

mgr MARZENA BACHTIN
dr inż. JAN JABŁKOWSKI
mgr WITOLD PŁĄSKOWSKI
Przemysłowy Instytut Automatyki
i Pomiarów MERA-PIAP
Warszawa

DYNAMIKA NAPĘDU PNEUMATYCZNEGO ROBOTA PRZEMYSŁOWEGO PR-02

Konieczność poprawy różnych własności użytkowych robota pociąga za sobą sprzeczne postulaty konstrukcyjne. Niezbędne staje się wówczas skorzystanie z modelowania i badań symulacyjnych w celu analizy dynamiki konstrukcji. W artykule opisano model matematyczny napędu pneumatycznego robota prostego, badania laboratoryjne modułu przesunięcia liniowego służące identyfikacji parametrów modelu, oraz przedstawiono niektóre wyniki badań symulacyjnych, pozwalające na lepsze poznanie właściwości dynamicznych układu napędowego. W badaniach symulacyjnych prowadzonych na maszynie R-32, korzystano z języka do symulacji procesów ciągłych CSMP.

1. Wstęp

Potrzeba doskonalenia istniejącej konstrukcji robota prostego PR-02 i perspektywy dalszych prac w dziedzinie robotów prostych doprowadziły do sformułowania zadania analizy istniejącej konstrukcji z myślą o racjonalizacji i optymalizacji jej parametrów.

Funkcje, jakie spełnia prosty robot, określić można następująco: przemieszczenie przedmiotu o określonej masie w trójwymiarowej przestrzeni roboczej z możliwie dużą prędkością, przy zachowaniu wymagań dotyczących dokładności pozycjonowania w pewnych punktach trajektorii ruchu.

Tendencje rozwojowe robotów prostych prowadzą m.in. do poprawienia wszystkich wymienionych własności użytkowych (większe masy + większe prędkości + dokładniejsze pozycjonowanie + wzrost rozmiarów przestrzeni roboczej), przy czym postulaty konstrukcyjne wyływające ze zmiany tych własności są wzajemnie sprzeczne.

Osiągane we współczesnych konstrukcjach robotów prostych przyspieszenia przy rozruchu i hamowaniu, wynikające z tego dynamiczne obciążenia układu, występujące oscylacje i niedokładności pozycjonowania (wywołane z jednej strony działaniem napędu, a z drugiej podatnością konstrukcji nośnej robota) nie są optymalne, zaś ewentualne zmiany własności użytkowych mogą prowadzić do pogorszenia dynamiki. Dla prawidłowej oceny tych zjawisk oraz dla umożliwienia celowego wpływania na ich przebieg potrzebna jest zatem analiza dynamiki robota.

Ze względu na czasochłonność i koszty należy zrezygnować z korzystania wyłącznie z badań i pomiarów własności dynamicznych na obiekcie rzeczywistym. Podejmowane niekiedy próby zastosowania metod analitycznych [1], [2] nie mają szerszego zastosowania. Utrudniona, a czasem wręcz niemożliwa jest wtedy analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych na dynamikę układu, są nieprzydatne procedury optymalizacyjne, a przy równaniach końcowych wyższych rzędów obliczenia są pracochłonne i żmudne.

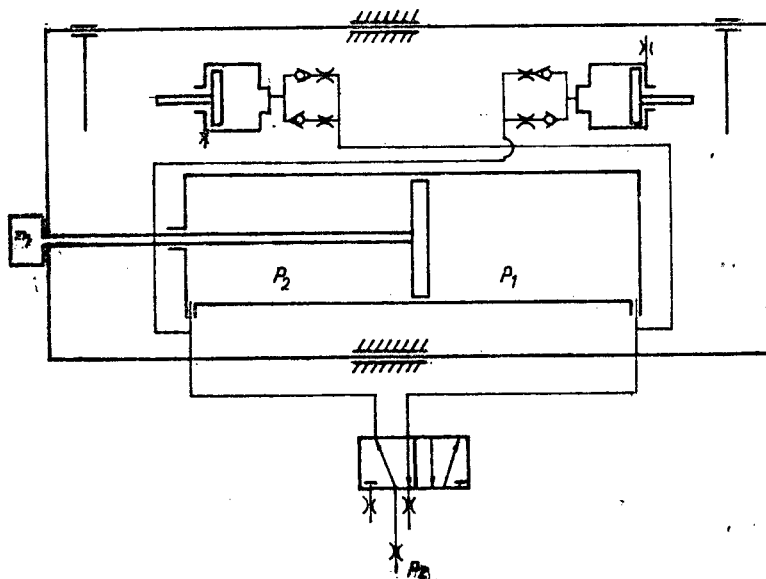
W tej sytuacji dla realizacji postawionego zadania niezbędne okazało się skorzystanie z modelowania i badań symulacyjnych na maszynie matematycznej. Użyto do tego celu maszyny cyfrowej R-32, wy-

posażonej w System Modelowania Procesów Ciągłych CSMP [2]. Wcześniej prowadzone w Instytucie prace potwierdziły przydatność tego Systemu do badania własności dynamicznych procesów mających złożony opis matematyczny [5].

W konstrukcji robota PR-02 opisanej szerzej m.in. w pracach [10] i [12], można wyodrębnić trzy zasadnicze układy funkcjonalne: konstrukcję nośną, pneumatyczny układ napędowy, elektroniczny układ sterowania. Przedmiotem opisanych tu prac są własności dynamiczne pneumatycznego układu napędowego, a ich zakres obejmuje tylko główne moduły systemu PR-02 (obrót, kolumna, ramię). Dynamika tego rodzaju modułów ma na ogół najistotniejszy wpływ na pracę całej konstrukcji, a z drugiej strony przy zmianach i uzupełnieniach w konstrukcji takich modułów można spodziewać się największych korzyści.

2. Model matematyczny napędu

W konstrukcji rozważanych modułów część napędową można przedstawić schematycznie w postaci siłownika dwustronnego działania, z obciążeniem zredukowanym do osi siłownika i z amortyzacją dobiegu, realizowaną przez zewnętrzne amortyzatory pneumatyczne (rys. 1). Zarówno dynamikę ruchu, jak i procesy zachodzące w komorach siłownika i amortyzatorów oraz podczas przepływu medium w przewodach opisano równaniami różniczkowymi zwyczajnymi, w wyniku czego powstał model o parametrach skupionych. Pełny opis modelu zamieszczono w pracach [6], [7], w artykule przedstawiono jedynie podstawowe jego elementy.



Rys. 1. Schemat napędu pneumatycznego modułów robota.

Równanie ruchu ma postać:

$$\frac{d^2 l_B}{dt^2} = \frac{1}{m_1} (P_0 + P_2 - P_1 - T - P_{AM}) \quad //1/$$

gdzie:

l_B – przemieszczenie tłoczyska i związanej z nim części modułu o łącznej masie m_1 .

P_0 – składowa siły ciężkości działająca na kierunek ruchu ($P_0 = 0$ dla poziomego usytuowania modułu)

P_1, P_2 – siły oddziaływujące na tłok, proporcjonalne do powierzchni danej strony tłoka i ciśnienia ... w odpowiedniej komorze siłownika

T – sumaryczna siła tarcia w siłowniku

P_{AM} – siła oddziaływania amortyzatorów

m_1 – masa tłoka i części ruchomych modułu.

Podobne równanie opisuje działanie tłoczka amortyzatora; ponieważ jednak w fazach ruchu, w których zachodzi oddziaływanie amortyzatorów na siłownik

$$\frac{d^2 l_{BA}}{dt^2} = \frac{d^2 l_B}{dt^2} \quad /2/$$

gdzie:

l_{BA} – przemieszczenie tłoczka amortyzatora, a

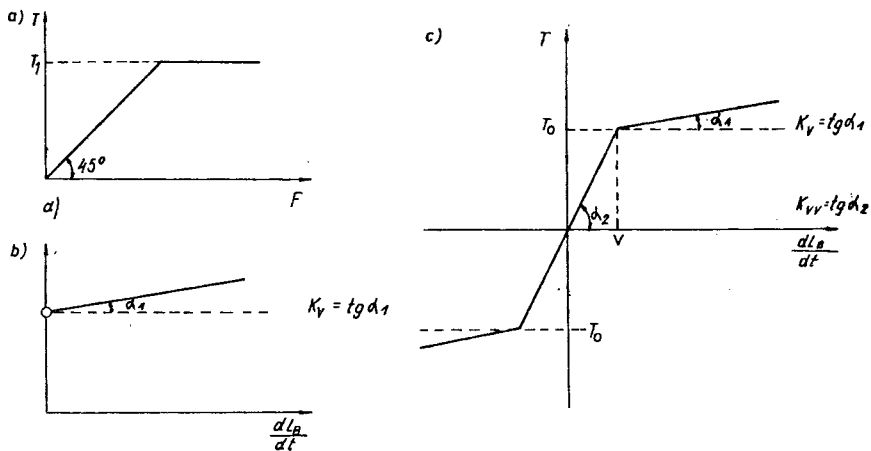
$m_A \ll m_1$

gdzie:

m_A – masa tłoczka amortyzatora

to siła masowa od tłoczka amortyzatora może być pominięta, wówczas siły działające na tłoczek zależą tylko od powierzchni tłoczka, ciśnień w jego komorach oraz tarcia.

Sumaryczna siła tarcia w siłowniku T jest trudna do opisanania analitycznego, zależy bowiem od wielu czynników, m.in. od typu uszczelnienia, parametrów ruchu (prędkości, przyspieszeń) warunków pracy (ciśnienia, temperatury, czas spoczynku), obciążeń zewnętrznych i innych. Do modelowania przyjęto zatem model uproszczony, opisany układem równań /3/ i dodatkowo przedstawiony na rys.2.



Rys. 2. Model tarcia

$$T = \begin{cases} F & \text{dla } I_B < \varepsilon \wedge \frac{dl_B}{dt} = 0 \wedge F < T_1 \\ T_1 & \text{dla } I_B < \varepsilon \wedge \frac{dl_B}{dt} = 0 \wedge F \geq T_1 \\ T_0 + K_v \cdot \frac{dl_B}{dt} & \text{dla } I_B < \varepsilon \wedge \frac{dl_B}{dt} \neq 0 \\ 0 & \text{dla } I_B \geq \varepsilon \wedge \frac{dl_B}{dt} \neq 0 \\ K_{vv} \cdot \frac{dl_B}{dt} & \text{dla } I_B \varepsilon \wedge \left| \frac{dl_B}{dt} \right| \leq V \\ T_0 \cdot \text{sign} \frac{dl_B}{dt} + K_v \cdot \frac{dl_B}{dt} & \text{dla } I_B \geq \varepsilon \wedge \left| \frac{dl_B}{dt} \right| > V \end{cases} \quad /3/$$

gdzie:

- F — suma sił czynnych, działających na siłownik i ruchomą część modułu
 ε — wielkość infinitesimalna, określona arbitralnie, przekroczenie której jest rozumiane jako rozpoczęcie ruchu roboczego
 T_1 — maksymalna wartość siły tarcia spoczynkowego suchego
 T_0 — składowa stała tarcia kinetycznego
 K_v — współczynnik nachylenia prostej, określającej zależność siły tarcia od prędkości przemieszczania się części ruchomej modułu, dla prędkości większej od V, czyli dla

$$\left| \frac{dl_B}{dt} \right| > V$$

- V — wartość prędkości ruchu, której przekroczenie wiąże się ze zmianą współczynnika nachylenia prostej, określającej zależność siły tarcia od prędkości przemieszczania
 K_{vv} — współczynnik nachylenia prostej, określającej zależność siły tarcia od prędkości przemieszczania się części ruchomej modułu, dla prędkości mniejszej od V, czyli dla

$$\left| \frac{dl_B}{dt} \right| \leq V$$

Proces ładowania i rozładowywania komór siłownika i amortyzatorów został opisany przy założeniu nie występowania nieszczelności, założono także politropowy charakter przemian, zachodzących w komorach [4], wówczas dla komory napełnianej

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{I_B} \left(\frac{Q_1 \cdot R \cdot T_k}{S_1} - p_1 \frac{dl_B}{dt} \right) \quad /4/$$

zaś dla komory opróżnianej

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k}{I_{B\max} - I_B} \left(- \frac{Q_2 \cdot R \cdot T_k}{S_2} + p_2 \frac{dl_B}{dt} \right) \quad /5/$$

gdzie:

- p_1, p_2 — ciśnienie w odpowiednich komorach

- S_1, S_2 — pole czynnej powierzchni tłoka po stronie odpowiedniej komory
 l_{Bmax} — skok siłownika w modelowanym ruchu roboczym
 Q_1, Q_2 — masowe natężenie wpływu lub wypływu powietrza do danej komory
 R — stała gazowa
 T_k — temperatura powietrza w komorze.

Przepływ przez opory w przewodach i kanałach siłownika opisano tzw. uproszczonym wzorem San Venan–Wenzla:

$$Q = \alpha \cdot f \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\rho_2 \cdot T}} \cdot p' \cdot \varphi$$

$$\varphi = \begin{cases} 0,5 & \text{dla } \frac{p''}{p'} \leq 0,5 \\ \sqrt{\frac{p''}{p'} \left(1 - \frac{p''}{p'}\right)} & \text{dla } 1 \geq \frac{p''}{p'} > 0,5 \end{cases}$$

/6/

gdzie:

f — powierzchnia przepływowa oporu

α — współczynnik przepływu

g — przyspieszenie ziemskie

p' — ciśnienie przed oporem

p'' — ciśnienie za oporem

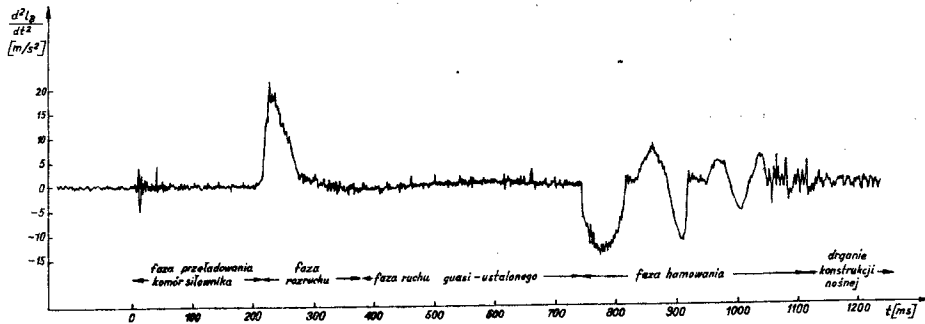
Przyjęto, że /6/ opisuje natężenie przepływu z błędem nie większym niż 3% w stosunku do wzoru pełnego San Venan–Wenzla.

3. Badania stanowiskowe. Identyfikacja wartości współczynników modelu

Celem badań stanowiskowych było umożliwienie określenia wartości liczbowej tych współczynników modelu, które nie mogą być wyznaczone analitycznie, dotyczy to przede wszystkim współczynników T_1, T_0, K_V w modelu tarcia, oraz iloczynów powierzchni przepływowych oporów pneumatycznych f i odpowiednich współczynników przepływu α . Wyniki badań stanowiskowych zostały także wykorzystane w końcowej fazie modelowania do oceny adekwatności modelu. Egzemplarz modułu użyty do badań pochodził z pierwszych serii produkcyjnych.

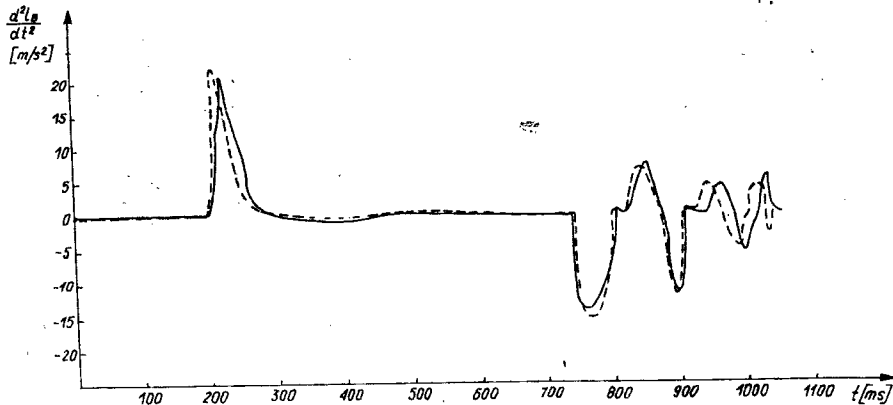
Stanowisko badawcze utworzono w ten sposób, że badany moduł był zamocowany na sztywnym stole i zasilany pneumatycznie ciśnieniem ok. 0,6 MPa. Jednocześnie pomiarowi i rejestracji podlegały następujące wielkości: ciśnienie w końcówce przewodu zasilającego, ciśnienie w komorze siłownika pod tłokiem, przemieszczenie części ruchomej modułu, przyspieszenie ruchomej części modułu wzdłuż osi. W trakcie badań zmieniano prędkość ruchu tłoka (wraz z odpowiednią regulacją dławienia w amortyzatorze), dodawano obciążenie, zmieniano ustawienie obu zderzaków, a także odłączano zasilanie amortyzatora, działającego podczas rozruchu. Pełne wyniki badań znajdują się w sprawozdaniu [9]. Badania stanowiskowe nie prowadziły wprost do określenia wartości poszukiwanych współczynników. Wyznaczono je w procedurze identyfikacji maszynowej: zarejestrowane na stanowisku przebiegi dynamiczne porównywano z generowanymi przez maszynę i na tej podstawie korygowano wartości poszukiwanego parametru tak, by przebieg dynamiczny obserwowanej zmiennej, bądź fragment tego przebiegu, był dostatecznie bliski doświadczałnemu. Nie korzystano przy tym ze sformalizowanego kryterium dopasowania.

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe przebiegi zmian przyspieszenia ruchomej części modułu i zmian ciśnienia w komorze opróżnianej, uzyskanej w toku badań stanowiskowych modułu MA–600/2 podczas chowania siłownika w ruchu bez obciążenia. Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono porównanie uproszczonego zapisu przebiegu rzeczywistego (w którym pominięto drgania wysokiej częstotliwości,

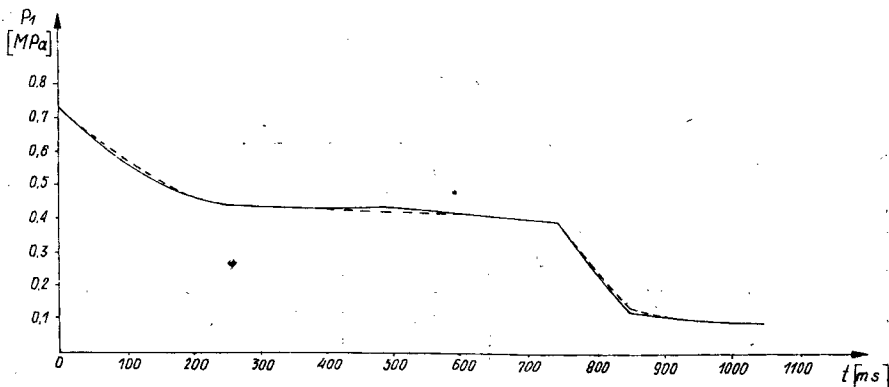


Rys.3. Przebieg zmian przyspieszenia ruchomej części modułu

- generowane poza modelowanym procesem) z przebiegiem, generowanym przez model po zakończeniu procedury doboru wartości parametrów. Przedstawione przebiegi pozwalają ocenić na ile model użyty w badaniach symulacyjnych odpowiada rzeczywistemu obiektowi. Podsumowując można stwierdzić, że:
- ciśnienia w opróżnianej komorze silownika (rys.5) różnią się bardzo nieznacznie, przy czym różnice w fazie poprzedzającej rozpoczęcie ruchu i w fazie ruchu ustalonego nie mają znaczenia z punktu widzenia dynamiki,
 - początek fazy rozruchu i fazy hamowania w modelu i obiekcie zachodzi w tej samej chwili czasu (rys.4)
 - maksymalne i minimalne wartości przyspieszeń generowanych przez model są nieco większe, niż wynika to z badań stanowiskowych, różnice wynoszą ok. 10% (rys.4)
 - częstotliwość i amplituda drgań podczas hamowania, zwłaszcza w początkowej jego fazie, kiedy są generowane największe obciążenia układu nośnego robota, są podobne w modelu i w obiekcie rzeczywistym (rys.4).



Rys.4. Porównanie uproszczonego przebiegu zmian przyspieszenia zarejestrowanego w badaniach stanowiskowych, z przebiegiem generowanym przez model; — — — — — przebieg rzeczywisty przyspieszenia; - - - - - przebieg generowany przez model



Rys.5. Porównanie przebiegu zmian ciśnienia w komorze opróżnianej siłownika napędowego, zarejestrowanego w badaniach stanowiskowych, z przebiegiem generowanym przez model; — przebieg rzeczywisty; - - - przebieg generowany przez model

Można zatem uznać, że własności dynamiczne modelu matematycznego i modelowego obiektu są dostatecznie zbliżone z punktu widzenia potrzeb ich analizy.

4. Wyniki badań symulacyjnych. Wnioski

W toku badań symulacyjnych zmieniano m.in. obciążenie (tj. masę związaną z częścią ruchomą modułu), ustawienie zderzaków, temperaturę i ciśnienie powietrza zasilającego, sposób uszczelnienia tłoka. Ponadto zbadano także wpływ zmiany struktury zasilania oraz działania siłownika napędowego o mniejszym skoku nominalnym. Inna część badań poświęcona doborowi parametrów amortyzatora, będzie przedstawiona w oddzielnym artykule.

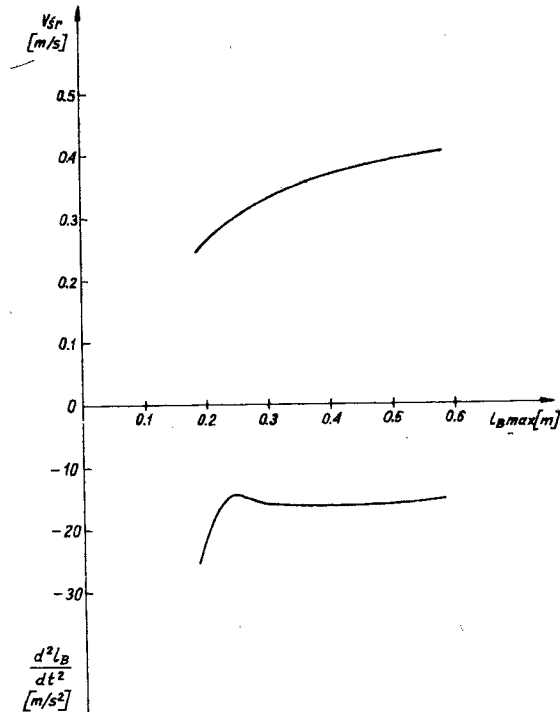
Symulacje przeprowadzono w ten sposób, że przyjęto pewien założony cykl ruchu jako podstawowy, a skutki wprowadzanych w modelu zmian oceniano przez porównanie z cyklem podstawowym. Cykl podstawowy dla modułu MA-6002, którego wyniki są tu prezentowane, charakteryzował się: skokiem 383 mm, ustawieniem zderzaków w odległości 30,5 mm oraz 186,5 mm od położeń skrajnych zewnętrznych, ciśnieniem zasilania (bezwzględnym) 0,73 MPa, temperaturą powietrza zasilającego i otoczenia 293 K, obciążeniem 1 kg [8].

W tabelicy 1 przedstawiono wpływ zmian obciążenia na dynamikę ruchu. Zwiększone obciążenie nie wpływa w sposób istotny na czas trwania ruchu. Przyspieszenie podczas ruchu maleje ze wzrostem obciążenia, przy obciążeniu nominalnym jest ok. dwukrotnie mniejsze, natomiast przyspieszenie podczas hamowania maleje nieznacznie, a więc obciążenie dynamiczne konstrukcji nośnej robota rośnie. Prędkość końcowa we wszystkich przypadkach nie przekracza 0,1 m/s. Jak wynika z tabelicy 1 przy obciążeniu do 20 kg są zachowane wymagane ograniczenia dotyczące ekstremalnych wartości przyspieszeń i prędkości końcowej, i stosowanie takich obciążeń uznać można za dopuszczalne.

Wpływ zmiany ustawienia zderzaków przedstawiono na rys.6 dla skoków siłownika 183 mm do 583 mm. Przy skoku $l_{Bmax} < 220$ mm następuje znaczny wzrost wartości przyspieszenia podczas hamowania. Ze wzrostem skoku wzrasta średnia prędkość ruchu, np. dla $l_{Bmax} = 570$ mm jest ok. 30% większa niż dla $l_{Bmax} = 270$ mm. Oznacza to, że moduł pracuje najlepiej przy skokach bliskich nominalnym, natomiast przy skokach $l_{Bmax} < 220$ mm powinno się ocenić warunki pracy m.in. masę części przemieszczanej i miejsce mocowania modułu, ze względu na możliwości wystąpienia przeciążeń przy hamowaniu.

Wpływ zmian obciążenia na dynamikę ruchu

Masa własna + obciążenie	Czas początku ruchu	Max $\frac{d^2 l_B}{dt^2}$	Czas początku hamowania	Min. $\frac{d^2 l_B}{dt^2}$	Czas trwania ruchu	Prędkość końcowa
[kg]	[ms]	[m/s ²]	[ms]	[m/s ²]	[ms]	[m/s]
15 + 1	210	22,5	740	-15,8	1044	0,039
15 + 5	210	17,7	750	-14,8	1040	0,090
15 + 10	210	13,8	750	-14,7	1041	0,082
15 + 15	210	11,7	760	-14,6	1029	0,031
15 + 20	210	10,1	760	-14,2	1027	0,088



Ryż. 6. Wpływ zmian ustawienia zderzaków na dynamikę napędu

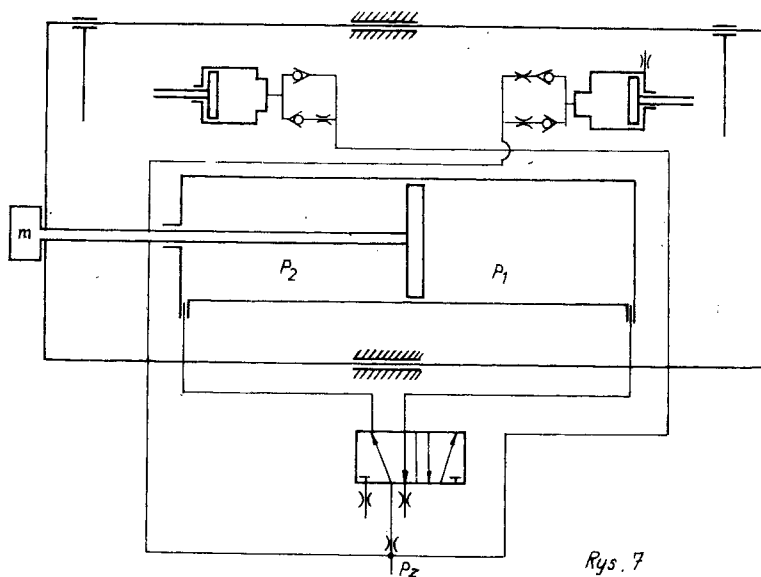
Z kolei zbadano wpływ zmian temperatury T i ciśnienia (bezwzględnego) powietrza zasilającego p_z . Wyniki zestawiono w tablicy 2. Spadek ciśnienia o ok. 0,15 MPa powoduje przesunięcie w czasie

wszystkich faz ruchu i czas trwania cyklu wydłuża się o ok. 5%. Obciążenia konstrukcji nośnej nie zmieniają się w sposób istotny. Zmiana temperatury powietrza ma wpływ zarówno na czas trwania cyklu, jak i na opóźnienie. Czas trwania cyklu maleje liniowo ze wzrostem temperatury; przy wzroście temperatury z 273 K do 313 K ten spadek w badanym cyklu wynosi ok. 15%. Największe opóźnienie podczas hamowania zmienia wtedy swoją wartość z 14,8 m/s² na 17,7 m/s². Końcowa wartość prędkości nie przekracza dopuszczalnej 0,1 m/s.

Tablica 2

Wpływ zmian temperatury i ciśnienia powietrza zasilającego na dynamikę ruchu

p_z	T_K	Czas początku ruchu	Max $\frac{d^2l_B}{dt^2}$	Czas początku hamowania	Min $\frac{d^2l_B}{dt^2}$	Czas trwania ruchu	Prędkość końcowa
[MPa]	[K]	[ms]	[m/s ²]	[ms]	[m/s ²]	[ms]	[m/s]
0,73	293	210	22,2	740	-15,8	1044	0,04
0,588	293	320	22,2	800	-16,1	1097	0,035
0,73	273	210	22,2	800	-14,8	1120	0,076
0,73	283	210	22,2	770	-15,4	1074	0,057
0,73	303	200	22,2	720	-16,6	999	0,048
0,73	313	200	22,2	700	-17,7	974	0,071



Rys. 7

Rys. 7. Zasilanie o strukturze uproszczonej

W następnym badaniu ocenie podlegał wpływ sposobu uszczelnienia tłok (i wynikające stąd tarcie) na dynamikę ruchu. Zmiana uszczelnienia, w wyniku czego nastąpiło zmniejszenie współczynników tarcia T_1 , T_0 i K_y (dla uproszczenia założono zmniejszenie dwukrotne) powoduje: przyspieszenie rozpoczęcia ruchu i ograniczenie czasu jego trwania, w badanym cyklu o ok. 4%. Opóźnienie podczas hamowania wzrasta wówczas do wartości $18,4 \text{ m/s}^2$. Można zatem stwierdzić, że taka zmiana uszczelnienia nie jest korzystna z punktu widzenia dynamiki ruchu.

Rysunek 7 przedstawia zasilanie o strukturze uproszczonej (por. rys. 1): oba amortyzatory są podłączone bezpośrednio do zasilania i opróżnianie jest niezależne od procesów zachodzących w komorach. Taka zmiana pociągała za sobą konieczność zmniejszenia powierzchni tłoczków amortyzatora z $R = 12,5 \text{ mm}$ na $R = 9 \text{ mm}$ i zmiany dławienia powietrza wypływającego z amortyzatora. Wyniki przedstawione w tablicy 3 pozwalają stwierdzić, że jest możliwe uzyskanie przy uproszczonej strukturze wyników podobnych, co przy strukturze standardowej; ostateczne wnioski mogą być jednak sformułowane dopiero po przeprowadzeniu pełnego cyklu badań symulacyjnych dla struktury uproszczonej.

Tablica 3

Wpływ zmiany struktury zasilania i zmiany siłownika napędowego na dynamikę ruchu

Nazwa stanu	Czas początku ruchu [ms]	Max $\frac{d^2l_B}{dt^2}$ [m/s ²]	Czas początku hamowania [ms]	Min $\frac{d^2l_B}{dt^2}$ [m/s ²]	Czas trwania ruchu [ms]	Prędkość końcowa [ms]
Struktura standardowa	210	22,2	790	-15,8	1044	0,039
Uproszczona struktura zasilania	300	21,1	770	-18,0	1075	0,045
Siłownik 400 mm	190	22,2	740	-15,2	1030	0,059

Ostatni z przedstawionych tutaj wyników dotyczy siłownika o zmniejszonym do 400 mm skoku nominalnym przy nie zmienionym skoku w trakcie badanego cyklu pracy (tabl.3). Nieznacznemu zmniejszeniu ulegał czas trwania ruchu oraz największa wartość opóźnienia podczas hamowania. Fakt, iż zarejestrowane zmiany są stosunkowo niewielkie tłumaczy się tym, że w obu przypadkach jeden ze zderzaków jest ustawiony w pobliżu skrajnego położenia zewnętrznego. Skutkiem tego w komorze, która opróżnia się przed rozpoczęciem ruchu zachodzi podobny spadek ciśnienia, a to decyduje o chwili rozpoczęcia ruchu.

Literatura

- [1] Banachiewicz M.: Kształtowanie charakterystyk ruchu w złożonej maszynie manipulacyjnej. Referaty Seminarium Roboty Przemysłowe. Wyd. MP PW, Warszawa, 1978,

- [2] CSMP. System modelowania procesów ciągłych na emc JS. Opis języka. Instytut Systemów Sterowania, Katowice, 1979.
- [3] Galiński B.: Pneumatyczne pozycjonowanie cyfrowe ruchów liniowych robotów przemysłowych. Praca doktorska. Wydz. MP PW, Warszawa, 1979.
- [4] Gerc E., W.: Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie. Warszawa, 1973, WNT.
- [5] Frydliński S., Serwach A.: Symulacja cyfrowa dynamiki procesów ciągłych w języku CSMP. Biuletyn MERA-PIAP, nr 1/87, 1981.
- [6] Jabłkowski J., Fijałkowska K., Płaskowski W.: Komputerowa symulacja dynamiki ruchów robota prostego. Etap 1. Opracowanie modeli matematycznych dynamiki robota prostego. Sprawozdanie MERA-PIAP, nr rejestr. 2815, marzec 1980.
- [7] Jabłkowski J. i inni: Komputerowa symulacja dynamiki ruchów robota prostego. Etap 4: Opracowanie końcowe zweryfikowanych modeli. Sprawozdanie MERA-PIAP, nr rejestr. 4586, marzec 1981.
- [8] Jabłkowski J. i inni: Komputerowa symulacja dynamiki ruchów robota prostego. Etap 6. Optymalizacja i racjonalizacja konstrukcji robota PR-02. Sprawozdanie MERA-PIAP, nr rejestr. 4776, luty 1982.
- [9] Jabłkowski J. i inni: Weryfikacja modeli dynamiki robota w oparciu o wyniki badań stanowiskowych i laboratoryjnych. Sprawozdanie MERA-PIAP, nr rejestr. 4537, grudzień 1980.
- [10] Jasińska Z., Łapiński A., Przybylski L.: Modułowy system robotów przemysłowych PR-02 i możliwości jego zastosowania do automatyzacji dyskretnych procesów przemysłowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, nr 582, Gliwice, 1978.
- [11] Kowalewicz Z.: Wybrane zagadnienia z optymalizacji dynamicznej automatycznych maszyn manipulacyjnych. Referaty seminarium Roboty Przemysłowe, Wydział MP PW, Warszawa, 1978.
- [12] Przybylski L., Łapiński A.: Zastosowanie systemu modułowych robotów przemysłowych PR-02 w polskim przemyśle maszynowym. Materiały Seminarium Robotyzacja procesów produkcyjnych w zakładach ZPE UNITRA-DOM. Gdańsk, 1980.