

OPTIMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH NAPĘDU GŁÓWNEGO OBRABIARKI

JANUSZ BARAN, KRZYSZTOF MARCHELEK (SZCZECIN)

Procesy dynamiczne zachodzące w napędzie głównym obrabiarki w czasie jego rozruchu i hamowania, a także podczas skrawania, wywierają istotny wpływ na trwałość i żywotność elementów obrabiarki oraz na takie wskaźniki technologiczne, jak chropowatość powierzchni obrobionej i trwałość ostrza narzędzia skrawającego. Na podstawie obserwacji pracy napędów obrabiarek w warunkach przemysłowych stwierdzono, że najczęstszymi uszkodzeniami ulegają podczas rozruchu i hamowania napędy nie zawierające sprzęgieł. Zachodzące w takich napędach procesy przejściowe, wywołane włączeniem silnika napędzającego, charakteryzują się dużym przeregulowaniem odpowiedzi skokowej i znacznym czasem trwania.

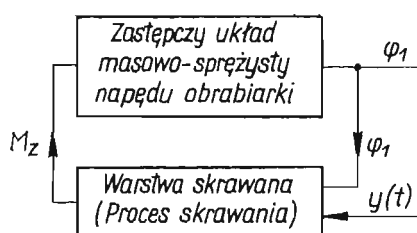
Przeprowadzone przez WEJCA [1] na matematycznej maszynie analogowej badania procesów przejściowych zachodzących w napędzie głównym wykazały, że jednym z podstawowych wskaźników jakości dynamicznej napędu jest stosunek T_E/T_M , gdzie: T_E — elektromagnetyczna stała czasowa silnika, T_M — elektromechaniczna stała czasowa silnika. Im większa jest wartość T_E/T_M , tym silniejszy jest wpływ procesów przejściowych przebiegających w silniku elektrycznym na procesy dynamiczne zachodzące w napędzie głównym. RIWIN [2] wykazał, że przebieg procesów przejściowych zachodzących przy rozruchu i hamowaniu zależy od parametrów opisujących model fizyczny napędu głównego.

Zależność wskaźników procesu przejściowego od parametrów opisujących model napędu głównego obrabiarki jest bardzo złożona. Trudno jest zatem wprost określić optymalne wartości parametrów opisujących, które gwarantowałyby osiągnięcie eksperymentalnych wartości wskaźników jakości dynamicznej napędu. Dysponując odpowiednio dokładnym modelem matematycznym napędu głównego można, stosując metody optymalizacyjne, wyznaczyć także wartości parametrów opisujących, przy których spełnione będą założone kryteria. Ogólnie biorąc, optymalizacja napędu głównego obrabiarki powinna być optymalizacją wielokryterialną, uwzględniającą zarówno wskaźniki techniczne (sztywność technologiczna, zapas stabilności, ciężar, wymiary itp.), jak i wskaźniki ekonomiczne (wydajność urządzenia, koszty budowy i eksploatacji itp.). W literaturze dotyczącej obrabiarek spotkać można prace na temat optymalizacji konstrukcji, np. w pracy [3] omówiono zagadnienia optymalizacji konstrukcji obrabiarek ze względu na wskaźniki ekonomiczne. Brak jest natomiast opracowań metod optymalizacji właściwości dynamicznych obrabiarek i zespołów obrabiarkowych.

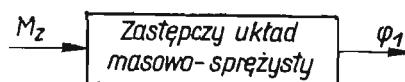
W rozpatrywanym przypadku optymalizacja została przeprowadzona pod kątem polepszenia jakości przebiegu procesów przejściowych w zależności od parametrów opi-

sujących model. Jest to zatem optymalizacja jednokryterialna. Przebieg procesów przejściowych jest związany z takimi wskaźnikami, jak czas jego trwania, wartość «przeregulowania» odpowiedzi skokowej układu itp. Wskaźniki te ściśle są związane z innymi wskaźnikami jakości dynamicznej, jak stopień i zapas stabilności, reakcja układu na wymuszenie zewnętrzne.

Optymalizację dynamicznego układu napędu głównego przeprowadzić można dla przypadku biegu jałowego oraz dla skrawania. Układ dynamiczny napędu głównego obrabiarki przedstawić można za pomocą schematu blokowego (rys. 1). Schemat ten opisuje przypadek skrawania. Dla biegu jałowego schemat blokowy układu dynamicznego upraszcza się (rys. 2), nie występuje bowiem człon «proces skrawania» i sprzężenie zwrotne między członami «układ masowo-sprężysty» i «proces skrawania».



Rys. 1. Schemat blokowy zamkniętego układu dynamicznego napędu obrabiarki



Rys. 2. Schemat blokowy układu dynamicznego napędu głównego biegu jałowego

Ponieważ procesy przejściowe odgrywają dominującą rolę przy rozruchu i hamowaniu napędu, optymalizację układu dynamicznego napędu głównego należy przede wszystkim prowadzić pod kątem ich polepszenia. Oczywiście jest, że uzyska się także polepszenie wskaźników procesów dynamicznych zachodzących w czasie skrawania; przede wszystkim wzrośnie stopień i zapas stabilności.

Własności dynamiczne układu dynamicznego pokazanego na rys. 2 opisuje zależność między sygnałem wyjściowym a sygnałem wejściowym [4]

$$(1) \quad \varphi(t) = G[W, M_z(t)],$$

gdzie

$\varphi(t)$ — sygnał wyjściowy, $M_z(t)$ — sygnał wejściowy, W — funkcja przejścia członu.

W najogólniejszym przypadku napęd obrabiarki jest układem bardzo złożonym pod względem dynamicznym. Jest to układ nieliniowy, o nieskończonej liczbie stopni swobody, o masach i właściwościach sprężystych rozłożonych w sposób ciągły. W dynamicznym układzie napędu głównego obrabiarki występują sprzężenia wewnętrzne między drganiami skrętnymi i poprzecznymi. Optymalizacja własności dynamicznych tak złożonego układu jest zagadnieniem trudnym.

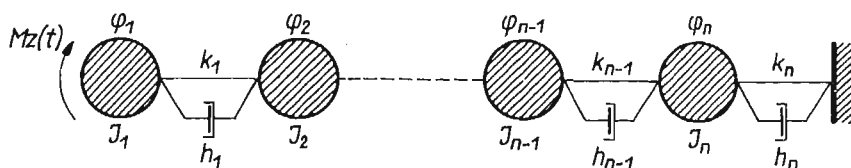
Na podstawie licznych badań [2, 4] wykazano, że z dużym powodzeniem układ dynamiczny napędu głównego obrabiarki aproksymować można modelem liniowym. Liniowe przybliżenie pozwala przeanalizować znaczną część praktycznie ważnych zjawisk i stanowi bazę do dalszego badania układów bardziej złożonych. Liniowy model mechaniczny układu przedstawiono na rys. 3. Model matematyczny napędu głównego frezarki stanowi układ

liniowy równań różniczkowych zwyczajnych następującej postaci:

$$\begin{aligned}
 & J_1 \ddot{\varphi}_1 + h_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M(t), \\
 (2) \quad & J_2 \ddot{\varphi}_2 - h_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + h_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_1(\varphi_1 - \varphi_2) + k_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0, \\
 & \dots \dots \dots \\
 & J_n \ddot{\varphi}_n - h_{n-1}(\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n) + h_n \varphi_n - k_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) + k_n \varphi_n = 0.
 \end{aligned}$$

Ostatnie z równań układu (2) jest równaniem ruchu silnika napędzającego [4].

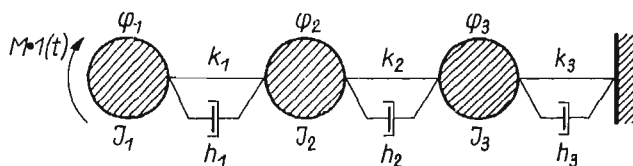
Jako funkcję celu (odległości) w procedurze optymalizacji przebiegu procesu przejściowego w napędzie głównym obrabiarki przyjęto: przeregulowanie odpowiedzi skokowej



Rys. 3. Układ dyskretny napędu głównego frezarki

układu Δh_1 i czas trwania procesu przejściowego t_{r_1} dla współrzędnej φ_1 opisującej kąt skręcenia napędu mierzony na wrzecionie. Właściwie są to dwie funkcje celu sprzężone pomiędzy sobą parametrami układu. Wyznaczenie tych funkcji w postaci pewnego związku matematycznego parametrów napędu głównego obrabiarki jest praktycznie niemożliwe, dlatego do badań optymalizacyjnych zastosowano zmodyfikowaną metodę reakcyjną.

W metodzie tej procedurę optymalizacji rozpoczyna się od zmiany tylko jednego parametru, podczas gdy inne są utrzymywane na poziomie stałej wartości. Stosując ją osiąga się ten sam wynik, jak przy innych metodach, jest ona natomiast łatwiejsza do zrealizowania na maszynie analogowej. Parametr ulega zmianie aż do chwili osiągnięcia minimum lokalnego. Operację iteracyjną stosuje się dla każdego z parametrów zmiennych do chwili osiągnięcia przez ten parametr minimum. Proces minimalizacji można ograniczyć do mniejszej liczby kroków, przechodząc do następnego parametru już wówczas, gdy minimum lokalnego nie osiągnięto przy założonej liczbie kroków.



Rys. 4. Układ masowo-sprężysty z tłumieniem wiskotycznym o trzech stopniach swobody

Metody gradientowe mają jedną niekorzystną cechę. Jeżeli istnieje kilka ekstremów (minimów) i jeżeli się osiągnie jedno z minimów, to nie można gwarantować, że rozwiązanie uzyskane na maszynie zbliży się właśnie do tego minimum, ponieważ rozwiązanie zadania rozpoczęła maszyna od dowolnego zbioru wartości parametrów.

Wadę zastosowanej metody usunięto w ten sposób, że na końcu procesu optymalizacji sprawdzono, czy istnieją inne minima lokalne. Wyniki były negatywne, co oznacza, że w założonych granicach zmian parametrów istniało tylko jedno minimum lokalne.

Procedurę optymalizacji napędu głównego obrabiarki przeprowadzono na maszynie analogowej ELWAT-1. Ze względu na ograniczoną pojemność operacyjną użytej maszyny model mechaniczny napędu głównego obrabiarki należy zredukować do trzech stopni swobody. Redukcji stopni swobody dokonano za pomocą zmodyfikowanej metody RIWINA [6]. Model mechaniczny napędu głównego frezarki przedstawiono na rys. 4.

Model ten opisany jest układem równań różniczkowych zwyczajnych:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + h_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= M \cdot 1(t), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - h_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + h_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_1(\varphi_1 - \varphi_2) + k_2(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - h_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + h_3 \dot{\varphi}_3 - k_2(\varphi_2 - \varphi_3) + k_3 \varphi_3 &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Jako funkcję wejścia przyjęto skok jednostkowy (funkcja Heaviside'a), Równania (3) przekształcono w postać bezwymiarową

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 + 2\xi_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + (\varphi_1 - \varphi_2) &= m \cdot 1(t), \\ n_1^2 \ddot{\varphi}_2 - 2\xi_2 n_1 [\alpha_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)] + [-\beta_1(\varphi_1 - \varphi_2) + (\varphi_2 - \varphi_3)] &= 0, \\ n_2^2 \ddot{\varphi}_3 - 2\xi_3 n_2 [\alpha_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \dot{\varphi}_3] + [-\beta_2(\varphi_2 - \varphi_3) + \varphi_3] &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

W równaniach (4) wprowadzono następujące oznaczenia:

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \frac{h_1}{2\sqrt{J_1 k_1}}, & \alpha_1 &= \frac{h_1}{h_2}, & \beta_2 &= \frac{k_2}{k_3}, \\ \xi_2 &= \frac{|h_2|}{2\sqrt{J_2 k_2}}, & \alpha_2 &= \frac{h_2}{h_3}, & \frac{1}{n_1} &= \frac{T_1}{T_2}, \\ \xi_3 &= \frac{h_3}{2\sqrt{J_3 k_3}}, & \beta_1 &= \frac{k_1}{k_2}, & \frac{1}{n_2} &= \frac{T_1}{T_3}, \end{aligned} \quad (5)$$

przy czym

$$T_1 = \sqrt{\frac{J_1}{k_1}}, \quad T_2 = \sqrt{\frac{J_2}{k_2}}, \quad T_3 = \sqrt{\frac{J_3}{k_3}}$$

oraz przyjęto skalę czasu w postaci tzw. czasu bezwymiarowego

$$\tau = \frac{t}{T_1}, \quad (6)$$

gdzie τ — czas maszynowy (bezwymiarowy), t — czas rzeczywisty.

Model analogowy napędu głównego obrabiarki przedstawiono na rys. 5.

Stosując metody analizy wymiarowej stwierdzono, że dwa parametry bezwymiarowe są zależne, tzn. są funkcją pozostałych parametrów.

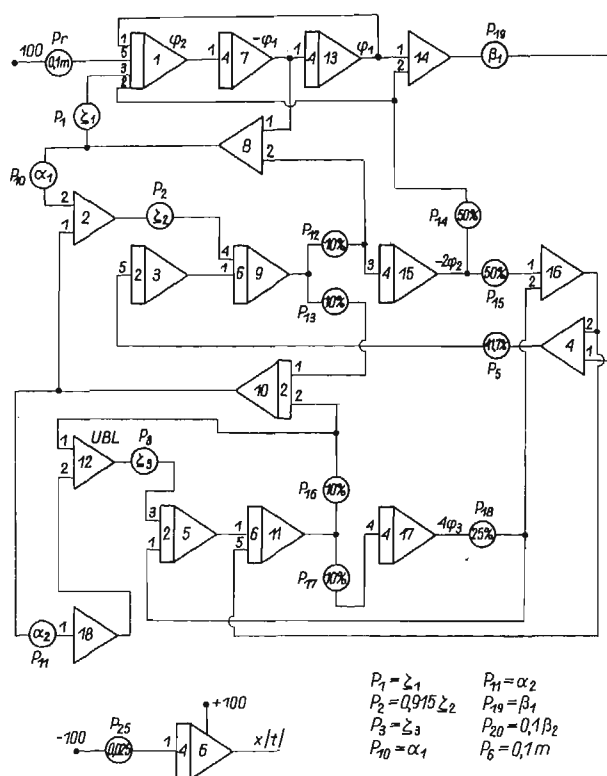
$$\alpha_1 = \frac{\xi_1}{\xi_2} \frac{\beta_1}{n_1}, \quad \alpha_2 = \frac{\xi_2}{\xi_3} \frac{\beta_2}{n_2} n_1. \quad (7)$$

Współczynniki te charakteryzują sprzężenia dysypacyjne w układzie, a ich wpływ na jakość przebiegu procesów przejściowych jest minimalny (mieści się w granicach błędu pracy maszyny analogowej).

Parametry podlegające optymalizacji, tj. $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \beta_1, \beta_2, \frac{1}{n_1}, \frac{1}{n_2}$ nie mogą zmieniać się dowolnie. Nałożone są na nie ograniczenia wynikające z prawidłowego funkcjonowania obiektu. Granice dopuszczalnych zmian przyjęto w sposób następujący:

— dla współczynników względnego tłumienia za maksymalną wartość przyjęto $\xi_{\max} = 0,4-0,5$. Odpowiada to takiemu stopniowi dysypacji energii mechanicznej, jaki zapewnić mogą tarciove tłumiki drgań [5],

— dla współczynników $\beta_1, \beta_2, \frac{1}{n_1}, \frac{1}{n_2}$ przyjęto zmianę w dół w zakresie 50% wartości nominalnej i w górę, w zakresie 100% wartości nominalnej.



Rys. 5. Model analogowy napędu głównego obrabiarki

Można przypuszczać, że zmiana parametrów w tak określonych granicach gwarantuje uzyskanie wartości optymalnej, możliwej do praktycznej realizacji. Współczynniki te mają wpływ na modulację przebiegu w zależności od dominacji pierwszej lub kolejnej częstotliwości układu. Podlegające optymalizacji parametry J_i, h_i oraz k_i (lub ich kombinacje bezwymiarowe) traktować można jako zmienne losowe. Wynika to stąd, że optymalizacji

podlegają parametry zredukowane np. na wrzeciono. Uzyskane na tej podstawie tzw. parametry bezwzględne mają dla każdej prędkości obrotowej napędu inne wartości optymalne. Ponieważ napęd można zrealizować konstrukcyjnie tylko dla jednego zbioru parametrów bezwzględnych, zastosowano do tego celu prawa rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej. Wyznaczyć można w ten sposób najbardziej prawdopodobne bezwzględne parametry.

Opierając się na niecentralnej statystyce [7] stwierdzono, że powyżej liczby prób $n = 5$ dla prawdopodobieństwa $p = 95\%$ dokładność uzyskanych wyników rośnie bardzo wolno. Z tego względu przyjęto do optymalizacji pięć prędkości obrotowych napędu głównego. Na podstawie uzyskanych danych prędkości obrotowych parametrów optymalnych wyznaczono najbardziej prawdopodobne parametry bezwzględne.

Na podstawie analizy wykresu przełożeń napędu głównego frezarki FWH25 do badań wytypowano następujące łańcuchy kinematyczne:

1. $n = 45$ obr/min — zakres wolnoobrotowy,
2. $n = 180$ obr/min } — zakres średnioobrotowy,
3. $n = 560$ obr/min }
4. $n = 900$ obr/min } — zakres wysokoobrotowy.
5. $n = 2240$ obr/min }

Prędkości obrotowe są tak dobrane, że w sposób wystarczający charakteryzują właściwości dynamiczne napędu głównego frezarki. Parametry charakteryzujące układ przed optymalizacją i układ po optymalizacji podano odpowiednio w tabl. 1 i tabl. 2 (jako przy-

Tablica 1. Parametry modelu mechanicznego — układ przed optymalizacją

Frezarka FWH25; $n = 560$ obr/min		
J_i [kGmse ²]	h_i [kGmse ²]	k_i [kGm/rad]
$13,204 \cdot 10^{-3}$	0,184	$1,12 \cdot 10^3$
$3,654 \cdot 10^{-3}$	0,051	$0,75 \cdot 10^3$
$23,092 \cdot 10^{-3}$	0,095	$0,171 \cdot 10^3$

Tablica 2. Parametry modelu mechanicznego — układ po optymalizacji

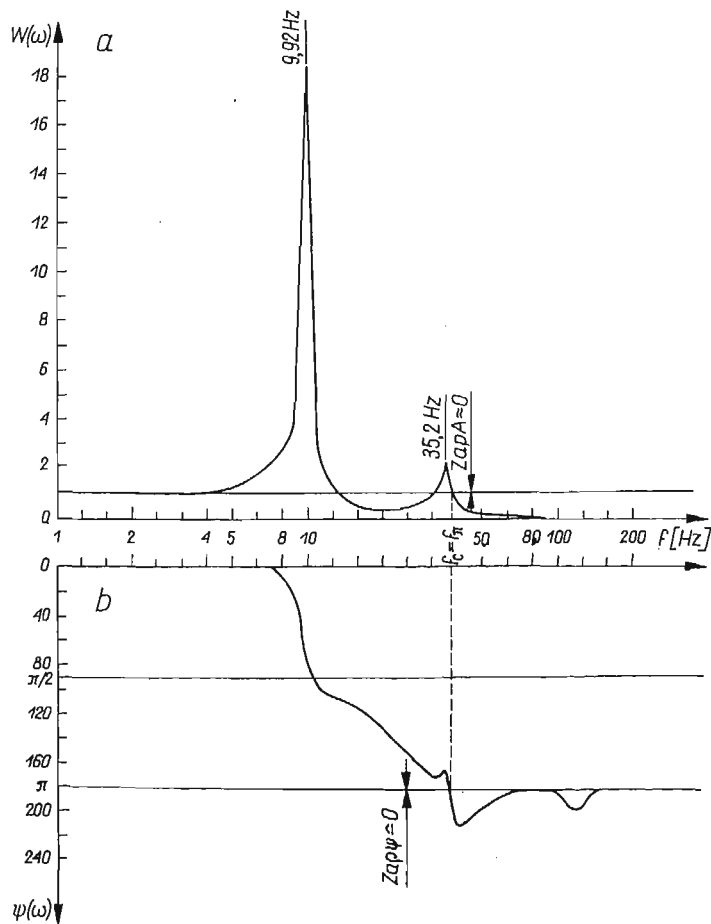
Frezarka FWH25; $n = 560$ obr/min		
J_i [kGmse ²]	h_i [kGmse ²]	k_i [kGm/rad]
$13,20 \cdot 10^{-3}$	0,384	$1,12 \cdot 10^3$
$5,4 \cdot 10^{-3}$	0,245	$1,12 \cdot 10^3$
$74,6 \cdot 10^{-3}$	3,66	$0,281 \cdot 10^3$

kład wybrano prędkość obrotową $n = 560$ obr/min napędu głównego frezarki FWH25).

Procedurę optymalizacji dla wybranych prędkości obrotowych napędu głównego frezarki FWH25 przeprowadzono według następującego harmonogramu opracowanego na podstawie przeprowadzonych badań wstępnych:

1. sporządzono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe i fazowo-częstotliwościowe wyjściowych układów mechanicznych oraz określono zapas stabilności układów otwartych (przy założeniu, że transmitancja operatorowa członu «warstwa skrawana» ma postać $W(p) = 1$),

2. zarejestrowano odpowiedzi skokowe wyjściowych układów mechanicznych dla wszystkich trzech współrzędnych uogólnionych ($\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$),



Rys. 6. Charakterystyka częstotliwościowa układu wyjściowego dla $n = 560$ obr/min

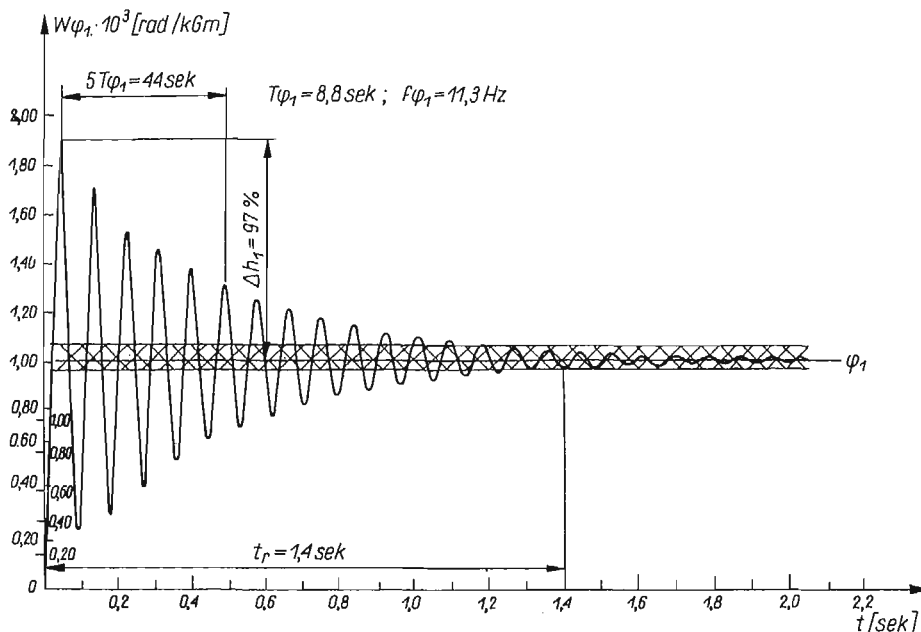
3. procedurę optymalizacji przeprowadzono dla współrzędnej φ_1 , tj. kąt skreślenia wrzeciona frezarki,

4. dla parametrów optymalnych określono odpowiedzi skokowe dla trzech współrzędnych ($\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$),

5. dla układów optymalnych sporządzono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe i fazowo-częstotliwościowe oraz określono zapas stabilności układów otwartych.

Odpowiedzi skokowe układu wyznaczono na maszynie analogowej ELWAT-1, natomiast charakterystyki częstotliwościowe na analogu RLC.

Dla przykładowo przyjętej prędkości obrotowej $n = 560$ obr/min charakterystyka częstotliwościowa układu przed optymalizacją ma duże wyraźne rezonanse ($f_1 = 9,92$ Hz, $f_2 = 35,2$ Hz) (rys. 6). Odpowiedzi skokowe układu przed optymalizacją są modulowane

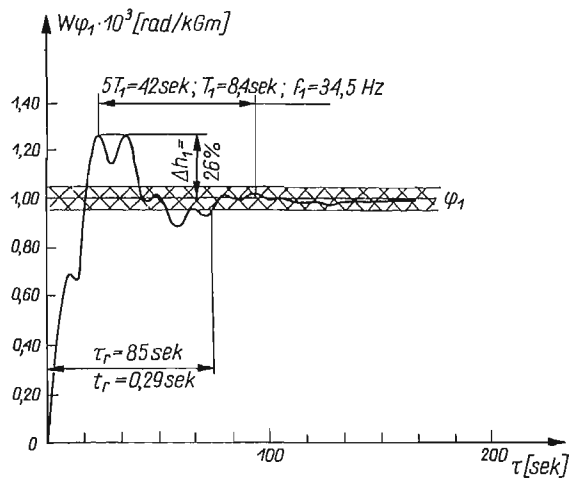


Rys. 7. Odpowiedzi skokowe układu wyjściowego dla $n = 560$ obr/min

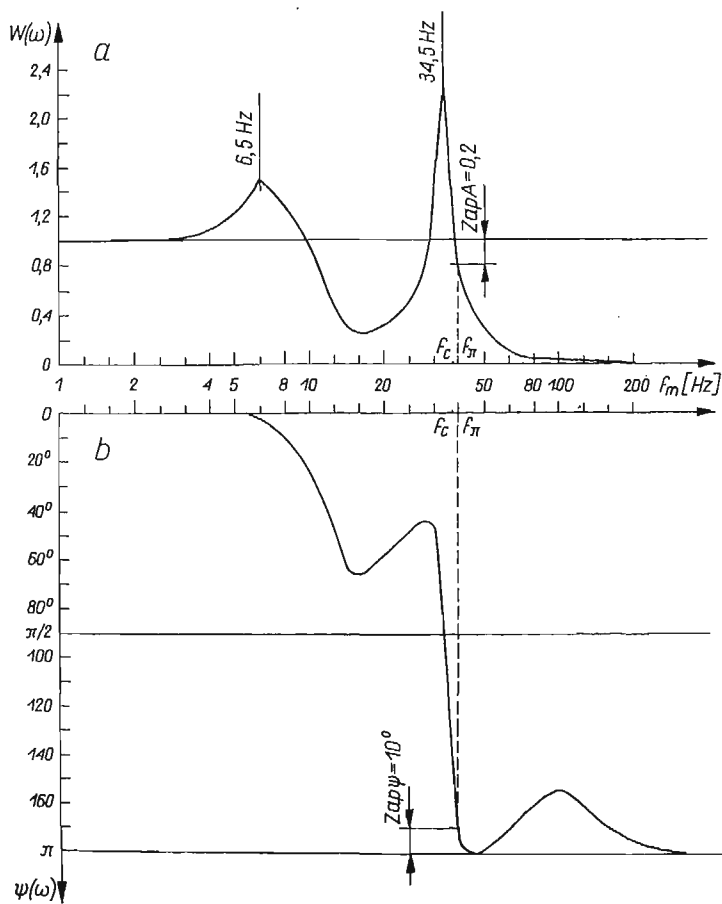
przez częstotliwość własną silnika napędowego (rys. 7). W czasie badań stwierdzono, że największy wpływ na jakość procesu przejściowego ma współczynnik ξ_3 .

Porównując charakterystyki częstotliwościowe układu przed optymalizacją i układu po optymalizacji stwierdza się, że we wszystkich przypadkach nastąpiło polepszenie właściwości dynamicznych układu, zmniejszenie amplitud rezonansowych układu oraz wzrost zapasu stabilności amplitudy i zapasu fazy układu otwartego. Od postaci charakterystyk częstotliwościowych i odpowiedzi skokowych układu jest uzależniony proces optymalizacji. Proces ten składa się jak gdyby z dwóch etapów.

Przy optymalnej wartości współczynnika ξ_3 , przeregulowanie odpowiedzi skokowej Δh_1 układu optymalnego jest mniejsze o około 43% w stosunku do przeregulowania odpowiedzi skokowej układu przed optymalizacją (rys. 8). Czas trwania procesu przejściowego układu optymalnego jest wielokrotnie krótszy od czasu t_r dla układu przed optymalizacją. Odpowiedzi skokowe układu po optymalizacji są modulowane odpowiednio: pierwsza współrzędna φ_1 przez częstotliwość własną wrzeciennika ($f_{1opt} = 34,5$ Hz), druga φ_2 i trzecia φ_3 przez częstotliwość własną silnika napędzającego ($f_{2opt} = f_{3opt} = 6,9$ Hz).



Rys. 8. Odpowiedzi skokowe układu optymalnego dla $n = 560$ obr/min

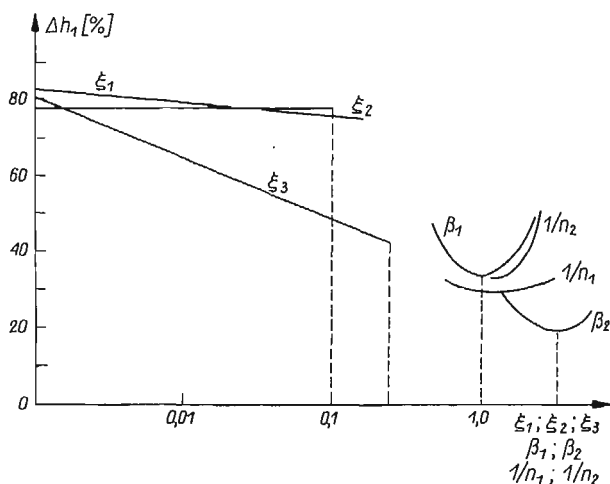


Rys. 9. Charakterystyki częstotliwościowe układu optymalnego dla $n = 560$ obr/min

Charakterystyki częstotliwościowe układu optymalnego dla prędkości obrotowej $n = 560$ obr/min podano na rys. 9.

W pierwszym etapie, przez zwiększenie właściwości dysypacyjnych układu polepsza się jakość procesu przejściowego (minimalizacja przeregulowania odpowiedzi skokowej układu Δh_1 i czas trwania procesu przejściowego t_{r1}), w drugim etapie przez zmianę modulacji przebiegu φ_1 (w zależności od dominacji kolejnej składowej częstotliwości) minimalizuje się w dalszym ciągu wyżej wymienione wskaźniki. Tak więc na podstawie charakterystyk częstotliwościowych lub odpowiedzi skokowych układu można stwierdzić, który ze współczynników względnego tłumienia ma największy wpływ na jakość procesu przejściowego oraz czy istnieje możliwość modulacji przebiegu przez kolejną składową częstotliwości. Na podstawie zarejestrowanych odpowiedzi skokowych układu stwierdzono, że największy wpływ na jakość procesu przejściowego mają parametry względnego tłumienia ξ_1, ξ_3 , a następnie współczynniki β_1 i β_2 oraz $\frac{1}{n_1}$ i $\frac{1}{n_2}$.

Charakter wpływu poszczególnych parametrów dla łańcucha kinematycznego $n = 560$ obr/min na jakość procesu przejściowego przedstawiono na rys. 10. Analizując wykresy pokazane na rys. 10 stwierdza się, że parametry układu mają różny stopień wpływu



Rys. 10. Charakter wpływu poszczególnych parametrów na jakość procesu przejściowego dla $n = 560$ obr/min

na jakość procesu przejściowego oraz różny stopień «stabilności własnej» dla różnych prędkości obrotowych wrzeciona. W przypadku parametrów ξ_1 i ξ_3 , ze wzrostem ich wartości polepsza się jakość procesu przejściowego, a wartość optymalna leży zawsze na górnej granicy obszaru dopuszczalnych rozwiązań. Parametry te są «niestabilne», tzn. przebieg procesu przejściowego jest bardzo czuły na każdą małą zmianę ich wartości.

Na podstawie przeprowadzonych badań otrzymano wartości optymalne parametrów dla pięciu wybranych łańcuchów kinematycznych. Parametry te są funkcją parametrów bezwzględnych układu oraz kwadratów przełożeń pomiędzy p -tym wałkiem a wrzecionem frezarki, tj.

$$(8) \quad X_j = f_j(X_{j0}, i^2), \quad j = 1, 2, \dots, 5,$$

gdzie X_j — parametr optymalny zredukowany na wrzeciono, X_{j0} — parametr optymalny bezwzględny, i — przełożenie pomiędzy p -tym wałkiem a wrzecionem frezarki.

Zakładając, że parametry X_{j0} są zmiennymi losowymi niezależnymi, otrzymuje się ze wzoru (8), że parametry X_j są zmiennymi losowymi skorelowanymi. Zatem zagadnienie estymacji parametru optymalnego z próbki parametrów optymalnych sprowadza się do:

1. znalezienia funkcji f_j ,
2. transformacji z parametrów zredukowanych na wrzeciono do parametrów bezwzględnych,
3. obliczenia statystyk [7],

$$(9) \quad \bar{X}_{j0} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_{kj0}, \quad S_{j0}^2 = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (X_{kj0} - \bar{X}_{j0})^2,$$

4. obliczenia parametrów zredukowanych na wrzeciono według wzoru

$$(10) \quad X_j = f_j(\bar{X}_{j0}, i^2).$$

Estymator $\bar{X}_{j0}$ jest wartością optymalną parametru dla całego zakresu prędkości obrotowych wrzeciona napędu głównego frezarki.

W trakcie wykonywania pracy dysponowano tylko maszyną analogową ELWAT-1, która zmuszała do zredukowania układu do trzech stopni swobody. W tym przypadku postaci funkcji f_j , określone wzorem (8), są bardzo skomplikowane. Na przykład, momenty bezwładności układu o trzech stopniach swobody wyrażają się poprzez parametry układu o ośmiu stopniach swobody następującym układem równań funkcyjnych:

$$(11) \quad \begin{aligned} J_{1R}^3 &= f_1(J_1^8, J_2^8, \dots, J_8^8, h_1^8, h_2^8, \dots, h_8^8, k_1^8, k_2^8, \dots, k_8^8), \\ J_{2R}^3 &= f_2(J_1^8, J_2^8, \dots, J_8^8, h_1^8, h_2^8, \dots, h_8^8, k_1^8, k_2^8, \dots, k_8^8), \\ J_{3R}^3 &= f_3(J_1^8, J_2^8, \dots, J_8^8, h_1^8, h_2^8, \dots, h_8^8, k_1^8, k_2^8, \dots, k_8^8), \end{aligned}$$

gdzie J_{jR}^3 — momenty bezwładności zredukowane na wrzeciono dla układu o trzech stopniach swobody, J_j^8 — momenty bezwładności zredukowane na wrzeciono dla układu o ośmiu stopniach swobody, h_j^8 — współczynniki tłumienia zredukowane na wrzeciono dla układu o ośmiu stopniach swobody, k_j^8 — zredukowane na wrzeciono współczynniki sztywności dla układu o ośmiu stopniach swobody.

Analogiczne wzory można napisać dla współczynników sztywności k_{jR}^3 i współczynników tłumienia h_{jR}^3 .

Tak więc, wyznaczenie parametrów optymalnych dla modelu napędu głównego, przed redukcją liczby stopni swobody do trzech na podstawie estymatorów (9), obliczonych dla układu o trzech stopniach swobody, jest praktycznie bardzo trudne, z uwagi na dużą pracochłonność obliczeń według wzoru (11).

Opracowana metodyka optymalizacji nie traci jednak przez to nic z ogólności. Zastosowanie maszyny analogowej o większej pojemności operacyjnej pozwoli na wyznaczenie parametrów optymalnych dla układu o większej liczbie stopni swobody bez potrzeby rozwiązywania równań (11).

Wnioski

1. Możliwość zbudowania adekwatnego układowi rzeczywistemu modelu matematycznego napędu głównego stwarza realne warunki do opracowania i stosowania metod optymalizacji właściwości dynamicznych napędu już w fazie jego projektowania. Eliminuje się przez to częściowo lub nawet całkowicie wykonanie w metalu wszystkich rozpatrywanych wariantów, co oznacza w praktyce obniżenie nakładu kosztów oraz skrócenie cyklu wykonania projektowanego napędu.

2. Przedstawiona w pracy metodyka optymalizacji dla kryteriów czasowych oparta jest na wykorzystaniu analogowej techniki obliczeniowej, charakteryzującej się prostotą programowania i obsługi, ekonomicznością cyklu rozwiązania danego zagadnienia, wystarczającą dla celów praktycznych dokładnością obliczeń, możliwością obserwacji przebiegu rozwiązań.

3. Rozwiązanie kinematyczne i konstrukcyjne napędu zdeterminowane jest wartościami parametrów optymalnych modelu matematycznego zależnymi od przyjętego kryterium optymalizującego oraz od ograniczeń nałożonych na te parametry, związanych z prawidłowym funkcjonowaniem obiektu.

4. Otrzymane w wyniku badań optymalne modele dla wybranych prędkości obrotowych charakteryzują się zwiększonym stopniem i zapasem stabilności, kilka, a nawet kilkanaście razy mniejszą amplitudą drgań w rezonansach, skróconym czasem trwania procesu przejściowego. Parametry opisujące modele optymalne są możliwe do praktycznego zrealizowania.

Literatura cytowana w tekście

1. В. Л. Вейц, *Динамика машинных агрегатов*, Ленинград 1969.
2. Е. И. Ривин, *Динамика привода станков*, Москва 1966.
3. J. MOKED, *Managerial decision making the optimal machine tool design and coast*, Paper. Amer. Soc. Mech. Eng., 1969, Nr WA.
4. K. MARCHELEK, *Teoretyczne podstawy dynamicznych obliczeń napędów głównych frezarek*, Zesz. Nauk. Politechniki Szczecińskiej, Nr 103, Prace Monogr., Nr 49, Szczecin 1968.
5. L. LEWIN, *Metody stosowania maszyn analogowych do rozwiązania problemów w technice*, Warszawa.
6. J. BARAN, K. MARCHELEK, *Redukcja stopni swobody układów dyskretnych*, Mech. Teoret. Stos., 1, 9, (1971).
7. M. FISZ, *Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna*, Warszawa 1967.

Резюме

ОПТИМАЛИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНКА

Работа содержит попытку разработки методики расчета оптимальной динамической характеристики главного привода станка. Оптимализация выполнена с точки зрения улучшения качества переходных процессов, в зависимости от параметров системы. Механическая модель главного привода фрезерного станка является дискретной системой масс с упругими сочленениями и вязкостным демпфированием. Процедура оптимализации этой динамической системы выполнена на аналоговой машине ELWAT-1. Полученные результаты являются основой конструирования оптимальной системы главного привода станка.

S u m m a r y

OPTIMIZATION OF DYNAMIC PROPERTIES OF THE MACHINE TOOL MAIN DRIVE

The paper presents an attempt to establish a method of calculating the optimum dynamic characteristics of the machine tool main drive. The optimization was carried out in order to increase the running quality of transition processes with respect to the system parameters. The mechanical model of the main drive of the milling machine is the spring-mass system with viscous damping. The optimization procedure was carried out by means of the ELWAT-1 analogue computer. The results obtained form a basis for the construction of the main drive of machine tools.

POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA

Praca została złożona w Redakcji dnia 28 lipca 1971 r.
