

## MODELOWANIE I SYMULACJA PROCESU NADZOROWANIA DRGAŃ W UKŁADZIE HYBRYDOWYM NA PRZYKŁADZIE FREZOWANIA PRZEDMIOTÓW PODATNYCH

Krzysztof KALIŃSKI, Marek CHODNICKI, Stefan SAWIAK, Marek GALEWSKI

Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki i Wytrzymałości Materiałów  
80-952 Gdańsk ul. Narutowicza 11/12, fax. (0-58) 347-29-29, e-mail: kkalinsk@sunrise.pg.gda.pl,  
marek\_chodnicki@o2.pl, marg@mech.pg.gda.pl, ssawiak@pg.gda.pl

### Streszczenie

Praca dotyczy nadzorowania drgań niestacjonarnych układów mechanicznych za pomocą sterowania optymalnego przy energetycznym wskaźniku jakości. W układzie drgającym wyodrębniono podukład modalny, podukład strukturalny oraz podukład łączący. Dynamikę układu sterowanego opisano we współrzędnych hybrydowych. Przedstawiono przykład nadzorowania drgań podczas skrawania przedmiotów podatnych frezem kulistym.

Słowa kluczowe: obrabiarki, drgania przedmiotu, układy hybrydowe, nadzorowanie drgań, analiza modalna

### MODELLING AND SIMULATION OF VIBRATION SURVEILLANCE OF THE HYBRID SYSTEMS ON EXAMPLE OF MILLING FLEXIBLE DETAILS

#### Summary

The paper concerns vibration surveillance of non-stationary mechanical systems by the optimal control at energy performance index. There are separated from vibrating system following subsystems: modal, structural and connective. Dynamics of controlled system is described in hybrid co-ordinates. Here is explained vibration surveillance during ball end milling of flexible details and considering assurance of parameters of a modal subsystem.

Key words: machine tools, workpiece vibration, hybrid systems, vibration surveillance, modal analysis

## 1. WSTĘP

Najczęściej podejmowane dotychczas próby nadzorowania drgań układów stacjonarnych polegały na sformułowaniu minimalno-całkowym problemu sterowania optymalnego (problem Lagrange'a), a następnie na doborze regulatora wraz z obserwatorem w wyniku rozwiązania algebraicznego równania *Riccatiego*. W przypadku nadzorowania drgań układów niestacjonarnych, otrzymuje się różniczkowe równanie *Riccatiego*, które należy rozwiązywać „wstecz” przy znanym warunku końcowym, co nie pozwala na zastosowanie trybu *on-line*. Pomimo opracowania skutecznej metody nadzorowania drgań za pomocą sterowania optymalnego przy uzmiennionym w czasie energetycznym wskaźniku jakości [1], optymalny sygnał sterujący wyznaczony tą metodą jest funkcją wszystkich współrzędnych uogólnionych układu. Fakt ten utrudnia syntezę sterowania w układach o dużej liczbie stopni swobody. Aby tego uniknąć, w pracy proponuje się metodę sterowania optymalnego w układzie hybrydowym.

## 2. STEROWANIE OPTYMALNE PRZY ENERGETYCZNYM WSKAŹNIKU JAKOŚCI W UKŁADZIE HYBRYDOWYM [2]

Rozważmy równanie dynamiki niestacjonarnego układu sterowanego we współrzędnych uogólnionych [1]:

$$\mathbf{M}^* \ddot{\mathbf{q}}^* + \mathbf{L}^* \dot{\mathbf{q}}^* + \mathbf{K}^* \mathbf{q}^* = \mathbf{f}^* + \mathbf{B}_u^* \mathbf{u}. \quad (1)$$

Symbole  $\mathbf{M}^*$ ,  $\mathbf{L}^*$ ,  $\mathbf{K}^*$ ,  $\mathbf{B}_u^*$ ,  $\mathbf{q}^*$ ,  $\mathbf{f}^*$  i  $\mathbf{u}$  oznaczają odpowiednio macierze bezwładności, tłumienia, sztywności i sterowań, a także wektory przemieszczeń uogólnionych, sił uogólnionych oraz sygnałów sterujących układu.

Dalsze rozważania dotyczą podziału układu sterowanego na podukłady.

1. Podukład modalny, którego ruch opisano we współrzędnych uogólnionych  $\mathbf{q}_m$ . Odpowiednie macierze bezwładności, tłumienia i sztywności to:  $\mathbf{M}_{mm}$ ,  $\mathbf{L}_{mm}$ ,  $\mathbf{K}_{mm}$ , zaś wektor sił uogólnionych –  $\mathbf{f}_m$ . Własności tego podukładu definiują:

$$\mathbf{\Omega}_m = \text{diag}[\omega_{01} \quad \omega_{02} \quad \dots \quad \omega_{0mod}]$$

- częstości kołowe drgań swobodnych nietłumionych  $\omega_{0k}, k=1, \dots, mod$ ,

$$\mathbf{\Psi}_m = [\mathbf{\Psi}_1 \quad \mathbf{\Psi}_2 \quad \dots \quad \mathbf{\Psi}_{mod}]$$

- postaci drgań własnych  $\mathbf{\Psi}_k$  odpowiadające częstościom kołowym drgań swobodnych nietłumionych podukładu  $\omega_{0k}, i=1, \dots, mod$ ,

$$\mathbf{Z}_m = \text{diag}[\zeta_1 \quad \zeta_2 \quad \dots \quad \zeta_{mod}]$$

- bezwymiarowe współczynniki tłumienia odpowiadające postaciom  $k=1, \dots, mod$ ,  
 $mod$  – liczba uwzględnionych postaci drgań własnych.

Stąd, spełnione są następujące zależności:

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_m &= \mathbf{\Psi}_m \mathbf{a}_m, \quad \mathbf{\Psi}_m^T \mathbf{M}_{mm} \mathbf{\Psi}_m = \mathbf{I}_m, \\ \mathbf{\Psi}_m^T \mathbf{L}_{mm} \mathbf{\Psi}_m &= 2\mathbf{Z}_m \mathbf{\Omega}_m, \quad \mathbf{\Psi}_m^T \mathbf{K}_{mm} \mathbf{\Psi}_m = \mathbf{\Omega}_m^2. \end{aligned} \quad (2)$$

2. Podukład strukturalny, którego ruch drgający opisano we współrzędnych uogólnionych  $\mathbf{q}_s$ .
3. Podukład łączący, którego ruch opisano we współrzędnych uogólnionych  $\mathbf{q}_c$ . Są to współrzędne zależne.

Zakładamy istnienie więzów reonomicznych–holonomicznych między współrzędnymi uogólnionymi podukładu modalnego  $\mathbf{q}_m$  oraz podukładu łączącego  $\mathbf{q}_c$ . Równania tych więzów przyjmą postać:

$$\mathbf{W}_c \mathbf{q}_c = \mathbf{W}_m \mathbf{q}_m \quad \text{albo} \quad \mathbf{q}_c = \mathbf{W} \mathbf{q}_m, \quad (3)$$

przy czym:

$$\mathbf{W} = (\mathbf{W}_m \mathbf{W}_c)^{-1} \mathbf{W}_m = \mathbf{W}(t).$$

Więzy określone powyższymi zależnościami są zatem jawnymi funkcjami czasu.

Niestacjonarny układ sterowany, po oswoobodzeniu z więzów staje się układem stacjonarnym. Stąd, równanie dynamiki układu swobodnego przyjmie postać:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_{cc} & \mathbf{M}_{cs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_{sc} & \mathbf{M}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_m \\ \ddot{\mathbf{q}}_c \\ \ddot{\mathbf{q}}_s \end{bmatrix} + \\ & + \begin{bmatrix} \mathbf{L}_{mm} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{L}_{cc} & \mathbf{L}_{cs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{L}_{sc} & \mathbf{L}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_m \\ \dot{\mathbf{q}}_c \\ \dot{\mathbf{q}}_s \end{bmatrix} + \\ & + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{cc} & \mathbf{K}_{cs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{sc} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_m \\ \mathbf{q}_c \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_m \\ \mathbf{f}_c \\ \mathbf{f}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{um} \\ \mathbf{B}_{uc} \\ \mathbf{B}_{us} \end{bmatrix} \mathbf{u}. \end{aligned} \quad (4)$$

Po uwzględnieniu równania reakcji więzów:

$$\mathbf{R}_m + \mathbf{W}^T \mathbf{R}_c = \mathbf{0}, \quad (5)$$

otrzymamy równanie dynamiki układu sterowanego z więzami:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_{cc} & \mathbf{M}_{cs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_{sc} & \mathbf{M}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_m \\ \ddot{\mathbf{q}}_c \\ \ddot{\mathbf{q}}_s \end{bmatrix} + \\ & + \begin{bmatrix} \mathbf{L}_{mm} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{L}_{cc} & \mathbf{L}_{cs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{L}_{sc} & \mathbf{L}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_m \\ \dot{\mathbf{q}}_c \\ \dot{\mathbf{q}}_s \end{bmatrix} + \\ & + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{cc} & \mathbf{K}_{cs} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{sc} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_m \\ \mathbf{q}_c \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_m \\ \mathbf{f}_c \\ \mathbf{f}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{R}_m \\ \mathbf{R}_c \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{um} \\ \mathbf{B}_{uc} \\ \mathbf{B}_{us} \end{bmatrix} \mathbf{u}. \end{aligned} \quad (6)$$

Uwzględnienie równań więzów oraz ich pochodnych względem czasu:

$$\begin{cases} \mathbf{q}_c = \mathbf{W} \mathbf{\Psi}_m \mathbf{a}_m \\ \dot{\mathbf{q}}_c = \dot{\mathbf{W}} \mathbf{\Psi}_m \mathbf{a}_m + \mathbf{W} \mathbf{\Psi}_m \dot{\mathbf{a}}_m \\ \ddot{\mathbf{q}}_c = \ddot{\mathbf{W}} \mathbf{\Psi}_m \mathbf{a}_m + 2\dot{\mathbf{W}} \mathbf{\Psi}_m \dot{\mathbf{a}}_m + \mathbf{W} \mathbf{\Psi}_m \ddot{\mathbf{a}}_m \end{cases} \quad (7)$$

daje opis dynamiki niestacjonarnego układu sterowanego we współrzędnych hybrydowych  $\xi$  w postaci:

$$\mathbf{M}_\xi \ddot{\xi} + \mathbf{L}_\xi \dot{\xi} + \mathbf{K}_\xi \xi = \mathbf{f}_\xi + \mathbf{B}_{u\xi} \mathbf{u}, \quad (8)$$

gdzie:

$$\mathbf{M}_\xi = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_m + \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{M}_{cc} \mathbf{W} \Psi_m & \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{M}_{cs} \\ \mathbf{M}_{sc} \mathbf{W} \Psi_m & \mathbf{M}_{ss} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{L}_\xi = \begin{bmatrix} 2\mathbf{Z}_m \boldsymbol{\Omega}_m + 2\Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{M}_{cc} \dot{\mathbf{W}} \Psi_m + \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{L}_{cc} \mathbf{W} \Psi_m & \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{L}_{cs} \\ 2\mathbf{M}_{sc} \dot{\mathbf{W}} \Psi_m + \mathbf{L}_{sc} \mathbf{W} \Psi_m & \mathbf{L}_{ss} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Omega}_m^2 + \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{M}_{cc} \ddot{\mathbf{W}} \Psi_m + \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{L}_{cc} \dot{\mathbf{W}} \Psi_m + \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{K}_{cs} \\ + \Psi_m^T \mathbf{W}^T \mathbf{K}_{cc} \mathbf{W} \Psi_m & \\ \mathbf{M}_{sc} \ddot{\mathbf{W}} \Psi_m + \mathbf{L}_{sc} \dot{\mathbf{W}} \Psi_m + \mathbf{K}_{sc} \mathbf{W} \Psi_m & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix},$$

$\xi = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_m \\ \mathbf{q}_s \end{bmatrix}$  – współrzędne hybrydowe układu,

$\mathbf{f}_\xi = \begin{bmatrix} \Psi_m^T (\mathbf{f}_m + \mathbf{W}^T \mathbf{f}_c) \\ \mathbf{f}_s \end{bmatrix}$  – siły „hybrydowe” układu,

$\mathbf{B}_{u\xi} = \begin{bmatrix} \Psi_m^T (\mathbf{B}_{um} + \mathbf{W}^T \mathbf{B}_{uc}) \\ \mathbf{B}_{us} \end{bmatrix}$  – macierz sterowań układu hybrydowego.

Definiujemy ponownie energetyczny wskaźnik jakości [1], ale tym razem we współrzędnych hybrydowych:

$$J(t) = \frac{1}{2} (\xi - \bar{\xi})^T \mathbf{Q}_{1\xi} \mathbf{M}_\xi (\xi - \bar{\xi}) + \frac{1}{2} (\xi - \bar{\xi})^T \mathbf{Q}_{2\xi} \mathbf{K}_\xi (\xi - \bar{\xi}) + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{R}_\xi \mathbf{u} \quad (9)$$

gdzie:

- $\mathbf{Q}_{1\xi}, \mathbf{Q}_{2\xi}$  – macierze bezwymiarowych współczynników wagowych,
- $\mathbf{R}_\xi$  – macierz efektu sygnału sterującego.

Optymalny sygnał sterujący we współrzędnych hybrydowych wyznaczono w sposób analogiczny, jak w przypadku układu sterowanego we współrzędnych uogólnionych [1]. Otrzymano zatem:

$$\mathbf{u} = -(\mathbf{R}_\xi + \mathbf{R}_\xi^T)^{-1} \int_{t_0}^t \mathbf{B}_\xi^T(\tau) \Phi_\xi^T(t, \tau) d\tau \left\{ \mathbf{T}_{1\xi}^T (\mathbf{M}_\xi^T \mathbf{Q}_{1\xi}^T + \mathbf{Q}_{1\xi} \mathbf{M}_\xi) \left[ \dot{\xi} - \dot{\bar{\xi}} \right] + \mathbf{T}_{2\xi}^T (\mathbf{K}_\xi^T \mathbf{Q}_{2\xi}^T + \mathbf{Q}_{2\xi} \mathbf{K}_\xi) (\xi - \bar{\xi}) \right\} \quad (10)$$

Opis we współrzędnych hybrydowych znacznie zmniejsza wymiar układu sterowanego, co nie jest bez znaczenia z punktu widzenia zastosowań

praktycznych do obliczeń układów o dużej liczbie stopni swobody.

Z zależności (8) – (10) wynika, że w celu zrealizowania sterowania optymalnego we współrzędnych hybrydowych potrzebna jest m.in. znajomość macierzy częstości drgań własnych  $\boldsymbol{\Omega}_m$  oraz odpowiadających im postaci drgań  $\Psi_m$  podukładu modalnego. Są one niezmiennie z uwagi na stacjonarność tego podukładu. Do ich wyznaczenia można zatem wykorzystać:

- programy obliczeń częstości i postaci drgań własnych układów modelowanych dyskretnie. W praktyce mamy do czynienia z modelami obliczeniowymi o dużej liczbie stopni swobody, utworzonymi metodą elementów skończonych;
- metody eksperymentalnej (doświadczalnej) analizy modalnej.

### 3. DYNAMIKA PROCESU SKRAWANIA PRZEDMIOTÓW PODATNYCH SMUKŁYM FREZEM KULISTYM

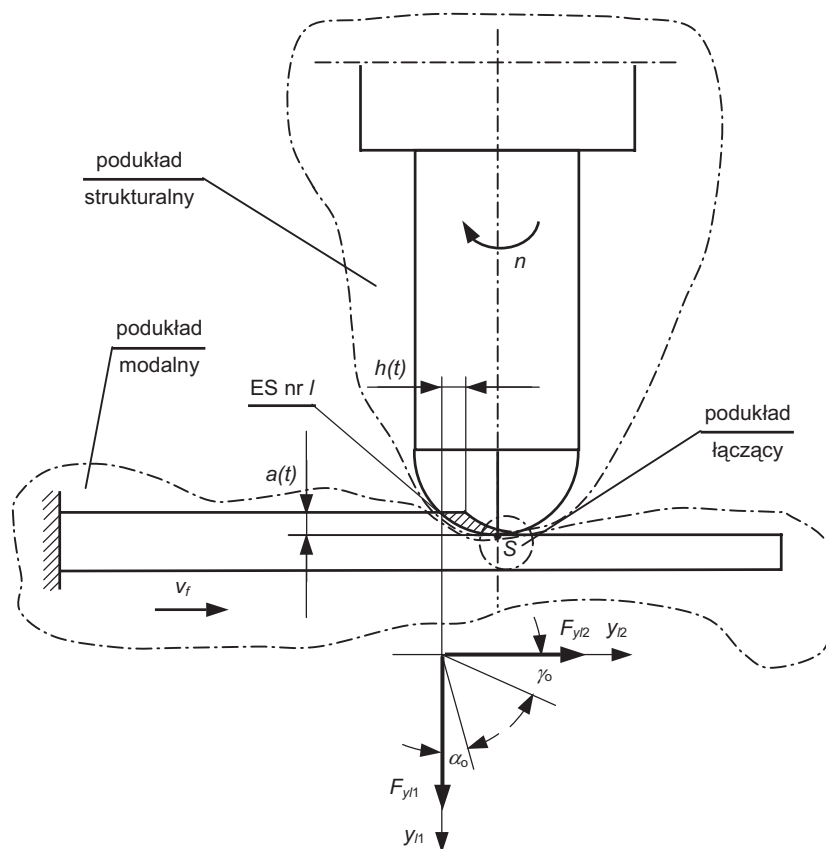
Frezowanie przedmiotów podatnych smukłymi frezami kulistymi jest często stosowane w przypadku nowoczesnych centrów obróbkowych, zaś uzasadnienie technologiczne wynika z konieczności dokładnego wykonywania złożonych geometrycznie wiotkich konfiguracji (np. łopatki turbin).

Niestacjonarny model obliczeniowy procesu obróbkowego utworzono przyjmując następujące założenia.

- W strukturze obrabiarki wyodrębniono wrzeczono z zamocowanym w uchwycie narzędziem wieloostrowym oraz stół z przedmiotem obrabianym, jako podukłady wykonujące zadane ruchy względne.
- Uwzględniono podatność narzędzia oraz podatność przedmiotu obrabianego. Do ich modelowania przewiduje się wykorzystanie mieszanej metody elementów skończonych [3].
- Uwzględniono efekt procesu skrawania, zaś do jego modelowania przyjęto elementy sprzęgające (ES) [4]. Ich położenie odpowiada chwilowym położeniom ostrzy freza.

- Efekt przejścia bieżącego ostrza narzędzia wzdłuż warstwy skrawanej powoduje sprzężenie proporcjonalne, zaś efekt przejścia ostrza poprzedniego – dodatkowo sprzężenie opóźniające.
- Jako rezultat modelowania procesu frezowania otrzymano układ hybrydowy, w którym wyodrębniono (rys. 1):
- podukład modalny stanowiący stacjonarny model dyskretny jednostronnie utwardzonej płytki podatnej, przemieszczającej się z prędkością posuwu  $v_f$ ,
- podukład strukturalny będący niestacjonarnym modelem dyskretnym freza kulistego (prędkość

- obrotowa  $n$ ) wraz z procesem skrawania. Oznaczono również kąt natarcia  $\gamma_0$  oraz kąt przyłożenia  $\alpha_0$ , jako elementy geometrii ostrza, zmienną w czasie grubość warstwy skrawanej  $h(t)$ , zaś siłę działającą w kierunku jej zmiany –  $F_{y12}$ , zmienną w czasie głębokość skrawania  $a(t)$  oraz siłę  $F_{y11}$  działającą w kierunku prędkości skrawania.
- podukład łączący – umowny punkt styku narzędzia z przedmiotem S.



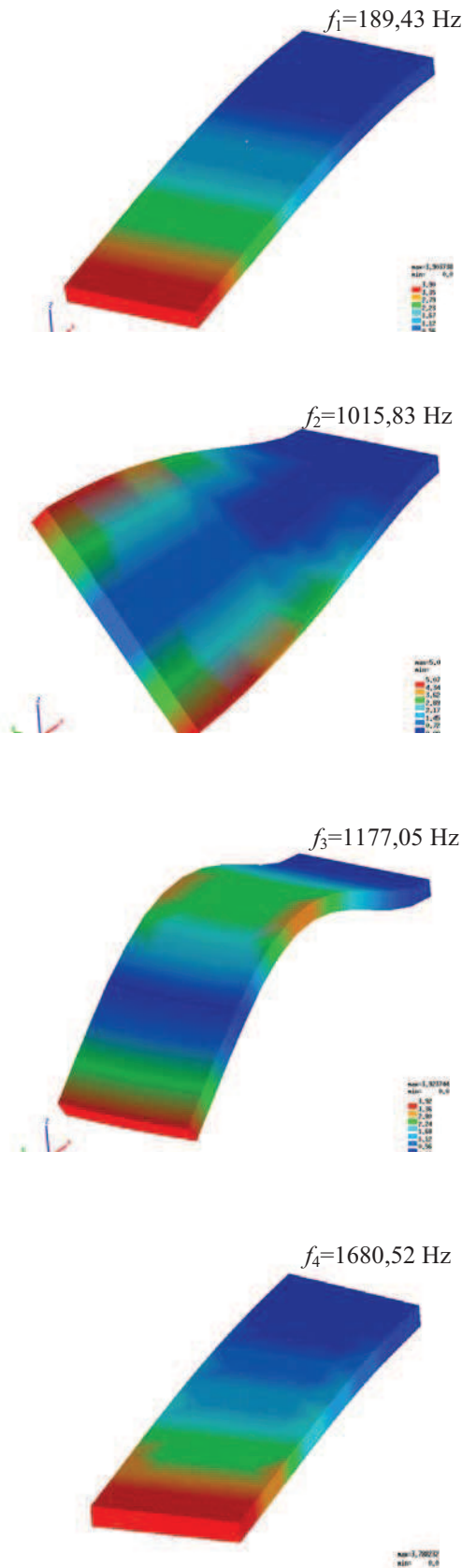
Rys. 1. Schemat procesu frezowania jednostronnie utwardzonej płytki podatnej smukłym frezem kulistym

#### 4. WYNIKI OBLICZEŃ

Dla jednostronnie utwardzonej płytki o wymiarach  $135 \times 50 \times 5$ , wykonanej z brązu BA1032, obliczono za pomocą programu MSC NASTRAN częstości i postaci drgań własnych. Przedstawiono graficznie postacie drgań własnych odpowiadające czterem pierwszym częstościom drgań własnych płytki (rys. 2).

Ponieważ w kontekście nadzorowania drgań przedmiotu obrabianego istotna jest jedynie pierwsza postacie drgań własnych (o częstotliwości

mniejszej od 1000 Hz), dokonano identyfikacji modelu modalnego płytki metodą eksperymentalnej analizy modalnej dla tej postaci. Następnie, na podstawie wartości współczynnika MAC (ang. *Modal Assurance Criterion*), dokonano oceny zgodności modalnej modelu obliczeniowego z obiektem rzeczywistym. Do tego celu wykorzystano pakiet *FeGraph*. Stwierdzono dobrą zgodność modelu z wynikami badań doświadczalnych (wartość współczynnika MAC równa 0,93, rys. 3).



Rys. 2. Częstości i postacie drgań własnych płytki prostokątnej wykonanej z brązu BA1032

MAC - Modal Assurance Criterion	
PLYTKA BRĄZ FE-Model	
MODE NO 1 189,43Hz	
Comparison with: PLYTKA BRĄZ POMIAR	
MODE NO 1 189,43Hz	0,93

Rys. 3. Wyniki obliczeń współczynnika zgodności modalnej (MAC) dla płytki z brązu BA1032

## 5. WNIOSKI

Wykazano przydatność sterowania w układzie hybrydowym do nadzorowania drgań dużych układów niestacjonarnych modelowanych dyskretnie. Synteza układu sterowania podczas obróbki przedmiotów podatnych frezem kulistym wymaga identyfikacji parametrów podukładu modalnego (tj. częstotliwości oraz postaci drgań własnych). Wartość współczynnika *MAC* potwierdziła dobrą zgodność modelu obliczeniowego z obiektem rzeczywistym.

W perspektywie dalszych badań, przewiduje się przeprowadzenie symulacji komputerowej oraz realizację procesu nadzorowania drgań w rzeczywistym procesie obróbkowym.

## LITERATURA

1. Kaliński K., Nadzorowanie drgań układów mechanicznych modelowanych dyskretnie, Wyd. Pol. Gdańskiej, 2001, Seria Monografie nr 22
2. Zagadnienia analizy modalnej konstrukcji mechanicznych (Red. T. Uhl), (Kaliński K., 14 – Vibration surveillance in the hybrid system using optimal control at energy performance index, ss. 107–114). Kraków: Kated. Robotyki i Dynam. Masz. AGH, 2003
3. Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji, Gawroński W., Kruszewski J., Ostachowicz W., Tarnowski J., Wittbrodt E, Warszawa: Arkady, 1984
4. Kaliński K.: The finite element method application to linear closed loop steady system vibration analysis. Int. J. Mech. Science 1997 Vol. 39 nr 3, ss. 315–330.



Dr hab. inż. Krzysztof J. Kaliński urodził się 1956 r. Od 1981 r jest zatrudniony w Katedrze Mechaniki i Wytrzymałości Materiałów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej. Tytuł magistra inżyniera uzyskał w 1980 r., doktorat – w 1988 r., a habilitację – w 2002 r.

W pracy naukowej zajmuje się nadzorowaniem drgań maszyn i urządzeń technologicznych, opisem kinematyki i dynamiki

manipulatorów, sterowaniem robotami mobilnymi, analizą modalną oraz zastosowaniem metody sztywnych elementów skończonych do modelowaniu układów mechanicznych.

Jest autorem lub współautorem 91 publikacji naukowych, 65 niepublikowanych sprawozdań i referatów oraz 26 programów komputerowych. W chwili obecnej opiekuje się 4 doktorantami, z których 2 otworzyło przewody doktorskie, oraz 3 magistrantami.



Mgr inż. Marek Galewski urodził się w 1978 r. Od 2003 r. zatrudniony w Katedrze Mechaniki i Wytrzymałości Materiałów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej. Tytuł magistra inżyniera uzyskał w 2002 r., zaś przewód doktorski otworzył w 2005 r.

W pracy naukowej zajmuje się problemami nadzorowania procesów dynamicznych, w szczególności frezowania szybkościowego, metodami pomiarów drgań, projektowaniem mechatronicznym oraz analizą modalną. Jest współautorem 5 publikacji naukowych.



Dr inż. Stefan Sawiak urodził się 1949 r w Sopocie. Od 1976 r jest zatrudniony w Katedrze Mechaniki i Wytrzymałości Materiałów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej. Tytuł magistra inżyniera uzyskał 1974 r., doktorat – w 1979 r.

W pracy naukowej zajmuje się dynamiką maszyn, ze szczególnym uwzględnieniem drgań okrętowych układów napędowych, zastosowaniem metody sztywnych elementów skończonych do modelowaniu układów mechanicznych.

Jest autorem lub współautorem 52 publikacji naukowych, 56 niepublikowanych sprawozdań i referatów oraz kilkunastu programów komputerowych.