowanie, c) czas regulacji, d) błąd nadążania sygnału przemieszczenia, e) błąd nadążania sygnału prędkości, f) błąd nadążania sygnału przyspieszenia, g) odchylenie standardowe sygnału prędkości (doświadczenie - poziomy napęd dwustronnego działania, liniami przerywanymi zaznaczone zostały wartości ekstremalne; przemieszczenie: $600 \Rightarrow 100$ mm, prędkość: 0.3 m/s)

zarówno identyfikacja modelu siły tarcia jak i jej korekcja zwiększają nakład obliczeniowy wymagany stawiany przed procesorem realizującym to zadanie,

6. PODZIĘKOWANIA

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

7. LITERATURA

- [1] Chudzik Z., Janiszowski K., Kozłowski M., Olszewski M.: *Modelowanie obiektów sterowania na przykładzie analizy opisu siłownika pneumatycznego*. PAK, 41 (1994).
- [2] Chudzik Z., Kozłowski M., Olszewski M.: *Odtwarzanie zmiennych stanu w napędowych układach pozycyjnych maszyn i robotów przemysłowych*. Konf. Nauk. MECHATRONIKA '94, Warszawa; Prace Naukowe PW "Konferencje", (1994), str. 95-97.
- [3] Chudzik Z., Kozłowski M., Olszewski M.: *Problems of State Reconstruction in Positioning Systems with Pneumatic Drive*. 4th Triennial Intern. Symp. on Fluid Control, Measurement and Visualisation, Toulouse 1994.
- [4] Chudzik Z., Olszewski M.: *Sterowanie nadążne w układzie pozycyjnym z pneumatycznym napędem siłownikowym*. IX Krajowa Konferencja "PNEUMA 95", Kielce 1995, Wydawnictwo WSI w Koszalinie, "PNEUMA 95" (1995), str. 29-38.
- [5] Chudzik Z., Janiszowski K., Olszewski M.: *Pozycjonowanie nadążne w układach pneumatycznych - wyniki badań*. X Krajowa Konferencja "PNEUMA 96", Kraków 1996, Oficyna Wydawnicza SIMP, „Hydraulika i Pneumatyka” (4'96), str. 10-13.
- [6] Chen X., Leufgen M.: *Erfassung des Reibverhaltens von Kolbendichtungen und deren Einfluß auf die Positionierung von pneumatischen Systemen*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, nr 12 (1987).
- [7] Cutler C., Ramaker B.: *Dynamic Matrix Control - a Computer Control Algorithm*. Proc. of the IACC, San Francisco, 1980.
- [8] Eschmann R.: *Reibkräfte an pneumatischen Zylinderantrieben*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik, nr 6, (1990) str. 416 - 419.
- [9] Janiszowski K.: *Podstawy wyznaczania opisu i sterowania obiektów dynamicznych*. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1991.
- [10] Janiszowski K., Olszewski M.: *Identyfikacja modelu siłownika pneumatycznego z proporcjonalnym zaworem przepływowym*. Symp. Nauk. MECHATRONIKA '92, Warszawa 1992; Prace Naukowe PW "Konferencje" 2 (1992), str. 79-81.
- [11] Kurek J.: *Uogólniony regulator predykcijny*. Symp. Nauk. MECHATRONIKA '92, Warszawa 1992; Prace Naukowe PW "Konferencje" 2 (1992), str. 83-85.
- [12] Olszewski M., Chudzik Z., Kozłowski M.: *Zustandsgrößenbeobachter für servopneumatische Antriebe*. IAiR PW/FESTO KG, raport nr 501/331 (1993).
- [13] Olszewski M., Janiszowski K.: *Problematyka sterowania pozycyjnego pneumatycznymi napędami siłownikowymi*. XII Kraj. Konf. Automatyki, Gdynia 1994, 36-49.
- [14] Traczyk T.: *Algorytm sterowania DMC - własności, badania doświadczalne*. Praca dyplomowa, Instytut Automatyki Polit. Warsz., 1984.