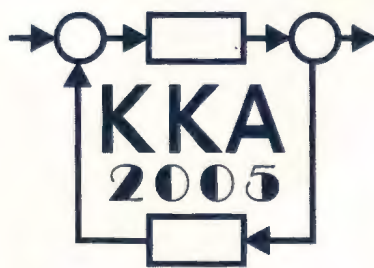


XV Krajowa Konferencja Automatyki

Tom II



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

XV Krajowa Konferencja Automatyki Tom II



Redaktorzy:
Zdzisław BUBNICKI
Roman KULIKOWSKI
Janusz KACPRZYK

ORGANIZATOR

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

WSPÓŁORGANIZATORZY

Politechnika Warszawska

Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów

Polskie Stowarzyszenie Pomiarów, Automatyki i Robotyki

ORGANIZATOR

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

WSPÓLORGANIZATORZY

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

KOMITET PROGRAMOWY

Przewodniczący	Zdzisław BUBNICKI
Zastępca Przewodniczącego	Roman KULIKOWSKI

CZŁONKOWIE

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

KOMITET ORGANIZACYJNY

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

ISBN 83-89475-01-4

Copyright © Instytut Badań Systemowych Polskiej Akademii Nauk
All rights reserved

Druk: ARGRAF, Warszawa

SYSTEMY STEROWANIA

STEROWANIE ELIMINATOREM DRGAŃ SAMOWZBUDNYCH Z WYKRZYSTANIEM WEWNĘTRZNEGO MODELU ZAKŁÓCEŃ

Marcin CHODŹKO*, Krzysztof MARCHELEK*, Arkadiusz PARUS**

* Politechnika Szczecińska, Wydział Mechaniczny, Instytut Technologii Mechanicznej
Al. Piastów 19, 70-310 Szczecin, e-mail: marcin.chodzko@ps.pl, krzysztof.marchelek@ps.pl

** Politechnika Szczecińska, Wydział Elektryczny, Instytut Automatyki Przemysłowej
ul. Władysława Sikorskiego 37, 70-313 Szczecin, e-mail: arkadiusz.parus@ps.pl

Streszczenie: Z procesem obróbki mechanicznej nierozwalnie związane jest zjawisko występowania drgań samowzbudnych. Efektem jest m.in. pogorszenie jakości obróbki oraz zmniejszenie trwałości narzędzi skrawających. W artykule przedstawiono układ sterowania eliminatorem drgań wykorzystujący wewnętrzny model zakłóceń. W celu bieżącego śledzenia częstotliwości drgań został zbudowany model adaptacyjny wykorzystujący do tego celu sygnał synchroniczny. Przedstawione zostało porównanie proponowanego rozwiązania z układem sterowania bazującym na suboptymalnym rozmieszczeniu zer i biegunów.

Słowa kluczowe: Aktywne tłumienie drgań, eliminacja drgań samowzbudnych, lokowanie zer i biegunów, Internal Model Principle.

1. DRGANIA SAMOWZBUDNE

Drgania samowzbudne są jednym z najbardziej niepożądanych zjawisk w obróbce skrawaniem. Występują przy pracy z dużą wartością posuwu, ale możliwe jest również pojawienie się ich przy bardzo małej wartości posuwu – np. przy wyiskrzaniu [1]. Efekty występowania drgań samowzbudnych to: zła jakość obrabianych powierzchni, duża amplituda wibracji, skrócenie czasu życia narzędzia. Z tych powodów metody przeciwdziałania występowaniu drgań samowzbudnych są wciąż rozwijane i ulepszone.

1.1. Metody eliminacji drgań

Na etapie projektowania obrabiarki, efekt przeciwdziałania drganiom samowzbudnym w systemie obrabiarka-proces skrawania można osiągnąć poprzez korektę właściwości dynamicznych takiego systemu. W celu poprawy stabilności obrabiarek już istniejących i pracujących, konieczne jest użycie innego rodzaju metod. Mogą one zostać pogrupowane następująco: pierwsza grupa zawiera metody bazujące na zmniejszeniu wpływu przesunięcia fazowego pomiędzy zewnętrzną i wewnętrzną modulacją grubości warstwy skrawanej, wykorzystującą celową zmianę prędkości obrotowej wrzeciona [2,3,5]. W takim przypadku szczególnie ważne jest uzyskanie

optymalnego algorytmu zmian prędkości obrotowej [4,6]. Następna grupa zawiera metody obejmujące adaptacyjne dostosowywanie prędkości posuwu [7,8]. Metody te są stosowane przy toczeniu i frezowaniu, gdzie opis dynamiki narzędzia skrawającego i obrabianego materiału nie jest zbyt skomplikowany. Osobną grupą są metody kontroli przepływu energii w systemie, poprzez zmianę geometrii narzędzia [9] oraz stosowanie różnego rodzaju biernych i aktywnych eliminatorów drgań [10,11,12], w tym rozwiązania wykorzystujące nowoczesną inżynierię materiałową: magnetostatyczne i elektrostatyczne łożyska i prowadnice, piezoelementy, inteligentne materiały oraz ciecz reologiczne [14,15]. Metody te kształtują wibrostabilność systemu obrabiarka-proces skrawania (O-PS) wykorzystując dodatkowy element aktywny do zmiany dynamiki układu MDS (masowo-dysypacyjno-sprężystego)

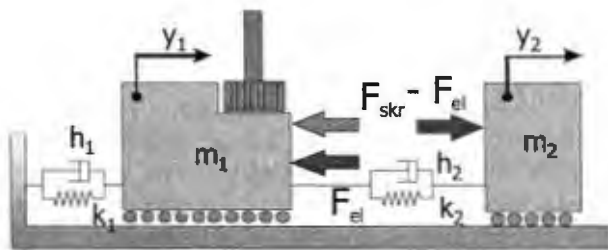
1.2. Sterowanie eliminatorem

Do sterowania w układach aktywnego tłumienia drgań często wykorzystuje się metody bazujące na feedforward jak również na sprzężeniu od stanu lub wyjścia obiektu [18,19]. Proponowane w niniejszej pracy rozwiązania mieszczą się w drugiej grupie układów. Układ (A) bazuje na regule Internal Model Principle z modelem zakłócenia w sprzężeniu zwrotnym [22]. Składa się on z dwóch części. Pierwszą jest stacjonarny, liniowy model o dwóch częstotliwościach własnych f_1 oraz f_2 . Drugą część stanowi adaptacyjny model drgań sinusoidalnych o częstotliwości zbliżonej do częstotliwości dominujących zakłóceń. Rozwiązanie to (A) zostanie porównane z układem (B), który modyfikuje charakterystykę amplitudowo-fazową poprzez suboptymalne rozmieszczenie zer i biegunów.

2. MODEL SEMIAKTYWNEGO ELIMINATORA DRGAŃ

Eliminator pasywny, jest dodatkowym urządzeniem mechanicznym, które jest w stanie zmniejszyć poziom

wibracji elementu podstawowego tylko w wąskim paśmie częstotliwości. Drgania samowzbudne zazwyczaj występują przy częstotliwości bliskiej jednej z częstotliwości drgań własnych układu podstawowego. Z tego powodu eliminatory pasywne są układami o jednym stopniu swobody, dostrojonym do danej częstotliwości drgań samowzbudnych. Ponieważ częstotliwość tych drgań zależy od konfiguracji układu MDS i może ulegać zmianie podczas procesu obróbki [16] eliminator pasywny nie jest w stanie efektywnie przeciwdziałać drganiom samowzbudnym z powodu niedostrojenia do aktualnej częstotliwości. Eliminatory aktywne są efektywniejsze i bardziej elastyczne. Wytwarzając dodatkowe drgania nakładające się na drgania podstawowe, zmniejszają całkowity poziom wibracji. Eliminatory semiaktywne łączą w sobie cechy eliminatorów pasywnych i aktywnych. Schemat proponowanego w pracy semiaktywnego systemu tłumienia drgań pokazano na rys. 1, natomiast na rys. 2 pokazano rzeczywistą realizację.



Rys. 1. Model systemu O-PS wraz z eliminatorem.

Eliminator zawiera elektromagnes o odpowiednio dobranej masie m_2 zawieszony na elementach o sprężystości k_2 oraz współczynniku tłumienia h_2 . Elektromagnes wytwarza zmienną siłę F_{abr} zależną od wartości prądu i oraz względnej szczeliny powietrznej y_G [13, 17]. W układzie dominują drgania na kierunku y (zgodnym z kierunkiem posuwu). Jest to efektem działania dodatkowo wprowadzonego elementu podatnego. Dzięki odpowiedniemu wyborowi punktu umocowania eliminatora poziom wibracji na kierunkach prostopadłych do y jest nieznaczący. Pozwala to na uproszczenie modelu do układu dwóch mas poruszających się równolegle do kierunku posuwu jak na rys. 1. Charakterystyka amplitudowa takiego układu wykazuje dwie częstotliwości własne f_1 i f_2 .



Rys. 2. Obrabiarka wraz z eliminatorem

Równania ruchu dla takiego systemu mają następującą postać:

$$\ddot{y}_1(t) = \frac{1}{m_1} [(-k_1 - k_2)y_1(t) - k_2 y_2(t) - (h_1 + h_2)\dot{y}_1(t) - h_2 \dot{y}_2(t) + F_{el} + F_{skr}] \quad (1)$$

$$\ddot{y}_2(t) = \frac{1}{m_2} [-k_2 y_1(t) + k_2 y_2(t) - h_2 \dot{y}_1(t) + h_2 \dot{y}_2(t) - F_{el}] \quad (2)$$

Równania elektromagnesu:

$$u(t) = Ri(t) + L \frac{di(t)}{dt} + \frac{K}{2} \frac{d}{dt} \left(\frac{i(t)}{y_G(t)} \right) \quad (3)$$

$$F_{el}(t) = K \frac{i^2(t)}{(y_G(t))^2} \quad (4)$$

$$y_G(t) = y_1(t) - y_2(t); \quad K = \frac{N^2 \mu_0 A_r}{4} \quad (5)$$

$k_1, k_2, h_1, h_2, m_1, m_2, F_{skr}, F_{el}, N, A_r, R, L, u, i, \mu_0$ - odpowiednio: współczynniki sprężystości, współczynniki tłumienia, ruchome masy, siła skrawania, siła elektromagnesu, liczba zwojów elektromagnesu, przekrój poprzeczny rdzenia, indukcyjność, napięcie zasilania cewki, prąd, przenikalność magnetyczna. Siłę F_{skr} w równaniu (1) pochodzącą od procesu skrawania można w przybliżeniu wyznaczyć bazując na modelu mechanicznym przedstawionym w [21].

Biorąc pod uwagę równania (1)-(5) można znaleźć zlinearyzowany układ MDS w postaci:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} \quad (6)$$

$$\mathbf{x} = [y_1 \quad y_2 \quad \dot{y}_1 \quad \dot{y}_2 \quad i]^T, \quad \mathbf{u} = [F_{cut} \quad u]^T$$

gdzie:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{-k_1 - k_2 + k_s}{m_1} & \frac{k_2 - k_s}{m_1} & \frac{-h_1 - h_2}{m_1} & \frac{h_2}{m_1} & \frac{k_i}{m_1} \\ \frac{k_2 - k_s}{m_2} & \frac{-k_2 + k_s}{m_2} & \frac{h_2}{m_2} & \frac{-h_2}{m_2} & \frac{-k_i}{m_2} \\ 0 & 0 & \frac{-2k_i}{L_0} & \frac{2k_i}{L_0} & \frac{-2R}{L_0} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{L_0} \end{bmatrix}^T, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$k_s = \frac{2Ki_0^2}{y_{G_0}^3}, \quad k_i = \frac{2Ki_0}{y_{G_0}^2}, \quad L_0 = \frac{2K}{x_0} \quad (9)$$

3. UKŁAD STEROWANIA Z WYKORZYSTANIEM WEWNĘTRZNEGO MODELU ZAKŁÓCEŃ

Drgania samowzbudne występujące podczas procesu obróbki mechanicznej mają przebieg zbliżony swym charakterem do sinusoidalnego. Wykorzystując ten fakt można zaproponować układ sterowania, zgodnie z regułą IMP [19,22]. Projektowany układ zawiera model składający się z dwóch części. Pierwsza część (A1) zawiera niezmienny w czasie model zakłóceń o dwóch częstotliwościach. Jego zadaniem jest modyfikacja charakterystyki amplitudowej układu tak, aby zmniejszyć możliwość wystąpienia drgań samowzbudnych w pobliżu częstotliwości własnych układu obrabiarkaeliminator. Drgania samowzbudne mogą rozwinąć się przy częstotliwości, na którą wpływ będą miały również inne czynniki, nie mające odzwierciedlenia w przyjętym modelu dwóch mas. Obrabiarka jako układ wielomasowy, wraz z nieliniowościami (luzami, tarciami itp.) może wzbudzić się przy trudnej do przewidzenia częstotliwości, zależnej również od parametrów obróbki. Aby przeciwdziałać takiej sytuacji, drugą część modelu wewnętrznego (A2) stanowi układ automatycznie dopasowujący się do dominującej częstotliwości drgań.

3.1. Stacjonarny model zakłócenia sinusoidalnego (A1)

Omawiany układ posiada 2 częstotliwości własne f_1 i f_2 , przy których może nastąpić wzbudzenie. Częstotliwości te zostaną użyte do konstrukcji modelu zakłócenia: Model w przestrzeni stanów zawierający częstotliwości f_1 oraz f_2 opisany jest przy pomocy równań [19]:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_z &= \mathbf{A}_z \mathbf{x}_z \\ \mathbf{z} &= \mathbf{C}_z \mathbf{x}_z \end{aligned} \quad (10)$$

gdzie:

$$\mathbf{A}_z = 2\pi \begin{bmatrix} 0 & -f_1 & 0 & 0 \\ f_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -f_2 \\ 0 & 0 & f_2 & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{C}_z = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{B}_z = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Uwzględniając (10)-(11) proponowany jest kompensator o postaci:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_z &= \mathbf{A}_z \mathbf{x}_z + \mathbf{B}_z \mathbf{x} \\ u &= \mathbf{k}_1 \mathbf{x} + \mathbf{k}_2 \mathbf{x}_z \end{aligned} \quad (12)$$

Sygnal sterujący u zawiera 2 składowe. Pierwsza (zależna od \mathbf{x}) wynika z projektowanego lokowania biegunów, druga (zależna od \mathbf{x}_z) jest sygnałem pochodzącym od modelu zakłóceń.

Dla rozpatrywanego układu oraz kompensatora można wyznaczyć zastępczy układ o wektorze stanu χ :

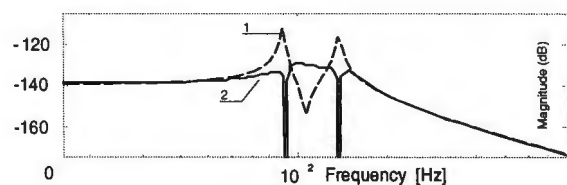
$$\dot{\chi} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \dot{\mathbf{x}}_z \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_z & \mathbf{A}_z \end{bmatrix}, \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{C}_1 = [\mathbf{1}] \quad (14)$$

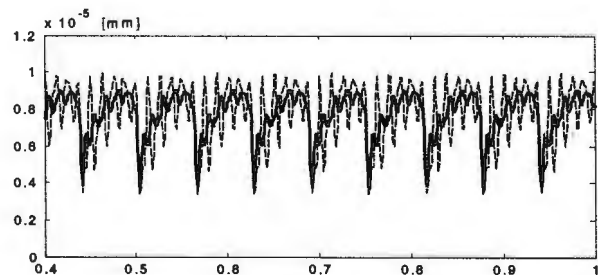
Do wyznaczenia wartości wzmacnień \mathbf{k}_1 i \mathbf{k}_2 wykorzystano metodę lokowania biegunów [21] wybierając następujące położenie:

$$\mathbf{p} = [-25.27 \pm i922.94 \quad -17.59 \pm i467.38 \quad -3.08 \quad -150.00 \pm i500.00 \quad -150.00 \pm i923.00] \quad (15)$$

Takie rozmieszczenie zapewnia zwiększenie tłumienia dla częstotliwości rezonansowych w stosunku do układu bez sterowania. Na rys. 3 przedstawiono charakterystykę amplitudową proponowanego układu (2) w porównaniu z charakterystyką układu nie zawierającego modelu zakłócenia (1). Rys. 4 przedstawia przebiegi drgań dla obu układów.



Rys. 3. Charakterystyka amplitudowa drgań dla układu z modelem zakłóceń (2) oraz lokowaniem biegunów (1)



Rys. 4. Wykres drgań przedmiotu dla układu z modelem zakłóceń (linia ciągła) oraz bez (linia przerywana)

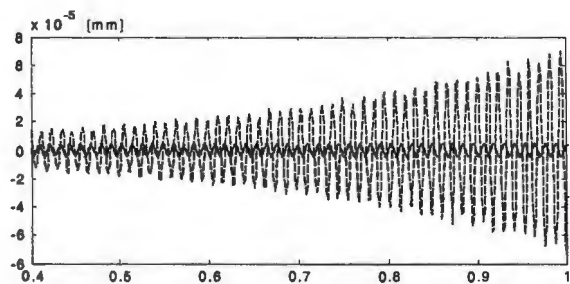
3.2. Adaptacyjny model zakłócenia (A2)

W przypadku pojawienia się drgań o częstotliwości znacznie różniącej się od f_1 i f_2 wprowadzono dodatkowo model o częstotliwości zależnej od sygnału y_s który odzwierciedla aktualną częstotliwość zakłóceń.

$$y_s = y_1 - y_1(t-T) \approx A \sin(\omega t + \alpha) \quad (16)$$

przy czym $T = \frac{60}{l_z n}$, gdzie l_z jest liczbą zębów frezu.

Rys. 5. przedstawia przebiegi sygnału dla przypadku gdy nie występują drganiam samowzbudne (linia ciągła) oraz w fazie rozwoju drgań (linia przerywana).



Rys. 5. Sygnał odzwierciedlający aktualną częstotliwość zakłóceń

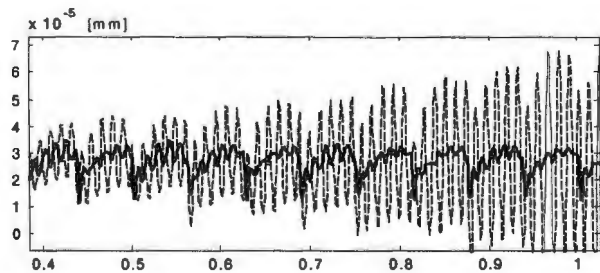
Układ analogiczny do (10)-(11) lecz tylko dla jednej częstotliwości, opisany jest transmitancją:

$$U_m(s) = \frac{k_{31}s + k_{32}\omega}{s^2 + \omega^2} * Y_1(s) \quad (17)$$

Stosując do (17) odwrotną transformatę Laplace'a otrzymuje się sygnał w dziedzinie czasu [18] pochodzący z adaptacyjnego modelu.

$$u_m = (k_{31} \cos(\omega\tau + \alpha) + k_{32} \sin(\omega\tau + \alpha)) \cdot \int_0^{\infty} \cos(\omega\tau + \alpha) y_1(\tau) d\tau + (k_{32} \cos(\omega\tau + \alpha) - k_{31} \sin(\omega\tau + \alpha)) \cdot \int_0^{\infty} \sin(\omega\tau + \alpha) y_1(\tau) d\tau \quad (18)$$

Z powyższego wynika, że koniecznym jest aby były dostępne 2 sygnały synchroniczne przesunięte o $\pi/2$. Brakujący sygnał uzyskano różniczkując y_s i dopasowując amplitudę do poziomu y_s . Wartości k_{31} oraz k_{32} zostały dobrane eksperymentalnie. Na rys. 6. przedstawiono przebieg drgań przedmiotu obrabianego przy sterowaniu wykorzystującym automatycznie przestrajany model zakłóceń sinusoidalnych (A2) oraz bez niego (A1). Można zaobserwować stopniowy zanik drgań samowzbudnych.



Rys. 6. Drgania w układzie z włączonym (ciągła) i wyłączonym zmiennym modelem (przerwana)

4. UKŁAD STEROWANIA Z SUBOPTYMALNYM LOKOWANIEM BIEGUNÓW I ZER (B)

Dla sprawdzenia poprawności proponowanego układu eliminatora drgań z adaptacją modelu (A2), przeprowadzono badania porównawcze z układem sterowania o suboptymalnym lokowaniu biegunów i zer (B) zaproponowanym w pracy [21]. Poniżej omówiona zostanie metoda projektowania i działanie takiego układu. Proponuje się w nim takie ukształtowanie charakterystyki amplitudowej, aby zminimalizować możliwość wystąpienia rezonansu przy f_1 przy jednoczesnym zwiększeniu częstotliwości f_2 . Efekt ten można uzyskać dokonu-

jąc lokowania zer i biegunów. Ze względu na właściwości układu niemożliwe jest niezależne od siebie lokowanie zer i biegunów. Powodem tego jest brak możliwości oddziaływania na wszystkie wejścia układu. Nie istnieje możliwość bezpośredniego oddziaływania na F_{str} , której źródłem jest sam proces skrawania. Możliwe jest jednak suboptymalne rozmieszczenie zer i biegunów, zapewniające polepszenie własności układu.

Macierz transmitancji operatorowych dla układu regulacji ze sprzężeniem od stanu K , opisuje wzór:

$$G = C[sI - A + BK]^{-1}B \quad (19)$$

co można przedstawić w postaci:

$$G = \frac{1}{D}[N_1 \dots N_m]; \quad D = \det[sI - A + BK] \quad (20)$$

gdzie:

$N_1 \dots N_m$ – macierze kolumnowe liczników transmitancji G
Biorąc pod uwagę (19) i (20) można napisać [20]:

$$N_i = C[sI - A + BK]_{ad} b_i = C[sI - A + BK_i]_{ad} b_i \quad (21)$$

gdzie:

$$K = \begin{bmatrix} k_1 \\ \vdots \\ k_i \\ \vdots \\ k_m \end{bmatrix}; \quad K_i = K|_{k_i=0} = \begin{bmatrix} k_1 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ k_m \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$B = [b_1 \quad \dots \quad b_i \quad \dots \quad b_m] \quad (23)$$

Oznacza to, że wykorzystując sprzężenie od stanu $K_i = K|_{k_i=0}$, istnieje możliwość nadania licznikom transmitancji N_i z góry zadanej postaci, ponieważ i -ty wiersz macierzy wzmocnień K nie ma wpływu na położenie zer i -tej kolumny macierzy liczników transmitancji N_i . Niech:

$$N_i^+ = \begin{bmatrix} n_{1i}^+ \\ \vdots \\ n_{ii}^+ \end{bmatrix} \quad (24)$$

będzie pożądaną macierzą liczników transmitancji zapewniającą układowi określone właściwości, natomiast N_i macierzą liczników transmitancji układu ze sprzężeniem K_i :

$$N_i = \begin{bmatrix} n_{1i} \\ \vdots \\ n_{ii} \end{bmatrix} = C[sI - A + BK_i]_{ad} b_i \quad (25)$$

Szukane elementy macierzy K_i wyznaczyć można przyjmując liczniki transmitancji w ogólnej postaci:

$$n_{ji}^+ = s^\eta + \alpha_{\eta-1}s^{\eta-1} + \alpha_{\eta-2}s^{\eta-2} + \dots + \alpha_0 \quad (26)$$

$$n_{ji} = s^\eta + \beta_{\eta-1}s^{\eta-1} + \beta_{\eta-2}s^{\eta-2} + \dots + \beta_0$$

i rozwiązując równanie diofantyczne otrzymujemy

$$n_{ji}^+ = n_{ji} \quad (27)$$

Położenie biegunów również ulegnie zmianie, gdyż:

$$D^+ = \det[sI - A + BK_1] = s^\lambda + \delta_{\lambda-1}s^{\lambda-1} + \delta_{\lambda-2}s^{\lambda-2} + \dots + \delta_0 \quad (28)$$

Konieczne zatem jest upewnienie się czy układ nie utracił stabilności.

Jeśli w rozpatrywanym układzie zachodzi relacja

$$\lambda - \eta = \nu > 0 \quad (29)$$

z równania (27) można wyznaczyć η elementów k_i . Pozostałe ν elementów k_i można wykorzystać do celowej korekty położenia biegunów układu ze sprzężeniem K_1 .

Rozpatrywany w pracy obiekt ma jedno wejście sterujące – napięcie elektromagnesu u , oraz jedno wejście zakłócające – siłę skrawania F_{skr} :

$$G = \frac{1}{D} [N_{F_{skr}} \ N_u] \quad (30)$$

W układzie sterowania wykorzystuje się możliwość uzyskania pożądanej postaci licznika transmitancji dla wejścia F_{skr} za pomocą sprzężenia od stanu działającego na wejście u .

W celu uzyskania zamierzonego efektu przyjęto licznik $N_{F_{skr}}$ w postaci:

$$N_{F_{skr}} = s^3 + 1416s^2 + 744 \cdot 10^6 s + 2716 \cdot 10^5 \quad (31)$$

co odpowiada ułożeniu zer odpowiednio do częstotliwości własnych układu równych 86 [Hz] i 148 [Hz].

Synteza układu sterowania sprowadza się do wyznaczenia na podstawie zależności (21)-(27) wektora sprzężenia od stanu w ogólnej postaci:

$$k = [k_{B1} \ k_{B2} \ k_{B3} \ k_{B4} \ k_{B5}] \quad (32)$$

W rozpatrywanym przypadku eliminatora semiaktywnego, biorąc pod uwagę model (6,9), zachodzi:

$$D^+ = f_D(k_{B1}, k_{B2}, k_{B3}, k_{B4}, k_{B5}) \quad (33)$$

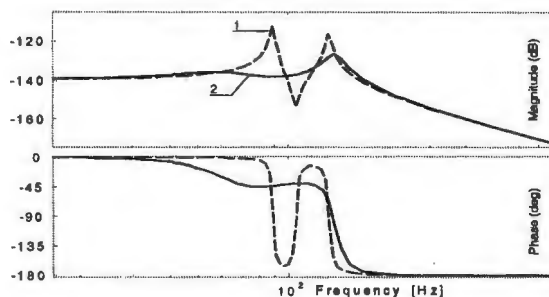
$$N_{F_{skr}} = f_N(k_{B2}, k_{B4}, k_{B5}) \quad (34)$$

co odpowiada $\nu=2$ w zależności (29). Można zatem elementy k_{B1} oraz k_{B3} wykorzystać do korekty położenia biegunów.

Dobierając wektor k w postaci [21]:

$$k = [15 \cdot 10^6 \ -1757 \cdot 10^3 \ 3500 \ -3297 \ 10213] \quad (35)$$

uzyskuje się charakterystykę amplitudowo-fazową przedstawioną na rys. 7.

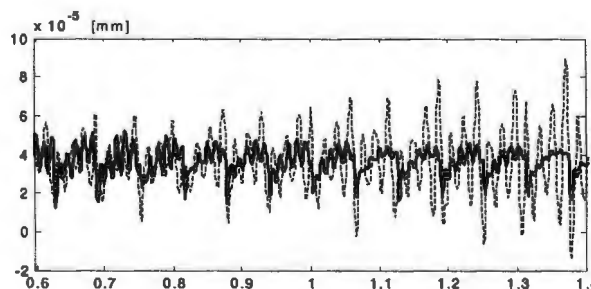


Rys. 7. Charakterystyki Bode'go dla układu bez (1) oraz z eliminatorem sterowanym układem B (2)

5. PODSUMOWANIE

Efektywność omawianych algorytmów, dla każdej prędkości obrotowej wrzeciona wynikającej z konstrukcji skrzynki przekładniowej obrabiarki, oceniano na podstawie wartości maksymalnej szerokości skrawania, przy której następuje utrata kontaktu ostrzy narzędzia z obrabianym materiałem w założonym czasie obróbki. Utrata kontaktu ostrza z materiałem podczas pracy jest niedopuszczalna, lecz może posłużyć jako kryterium porównawcze pozwalające na ocenę wibrostabilności. Określono również maksymalne parametry obróbki w_0 , przy których można pracować w całym zakresie prędkości obrotowych wrzeciona bez utraty wibrostabilności.

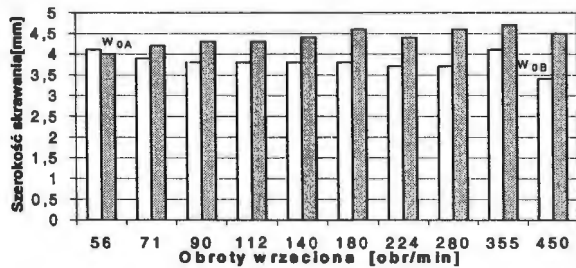
Na rys. 8. zostało przedstawione porównanie układu wykorzystującego adaptacyjny model zakłócenia (A2) z układem suboptymalnego rozmieszczenia zer i biegunów (B). Można zaobserwować zmniejszenie poziomu drgań elementu obrabianego i większą efektywność układu (A2). Jest to efektem działania adaptacyjnego modelu, który dopasowuje się do dominującej częstotliwości zakłóceń.



Rys. 8. Drgania w układzie A2 (ciągła) i B (przerywana)

Układ (A2) cechuje się większą efektywnością i jest bardziej odporny na zmiany parametrów modelu. Okupione jest to jednak, większymi wartościami prądów płynących przez cewkę elektromagnesu.

Wyniki przeprowadzonych symulacji przedstawione na rys. 9. ukazują możliwość podniesienia wibrostabilności obrabiarki poprzez wykorzystanie proponowanych rozwiązań. Absolutna granica stabilności, której miarą jest w_0 wzrosła z 1.2mm dla pierwotnego układu do 3.4 (układ B) oraz 4,0 (układ A2).



Rys. 9. Graniczna szerokość warstwy skrawanej dla której następuje utrata stabilności dla układu B (brak cieniowania) oraz A2 (z cieniowaniem) w funkcji obrotów wrzeciona.

SEMI-ACTIVE VIBRATION ABSORBER CONTROL WITH INTERNAL DISTURBANCE MODEL

Surface quality in machining is frequently deteriorated by chatter. In order to avoid that kind of phenomena different types of absorbers are employed. This paper contains two methods to control semi-active vibration absorber in machining. First of them use internal model of disturbance in feedback path for automatic frequency tracking and second is based on suboptimal pole and zero placement. Results of simulation show that ultimate machining parameters are increasing for whole operating range of spindle speed.

Literatura

- [1] Weck M., Alldieck J. (1989) The Originating Mechanisms of Wheel Regenerative Grinding Vibrations. *Annals of CIRP*, **38**, 1, 381-384.
- [2] Inamura T., Sato T. (1974) Stability Analysis of Cutting under Varying Spindle Speed. *Annals of CIRP*, **23**, 2, 119-120.
- [3] Jemielniak K., Widota A. (1984) Suppression of Self-excited Vibration by the Spindle Speed Variation Method. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, **24**, 119-120.
- [4] Liao Y.S., Young Y.C. (1996) A New Online Spindle Speed Regulation Strategy for Chatter Control. *International Journal of Machine Tool Manufacture*, **36**, 651-660.
- [5] Smith S., Tlustý J. (1992) Stabilizing Chatter by Automatic Spindle Speed Regulation. *Annals of CIRP*, **41**, 1, 433-436.
- [6] Tarn Y.S., Lee E.C. (1997) A Critical Investigation of the Phase Shift Between the Inner and Outer Modulation for the Control of Machine Tool Chatter. *International Journal of Machine Tools Manufacture*, **37**, 1661-1672.
- [7] Alter D.M., Tsao T.C. (1994) Stability in Turning Process with Actively Controlled Linear Motor Feed Drives. *ASME Journal of Engineering for Industry*, **116**, 298-307.
- [8] Shiraishi M., Yamanaka K., Fujita H. (1991) Optimal Control of Chatter in Turning. *International Journal of Machine Tools Manufacture*, **31**, 1, 31-43.
- [9] Lee W.Y., Kim K.W., Sin H.C. (2002) Design and Analysis of a Milling cutter with the Improved Dynamic Characteristics. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, **42**, 961-967.
- [10] Esma S., Marui E. (2000) Suppression of Chatter Vibration of Boring Tools using Impact Dampers. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, **4**, 1141-1151.
- [11] Tanaka H., Obata F., Matsubara T., Mizumoto H. (1994) Active Chatter Suppression of Slender Boring Bar using Piezoelectric Actuators. *JSME International Journal*, **37**, 3, 601-606.
- [12] Tarn Y.S., Kao Y.J., Lee E.C. (2000) Chatter Suppression in Turning Operations with a Tuned Vibration Absorber. *Journal of Material Processing Technology*, **105**, 55-60.
- [13] Chodźko M., Pajor M. (2002) Application of Controlled Absorber Aimed at Self-Excited Vibration Suppression. *The 13th International DAAAM Symposium*, Vienna.
- [14] Kucera L. (1997) Robustness of Self-Sensing Magnetic Bearing. *Magnetic Bearings. Industrial Conference*, Alexandria, USA.
- [15] B.Choi S., Hwang J.H. (2000) Structural Vibration Control Using Shape Memory Actuators. *Journal of Sound and Vibration*, **231**, 4, 1168-1174.
- [16] Pajor M., Chodźko M., Marchelek K. (2000) Symulacyjne badania skuteczności działania eliminatora drgań na wibrostabilność systemu obrabiarko-proces skrawania. *Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej*, No. 13 XXXIX Sympozjon Modelowanie w mechanice, Wisła, 279-286.
- [17] Chodźko M., Jaz C. (2002) Opracowanie konstrukcji i algorytmu sterowania dynamicznym eliminatorem drgań w układzie masowo – dysypacyjno – sprężystym frezarki. *Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej*, **18**, Wisła.
- [18] Mizuno T., Araki K. (1998) Active Dynamic Vibration Absorber with Automatic Frequency Tracking. *Transaction Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, **41**, 3, 378-383.
- [19] Mizuno T., Moriya M., Araki K. (1995) Robust Disturbance Cancellation in Active Dynamic Vibration Absorber System. *Control Engineering Practice*, **3**, 6, 773-781.
- [20] Kaczorek T. (1993) *Teoria wielowymiarowych układów dynamicznych liniowych*. WNT, Warszawa.
- [21] Chodźko M., Domek S., Marchelek K., Parus A. (2004) Methods of Semi-Active Vibration Absorber Control in Machine Tools. Vol. 1, *MMAR, Międzyzdroje*, 2004, 485-490.
- [22] Francis B.A., Wonham W.M. (1976) The Internal Model Principle of Control Theory. *Automatica*, **12**, 457-464.



Instytut Badań Systemowych
Polskiej Akademii Nauk

ISBN 83-89475-01-4