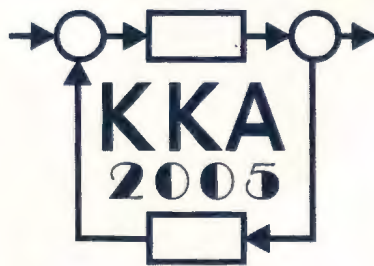


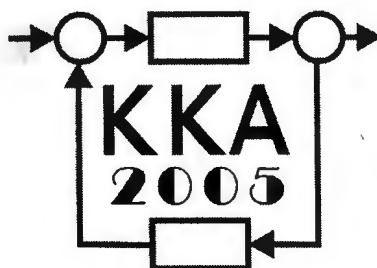
XV Krajowa Konferencja Automatyki

Tom II



**Redaktorzy:
Zdzisław Bubnicki
Roman Kulikowski
Janusz Kacprzyk**

XV Krajowa Konferencja Automatyki Tom II



Redaktorzy:
Zdzisław BUBNICKI
Roman KULIKOWSKI
Janusz KACPRZYK

ORGANIZATOR

Komitet Automatyki i Robotyki Polskiej Akademii Nauk
Instytut Badań Systemowych Polskiej Akademii Nauk

WSPÓLORGANIZATORZY

Politechnika Warszawska

Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów

Polskie Stowarzyszenie Pomiarów, Automatyki i Robotyki

ORGANIZATOR

Komitet Automatyki i Robotyki Polskiej Akademii Nauk
Instytut Badań Systemowych Polskiej Akademii Nauk

WSPÓLORGANIZATORZY

Politechnika Warszawska
Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów
Polskie Stowarzyszenie Pomiarów, Automatyki i Robotyki

KOMITET PROGRAMOWY

Przewodniczący	Zdzisław BUBNICKI
Zastępca Przewodniczącego	Roman KULIKOWSKI

CZŁONKOWIE

Stanisław BAŃKA	Michał BIAŁKO
Mikołaj BUSŁOWICZ	Władysław FINDEISEN
Ryszard GESSING	Henryk GÓRECKI
Jakub GUTENBAUM	Jerzy JÓZEFczyk
Stanisław KACZANOWSKI	Tadeusz KACZOREK
Janusz KACPRZYK	Jerzy KLAMKA
Józef KORBICZ	Zbigniew KOWALSKI
Krzysztof KOZŁOWSKI	Juliusz L. KULIKOWSKI
Krzysztof KUŹMIŃSKI	Kazimierz MALANOWSKI
Krzysztof MALINOWSKI	Wojciech MITKOWSKI
Antoni NIEDERLIŃSKI	Władysław PEŁCZEWSKI
Tadeusz PUCHAŁKA	Leszek RUTKOWSKI
Stanisław SKOCZOWSKI	Roman SŁOWIŃSKI
Jerzy ŚWIĄTEK	Andrzej ŚWIERNIAK
Ryszard TADEUSIEWICZ	Piotr TATJEWSKI
Krzysztof TCHOŃ	Leszek TRYBUS
Jan WĘGLARZ	Andrzej P. WIERZBICKI

KOMITET ORGANIZACYJNY

Przewodniczący	Roman KULIKOWSKI
Zastępcy Przewodniczącego	Janusz KACPRZYK
	Stanisław KACZANOWSKI
	Tadeusz KACZOREK
	Krzysztof MALINOWSKI
Członkowie	Roman OSTROWSKI
	Tadeusz PUCHAŁKA
	Dariusz WAGNER
Sekretarze naukowci	Jan STUDZIŃSKI
	Jan W. OWSIŃSKI

ISBN 83-89475-01-4

Copyright © Instytut Badań Systemowych Polskiej Akademii Nauk
All rights reserved

Druk: ARGRAF, Warszawa

ROBOTY

STEROWANIE IMPEDANCYJNE ROBOTÓW Z NAPĘDAMI PNEUMATYCZNYMI

Edward JEZERSKI*

* Politechnika Łódzka, Wydział Elektrotechniki i Elektroniki
ul. Stefanowskiego 18/22, 90-924 Łódź, e-mail: edjez@p.lodz.pl

Streszczenie: W niniejszej pracy przedstawiono analizę podatności napędów pneumatycznych: siłowników i mięśni pneumatycznych. Następnie omówiono wpływ odpowiedniego sterowania tych podzespołów na właściwości impedancyjne manipulatorów. W referacie podano też przykład zastosowania sterowania impedancyjnego platformy, która jest wyposażona w nogi z napędem pneumatycznym.

Słowa kluczowe: Impedancja robota, napędy pneumatyczne, napędy robotów, sterowanie impedancyjne.

1. WPROWADZENIE

Impedancyjne właściwości łańcucha kinematycznego robota nie wynikają jedynie z wielkości parametrycznych poszczególnych ogniw, takich jak wymiary geometryczne, przestrzenne rozłożenie masy, elastyczności tych ogniw, czy też elastyczności przekładni. Cech tych nie można modyfikować w trakcie sterowania. Impedancję manipulatora można natomiast zmieniać przez odpowiednie sterowanie jego zespołów napędowych.

Warto zacytować opinię Wona, Stramigiolo i Hogana [14] mówiącą o różnicy pomiędzy sterowaniem impedancyjnym a sterowaniem pozycyjno-siłowym: „Sterowanie impedancyjne polega na sprecyzowaniu, jaka impedancja w określonym miejscu kontaktu robota z otoczeniem jest pożądana i uzyskiwaniu w miarę możliwości takiej impedancji. Sterowanie impedancyjne nie powinno być mylone z jego szczególną implementacją. Cechą różniącą sterowanie impedancyjne od sterowania pozycyjno-siłowego jest usiłowanie wpływania na interakcyjne właściwości manipulatora, które są cechą charakterystyczną manipulatora i nie muszą pozostawać w związku z właściwościami obiektów, z którymi w kontakcie pozostaje manipulator.”

Sterowanie impedancyjne znajduje zastosowanie wszędzie tam gdzie kontakt pomiędzy efektem a otoczeniem musi być „miękki” z możliwością kontrolowania tej właściwości. Przydatne jest to w robotach mobilnych, zwłaszcza kroczących [10, 11], i robotach rehabilitacyjnych [9].

Naturalne właściwości impedancyjne robota można modyfikować w tych robotach, w których istnieje możliwość zmiany podatności zespołów napędowych. Zna-

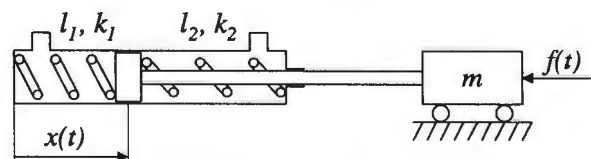
komitym przykładem takich możliwości jest odpowiednie sterowanie napędów pneumatycznych robota.

2. PODATNOŚĆ NAPĘDÓW PNEUMATYCZNYCH

2.1. Właściwości siłowników pneumatycznych

Ważnym czynnikiem wpływającym na dynamikę robotów z napędami pneumatycznymi jest ściśliwość powietrza. Wskutek tego roboty z napędami pneumatycznymi charakteryzują się dużo mniejszą sztywnością w porównaniu do innych robotów. Jednakże sztywność ta, a zatem i impedancja łańcucha kinematycznego może być stosunkowo łatwo regulowana.

Powietrze znajdujące się w zablokowanej komorze siłownika może być uważane za sprężynę pneumatyczną. Siłownik dwustronnego działania z zablokowanymi komorami, w których panują ciśnienia $p_1(t)$ i $p_2(t)$, może być traktowany tak, jakby jego tłok był podparty z obu stron przez sprężyny o współczynnikach sprężystości k_1 i k_2 oraz o chwilowych długościach l_1 i l_2 , jak pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Modelowanie siłownika pneumatycznego jako układu sprężyn.

Masa m reprezentuje bezwładność części ruchomych, a $f(t)$ jest wypadkową sił zewnętrznych działających na układ. Przy założeniu, że dominującą składową sił tarcia jest tarcie wiskotyczne, dynamikę układu można opisać równaniem

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + f(t) = f_p(t), \quad (1)$$

przy czym f_p jest wypadkową siłą pneumatyczną

$$f_p = f_1(x) - f_2(x), \quad (2)$$

a $f_1(x) = A_1 p_1(x)$ i $f_2(x) = A_2 p_2(x)$ są siłami oddziaływania sprężonego gazu odpowiednio na lewą i prawą ściankę tłoka. Niech układ znajduje się początkowo w równowadze. Położenie tłoka x_0 jest wówczas wynikiem oddziaływania ustalonej siły zewnętrznej $f(t) = f_0$, $t \leq 0$, oraz sił $f_1(x)$ i $f_2(x)$. W tym ustalonym stanie zachodzi zależność

$$f_0 = f_1(x_0) - f_2(x_0) = A_1 p_1(x_0) - A_2 p_2(x_0). \quad (3)$$

Jeżeli teraz nastąpi szybka zmiana warunków zewnętrznych np. przez skok zewnętrznej siły do nowej stałej wartości $f(t) = f_k$, $t > 0$, to w układzie rozpoczyna się oscylacyjny proces przejściowy, po zakończeniu którego układ dojdzie do nowych warunków ustalonych.

W celu analizy procesu przejściowego można posłużyć się następującymi oszacowaniami sił $f_1(x)$ i $f_2(x)$

$$\begin{aligned} f_1(x) &= f_1(x_0) + \left. \frac{df_1}{dx} \right|_{x_0} (x - x_0) = \\ &= A_1 p_1(x_0) + A_1 \left. \frac{dp_1}{dx} \right|_{x_0} (x - x_0) \end{aligned} \quad (4)$$

oraz

$$\begin{aligned} f_2(x) &= f_2(x_0) + \left. \frac{df_2}{dx} \right|_{x_0} (x - x_0) = \\ &= A_2 p_2(x_0) + A_2 \left. \frac{dp_2}{dx} \right|_{x_0} (x - x_0) \end{aligned} \quad (5)$$

Pochodne ciśnień $p_1(x)$ i $p_2(x)$ względem zmiennej x można określić na podstawie przyjętego modelu przemiany gazowej w komorach. Przy założeniu, że przebiegi przejściowe zanikają znacznie szybciej niż następuje wymiana ciepła pomiędzy komorami a otoczeniem, można proces sprężania i rozprężania powietrza w komorach traktować jako adiabatyczny. Wtedy otrzymuje się

$$p_1(x) (V_1(x))^\kappa = c_{10}, \quad (6)$$

oraz

$$p_2(x) (V_2(x))^\kappa = c_{20}, \quad (7)$$

gdzie V_1 i V_2 oznaczają chwilowe objętości komór, stałe c_{10} i c_{20} , wynikają z warunków początkowych, a $\kappa = c_p/c_v$ jest współczynnikiem przemiany adiabatycznej. Z kolei objętości komór są zależne od położenia tłoka i wynoszą $V_1(x) = A_1(l_{10} + x)$ oraz $V_2(x) = A_2(l_{20} - x)$, gdzie l_{10} oraz l_{20} są stałymi parametrami. Zatem dwa ostatnie wzory przyjmują postaci

$$p_1(x) A_1^\kappa (l_{10} + x)^\kappa = c_{10}, \quad (8)$$

oraz

$$p_2(x) A_2^\kappa (l_{20} - x)^\kappa = c_{20}. \quad (9)$$

Po zlogarytmowaniu obu stron tych zależności uzyskuje się

$$\ln(p_1(x)) + \kappa \ln A_1 + \kappa \ln(l_{10} + x) = \ln c_{10}, \quad (10)$$

oraz

$$\ln(p_2(x)) + \kappa \ln A_2 + \kappa \ln(l_{20} - x) = \ln c_{20}. \quad (11)$$

Z kolei różniczkowanie dwóch ostatnich wyrażeń względem zmiennej x daje związki

$$\frac{1}{p_1(x)} \frac{dp_1}{dx} + \frac{\kappa}{l_{10} + x} = 0, \quad (12)$$

$$\frac{1}{p_2(x)} \frac{dp_2}{dx} - \frac{\kappa}{l_{20} - x} = 0, \quad (13)$$

a stąd otrzymuje się

$$\frac{dp_1}{dx} = -\frac{\kappa p_1(x)}{l_{10} + x}, \quad (14)$$

$$\frac{dp_2}{dx} = \frac{\kappa p_2(x)}{l_{20} - x}. \quad (15)$$

Z (2), po uwzględnieniu związków (4), (5), (14) oraz (15), otrzymuje się z wzór na wypadkową siłę pneumatyczną działającą na tłok

$$\begin{aligned} f_p(x) &= (A_1 p_1(x_0) - A_2 p_2(x_0)) - \\ &- \left(\frac{\kappa A_1 p_1(x_0)}{l_{10} + x_0} + \frac{\kappa A_2 p_2(x_0)}{l_{20} - x_0} \right) (x - x_0), \end{aligned} \quad (16)$$

Biorąc pod uwagę (3) można zapisać ten wzór w zwartej postaci jako

$$f_p(x) = f_0 - (k_{10} + k_{20})(x - x_0), \quad (17)$$

gdzie

$$k_{10} = \frac{\kappa A_1 p_1(x_0)}{l_{10} + x_0}, \quad k_{20} = \frac{\kappa A_2 p_2(x_0)}{l_{20} - x_0}. \quad (18)$$

Z równania (17) wynika, że siła pneumatyczna powstająca przy wychyleniu tłoka z położenia równowagi może być traktowana tak, jak siła generowana przez układ dwóch liniowych sprężyn połączonych równolegle. Sprężyny te charakteryzują się współczynnikami sztywności k_{10} i k_{20} . W szczególności, gdy tłok w stanie ustalonym znajduje się w takim położeniu, że

$$\frac{A_1 p_1(x_0)}{l_{10} + x_0} = \frac{A_2 p_2(x_0)}{l_{20} - x_0} = d, \quad (19)$$

to siła pneumatyczna wyraża się przybliżonym wzorem

$$f_p(x) = f_o - k_o(x - x_o) \cong f_o - \kappa k'(p_1(x_o) + p_2(x_o))(x - x_o) \quad (20)$$

Z tego wynika, że wypadkowa sztywność układu k_o jest proporcjonalna do sumy ciśnień w obu komorach. Wykorzystując ostatnią zależność w równaniu (1), otrzymuje się opis stanu przejściowego w układzie, po skoku siły zewnętrznej z f_o na f_k

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + f_k = f_o - k_o(x - x_o), \quad (21)$$

co można zapisać w równoważnej postaci jako

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + k_o x = f_o - f_k + k_o x_o. \quad (22)$$

Jest to równanie różniczkowe liniowe rzędu drugiego o ustalonej wartości prawej strony. Wygodnym jest przedstawienie takiego równania w postaci standardowej

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\zeta\omega_n \frac{dx}{dt} + \omega_n^2 x(t) = \omega_n^2 x_k, \quad (23)$$

gdzie $\omega_n^2 = \frac{k_o}{m}$ jest nietłumioną częstotliwością drgań

własnych, $\zeta = \frac{b}{2\sqrt{k_o m}}$ jest współczynnikiem tłumienia,

a x_k jest nową wartością ustaloną. Rozwiązanie tego równania przy warunku $x(0) = x_o$ ma postać

$$x(t) = (x_o - x_k) e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega t) + x_k, \quad (24)$$

gdzie $\omega = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$ jest tłumioną częstotliwością drgań własnych.

Aby oddziaływać na zmianę podatności siłownika pneumatycznego należy doprowadzać lub odprowadzać sprężone powietrze do jego komór. Sterowanymi wielkościami wejściowymi są natężenia dopływu mas powietrza do obu komór $\frac{dm_1}{dt}$ i $\frac{dm_2}{dt}$.

Równania bilansu energii gazu zasilającego komory siłownika, z uwzględnieniem pierwszej zasady termodynamiki, pozwalają na określenie relacji pomiędzy aktualną objętością komory, ciśnieniem gazu w komorze i dopływającą do komory masą gazu. W przypadku, gdy procesy przemiany gazowej mogą być traktowane jako adiabatyczne, to zmiany ciśnienia w komorach są opisane za pomocą następujących równań różniczkowych [12]:

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{\kappa p_1}{V_1} \frac{dV_1}{dt} + \frac{\kappa RT}{V_1} \frac{dm_1}{dt}, \quad (25)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{\kappa p_2}{V_2} \frac{dV_2}{dt} + \frac{\kappa RT}{V_2} \frac{dm_2}{dt}, \quad (26)$$

gdzie R jest uniwersalną stałą gazową, a T jest temperaturą powietrza w komorach wyrażoną w skali bezwzględnej.

Dotychczasowa analiza była przeprowadzana przy założeniu, że procesy zmian ciśnień w komorach mają charakter adiabatyczny. Przy powolnych zmianach położenia tłoka przemiana gazowa ma charakter zbliżony do izotermicznego. W związku z tym stosowanie wyłącznie adiabatycznego modelu sprężyny gazowej w całym zakresie częstotliwości staje się nieadekwatne do zachowania się rzeczywistego zespołu napędowego. Dlatego też postulowane jest stosowanie bardziej precyzyjnego modelu uwzględniającego rozpraszanie ciepła sprężonego gazu [8], co zbliża wyniki analiz teoretycznych do wyników doświadczalnych.

2.2. Właściwości napędów mięśniowych

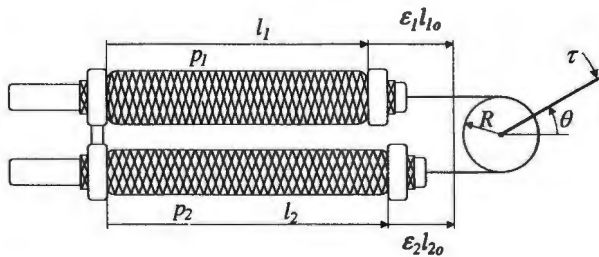
Mięśnie pneumatyczne charakteryzują się dobrymi parametrami określającymi masę i wymiary geometryczne zespołu napędowego. Stosunek uzyskiwanej użytecznej mocy do wagi wynosi co najmniej 1kW/kg, a siła generowana z powierzchni przekroju poprzecznego osiąga wartość do 300 N/cm² (mięśnie człowieka generują siłę rzędu 20-40 N/cm²). Ich sprawność energetyczna wynosi od 30 % do 45 %. Uzyskiwane skrócenie mięśnia dochodzi do 35 % jego swobodnej długości. Dzięki postępom technologicznym wyeliminowano podstawową wadę mięśni pneumatycznych, którą była mała trwałość. Mięśnie są już wykorzystywane w urządzeniach przemysłowych, gdzie zaczynają konkurować z klasycznymi siłownikami pneumatycznymi [5]. Aktualnie sztuczne mięśnie znajdują także zastosowanie w robotach rehabilitacyjnych i eksperymentalnych robotach kroczących.

Siła skurczowa generowana przez pojedynczy mięsień zależy od ciśnienia powietrza w jego wnętrzu p oraz od względnego skrócenia mięśnia ε w stosunku do jego początkowej długości i wyraża się wzorem

$$f(p, \varepsilon) = \frac{\pi r_o^2}{\sin^2(\alpha_o)} p(3(1 - \gamma\varepsilon)^2 \cos^2(\alpha_o) - 1), \quad (27)$$

gdzie α_o jest kątem oplotu, a r_o jest promieniem przekroju poprzecznego mięśnia przy $p=0$. Względne skrócenie jest definiowane jako $\varepsilon = (l_o - l)/l_o$, przy czym l_o jest długością początkową mięśnia przy $p=0$. W powyższej formule występuje współczynnik γ uwzględniający dość dobrze efekt deformacji mięśnia na jego końcach [13], a jego wartość jest dobierana w zakresie 1,25÷1,35.

Mięsień pneumatyczny może działać jedynie skurczowo, dlatego też mięsień współpracuje z rozciągającą go sprężyną lub z drugim mięśniem, działającym przeciwnie. To drugie rozwiązanie, pokazane na rys. 2, jest bardziej popularne.



Rys. 2. Mięśniowy mechanizm napędowy złącza obrotowego.

Najczęściej oba mięśnie stosowane w tym mechanizmie mają identyczne parametry $r_{1o} = r_{2o} = r_o$, $\alpha_{1o} = \alpha_{2o} = \alpha_o$ oraz $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ i wtedy mechanizm jest w pełni symetryczny. Przyjmując $\epsilon_1 = \epsilon_o + R\theta$ i $\epsilon_2 = \epsilon_o - R\theta$ otrzymuje się wyrażenie na moment napędowy w postaci sumy trzech składników

$$\tau = k_1(p_1 - p_2) + k_2\theta^2(p_1 - p_2) - k_3(p_1 + p_2)\theta. \quad (28)$$

Pierwszy składnik pokazuje podstawowe możliwości sterowania momentem napędowym poprzez zmianę różnicy ciśnień w mięśniach. Drugi składnik wynika z nieliniowości charakterystyki mięśnia, z reguły wartość tego składnika jest dużo mniejsza niż pierwszego składnika. Trzeci składnik reprezentuje sztywność napędu, która jest proporcjonalna do sumy ciśnień w obu mięśniach. Współczynniki k_1 , k_2 i k_3 wyrażają się wzorami

$$k_1 = \frac{\pi_o^2 R}{\sin^2(\alpha_o)} (3(1 - \gamma\epsilon_o)^2 \cos^2(\alpha_o) - 1), \quad (29)$$

$$k_2 = \frac{3\pi_o^2 R^3 \gamma^2}{\lg^2(\alpha_o)}, \quad (30)$$

$$k_3 = \frac{6\pi_o^2 R^2 \gamma}{\lg^2(\alpha_o)} (1 - \gamma\epsilon_o). \quad (31)$$

Położenie wału wyjściowego θ ustala się w wyniku równowagi momentu generowanego przez ten zespół napędowy i zewnętrznego momentu obciążenia.

3. WPŁYW PODATNOŚCI NAPĘDU NA WŁAŚCIWOŚCI IMPEDANCYJNE MANIPULATORA

Powyżej pokazano, że napędy pneumatyczne robota można traktować jako sterowane sprężyny, które umieszczone są pomiędzy kolejnymi ogniwami manipulatora. A zatem cały układ może być uważany za manipulator z elastycznościami w złączach. Po sprowadzeniu efektora robota do zadanego punktu w przestrzeni, poprzez odpowiednio dobrane sterowanie pozycyjne, uzyskuje się podatny obiekt, który pod wpływem przyłożonych sił zewnętrznych przemieszcza się względem tego zadanego punktu równowagi. Przy niewielkich przemieszczeniach można dokonać linearyzacji zależności

między siłami i prędkościami ruchu oraz badać właściwości tego, lokalnie liniowego, obiektu.

W szczególności, gdy wymuszające siły zewnętrzne mają charakter sinusoidalnie zmienny o małej amplitudzie i częstotliwości kołowej ω , to ruchy efektora w przestrzeni będą miały również charakter sinusoidalny. Poprawne jest również podejście odwrotne. Jeżeli będą generowane niewielkie, sinusoidalnie zmienne przemieszczenia efektora, realizowane np. przy użyciu zewnętrznego zadajnika, to siły kontaktowe pomiędzy efekтором a tym zadajnikiem będą miały również charakter oscylacyjny o określonej amplitudzie i fazie względem sygnału wymuszającego.

W ogólnym przypadku, ruch efektora robota w przestrzeni jest opisywany wektorem prędkości, który posiada sześć składowych. Podobnie siły kontaktowe pomiędzy efekтором a otoczeniem są opisywane za pomocą wektora o sześciu składowych. Zatem właściwości impedancyjne manipulatora w małym otoczeniu ustalonego punktu pracy są reprezentowane przy pomocy macierzy impedancji $Z_x(\omega)$, o wymiarach 6×6 , określonej w przyjętym kartezyjskim układzie współrzędnych. Przy stosowaniu analogii prędkość-napięcie podstawowa zależność łącząca wartość symboliczną wektora prędkości kartezyjskich efektora $v_x(\omega)$ z wartością symboliczną wektora sił uogólnionych $f_x(\omega)$ pomiędzy efekтором a jego otoczeniem ma postać

$$v_x(\omega) = Z_x(\omega) f_x(\omega). \quad (32)$$

Równanie to reprezentuje prawo Ohma dla łańcucha kinematycznego robota w otoczeniu ustalonego punktu pracy.

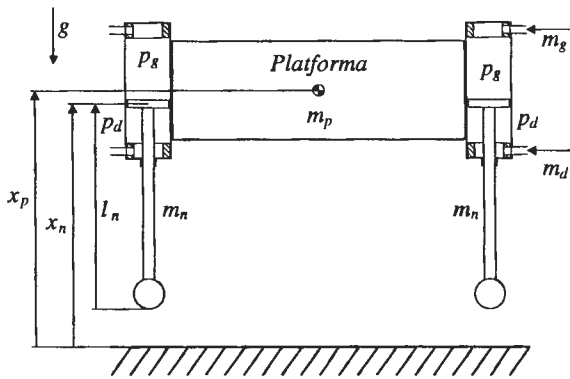
Wyznaczanie na drodze analityczne parametrów impedancyjnych manipulatora z elastycznościami w złączach jest niezwykle kłopotliwe i można tego dokonać jedynie w bardzo prostych przypadkach np. manipulatorów planarnych [2]. Natomiast właściwości impedancyjne manipulatora można dość skutecznie wyznaczać doświadczalnie. Przykładowy sposób wyznaczania charakterystyk impedancyjnych łańcucha kinematycznego opisano w [7].

4. PRZYKŁAD

Robot mobilny składa się z platformy, która jest podparta na czterech ruchomych nogach. Nogę tworzy siłownik pneumatyczny o bardzo małym tarcu. Cylinder siłownika jest przymocowany do platformy, a koniec tłocznika jest zaopatrzony w gumową, sprężystą kulkę, stanowiącą stopę nogi. Ruch platformy odbywa się skokami. Pojedynczy skok obejmuje fazę przygotowania do skoku, fazę wybiecia, ruch swobodny wraz z przygotowaniem do lądowania oraz fazę lądowania. Sterowanie w każdej z tych faz polega na doprowadzaniu lub odprowadzaniu sprężonego powietrza do komór czterech siłowników. Masa platformy z przymocowanymi cylindrami pneumatycznymi wynosi m_p , a masa

każdej nogi wynosi m_n . Położenie platformy względem podłoża jest określone zmienną $x_p(t)$, a położenie nogi zmienną $x_n(t)$. Gdy $x_p = x_n$ tłok zajmuje położenie dokładnie w połowie długości cylindra.

Zostanie rozważona faza lądowania, w której okaże się przydatne sterowanie impedancyjne, bowiem moment zetknięcia stopy z podłożem nie jest dokładnie znany. Celem sterowania w tej fazie jest w miarę łagodnie lądowanie, ze skutecznym tłumieniem drgań, przy nie przekraczaniu dopuszczalnych zakresów ruchu tłoków. Do analizy tej fazy ruchu zostaną przyjęte oznaczenia jak na rys. 3, przy czym dla uproszczenia zostanie założone, że platforma opada pionowo na płaskie podłoże. W tej sytuacji, uzasadnionym jest sterowanie wszystkich czterech siłowników w taki sam sposób.



Rys. 3. Platforma w fazie lądowania.

W czasie przygotowania do lądowania trzeba tak sterować pozycyjnie siłowniki, aby nogi robota zostały odpowiednio wysunięte. Jest oczywiste, że przy spodziewanych większych prędkościach lądowania wysunięcie nóg powinno być większe. Niech po zakończeniu przygotowania do lądowania położenie tłoka wynosi $(x_p(0) - x_n(0))$, a ciśnienia początkowe w komorach górnych wynoszą $p_g(0)$, natomiast w dolnych $p_d(0)$.

Najwygodniej przyjąć, że $p_g(0) = p_d(0)$, gdyż wtedy dzięki występowaniu tarcia statycznego w siłowniku noga nie będzie przesuwac się wzdłuż platformy. Te początkowe ciśnienia powinny być stosunkowo małe, aby po zetknięciu stopy z podłożem nie następowало zbyt gwałtowne hamowanie platformy. Prawidłowy wybór położenia początkowego tłoka oraz ciśnień początkowych powinien zapewnić nie dochodzenie tłoka do górnego ograniczenia w fazie hamowania platformy.

W czasie stanu przejściowego istotną rolę odgrywają siły pneumatyczne generowane przez siłowniki oraz siły tarcia pomiędzy tłokami a cylindrami. Siła pneumatyczna, podpierająca platformę, dla pojedynczego siłownika określona jest prostym wzorem

$$f_p(t) = A_g p_g(t) - A_d p_d(t), \quad (33)$$

przy czym A_g jest górną powierzchnią tłoka, a A_d jest dolną powierzchnią tłoka.

Z kolei ciśnienia w komorach, na podstawie (25) i (26), wyrażają się wzorami

$$\frac{dp_g}{dt} = - \frac{\kappa \left(p_g(t) \left(\frac{dx_p}{dt} - \frac{dx_n}{dt} \right) - \frac{RT}{A_g} \frac{dm_g}{dt} \right)}{l_{g0} + x_p(t) - x_n(t)}, \quad (34)$$

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\kappa \left(p_d(t) \left(\frac{dx_p}{dt} - \frac{dx_n}{dt} \right) + \frac{RT}{A_d} \frac{dm_d}{dt} \right)}{l_{d0} - x_p(t) + x_n(t)}. \quad (35)$$

W przypadku ruchu platformy w przestrzeni swobodnej, to znaczy dla $x_n(t) > l_n$, dynamika ruchu nogi jest opisana równaniem

$$\frac{d^2 x_n(t)}{dt^2} = - \frac{l}{m_n} (f_p(t) - f_i(t)) - g, \quad (36)$$

gdzie $f_i(t)$ jest siłą tarcia w pojedynczym siłowniku. Z kolei, w przypadku wystąpienia kontaktu nogi z podłożem $x_n(t) = l_n$ i równanie powyższe przestaje obowiązywać.

Ruch platformy, zarówno w czasie swobodnego spadku jak i przy kontakcie nogi z podłożem, opisany jest równaniem

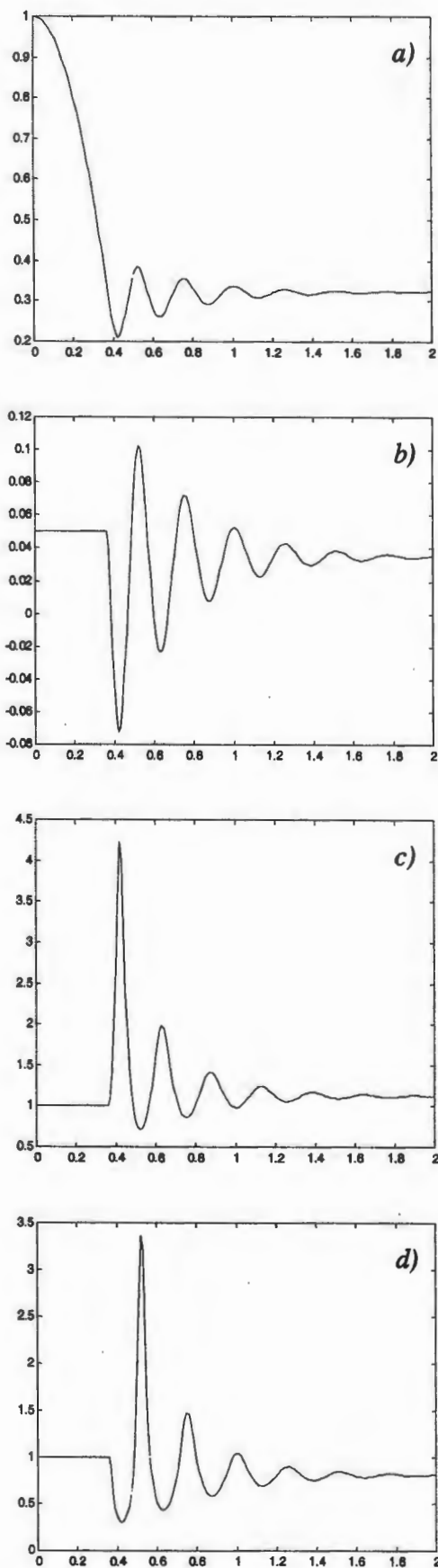
$$\frac{d^2 x_p(t)}{dt^2} = \frac{4}{m_p} (f_p(t) - f_i(t)) - g, \quad (37)$$

pod warunkiem, że nie nastąpi dojdzie do końcowego położenia tłoka w cylindrze.

Właściwości dynamiczne tego robota w fazie lądowania zbadano przy użyciu metody symulacyjnej, przyjmując następujące parametry: $m_p = 9,8 \text{ kg}$, $m_n = 0,4 \text{ kg}$, $l_n = 0,30 \text{ m}$, maksymalny skok tłoka $0,254 \text{ m}$, $A_g \cong A_d = 7,9 \text{ cm}^2$.

Na rys. 4 pokazano przebiegi położenia środka ciężkości platformy $x_p(t)$, położenia tłoka w cylindrze $(x_p(t) - x_n(t))$ oraz ciśnień $p_g(t)$ i $p_d(t)$ przy swobodnym spadku platformy z zadanej wysokości, w przypadku gdy warunki początkowe były określone następująco: $x_p(0) = 1,00 \text{ m}$, $x_n(0) = 0,95 \text{ m}$, $p_g(0) = p_d(0) = 1 \text{ bar}$. W tym eksperymencie przyjęto, że komory siłowników były cały czas zablokowane.

Po zetknięciu nogi z podłożem platforma jest wyhamowywana głównie wskutek sprężania powietrza w górnej komorze każdego z siłowników. Maksymalne opóźnienie hamowania wyniosło $114 \text{ m/s}^2 = 11,6 g$. Ruch platformy ma charakter oscylacyjny ze stosunkowo małym tłumieniem, wynikającym jedynie z sił tarcia w siłowniku. Z dobrym przybliżeniem ruch ten można opisać równaniem linowym rzędu drugiego. Dokładność tego przybliżenia wzrasta w miarę zmniejszania się amplitudy oscylacji, gdyż wtedy siłownik zachowuje się w sposób zbliżony do liniowej sprężyny.

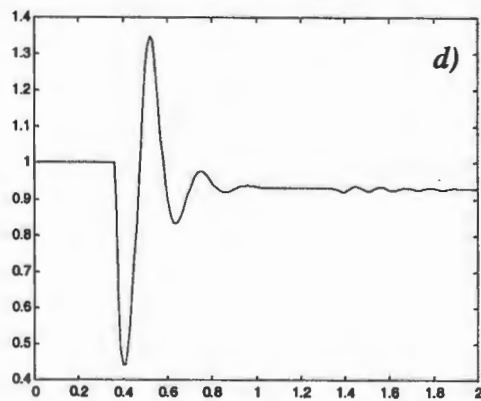
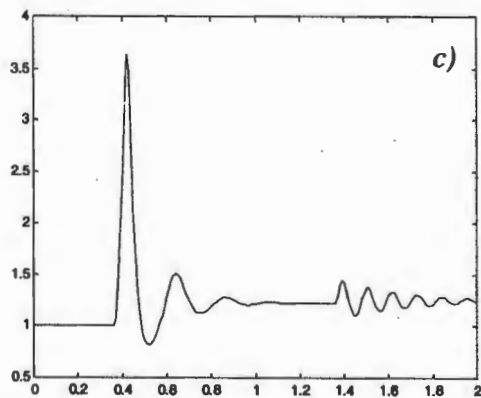
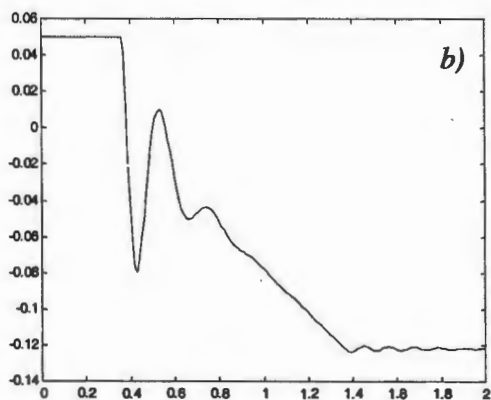
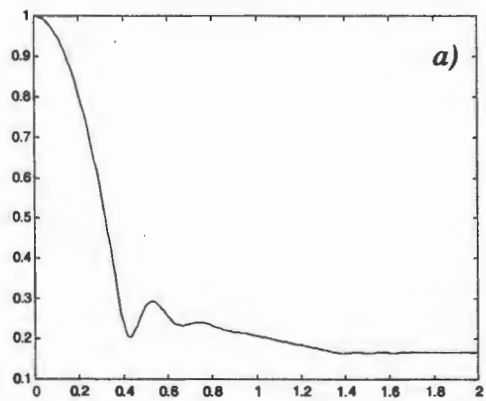


Rys. 4. Przebiegi przy swobodnym spadku i lądowaniu platformy: a) $x_p(t)$, b) $x_p(t) - x_n(t)$, c) $p_g(t)$, d) $p_d(t)$.

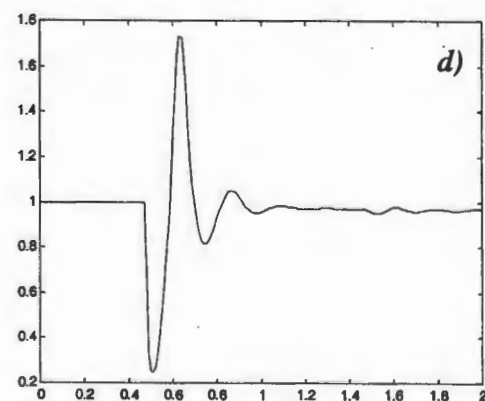
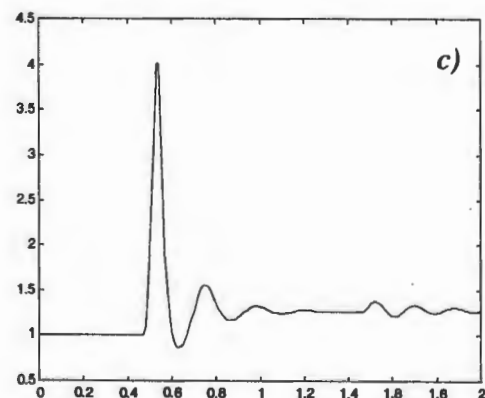
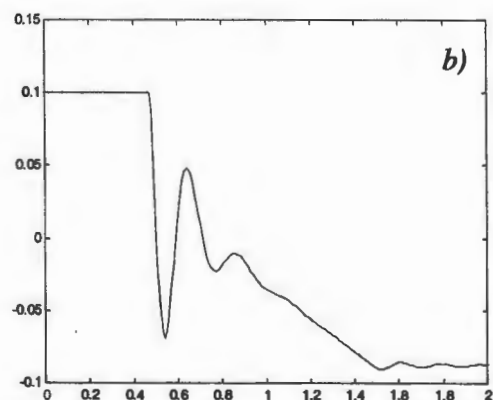
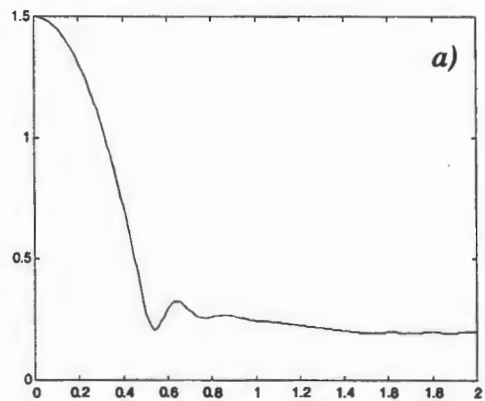
Maksymalne wartości ciśnień w komorach zależą od początkowego położenia tłoka w cylindrze ($x_p(0) - x_n(0)$). Wskazane jest takie dobieranie tego położenia, np. poprzez sterowanie pozycyjne w czasie swobodnego spadania robota, aby te maksymalne wartości były zbliżone do siebie. Jeżeli bowiem ciśnienie w jednej z komór wzrasta nadmiernie, to siłownik staje się bardziej sztywny, co objawiać się będzie nadmiernym wzrostem opóźnienia. Ponadto, przy zbyt dużym ciśnieniu w komorze może nastąpić uszkodzenie zaworów zasilających komory. Pole manewru jest tu jednak mocno ograniczone. W rozważanym przypadku, przez dobór optymalnej wartości ($x_p(0) - x_n(0) = 0,060m$) można zminimalizować poziomy ciśnień w komorach, a tym samym ograniczyć wartości opóźnienia hamowania i przyspieszenie w czasie ruchu oscylacyjnego do poziomu około $104m/s^2 = 10,6g$.

Skuteczniejszą metodą łagodzenia lądowania może być aktywne sterowanie ciśnieniami w komorach już po zetknięciu nóg z podłożem, czyli wykorzystanie sterowania impedancyjnego. Jednakże algorytm sterowania musi być stosunkowo prosty, gdyż w tej fazie wszystkie procesy zachodzą bardzo szybko. Odrzucić więc należy te sposoby sterowania, przy których jest stosowany pomiar położenia tłoków czy ciśnień w komorach, bowiem uzyskiwanie wiarygodnych danych pomiarowych musiałoby być związane z filtracją sygnałów pochodzących z odpowiednich czujników.

Jedną z najprostszych strategii łagodzenia lądowania jest łączenie obu komór siłownika przez zawór dwukierunkowy o odpowiednio dobranym dławieniu. Połączenie komór powinno nastąpić bezpośrednio przed zetknięciem stopy z podłożem. Jest to możliwe w przypadku zainstalowania na platformie czujnika zbliżeniowego. Nieco gorszym ale prostszym rozwiązaniem, jest detekcja kontaktu nogi z podłożem poprzez pomiar ciśnienia w górnej komorze. Gwałtowny wzrost ciśnienia jest sygnałem uruchamiającym wysterowanie zaworów łączących obie komory. Czas opóźnienia od chwili kontaktu nogi z podłożem do chwili uzyskania maksymalnego przepływu pomiędzy komorami wynosi $T_d \approx 12ms$. Z dobrym przybliżeniem można przyjąć, że przy połączonych komorach strumień masy powietrza przepływający pomiędzy komorami zależy liniowo do różnicy ciśnień $p_g(t) - p_d(t)$, przy czym współczynnikiem proporcjonalności jest współczynnik dławienia G . Ponieważ przy połączeniu obu komór ciśnienia w nich będą się wyrównywać, zatem po zakończeniu pierwszej fazy stanu przejściowego platforma będzie opadała z prędkością wynikającą z dławienia zaworu. Aby w tej sytuacji nie doprowadzić do uderzenia tłoka o górną ściankę cylindra należy w pewnym momencie przywrócić blokadę obu komór. Dla zapewnienia prostoty realizacji sterowania przyjęto, że komory zostają ponownie zablokowane po upływie czasu $T_p = 1s$ od chwili kontaktu nogi z podłożem.



Rys. 5. Przebiegi czasowe dla $x_p(0)=1,00m$, $x_n(0)=0,95m$, $G=0,5$: a) $\dot{x}_p(t)$, b) $x_p(t)-x_n(t)$, c) $p_g(t)$, d) $p_d(t)$.



Rys. 6. Przebiegi czasowe dla $x_p(0)=1,50m$, $x_n(0)=1,40m$, $G=0,5$: a) $x_p(t)$, b) $x_p(t)-x_n(t)$, c) $p_g(t)$, d) $p_d(t)$.

Wyniki symulacyjne eksperymentu przeprowadzonego przy tych samych warunkach początkowych jak poprzednio, ale z połączeniem obu komór w sposób omówiony powyżej, przedstawiono na rys. 5.

Widać, że charakter przebiegu jest teraz zupełnie inny niż poprzednio. Oscylacje pionowego ruchu platformy, bezpośrednio po lądowaniu, są zdecydowanie bardziej tłumione. Mniejsza jest także wartość maksymalnego opóźnienia hamowania i wynosi około $93m/s^2 = 9,4g$. Wartość tego opóźnienia może być jeszcze bardziej zmniejszona, przez dobór odpowiedniego dławienia zaworów lub przez dobór optymalnego położenia początkowego tłoka. W tym ostatnim przypadku, przy początkowym położeniu tłoka $0,10 m$, czyli w pobliżu dolnego ograniczenia ruchu tłoka w cylindrze, maksymalne opóźnienie spada do wartości $62m/s^2 = 6,3g$. Przy takim położeniu początkowym tłoka nie zachodzi niebezpieczeństwo nadmiernego wzrostu ciśnienia w górnej komorze w czasie ruchu oscylacyjnego platformy.

Kolejny eksperyment polega na sprawdzeniu wpływu zmian prędkości ruchu w fazie lądowania na charakter przebiegów przejściowych. Oczywiście jest, że groźniejsza jest większa szybkość w momencie lądowania. Założono zatem, że platforma spada z wysokości $1,50m$, a położenie początkowe tłoka wynosi $0,10 m$. Przebiegi przejściowe w tym przypadku pokazano na rys. 6. Charakter przebiegów jest analogiczny do uzyskanych w poprzednim eksperymencie. Wzrastają jednak maksymalne wartości ciśnienia w górnej komorze i opóźnienie hamowania. Opóźnienie to sięga $111m/s^2 = 11,3g$, ale nie zostają w dalszym ciągu przekroczone wartości dopuszczalne ciśnienia w komorach i tłok nie dochodzi do swoich położenia granicznych.

5. PODSUMOWANIE

W pracy omówiono podstawowe właściwości napędów pneumatycznych, które charakteryzują się łatwo regulowaną podatnością. Dzięki temu można napędy te stosować jako elementy wykonawcze tych robotów, które powinny pracować w trybie regulacji impedancji łańcucha kinematycznego. W sterowaniu impedancyjnym informacje z czujników położenia i siły odgrywają mniejszą, wręcz pomocniczą rolę. Nawet, jeżeli te informacje są bardzo ubogie, to przez odpowiedni dobór impedancji manipulatora można zapewnić kontrolę sytuacji kontaktowych, a zatem i wykonywanie założonych operacji przy użyciu robota.

IMPEDANCE CONTROL OF ROBOTS WITH PNEUMATIC DRIVES

Abstract: In the paper the analysis of compliance of pneumatic drives i.e. pneumatic cylinders and pneumatic muscles is presented. The influence of a convenient control of the drive on impedance features of the manipulator is considered. Also an example is given in which the impedance control is applied to the landing platform, that is equipped with pneumatic legs.

Literatura

- [1] Chou C-P., Hannaford B. (1996) Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles. *IEEE Trans. on Robotics and Automation*, 12, 90-102.
- [2] Ferretti G., Magnani G. A., Roccco P. (2003) Impedance control for elastic joints industrial manipulators. *IEEE Trans. On Robotics and Automation*, 20, 488-498.
- [3] Gorce P., Guihard M. (1999) Joint impedance pneumatic control for multilink systems. *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 121, 293-297.
- [4] Granosik G. (2000) Sterowanie pozycyjno-siłowe ramieniem robota pneumatycznego z wykorzystaniem metod adaptacyjnych. *Rozprawa doktorska. Wydz. Elektrotechniki i Elektroniki Polil. Łódzkiej.*
- [5] Hesse S. (2003) The fluid muscle in application. *Bleu Digest on Automation*. Festo AG&Co.KG, Esslingen.
- [6] Jezierski E., Granosik G. (1997) Monitoring of contact forces in a pneumatically driven manipulator, *Proc. of XIV IMEKO World Congress, Tampere, IXB*, 272-277.
- [7] Jezierski E. (2004) Impedancja łańcucha kinematycznego robota. *Preprinty VIII Kraj. Konferencji Robotyki, Polanica*, 121-122.
- [8] Kornhauser A. A. (1994) Dynamic modeling of gas springs, *Trans. of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*, 116, 414-418.
- [9] Noritsugu T., Tanaka T. (1997) Application of rubber artificial muscle manipulator as a rehabilitation robot. *IEEE/ASME Trans. on Mechatronics*, 2, 259-267.
- [10] Park J. H. (2001) Impedance control for biped robot locomotion. *IEEE Trans. on Robotics and Automation*, 17, 870-882.
- [11] Pratt J. E., Pratt G. A. (1999) Exploiting natural dynamics in the control of a three-dimensional bipedal walking simulation. *Proc. of the 2nd Int. Conference on Climbing and Walking Robots CLAWAR 99, Portsmouth*, 797-807.
- [12] Pietrzekiewicz T., Górniak J., Szozda Z. (1995) *Napędy i sterowanie pneumatyczne*. WNT, Warszawa.
- [13] Tondu B., Lopez P. (2000) Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators. *IEEE Control Systems Magazine*, April 2000, 15-38.
- [14] Won. J., Stramigioli S., Hogan N. (1997) Comment on the equivalence of second-order impedance control and proportional gain explicit force control. *Int. J. of Robotics Research*, 16, 873-875.



Instytut Badań Systemowych
Polskiej Akademii Nauk

ISBN 83-89475-01-4