

Eugeniusz BLIŹNICKI

PROJEKTOWANIE SERWOMECHANIZMU HYDRAULICZNEGO Z OPTYMALIZACJĄ JEGO WŁASNOŚCI

Streszczenie. Opracowanie dotyczy serwomechanizmów hydraulicznych położeniowych stosowanych w obrabiarkach jako układy kopiujące oraz w innych maszynach jako wzmacniacze mocy. Omówiono wymagania statyczne, kinetyczne i dynamiczne stawiane z punktu widzenia wymagań eksploatacyjnych. Na podstawie analizy teoretycznej i badań doświadczalnych określono wielkości i parametry mające decydujący wpływ na własności statyczne i dynamiczne w warunkach pracy nieustalonej. W celu uzyskania najkorzystniejszych własności serwomechanizmu przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne dla przyjętych zmiennych decyzyjnych i różnych postaci funkcji celu. Jako zmienne decyzyjne przyjęto ciśnienie zasilania układu oraz średnicę suwaka sterującego. Przyjęte postacie funkcji celu uwzględniają sztywności statyczną i kinetyczną układu oraz całkowite kryterium jakości dynamicznej.

1. Wstęp

Serwomechanizmy hydrauliczne znajdują zastosowanie w maszynach i urządzeniach wymagających sterowania położeniowego z dużą dokładnością. W obrabiarkach, a głównie tokarkach i frezarkach, stosuje się je do odtwarzania zarysu obrabianych przedmiotów. Z uwagi na duże wymagania dotyczące dokładności kopiowania serwomechanizmy te muszą charakteryzować się dużą dokładnością statyczną oraz dobrymi własnościami kinematycznymi i dynamicznymi w warunkach zmiennych wymuszeń położeniowych i siłowych [3]. Spośród najistotniejszych wymagań można wymienić: dużą sztywność statyczną, małą histerezę, dużą sztywność kinematyczną, stabilność z odpowiednim zapasem amplitudy i fazy.

Różnorodność tych wymagań stwarza trudności w określeniu algorytmu postępowania na etapie projektowania serwomechanizmu nowoczesnymi metodami. Trudności te wynikają z jednej strony z przeciwstawności wpływu wielu parametrów na własności statyczne i dynamiczne, z drugiej zaś z trudności matematycznego ujęcia niektórych wymagań.

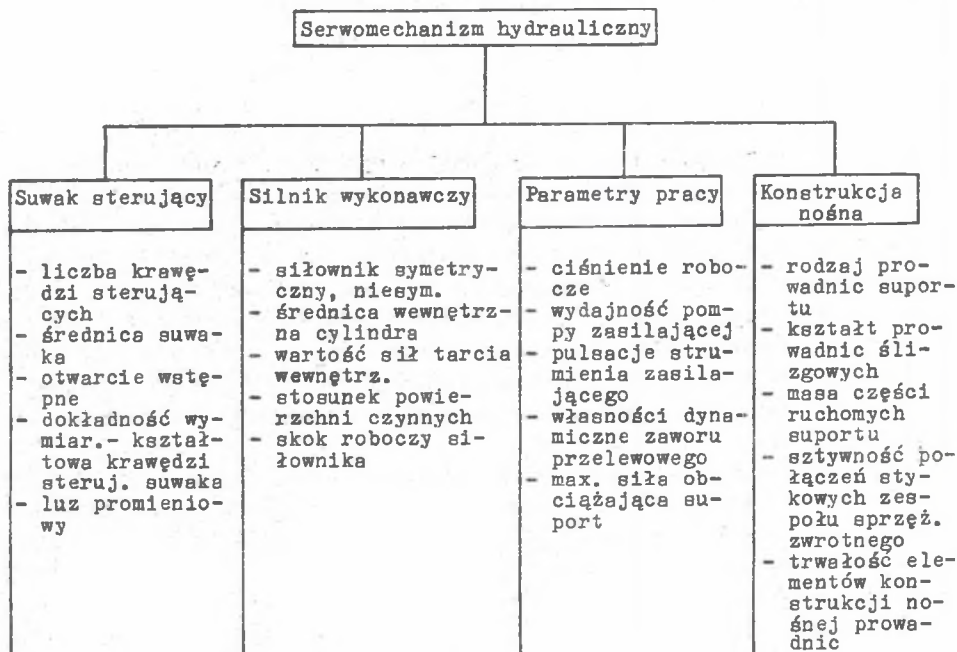
Mając na uwadze powyższe w pracy rozpatrzono możliwość określenia optymalnych parametrów pracy i cech geometrycznych elementów serwomechanizmu na drodze obliczeń optymalizacyjnych, przyjmując określone dane wyjściowe, odpowiednie zmienne decyzyjne i przy przyjęciu odpowiednich funkcji celu.

2. Wielkości charakterystyczne i wymagania stawiane serwomechanizmom kopiującym

Stosowane w obrabiarkach serwomechanizmy hydrauliczne różnią się budową ich podstawowych elementów, tj. suwaka sterującego, silnika wykonawczego oraz sprzężenia zwrotnego [1,3,4]. Własności statyczne i dynamiczne serwomechanizmu zależne są od konstrukcji ww. elementów, sztywności konstrukcji nośnej, cech zespołu prowadnicowego, konstrukcji i parametrów ewentualnych zespołów kompensacji i stabilizacji. Czynniki te, dla serwomechanizmu hydraulicznego o działaniu bezpośrednim bez kompensacji i stabilizacji, zestawiono w tabelicy 1. Liczba czynników mających wpływ na własności serwomechanizmu znacznie wzrasta w przypadku, gdy jest on pośredni i zawiera zespoły kompensacji statycznej i stabilizacji dynamicznej.

Tabela 1

Czynniki wpływające na własności statyczne i dynamiczne serwomechanizmów hydraulicznych



Wymagania stawiane serwomechanizmom kopiującym wynikają zarówno z potrzeby zapewnienia możliwie największej dokładności kształtowo-wymiarowej obrabianych przedmiotów (wymagania technologiczne) oraz z kryteriów ich oceny jako układów nadążnych ze sprzężeniem zwrotnym (wymagania statyczne, kinematyczne i dynamiczne). Wymagania te określone są następująco:

- duża sztywność hydrauliczna i ogólna,
- minimalna strefa nieczułości,
- mała histereza charakterystyk statycznych,
- stabilność z odpowiednim zapasem amplitudy i fazy,
- duża częstość własna,
- duża sztywność dynamiczna,
- duża szybkość odpowiedzi na zmiany sygnału wymuszającego,
- krótki czas trwania stanów przejściowych,
- duża sztywność kinematyczna.

Oprócz powyższych mogą być stawiane również inne wymagania eksploatacyjne, użytkowe lub ekonomiczne, np.:

- małe wymiary gabarytowe i mała masa serwomechanizmu,
- duża niezawodność i pewność działania,
- możliwie mały pobór mocy przez zespół zasilający.

Niektóre z wymagań są wzajemnie uzależnione. Przyczyną tego zjawiska jest przeciwstawny wpływ niektórych parametrów na własności statyczne i dynamiczne, np. ciśnienie zasilania, średnica suwaka sterującego. Do określenia niektórych wymagań potrzebna jest znajomość przebiegu sygnałów w stanie przejściowym, a więc konieczność prowadzenia obliczeń na podstawie odpowiedniego modelu matematycznego serwomechanizmu.

3. Wpływ parametrów serwomechanizmu na jego własności oraz stosowane dotychczas metody ich projektowania

Ocena własności różnych serwomechanizmów hydraulicznych była przedmiotem wielu prac teoretycznych oraz badań modelowych i doświadczalnych [2, 5, 6, 7]. Najczęściej były to jednak prace nie ujmujące całościowo problemu projektowania i analizy. Na podstawie wyników tych prac można stwierdzić, że decydujący wpływ na własności serwomechanizmów posiadają następujące czynniki:

- ciśnienie zasilania,
- średnica suwaka sterującego,
- wydajność pompy zasilającej,
- masa części ruchomych suportu,
- siły tarcia w siłowniku i zespole prowadnicowym,
- pojemność wewnętrzna obwodu sterująco-roboczego,
- podatność konstrukcji nośnej i połączeń stykowych.

Na podstawie badań stwierdzono ponadto, że zwiększenie takich parametrów, jak: ciśnienie zasilania, średnica suwaka sterującego, siły tarcia lepkiego i Coulomba powodują poprawę własności statycznych i kinematycznych przy jednoczesnym pogorszeniu własności dynamicznych [6,7]. Fakt ten wskazuje na potrzebę analizy wariantów parametrów układu oraz optymalizację własności serwomechanizmu.

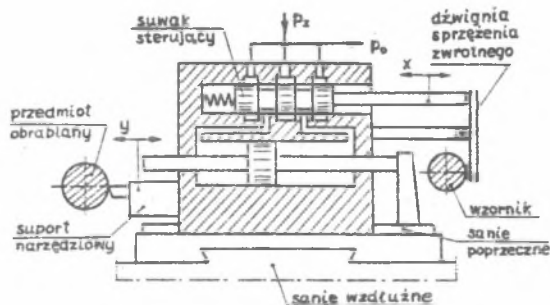
Spośród stosowanych dotychczas sposobów podejścia do problemu projektowania serwomechanizmu często wykorzystuje się ten, który polega na analitycznym określeniu błędu strukturalnego i porównaniu jego wartości z dopuszczalnymi odchyłkami wymiarów średnicowych i długościowych obrabianych przedmiotów. Niekiedy warunek ten uzupełniany jest o kryterium stabilności i odpowiedni wskaźnik sztywności prędkościowej. W innych pracach wymagania odnośnie do stabilności określa się w postaci odpowiedniego zakresu amplitudy i fazy, eliminując tym samym rozwiązania charakteryzujące się znaczną oscylacyjnością [1,4]. Najdalej idącym przypadkiem [5] jest przyjęcie kryterium stabilności jako miernika własności dynamicznych oraz przyjęcie ograniczeń na wartości wskaźników sztywności hydraulicznej i prędkościowej zapewniających żadaną dokładność odtwarzania obrabianych przedmiotów. Ocena własności serwomechanizmu prowadzona jest najczęściej na podstawie modelu matematycznego, często w postaci operatorowej, wyrażonego właściwą funkcją przejścia.

4. Optymalizacja serwomechanizmu kopiującego o założonej strukturze

Dotychczas nie opracowano metodyki projektowania serwomechanizmów z optymalizacją jego parametrów umożliwiającą uzyskanie najkorzystniejszych własności statycznych i dynamicznych. W pracy podjęto próbę rozwiązania tego zagadnienia na drodze obliczeń optymalizacyjnych z wykorzystaniem wyników badań doświadczalnych. Proces optymalizacji realizowany był w następujących etapach:

- przyjęcie struktury serwomechanizmu w zależności od rodzaju procesu technologicznego, zmienności sił skrawania i kształtów obrabianego przedmiotu, oczekiwanej dokładności obróbki,
- analiza wpływu poszczególnych parametrów pracy i cech geometrycznych elementów układu na jego własności statyczne, kinematyczne i dynamiczne,
- wybór zmiennych decyzyjnych, tj. takich wielkości charakterystycznych serwomechanizmu, które mają największy wpływ na jego własności,
- dobór funkcji celu, tj. takich zależności wiążących własności serwomechanizmu z jego parametrami i zawierających w sobie odpowiednie wymagania,
- obliczenia optymalizacyjne i wybór rozwiązania optymalnego.

Struktura serwomechanizmu jest zależna od konstrukcji jego poszczególnych elementów, tj. suwaka sterującego, siłownika lub silnika obrotowego, konstrukcji sprzężenia zwrotnego oraz dodatkowych elementów i zespołów mających na celu poprawę własności dynamicznych i zmniejszenie błędów statycznych. Wybór struktury serwomechanizmu może być sam w sobie przedmiotem optymalizacji. W pracy przyjęto, na podstawie doświadczenia, serwomechanizm z symetrycznym czujnikiem 4 - krawędziowym i siłownikiem z tłoczyukiem dwustronnym, posiadający mechaniczne sprzężenie zwrotne jednostkowe. Schemat serwomechanizmu pokazano na rys.1.



Rys. 1 Schemat serwomechanizmu hydraulicznego z czujnikiem sterującym 4 - krawędziowym

Fig. 1 Diagram of the hydraulic servo-mechanism wit 4 - coordinate control sensor

Obliczenia związane z projektowaniem serwomechanizmu wymagają ograniczenia liczby zmiennych parametrów oraz znalezienia związków zachodzących pomiędzy nimi. Aby osiągnąć ten cel, wykorzystano wyniki badań modelowych i doświadczalnych [6,7]. W wyniku analizy przyjęto, że zmiennymi decyzyjnymi w czasie obliczeń optymalizacyjnych będą:

- ciśnienie zasilania p_z ,
- średnica suwaka sterującego d_g .

Funkcja celu w obliczeniach optymalizacyjnych powinna stanowić kryterium dobroci serwomechanizmu. W związku z tym musi ona obejmować zarówno własności statyczne, jak i dynamiczne. W pracy przyjęto, że własności dynamiczne oceniane będą między innymi za pomocą wekaźnika całkowego. Wymaga to znajomości przebiegu przejściowego przemieszczenia suportu kopiującego w wyniku działania wymuszeń zewnętrznych. W tym celu opracowany model matematyczny uwzględnia następujące założenia:

- wydajność pompy zasilającej serwomechanizm jest na tyle duża, że zapewnia uzyskanie maksymalnej założonej prędkości ruchu suportu,

- siła tarcia w części wykonawczej serwomechanizmu jest uzależniona od konstrukcji i rodzaju prowadnic (toczne, ślizgowe) i może być w obliczeniach przyjęta jako wielkość parametryczna,
- pojemność wewnętrzna obwodu sterująco-roboczego przy właściwej konstrukcji układu stanowi 1,2 ÷ 1,5 pojemności wewnętrznej siłownika i może być uzależniona od średnicy i skoku siłownika,
- podatność konstrukcji nośnej, wynikająca z podatności sprężystej i stykowej części wykonawczej, nie będzie uwzględniona, ponieważ analiza teoretyczna zostanie ograniczona jedynie do samej części sterująco-roboczej przy przyjęciu uproszczonego modelu układu.

Mając na uwadze powyższe założenia serwomechanizm opisano za pomocą zależności [2] :

$$\frac{1}{\omega_0^2} \cdot \ddot{y} + 2 \cdot \frac{1}{\omega_0} \left[\beta + \frac{1}{c_0} \cdot \frac{\hat{F}_c}{2\varphi} \cdot \frac{\omega_0}{\omega} \right] \cdot \dot{y} + \left[1 + \frac{K_m \cdot \hat{F}_c}{\omega \cdot \varphi} \cdot \frac{1}{c_h} \right] \cdot y = - K_m \left[e - \frac{F_e}{c_h} \right] - \frac{\dot{F}_e}{c_0}, \quad (1)$$

gdzie:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_0}{m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot A}{L \cdot m}} \quad - \text{częstość własna serwomechanizmu,}$$

$$c_0 = \frac{2 \cdot E \cdot A}{L} \quad - \text{sztywność siłownika hydraulicznego,}$$

$$\beta = \frac{K_m}{2\omega_0} \cdot \frac{c_0}{c_h} + \frac{f}{2 \cdot m \cdot \omega_0} \quad - \text{współczynnik tłumienia wewnętrznego,}$$

$$K_m = \frac{\pi d_s}{A} \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{p_z}{\varphi}} \quad - \text{współczynnik wzmocnienia suwaka sterującego}$$

$$c_h = \frac{2 \cdot A \cdot p_z}{|e|} \quad - \text{sztywność hydrauliczna suwaka sterującego}$$

y - przemieszczenie suportu narzędziowego,

E - moduł sprężystości czynnika roboczego,

m - masa części ruchomych serwomechanizmu,

- A - powierzchnia czynna siłownika hydraulicznego,
 L - skok roboczy siłownika,
 f - współczynnik tłumienia lepkiego w części wykonawczej,
 d_s - średnica suwaka sterującego,
 x - wymuszenie położeniowe suwaka sterującego,
 α - współczynnik przepływu przez suwak sterujący,
 ρ - gęstość czynnika roboczego,
 p_z - ciśnienie zasilania serwomechanizmu,
 F_c - siła tarcia Coulomba w części wykonawczej,
 \hat{y} - amplituda przemieszczeń suportu w stanie nieustalonym,
 $e = x - y$ - otwarcie suwaka sterującego,
 F_e - zewnętrzna siła obciążająca suport w czasie obróbki.

Na podstawie badań serwomechanizmu i własności czynnika roboczego HYDROL-40 przyjęto:

$$\begin{array}{lll}
 m = 40 \text{ [kg]} & F_c = 200 \text{ [N]} & \rho = 900 \text{ [kgm}^{-3}\text{]} \\
 L = 0,08 \text{ [m]} & f = 1600 \text{ [Nsm}^{-1}\text{]} & \alpha = 0,611 \\
 \omega = 1500 \text{ [s}^{-1}\text{]} & e = 2 \cdot 10^{-5} \text{ [m]} & v = \dot{y} = 25 \cdot 10^{-3} \text{ [ms}^{-1}\text{]} \\
 F_e = 4000 \text{ [N]} & E = 10^9 \text{ [Mn}^{-2}\text{]} & \hat{y} = 10^{-5} \text{ [m]}
 \end{array} \quad (2)$$

Przyjmując jako zmienne decyzyjne średnicę suwaka sterującego d_s oraz ciśnienie zasilania p_z i wykorzystując odpowiednie zależności [2] otrzymano:

- powierzchnia czynna siłownika

$$A = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot L}{2 \cdot E} = 36 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (3)$$

- minimalna wydajność pompy zasilającej

$$Q_p = A \cdot \dot{y} = 5,4 \text{ dm}^3/\text{min} = 9 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{s}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

- współczynnik wzmocnienia suwaka sterującego

$$K_m = \frac{\pi d_s}{A} \alpha \sqrt{\frac{p_z}{\rho}} = 17,724 \text{ d}_s \sqrt{p_z} \quad (5)$$

- sztywność hydrauliczna siłownika

$$c_o = \frac{2 \cdot E \cdot A}{L} = 90 \cdot 10^6 \text{ [Nm}^{-1}\text{]} \quad (6)$$

- otwarcie suwaka sterującego przy max. prędkości ruchu suportu

$$e_{\max} = \frac{\dot{y}}{K_m} = 1,41 \cdot 10^{-3} \frac{1}{d_s \sqrt{p_z}}$$

- sztywność hydrauliczna suwaka sterującego

$$c_h = \frac{2 \cdot A \cdot p_z}{e_{\max}} = 5,106 \cdot d_s \cdot p_z \sqrt{p_z} \quad (8)$$

oraz pomijając obciążenie zewnętrzne F_e i jego pochodną równanie (1):

$$\begin{aligned} \frac{1}{1500^2} \cdot \ddot{y} + \frac{2}{1500} \left(104258,8 \cdot \frac{1}{p_z} + 0,1245 \right) \cdot \dot{y} + \left(1 + 46283 \cdot \frac{1}{p_z} \right) \cdot y &= \\ &= 17,724 d_s \sqrt{p_z} e(t) \quad (9) \end{aligned}$$

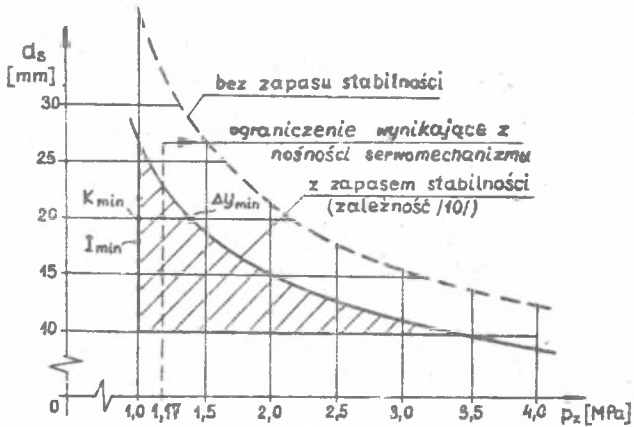
W celu wyeliminowania z obliczeń rozwiązań charakteryzujących się dużą oscylacyjnością i znajdujących się w pobliżu granicy stabilności przyjęto ograniczenie zapasu stabilności w postaci wynikającej z warunku Hurwitza [4]:

$$\frac{K_m}{2\beta \cdot \omega_o} \leq 0,7, \quad (10)$$

co po przekształceniu daje warunek:

$$d_s^3 \cdot p_z^2 - 216,9 \cdot p_z^2 - 363175 \cdot 10^3 \cdot p_z \leq 152594 \cdot 10^9. \quad (11)$$

Zależność tę przedstawiono graficznie na rys.2.



Rys. 2 Zakres możliwych zmian wartości średnicy d_s i ciśnienia p_z

Fig 2 Limiting values of the diameter d_s and pressure p_z

Równanie (9) rozwiązano na maszynie cyfrowej, co pozwoliło na znalezienie jego rozwiązania czasowego i obliczenie całkowitego wskaźnika stanu przejściowego, po wymuszeniu skokowym otwarcia suwaka sterującego:

$$I = \int_0^{T_{st}} |y(t) - y_{ust}| \cdot t \cdot dt \quad [\text{ms}^2], \quad I \rightarrow \min \quad (12)$$

gdzie: T_{st} - czas stabilizacji przebiegu przejściowego wynikający ze spełnienia warunku $|y(t) - y_{ust}| \leq 0,95 \cdot y_{ust}$

Obliczenia przeprowadzono metodą systematycznego przeszukiwania zbioru rozwiązań dopuszczalnych, wynikających z rys.2. Wyniki obliczeń dla skokowego wymuszenia położenia suwaka sterującego $\Delta e = 2 \cdot 10^{-5}$ [m] zamieszczono w tabelicy 2. Na podstawie tabl.2 widać, że minimalną wartość całki I uzyskuje się dla wartości parametrów $d_s = 18$ [mm] i $p_z = 1,0$ [MPa]. Przeprowadzone obliczenia pozwoliły również na określenie innych wskaźników stanu przejściowego, tj. czasu trwania stanu przejściowego T_{st} oraz max. wartości przemieszczenia $y(t)$. Stwierdzono, że w przyjętym zakresie zmian zmiennych decyzyjnych max. przeregulowanie nie przekracza $5,4$ [μm], natomiast czas trwania stanów przejściowych wynosi max. 28 [ms]. Ponadto można stwierdzić, że występowania min. wskaźnika I wewnątrz zbioru rozwiązań dopuszczalnych zależne jest za-

równy od szybkości odpowiedzi układu (małej przy małych wartościach d_g i p_z), jak i od stopnia oscylacyjności przebiegu (większej przy wyższych wartościach d_g i p_z).

Tablica 2

Wartości kryterium całkowego I oraz czasu stabilizacji T_{st}

d_s [mm]	p_z [MPa]	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
		10	J T_{st}	4,06 17,1	3,57 15,6	3,15 14,6	2,79 13,5	2,50 12,8	2,30 12,1	2,15 11,5	2,08 12,6	2,20 14,3	2,34 16,2	2,62 18,4
11	J T_{st}	3,39 15,5	2,96 14,2	2,59 13,1	2,32 12,3	2,14 11,6	2,00 11,5	1,98 13,4	2,17 15,4	2,46 17,8	2,66 20,6	3,67 23,9	4,78 28,0	6,35 32,9
12	J T_{st}	2,86 14,2	2,49 13,0	2,22 12,0	2,02 11,2	1,88 11,5	1,91 13,6	2,19 16,1	2,66 19,0	3,35 22,5	4,48 26,9	6,23 32,5	9,25 39,9	
14	J T_{st}	2,15 12,1	1,90 11,0	1,67 10,3	1,73 12,7	2,02 15,7	2,65 19,4	3,71 24,3	5,67 30,8	9,47 40,1				
16	J T_{st}	1,68 10,5	1,48 10,1	1,64 13,1	2,18 16,9	3,17 22,1	5,32 29,5	9,93 41,0						
18	J T_{st}	1,27 9,3	1,52 12,5	2,13 16,9	3,49 23,2	6,69 33,3	16,0 51,8		$J \cdot 10^{-10}$ [ms ²] $T_{st} \cdot 10^{-3}$ [s]					
20	J T_{st}	1,30 10,9	1,80 15,5	3,20 22,3	7,12 34,0	21,0 58,9								
22	J T_{st}	1,45 13,0	2,54 19,5	5,94 30,1	20,1 57,6									
25	J T_{st}	2,08 17,2	5,48 29,3	24,4 62,3										

Do oceny własności stytycznych i kinematycznych serwomechanizmu przyjęto kryterium minimalnej wartości błędu statycznego i kinematycznego określonych zależnościami:

$$\Delta y = \Delta y_p + \Delta y_v = \frac{F_{max}}{c_h} + \frac{\dot{y}_{max}}{c_v} \quad [\mu\text{m}], \quad \Delta y \rightarrow \min \quad (13)$$

Przy czym c_h jest sztywnością hydrauliczną serwomechanizmu określoną zależnością (8), a c_v sztywnością prędkościową, równą współczynnikowi wzmocnienia K_m i określoną zależnością (5). Wartości kryterium Δy podano w tablicy 3. Z analizy wyników obliczeń wynika, że $\Delta y_{min} = 83,4$ [μm], uzyskano dla parametrów $d_g = 20$ [mm] i $p_z = 1,4$ [MPa]. Wszystkie kom-

binacje parametrów leżące na górnej granicy rozwiązań dopuszczalnych posiadają zbliżone wartości Δy nie większe o 8 [μm] od wartości minimalnej. Ze wzrostem ciśnienia p_z istotnie maleje błąd statyczny związany z podatnością hydrauliczną. Błąd kinematyczny, przy max. prędkości ruchu suportu \dot{y}_{max} , jest 2 ÷ 6 razy większy od błędu statycznego przy F_{max} .

Dla globalnej oceny własności serwomechanizmu przyjęto kryterium w postaci:

$$K = \frac{I}{I'} + \frac{\Delta y}{\Delta y'} \quad [-] , \quad K \rightarrow \text{min}, \quad (14)$$

gdzie:

I' , $\Delta y'$ - wartości wskaźników dla kombinacji parametrów $d_s = 18$ [mm] i $p_z = 1,0$ [MPa].

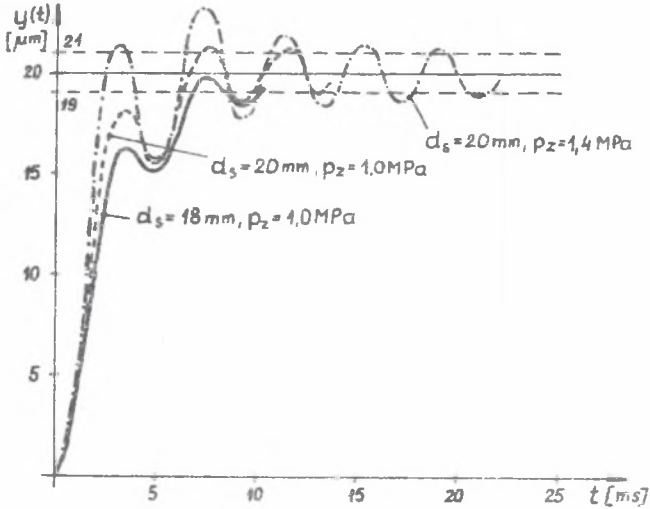
Minimalną wartość kryterium K uzyskano dla kombinacji parametrów $d_s = 20$ [mm] i $p_z = 1,0$ [MPa]. Jako rozwiązania kompromisowe można również przyjąć $d_s = 18$ [mm] i $p_z = 1,2$ [MPa] lub $d_s = 22$ [mm] i $p_z = 1,0$ [MPa].

Tablica 3

Wartości błędu statycznego Δy_F i kinematycznego Δy_V

d_s [mm] \ p_z [MPa]	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
10	Δy_F 78,4 Δy_V 141,0	59,7 128,8	47,6 119,2	36,8 111,5	32,5 105,7	27,8 99,7	24,1 95,1	21,1 91,1	18,7 87,5	16,7 84,3	15,1 81,4	13,7 78,8	12,5 76,5
11	Δy_F 71,4 Δy_V 128,0	54,0 117,0	43,0 108,0	35,4 101,5	29,6 96,0	25,8 90,6	21,9 86,4	19,1 82,7	17,0 79,5	15,2 76,6	13,7 74,0	12,5 71,7	11,4 69,5
12	Δy_F 65,6 Δy_V 117,5	50,1 107,2	40,0 99,1	32,3 92,8	27,1 88,0	23,1 83,0	20,1 79,2	17,5 75,8	15,6 72,8	13,9 70,2	12,6 67,8	11,4 65,7	
14	Δy_F 56,3 Δy_V 100,8	42,6 92,0	33,9 85,2	27,8 79,6	23,7 75,6	19,8 71,2	17,2 67,8	15,0 65,0	13,3 62,5	11,9 60,2	10,8 58,2		
16	Δy_F 48,8 Δy_V 88,2	37,4 80,5	29,8 74,5	24,2 69,6	20,3 66,1	17,4 62,3	15,1 59,4	13,2 56,9	11,7 54,7				
18	Δy_F 43,5 Δy_V 78,4	33,1 74,5	26,7 66,3	21,6 62,0	18,1 58,4	15,4 55,4	13,4 52,9	$\Delta y_F = \frac{F_{\text{max}}}{C_h} \quad [\mu\text{m}]$ $\Delta y_V = \frac{\dot{y}_{\text{max}}}{C_v} \quad [\mu\text{m}]$					
20	Δy_F 39,2 Δy_V 70,5	29,9 64,5	23,8 59,6	19,1 55,8	16,3 52,6								
22	Δy_F 35,7 Δy_V 64,1	27,2 58,5	21,6 54,2	17,6 50,7									
25	Δy_F 31,4 Δy_V 56,4	23,9 51,5	18,9 47,7										

Przebiegi czasowe uzyskane z obliczeń numerycznych dla optymalnych kombinacji parametrów d_s i p_z przy zastosowaniu odpowiednich funkcji celu pokazano na rys.3.



Rys. 3 Przebiegi czasowe położenia suportu $y(t)$ po wymuszeniu skokowym otwarcia suwaka sterującego $\Delta e = 20$ [μm]

Fig. 3 Time characteristics of position $y/t/$ of the attachment for step opening of the controlling slider $\Delta e = 20$ [μm]

5. Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzone w pracy rozważania dotyczące projektowania serwomechanizmów hydraulicznych potwierdziły potrzebę prowadzenia obliczeń optymalizacyjnych. Z uwagi na fakt przyjęcia uproszczonego modelu matematycznego układu oraz postać przyjętych funkcji celu rozważania te posiadają ograniczony zakres. Wyniki obliczeń pozwalają na wysunięcie następujących wniosków:

1) W przyjętym zbiorze rozwiązań dopuszczalnych istnieją takie, które zapewniają najkorzystniejsze własności serwomechanizmu. Rozwiązania te zależne są od przyjętej postaci funkcji celu. Mając na uwadze wymagania stawiane serwomechanizmom kopiującym, za najbardziej odpowiednie kryterium optymalizacji należy uznać funkcję celu K , uwzględniającą właściwości statyczne, kinematyczne i dynamiczne.

2) Jako optymalny wariant zmiennych decyzyjnych należy przyjąć wariant: $d_s = 20$ mm, $p_z = 1,17$ MPa (rys.2). Przyjęta wartość ciśnienia p_z wynika

z konieczności zapewnienia żądanej nośności serwomechanizmu i określona jest zależnością:

$$P_z \text{ min} = \frac{F_e + F_c}{A} = \frac{4000 + 200}{36 \cdot 10^{-4}} = 1,17 \text{ MPa} \quad (15)$$

3) Do uzyskania pełniejszych wytycznych do projektowania serwomechanizmów hydraulicznych niezbędne jest prowadzenie obliczeń na podstawie bardziej adekwatnego modelu matematycznego i przy zastosowaniu innych postaci funkcji celu. Prace w tym zakresie są kontynuowane.

6. LITERATURA

- [1] Guillon M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT, Warszawa 1967.
- [2] Viersma T.J.: Analysis, synthesis and design of hydraulic servosystems. Amsterdam 1980.
- [3] Zieliński A.: Napęd i sterowanie hydrauliczne obrabiarek. WNT, Warszawa 1972.
- [4] Żelazny M.: Podstawy automatyki. WNT, Warszawa 1970.
- [5] Batsch A.: Projektowanie hydraulicznych układów kopiujących. Mechanik 4/1975.
- [6] Ulrich H.J.: Die hydraulische Nachlaufregelung an Werkzeugmaschinen. Technische Rundschau 44 i 52/1968.
- [7] Bliźnicki E.: Wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych hydraulicznego układu kopiującego na jego charakterystyki dynamiczne i dokładność obróbki. Praca doktorska. Gliwice 1978.
- [8] Bliźnicki E.: Optymalizacja parametrów pracy i cech geometrycznych serwomechanizmu hydraulicznego. Materiały XIII Sympozjonu "Modelowanie w mechanice". Szczyrk 1984.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОСЕРВОМЕХАНИЗМА С УЧЕТОМ ОПТИМИЗАЦИИ ЕГО СВОЙСТВ

Р е з ю м е

В статье оговариваются гидросервомеханизмы положения применяемые в танках в качестве копировачных систем и в других машинах как усилители мощности. Оговорены статические, кинематические и динамические требования предъявляемые исходя из эксплуатационных требований. На основе теоретического анализа и экспериментальных опытов определены Величины и параметры имеющие решающее значение для статических и динамических свойств в условиях неустановившегося режима. Для получения наилучших свойств сервомеханизма проведены оптимизационные расчеты для принятых решеющих переменных и различного вида функций цели. В качестве решающих переменных приняты давление питания системы и диаметр управляющего стержня. Принятые функции цели учи-

тывают статическую и кинематическую упругость системы а также интегральный критерий динамического качества.

DESIGN OF HYDRAULIC SERVO-MECHANISM AND OPTIMISATION OF ITS PROPERTIES

S u m m a r y

The work refers to the positional hydraulic servo-mechanisms used in machine tools as tracing systems and in other machines as power amplifiers. Static kinematic and dynamic requirements made from the view-point of operating requirements have been discussed. On the basis of theoretical analysis and experiments the quantities and parameters that have decisive influence on static and dynamic properties in the transient operation conditions have been determined.

For obtaining the most favourable properties of the servo-mechanism the optimization calculations have been carried out for assumed decision variables and various forms of objective function. The system supply and controlling slider diameter have been taken as the decision variables. The assumed forms of the objective function take into account static and kinematic rigidity of the system and integral criterion of dynamic quality.