

Adam Łuczynski

SYNTEZA ELEKTROHYDRAULICZNEGO PRZEKAŹNIKOWEGO SERWOMECHANIZMU POŁOŻENIA
METODĄ SYMULACJI CYFROWEJ

Streszczenie. W pracy podano metodę syntezy elektrohydraulicznego, przekaźnikowego serwomechanizmu położenia, użyteczną w przypadku, gdy wymagania projektowe narzucają ograniczenia co do dopuszczalnej amplitudy i częstotliwości drgań samowzbudnych.

W metodzie tej korzysta się z symulacji rozpatrywanego układu.

Określono model matematyczny serwomechanizmu (w postaci wygodnej do modelowania cyfrowego) i omówiono rezultaty otrzymane z zastosowania proponowanej metody, do rozwiązania konkretnego zadania projektowego.

1. Ważniejsze oznaczenia

- A - pole powierzchni tłoka siłownika hydraulicznego
- B - współczynnik przecieków wewnętrznych
- C - sztywność
- C_d - współczynnik przepływu dla okien rozdzielacza
- L - maksymalne przesunięcie tłoka siłownika od położenia środkowego
- M - masa obciążenia
- N - wypadkowy moduł sprężystości objętościowej cieczy i obudowy
- P_1 - ciśnienie w komorze 1
- P_2 - ciśnienie w komorze 2
- P_s - ciśnienie zasilania
- Q_1 - natężenie przepływu do komory 1
- Q_2 - natężenie przepływu do komory 2
- T - siła tarcia suchego
- T_d - stała czasowa różniczkowania
- V_x - stosunek całkowitej objętości cieczy w siłowniku i przewodach łączących do objętości cieczy wyciśniętej przy całkowitym przesunięciu tłoka siłownika
- W - szerokość okna rozdzielacza po obwodzie
- X - otwarcie okna rozdzielacza
- Y - przesunięcie tłoka siłownika
- α - bezwymiarowy współczynnik uwzględniający inercyjność obciążenia

- δ - bezwymiarowy współczynnik uwzględniający tarcie lepkie obciążenia
 η - bezwymiarowy współczynnik uwzględniający tarcie suche obciążenia
 ε - względny sygnał błędu serwomechanizmu
 θ - okres drgań samowzbudnych
 λ - bezwymiarowy współczynnik uwzględniający przecieki
 σ - względna wartość strefy histerezy wzmacniacza przekąźnikowego
 τ - względny czas
 ω_n - częstotliwość rezonansowa układu siłownik-obciążenie
 f - współczynnik tarcia lepkiego
 k - wzmocnienie pętli sprzężenia zwrotnego
 p_1 - względne ciśnienie w komorze 1
 p_2 - względne ciśnienie w komorze 2
 t - czas
 m - względne przesunięcie suwaka rozdzielacza
 x - względne otwarcie okien rozdzielacza
 y - względne przesunięcie tłoka siłownika
 z - względny sygnał wejściowy serwomechanizmu
 Duże litery z daszkiem np. \hat{P} , \hat{X} , ... oznaczają wielkości odniesienia.

2. Wprowadzenie

Elektrohydrauliczny serwomechanizm położenia może być realizowany jako serwomechanizm przekąźnikowy pracujący w reżimie drgań samowzbudnych, jeżeli wymagania co do jego własności dopuszczają stały pobór cieczy i drgania tłoka siłownika.

Zaletami takiego rozwiązania, w porównaniu z analogicznym serwomechanizmem o sterowaniu ciągłym są:

- niższy koszt
- możliwość stosowania przetwornika o większym maksymalnym natężeniu przepływu, bez powiększania błędu sygnału wyjściowego w stanie ustalonym.

Pierwsza z wymienionych cech wynika z możliwości obniżenia wymagań co do własności statycznych przetwornika przepływu oraz prostej konstrukcji przetwornika elektromechanicznego i elektronicznego wzmacniacza mocy, w pierwszym stopniu wzmocnienia. Druga cecha pozwala na proste zwiększenie prędkości wyjścia. Uzyskuje się to przez zastosowanie przetwornika przepływu o większym maksymalnym natężeniu przepływu. Zwiększenie maksymalnego natężenia przepływu powoduje wzrost błędu [1] wokół zera. Należy wówczas tak dobrać częstotliwość drgań samowzbudnych, aby rozdzielacz pracował przy otwarciach bliskich maksymalnemu.

Jeżeli założenia projektowe nie wykluczają stałego poboru cieczy i drgań tłoka siłownika to ograniczenia w stosowaniu przekąźnikowej reali-

zacji elektrohydraulicznego serwomechanizmu położenia wynikają z minimalnej amplitudy drgań samowzbudnych. Powinna być ona mniejsza od założonego statycznego błędu położenia. W rzeczywistych układach można osiągnąć amplitudę drgań równą około 1% zakresu sygnału wyjściowego.

3. Sformułowanie zadania

Możliwe są przypadki, gdy wstępne założenia projektowe dopuszczają realizację przekaźnikową i ciągłą elektrohydraulicznego serwomechanizmu położenia. Ze względu na wymienione wcześniej zalety elektrohydraulicznych przekaźnikowych serwomechanizmów położenia należy wstępnie przyjąć to rozwiązanie.

Zakładając, że:

- a) znany jest rodzaj i wartość obciążenia siłownika,
- b) sprecyzowano wymagania co do mocy sygnału wyjściowego, roboczego zakresu przesunięcia, a następnie określono podstawowe parametry siłownika i przetwornika przepływu,
- c) wybrano pewną ilość zestawów: typ przetwornika przepływu - typ siłownika korzystając z dodatkowych kryteriów, np. koszt, dostępność itp.,
- d) przyjęto jako dopuszczalną amplitudę drgań samowzbudnych mniejszą od zadanego błędu położenia w stanie ustalonym,
- e) przyjęto jako dolną granicę przedziału częstotliwości drgań samowzbudnych częstotliwość ω_0 większą od maksymalnej częstotliwości zmian sygnału wejściowego,
- f) ustalono dopuszczalną wartość stałego poboru cieczy, a następnie korzystając, np. z metody bilansu energetycznego podanej w pracy [1] określono górną granicę ω , częstotliwości drgań samowzbudnych w układzie,

można zadanie sprecyzować następująco:

dokonać syntezy elektrohydraulicznego serwomechanizmu położenia ze względu na możliwość realizacji przekaźnikowej, mając:

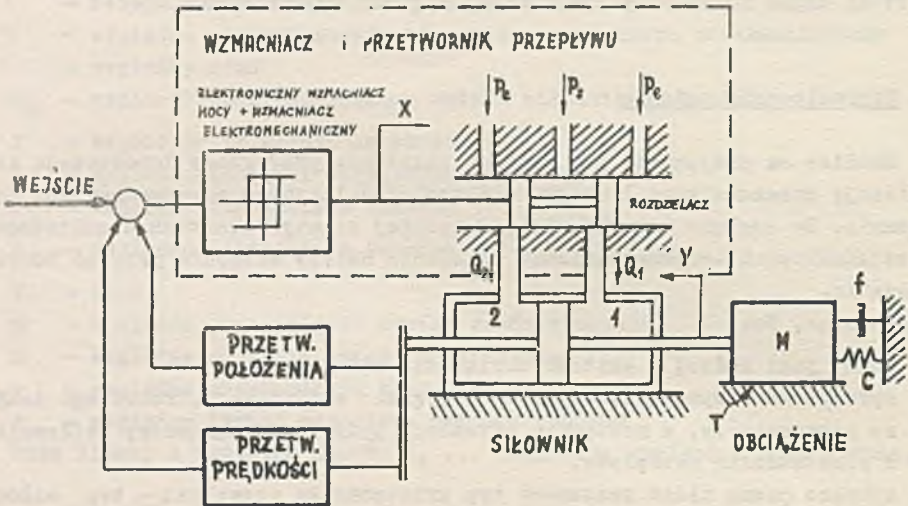
- dane katalogowe wybranych siłowników i przetworników przepływu,
- rodzaj i wielkość obciążenia,
- maksymalną dopuszczalną amplitudę i przedział częstotliwości drgań samowzbudnych.

Ponieważ zadanie to rozwiązywane jest na wstępnym etapie projektowania, to decyzja co do przyjęcia lub odrzucenia dyskutowanej koncepcji ma istotne znaczenie.

Poprawność jej uwarunkowana jest przede wszystkim dokładnością przyjętego modelu i dokładnością metod stosowanych do rozwiązania tego problemu.

4. Model matematyczny

Schemat ideowy rozpatrywanego układu przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat ideowy elektrohydraulicznego serwomechanizmu położenia

4.1. Zespół rozdzielacz-siłownik-obciążenie

Przy wyprowadzaniu równań opisujących dynamikę zespołu rozdzielacz-siłownik-obciążenie przyjęto następujące założenia:

- rozdzielacz jest integralną częścią przetwornika przepływu, własności dynamiczne suwaka zostały uwzględnione w opisie przetwornika przepływu,
- ciśnienie splotu (P_s) i ciśnienie par cieczy równe są zeru,
- współczynniki przepływu dla okien rozdzielacza są jednakowe,
- spadek ciśnienia na przewodach łączących rozdzielacz z siłownikiem jest równy zeru,
- korpus siłownika jest zamocowany w sposób doskonale sztywny,
- zewnętrzne przecieki z siłownika są pomijalne,

Uwzględniając, że możliwe jest występowanie kawitacji należy rozpatrzeć dwa przypadki:

- kawitacja nie występuje (zachowana ciągłość przepływu)

Całkowite natężenie przepływu cieczy do komór 1 i 2 można opisać równaniami:

$$\sum Q_1 = \phi_1 \frac{C_d W X}{\sqrt{S}} \sqrt{[P_s/2 - \psi(P_1 - P_s/2)]} - \left[A \frac{dy}{dt} + \frac{1}{N} (ALV_r + AY) \frac{dP_1}{dt} + B(P_1 - P_2) \right] = 0 \quad (1)$$

$$\sum Q_2 = -\phi_2 \frac{C_d W X}{\sqrt{S}} \sqrt{\left[P_s/2 + \Psi(P_2 - P_s/2) \right]} -$$

$$- \left[-A \frac{dY}{dt} + \frac{1}{N} (ALV_X - AY) \frac{dP_2}{dt} - B(P_1 - P_2) \right] = 0, \quad (2)$$

gdzie:

$$\Psi = \operatorname{sgn} X; \quad \phi_1 = \operatorname{sgn} \left[P_s/2 - \Psi(P_1 - P_s/2) \right]; \quad \phi_2 = \operatorname{sgn} \left[P_s/2 + \Psi(P_2 - P_s/2) \right]. \quad (3)$$

Równanie ruchu tłoka siłownika:

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} + f \frac{dY}{dt} + T \operatorname{sgn} \frac{dY}{dt} + CY = A(P_1 - P_2). \quad (4)$$

Równania (1), (2), (3), (4) sprowadzić można analogicznie jak w (3) do postaci bezwymiarowej.

$$\frac{dy}{d\tau} = u \quad (5)$$

$$\alpha \frac{du}{d\tau} = (p_1 - p_2) - \delta u - \eta \operatorname{sgn} u - \nu y \quad (6)$$

$$(1 + \mu y) \frac{dp_1}{d\tau} = \alpha \left[-\frac{1}{2} u - \lambda(p_1 - p_2) + \frac{1}{2} \phi_1 x \sqrt{|1 - \Psi(2p_1 - 1)|} \right] \quad (7)$$

$$(1 - \mu y) \frac{dp_2}{d\tau} = \alpha \left[\frac{1}{2} u + \lambda(p_1 - p_2) - \frac{1}{2} \phi_2 x \sqrt{|1 + \Psi(2p_2 - 1)|} \right] \quad (8)$$

$$\Psi = \operatorname{sgn} x; \quad \phi_1 = \operatorname{sgn} [1 - \Psi(2p_1 - 1)]; \quad \phi_2 = \operatorname{sgn} [1 + \Psi(2p_2 - 1)] \quad (9)$$

gdzie:

$$p = \frac{P}{P_s}; \quad x = \frac{X}{X}; \quad y = \frac{A}{Y}; \quad \tau = \omega_n t; \quad \omega_n^2 = \frac{2NA}{LV_X M};$$

$$\hat{Y} = \frac{KX \sqrt{P_s/2}}{A \omega_n}; \quad K = \frac{C_d W}{\sqrt{S}}; \quad \alpha = \frac{MKX \sqrt{P_s/2}}{A^2 P_s} \omega_n;$$

$$\phi = \frac{rK\hat{X}\sqrt{P_s/2}}{A^2 P_s}; \quad \rho = \frac{T}{AP_s}; \quad \nu = \frac{C\hat{Y}}{AP_s}; \quad \mu = \frac{\hat{Y}}{LV_T};$$

$$\lambda = \frac{BP_s}{2K\hat{X}\sqrt{\frac{P_s}{2}}};$$

b) wpływ kawitacji

Zakładając [4], że pomijalny jest czas trwania stanu nieustalonego w momencie rozpoczęcia i zakończenia kawitacji i przyjmując zgodnie z założeniem pkt 4.1.b, że podczas kawitacji ciśnienie w komorze siłownika i doprowadzeniach do rozdzielacza jest zerowe, warunki początku i końca kawitacji w komorach można zapisać w postaci:

Komora 1

$$\text{początek kawitacji} \left[\begin{array}{l} p_1 = 0 \\ -\frac{1}{2} u + \lambda p_2 + \frac{1}{2} \varphi_1 x \sqrt{|1 + \psi|} < 0 \end{array} \right] \tau = \tau_{1P} \quad (10)$$

$$\text{koniec kawitacji} \int_{\tau_{1P}}^{\tau_{1K}} (2\lambda p_2 + \varphi_1 x \sqrt{|1 + \psi|}) d\tau \geq y(\tau_{1K}) - y(\tau_{1P}) \quad (11)$$

Komora 2

$$\text{początek kawitacji} \left[\begin{array}{l} p_2 = 0 \\ \frac{1}{2} u + \lambda p_1 - \frac{1}{2} \varphi_2 x \sqrt{|1 - \psi|} < 0 \end{array} \right] \tau = \tau_{2P} \quad (12)$$

$$\text{koniec kawitacji} \int_{\tau_{2P}}^{\tau_{2K}} (2\lambda p_1 - \varphi_2 x \sqrt{|1 - \psi|}) d\tau \geq y(\tau_{2P}) - y(\tau_{2K}) \quad (13)$$

Jeżeli kawitacja występuje w komorze 1 model zespołu rozdzielacz-siłownik-obciążenie dany jest równaniami (5), (6), (10), (8), (9), w przypadku kawitacji w komorze 2 obowiązują równania (5), (6), (7), (13), (9).

4.2. Stopień wzmocnienia

Przyjęto bezinercyjny wzmacniacz o charakterystyce statycznej opisanej równaniem:

$$i = \begin{cases} +1 & \epsilon > 0 \\ -1 & \epsilon < -\sigma \end{cases}, \quad \begin{cases} -\sigma \leq \epsilon \leq 0 \\ -\sigma \leq \epsilon \leq 0 \end{cases}; \quad \begin{cases} \dot{\epsilon} \leq 0 \\ \dot{\epsilon} \geq 0 \end{cases} \quad (16)$$

przy czym

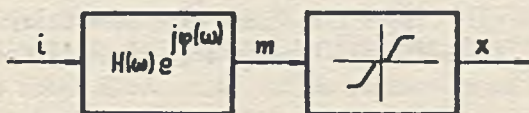
$$i = \frac{I}{I}; \quad \epsilon = \frac{P}{E}$$

a jako wartość odniesienia \hat{I} przyjęto maksymalną wartość sygnału wejściowego przetwornika przepływu.

4.3. Elektrohydrauliczny przetwornik przepływu

Własności dynamiczne przetwornika przepływu określone są w katalogach poprzez podanie charakterystyki amplitudowo-fazowej lub aproksymującej funkcji przejścia w postaci analitycznej. Własności statyczne określić można z podanej charakterystyki: przepływ na wyjściu w funkcji sygnału wejściowego przy określonym spadku ciśnienia na rozdzielaczu.

Uwzględniając, że w myśl pkt.4.2 sygnał wejściowy przetwornika przyjmuje wartości ekstremalne i sprowadzając charakterystyki do postaci bezwymiarowej zestawień można następujący schemat blokowy, pokazany na rys. 2, gdzie: m - względne przesunięcie suwaka; x - względne otwarcie okna rozdzielacza; i - względny sygnał wejściowy.



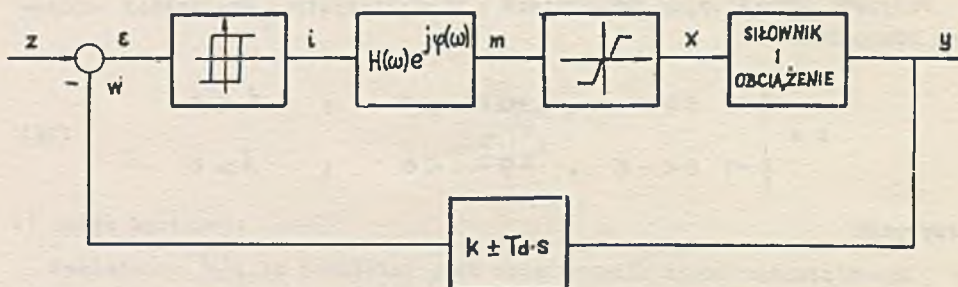
Rys. 2. Schemat blokowy elektrohydraulicznego przetwornika przepływu

4.4. Gałąź sprzężenia zwrotnego

Przyjęto liniowe sprzężenie zwrotne typu PD.

4.5. Schemat blokowy układu

Schemat blokowy rozpatrywanego układu pokazano na rys. 3. Przyjęto: $\hat{W} = \hat{Z} = \hat{E}$. Wzmocnienie rzeczywiste w pętli sprzężenia zwrotnego $\frac{k\hat{W}}{Y}$, rzeczywista stała czasowa równa jest $\frac{T_d \hat{W}}{Y}$.



Rys. 3. Schemat blokowy elektrohydraulicznego serwomechanizmu położenia

5. Wybór metody rozwiązania postawionego problemu

Zadanie sformułowane w punkcie 3 sprowadza się do wyznaczenia takich parametrów sprzężenia zwrotnego, które zapewniają istnienie stabilnych drgań samowzbudnych, o częstotliwości i amplitudzie z zadanego przedziału. Na tej podstawie należy następnie ocenić możliwość praktycznej realizacji serwomechanizmu. Dokładna analiza własności dynamicznych układu przedstawionego na rys. 3 napotyka na trudności. Przyczyną tego są z jednej strony słabe własności filtracyjne funkcji przejścia przetwornika przepływu dla realnych częstotliwości drgań, a z drugiej strony nieliniowości (np. kwadratowa zależność spadku ciśnienia od przepływu) występujące w modelu zespołu siłownik-rozdzielacz-obciążenie.

Częstotliwości drgań samowzbudnych ocenić można korzystając np. jak w pracy [2] z metody płaszczyzny fazowej dla uproszczonego modelu. Powoduje to, że przybliżone metody częstotliwościowe dają duże błędy.

Z drugiej strony, nie można bez linearyzacji sprowadzić modelu do postaci

$$\dot{v}_k = \sum_{j=1}^n a_{kj} v_j + b_k f \left(\sum_{i=1}^n c_i v_i \right) \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

co, jak wynika z pracy [5] komplikuje zastosowanie metod opartych na badaniu trajektorii ruchu układu w przestrzeni fazowej. Dlatego też, biorąc pod uwagę sposób postawienia zadania, praktycznie bardziej użyteczną może okazać się metoda symulacji cyfrowej.

6. Określenie warunków istnienia drgań samowzbudnych w rozpatrywanym układzie

Korzystając z podanych w [6] warunków istnienia symetrycznych drgań w układzie przekąźnikowym, przy założeniu, że $z = 0$, otrzymamy dla rozpatrywanego układu:

$$\left[-ky \pm T_d u\right]_{t = \frac{\theta}{2}} = -\sigma, \quad (17)$$

$$\left[-ku \pm T_d \frac{du}{d\tau}\right]_{t = \frac{\theta}{2}} < 0, \quad (18)$$

$$\frac{d}{d\omega} \left[-ky \pm T_d u\right]_{t = \frac{\theta}{2}} > 0, \quad (19)$$

$$\left[-ky(\tau) \pm T_d u(\tau)\right]_{0 < t < \theta/2} \quad \omega = \omega_1 \quad (20)$$

gdzie:

ω_1 - częstotliwość drgań samowzbudnych

$$\theta = 2\pi/\omega_1$$

7. Algorytm wyznaczania parametrów sprzężenia zwrotnego

Korzystając z podanych w punkcie 6 warunków istnienia drgań symetrycznych w układzie można zaproponować następujący sposób postępowania:

- a) sporządzić model symulacyjny układu pokazanego na rys. 3.
- b) w układzie otwartym wyznaczyć $\bar{y}_1 = y(\omega_1, t = \pi/\omega_1)$,

$$\bar{u}_1 = u(\omega_1, t = \frac{\pi}{\omega_1}), \quad \frac{d\bar{u}_1}{d\tau} = \frac{du}{d\tau}(\omega_1, t = \frac{\pi}{\omega_1})$$

dla różnych częstotliwości ω_1 $i = 1, 2, \dots, n$ sygnału $i(\tau)$ (sygnał $i(\tau)$ ma przebieg prostokątny o stałej amplitudzie).

Częstotliwość ω_1 wybiera się z zadanego przedziału.

Symulację należy prowadzić poczynawszy od częstotliwości największej.

- c) sprawdzić czy amplituda $y_{\max}(\varrho)$; $\varrho \in [0, 2\pi/\omega_1]$ jest dopuszczalna. Jeżeli tak to kontynuować symulację dla następnych ω_1 . Jeżeli nie to w zależności od aktualnej wartości wskaźnika i można: przerwać symulację lub zawęzić przedział, wyznaczyć nowe wartości ω_1 i powtórzyć punkt b),
- d) wykreślić $\bar{y} = \bar{y}(\omega)$, $\bar{u} = \bar{u}(\omega)$ i zróżniczkować graficznie względem ω w punktach ω_1 ,
- e) wykreślić

$$F = \frac{\frac{du}{d\omega}}{\frac{dy}{d\omega}}, \quad F_1 = \frac{\frac{du}{d\varrho}}{u}$$

w funkcji ω

Z warunków (18), (19) wynika, że dla dodatniego różniczkującego sprzężenia zwrotnego $F_1 < k/T_d < F$, a dla sprzężenia ujemnego $-F_1 < k/T_d < -F$,

- f) jeżeli odpowiednie warunki nie są sprzeczne, przyjąć $k/T_d = 0$ e $[F_1, F]$ i wykreślić rodzinę prostych $F_2 = k(y+u/c)$ dla różnych ω_1 .
- g) korzystając z warunku (17) znaleźć zależność $k = k(\omega)$
- h) wybrać ω , ustalić k i T_d , sprawdzić warunek (20), sprawdzić na pełnym modelu czy w układzie istnieją drgania, ewentualnie dokonać korekty parametrów. Zbadać stabilność drgań wprowadzając określone zakłócenia. Zbadać pracę układu wariantując kształt i charakterystyczne parametry sygnału wejściowego.

8. Opis modelu symulacyjnego

Rozpatrywany przekładnikowy serwomechanizm położenia zamodelowano na M.C. MINSK 32 w języku MAT-4. Wybór maszyny cyfrowej jest między innymi poddyktowany faktem, że po nabyciu pewnych doświadczeń można zautomatyzować wykonanie większości etapów podanych w punkcie 7. Pełny model układu dany jest równaniami (5) - (16) oraz równaniami opisującymi:

- węzeł sumacyjny

$$\mathcal{E} = z - ky \pm T_d u, \quad (21)$$

- przesunięcie suwaka rozdzielacza w funkcji czasu i sygnału wejściowego przetwornika przepływu:

$$m(\tau) = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^N \frac{H[(2n-1)\omega]}{2n-1} \sin \left[(2n-1) \frac{\omega}{\omega_n} \tau + \varphi[(2n-1)\omega] \right], \quad (22)$$

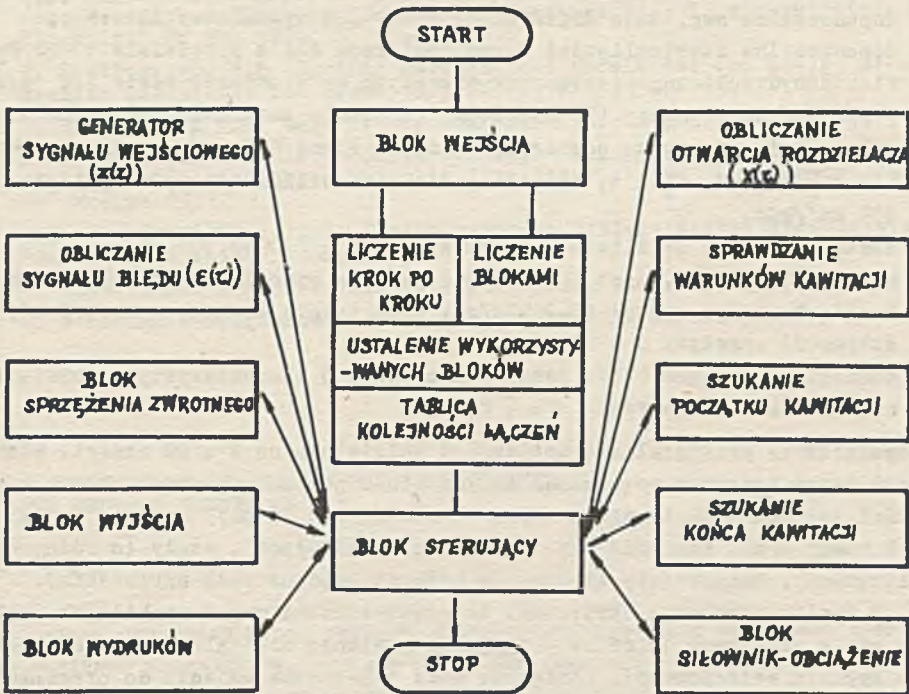
$$m(\tau) = m[i(\tau), \tau], \quad (23)$$

gdzie funkcja $m(\tau)$ jest rozwiązaniem równania różniczkowego, określonego przez postać czasową transmitancji operatorowej aproksymującej daną wykreślnie charakterystykę amplitudowo-fazową.

Zależność (22) wykorzystana jest podczas wykonywania punktu 7.2.

Zależność (23) wykorzystywana jest podczas wykonywania punktu 7.8 lub, gdy własności dynamiczne przetwornika przepływu opisane są funkcją przejścia.

Schemat blokowy programu przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Schemat blokowy programu symulacyjnego

Program zapewnia:

- możliwość zmiany struktury (włączenie lub usunięcie pewnych bloków),
- wyprowadzenie wartości wszystkich zmiennych występujących w schemacie blokowym na rys. 3,
- ustalenie początku i końca kavitacji w komorach.

Do obliczeń stosowano metodę Runggo Kutty czwartego rzędu, z krokiem H dla modelu bez kavitacji i z krokiem równym $H/8$ dla modelu z kavitacją. Początek kavitacji ustalono z krokiem $H/8$.

Obliczenia przerywano, jeżeli po dwóch kolejnych okresach względna zmiana przesunięcia y i prędkości u była mniejsza od $0,1\%$ lub został przekroczony czas obliczeń.

9. Symulacja

Omawianą metodą określono częstotliwość stabilnych drgań samowzbudnych elektrohydraulicznego przekładnikowego serwomechanizmu położenia przyjmując, że:

- dopuszczalna amplituda drgań równa jest $1,5\%$ sygnału wyjściowego,
- dopuszczalne częstotliwości drgań zawierają się w przedziale $10-20$ Hz,
- elektrohydrauliczny przetwornik przepływu ma własności takie jak przetwornik firmy Vickers (7) typ 3090 (ciśnienie zasilania 140 kg/cm^2),
- siłownik ma efektywną powierzchnię tłoka równą 645 mm^2 , przesunięcie robocze $\pm 200 \text{ mm}$, $V_T = 1$, współczynnik przecieków wewnętrznych $B = 0$, $130 \text{ cm}^5/\text{kGs}$,
- zastępczy moduł ściśłości oleju wynosi $N = 0,0947 \cdot 10^4 \text{ kg/cm}$,
- rodzaj obciążenia, jest jak na rys. 3 (masa wynosi 200 kg , współczynnik tarcia lepkiego wynosi $65,2 \text{ kGs/cm}$, siła tarcia suchego wynosi 2 kG , a sztywność sprężyny $C = 0$),
- wzmacniacz sygnału błędu jest bezinercyjny o charakterystyce bistabilnej ze strefą histerezy $\sigma = \pm 0,2\%$.

Dopuszczalny przedział częstotliwości podzielono na $N = 20$ części. Stabilność drgań badano wprowadzając zakłócenia w postaci skokowej zmiany prędkości sygnału wyjściowego o wartości równej $0,1$ u gdy sygnał wejściowy był równy zero, sinusoidalny (o różnych amplitudach), stały (o różnych amplitudach), narastający liniowo (o różnych prędkościach narastania).

W wyniku symulacji otrzymano, że częstotliwość drgań stabilnych zawiera się w granicach $12,62 \text{ Hz} - 13,81 \text{ Hz}$ (zmienia się zależnie od charakteru sygnału wejściowego). Konieczne były 172-krotne wejścia do programu opisującego model, a średni czas obliczeń programu jest rzędu 1 minuty.

10. Wnioski

1. Metoda symulacji cyfrowej może być wykorzystana do syntezy elektrohydraulicznych, перекачннковых сервомеханизмów położenia.

2. Konieczność wielokrotnego korzystania z programu opisującego model w porównaniu z czasem obliczeń jednego wariantu (metoda Rungego Kutty nie jest szybka) sugeruje, że efektywność symulacji można zwiększyć przez racjonalne ograniczenie liczby wariantów np. metodą planowania eksperymentu.

3. Czas obliczeń jednego wariantu można skrócić stosując szybsze metody rozwiązywania równań różniczkowych np. metodą Adamsa.

LITERATURA

- [1] M. Guillon: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT Warszawa 1967.
- [2] H.R. Martin: Some aspects of the response of bistable hydraulic servos, Przedruk w "Pribory i elementy awtomatiki i wyczyslitielnoj tiechniki" Nr 30, 1974, s. 18-23.
- [3] T. Keating; and H.R. Martin: Mathematical Models for the design of hydraulic actuators. ISA Trans 1973, V 12, Nr 2, 147-155.
- [4] D. Mo Cloy and H.R. Martin: The control of fluid power. London 1973.
- [5] P.A. Nieliepin i inni: Tooznyje metody isliedowania nieliniejnych sistem awtomatyczeskowo upravlienija. Izdatielstwo "Maszinostrojienije" Moskwa 1971.
- [6] B.W. Sołodownikow i inni: Tiechniczeskaja kibiernietika. Izdatielstwo "Maszinostrojienije" Moskwa 1969.
- [7] - "VDSR launch low cost servo". "Fluid power Int". 1971, 36, Nr 421.
- [8] J. Winkowski: Programowanie symulacji procesów. Warszawa 1974.

СИНТЕЗ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЛЕЙНОГО ПРИВОДА МЕТОДОМ ЦИФРОВОЙ СИМУЛЯЦИИ

Резюме

В работе предложен метод синтеза электрогидравлического следящего привода с релейным управлением, которым можно пользоваться в случае, если проектные условия определяют ограничения на допустимую амплитуду и частоту автоколебаний. Метод этот использует цифровую симуляцию устройства. Определена математическая модель сервомеханизма (удобная для цифрового моделирования). Обсуждены результаты полученные вследствие применения конкретной проектной задачи.

SYNTHESIS OF THE ELECTROHYDRAULIC PULSED SERVO
BY DIGITAL SIMULATION METHOD

S u m m a r y

In this paper a method of the electrohydraulic pulsed servo synthesis has been shown.

This method can be used when the limits of suitable amplitude frequency range of the output waveforms are given.

This method applies to simulation of that system.

Mathematical model of servo in digital computer simulation form has been determined as well as given.

Results of this method application for a determined design problem have been described.