

Krzysztof MARCHELEK, Mirosław PAJOR, Jan TOMKÓW
Instytut Technologii Mechanicznej
Politechnika Szczecińska

MODELOWANIE I BADANIA WIBROSTABILNOŚCI FREZARKI FWD32-J W PROCESIE PROJEKTOWO-KONSTRUKCYJNYM

Streszczenie. W pracy przedstawiono sposób postępowania w analizie wibrostanilności nowo projektowanej frezarki. Przedstawiono przykład takiej analizy badając wibrostanilność frezarki FWD32-J. Do analizy wykorzystano opracowany w Instytucie Technologii Mechanicznej Politechniki Szczecińskiej system programów komputerowych.

MODELLING AND INVESTIGATING VIBRATION STABILITY OF A FWD32-J MILLING MACHINE IN THE PLANNING-DESIGNING PROCESS

Summary. The work presents a procedure for analyzing the vibration stability of a newly designed milling machine. The practical use of the procedure is illustrated by an example in which the analysis of vibration stability is carried out for a FWD32-J milling machine. Also used in this analysis are computer program systems which have been developed at the Institute of Mechanical Technology at Technical University of Szczecin.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА FWD32-J В ПРОЕКТНО-КОНСТРУКЦИОННОМ ПРОЦЕССЕ

Резюме: В работе представлен способ поступания в анализу вброустойчивости ново проектированного фрезерного станка. Представлен пример такого анализа исследуя вброустойчивость фрезерного станка FWD-32J. В анализу ввспользовано систему компьютерных программ разработанную в Кафедре Механической Технологии Щецинского Политехнического Института.

1. WSTĘP

Współczesne tendencje rozwojowe w dziedzinie konstrukcji obrabiarek oraz narzędzi skrawających sprawiły, iż zagadnienia dynamiki, a w szczególności wibrostabilności obrabiarek odgrywają ważną rolę. Dotychczasowe metody oceny odporności obrabiarki na drgania samowzbudne przy wykorzystaniu prostych jednowymiarowych modeli są niewystarczające. Korzystne wydaje się dokonanie takiej oceny już na etapie projektowania, a nie jak to zwykle bywało po wykonaniu prototypu obrabiarki. Rozwój komputeryzacji oraz metod numerycznego modelowania wielowymiarowych, przestrzennych układów MDS-OUPN (masowo-dysypacyjno-sprężystych obrabiarka-uchwyt-przedmiot obrabiany-narzędzie) spowodował wzrost zainteresowania konstruktorów problemami prognozowania wibrostabilności obrabiarek, zwłaszcza obrabiarek ciężkich.

W Instytucie Technologii Mechanicznej Politechniki Szczecińskiej opracowano ogólne zasady obliczeniowego prognozowania wibrostabilności wielowymiarowego układu OUPN [1] oraz odpowiednie metody poszukiwania granicy wibrostabilności w odniesieniu do konkretnych wariantów obróbki wraz ze stosownym oprogramowaniem komputerowym [2,3]. Na podstawie kryterium stabilności Nyquista wyprowadzono dla przypadku frezowania równanie wibrostabilności w postaci:

$$\det = \{ I + W_{MDS} \cdot b \cdot \sum_{i=1}^m G_{wri}(\phi) \cdot w_{PSi}(j\omega) \cdot [1 + e^{-j\epsilon}] \cdot G_{wri}^T(\phi) \} = 0, \quad (1)$$

przy czym:

- I - macierz jednostkowa (6x6),
- $W_{MDS}(j\omega)$ - macierz częstotliwościowych charakterystyk dynamicznych układu MDS w umownym punkcie styku narzędzia i przedmiotu obrabianego (na ogół jest to punkt przebiecia powierzchni obrobionej przez oś freza) (6x6),
- $G_{wri}(\phi)$ - macierz transformacji względnych przemieszczeń narzędzia i przedmiotu obrabianego z umownego punktu styku narzędzia z tym przedmiotem do punktu styku i-tego ostrza z przedmiotem obrabianym,
- $w_{PSi}(j\omega)$ - macierz dynamicznych charakterystyk procesu skrawania odniesiona do i-tego ostrza freza, przypadająca na jednostkę szerokości warstwy skrawanej,
- b - szerokość warstwy skrawanej,

ϵ	- kąt przesunięcia fazowego pomiędzy falami tzw. modulacji wewnętrznej i zewnętrznej grubości warstwy skrawanej [1],
ω	- częstotliwość,
ϕ	- kąt chwilowego położenia freza; $\phi = \phi(t)$,
m	- liczba jednocześnie skrawających ostrzy,
j	- jednostka urojona.

Wyznaczenie granicy wibrostabilności sprowadza się do poszukiwania metodami optymalizacyjnymi granicznej szerokości warstwy skrawanej $b = b_{lim}$ takiej, że przy $b_{lim} = \min: \epsilon \in <0, 2\pi>$ spełnione jest kryterium (1).

Mając wyznaczoną graniczną szerokość warstwy skrawanej można za pomocą opracowanego w ITM PS systemu komputerowego MODAN [4] dokonać analizy ilościowej (wpływ drgań poszczególnych zespołów obrabiarki na drgania względne narzędzia i przedmiotu obrabianego) i jakościowej (film komputerowy obrazujący przemieszczenia poszczególnych zespołów) postaci drgań na granicy wibrostabilności.

2. SPOSÓB POSTĘPOWANIA W ANALIZIE WIBROSTABILNOŚCI FREZARKI W PROCESIE PROJEKTOWO-KONSTRUKCYJNYM

W procesie analizy wibrostabilności projektowanej obrabiarki można wyróżnić następujące etapy:

1. Wybór reprezentatywnych wariantów obliczeniowych (wzajemnego położenia poszczególnych zespołów korpusowych obrabiarki oraz wariantów obróbki) i budowa odpowiadających im modeli obrabiarki w konwencji metody SES (sztywnych elementów skończonych) oraz wyznaczenie dla każdego modelu charakterystyk częstotliwościowych w punkcie styku narzędzia z przedmiotem obrabianym.
2. Poszukiwanie granicy wibrostabilności metodami optymalizacyjnymi (granicznych parametrów skrawania i częstotliwości drgań samowzbudnych) dla poszczególnych wariantów.
3. Wyznaczenie postaci drgań na granicy stabilności dla wytypowanych wariantów.
4. Analiza ilościowa i jakościowa drgań samowzbudnych za pomocą systemu MODAN dla wytypowanych wariantów.

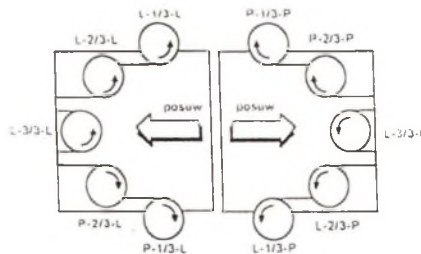
3. BADANIA WIBROSTABILNOŚCI FREZARKI FWD-32J

3.1. Wybór reprezentatywnych wariantów obliczeniowych

Realizując przedstawiony sposób postępowania przeprowadzono obliczenia dla frezarki wspornikowej FWD-32J. Zbudowano zgodnie z konwencją metody SES model frezarki składający się z ośmiu brył (SES-ów). Podział układu korpusowego na SES-y dokonano wzdłuż połączeń stykowych. Jako narzędzie skrawające wybrano frez walcowo-czołowy o średnicy $D=63$ mm z ośmioma ostrzami skrawającymi.

W przypadku frezowania na frezarkach uniwersalnych istnieje możliwość ustawienia wielu różnorodnych kombinacji względnych ruchów roboczych narzędzia i przedmiotu obrabianego. W każdym z tych wariantów obróbki wystąpi inny kierunek wypadkowej siły skrawania. Zmiana kierunku siły skrawania napinającej układ korpusowy obrabiarki spowoduje zmianę stanu nacisków w połączeniach prowadnicowych, a tym samym zmianę struktury modelu obrabiarki. Istnieje zatem potrzeba wybrania do analizy wibrostabilności kilku reprezentatywnych wariantów obróbki i zbudowania modeli odpowiadających tym wariantom.

W omawianym przypadku do analizy wybrano dziesięć wariantów skrawania przedstawionych na rys.1. W poszczególnych wariantach przyjmowano szerokość frezowania odpowiednio: $B=1/3D$; $B=2/3D$ i $B=D$.



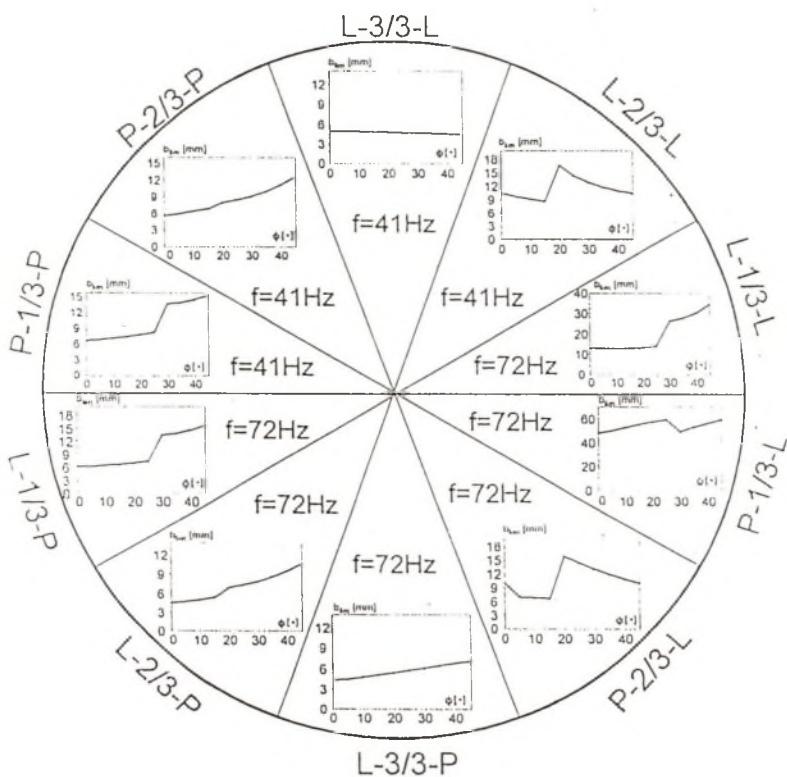
Rys.1. Warianty obróbki przyjęte do obliczeń

Fig.1. Alternative styles of machining considered in the calculations

Poszczególne warianty skrawania zostały tak dobrane, aby uzyskać różne kierunki wypadkowej siły skrawania.

3.2. Wyniki analizy wibrostanilności

W pierwszym etapie obliczeń metodami optymalizacyjnymi poszukiwano granicy wibrostanilności dla wytypowanych wariantów. Wyniki obliczeń (graniczną szerokość warstwy skrawanej w funkcji kąta obrotu freza oraz częstotliwość drgań samowzbudnych) przedstawiono na rys.2.

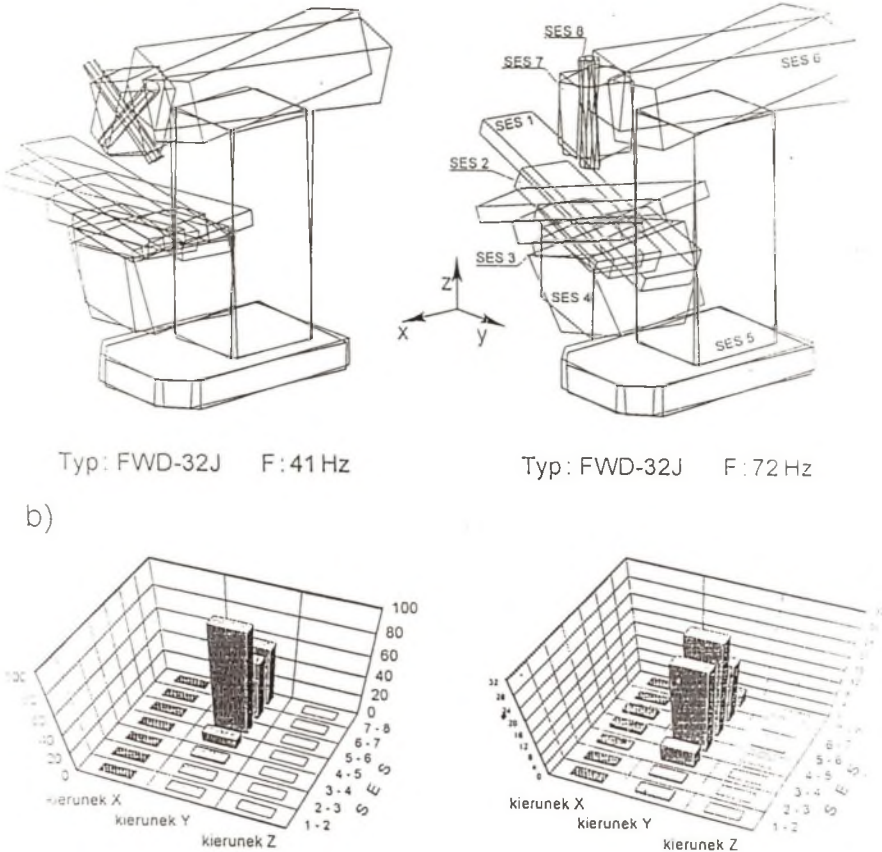


Rys.2. Wyniki badań granicy wibrostanilności

Fig.2. Results of investigation of vibrostanilility limits

Z rys.2. wynika że, występują dwie częstotliwości drgań samowzbudnych, tzn., że ujawniły się dwie postacie drgań modelu frezarki.

Na podstawie powyższych wyników wytypowano zatem dwa warianty do dalszej analizy, tj. wariant P-1/3-P oraz wariant L-2/3-P. Wyznaczono postacie drgań na granicy stabilności oraz dokonano analizy tych postaci za pomocą systemu MODAN. Uzyskane wyniki prezentuje rys.3.



Rys.3. Wyniki analizy drgań samowzbudnych w systemie MODAN;

a) skrajne fazy drgań przy częstotliwościach 41 i 72 Hz

b) histogramy obrazujące udział składowych drgań zespołów obrabiarki w drganiach narzędzia względem przedmiotu obrabianego zrzutowane na kierunek największych przemieszczeń w punkcie styku N-P

Fig.3. Results of self-excited vibration analysis in modan system

a) extreme phases of vibration for frequency 41 Hz and 72 Hz

b) bar charts showing the fraction of vibrations in reference to machined object protected on direction of maximal displacements in the N-P contact point

Z rys.3 wynika że, dominujący udział w drganiach względnych narzędzia i przedmiotu obrabianego przy częstotliwości 41 Hz mają drgania pomiędzy belką frezarki a korpusem (5-6) oraz pomiędzy głowicą a belką (6-7) i wrzecionem a głowicą (7-8). Natomiast przy częstotliwości 72 Hz maleje udział drgań pomiędzy wrzecionem a głowicą (7-8) oraz znacząco wzrasta udział drgań pomiędzy wspornikiem a korpusem frezarki (4-5).

4. WNIOSKI

Przedstawiony sposób postępowania, mający na celu dokonanie oceny wibrostabilności projektowanej obrabiarki, umożliwi wykrycie tzw. "słabych ogniw" w jej konstrukcji i racjonalne ukierunkowanie zmian tejże konstrukcji w celu poprawy wibrostabilności obrabiarki. Niewątpliwą zaletą prezentowanego podejścia jest to, iż możliwe jest dokonanie oceny wibrostabilności już na etapie projektowania obrabiarki. Wprowadzenie ewentualnych modyfikacji mających na celu poprawę wibrostabilności powinno przyczynić się do zmniejszenia ryzyka i kosztów wprowadzania takich modyfikacji na etapie badań prototypu.

LITERATURA

- [1] Tomków J.: Podstawy projektowych obliczeń wibrostabilności wielowymiarowego układu OUPN ze szczególnym uwzględnieniem modelowania dynamiki procesu skrawania. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej, Nr 429, ITM, Nr 7, Szczecin 1991.
- [2] Marchelek K., Pajor M., Tomków J.: Modelowanie procesu skrawania w analizie wibrostabilności frezowania narzędziami z nierównomierną podziałką ostrzy. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej nr 1198, seria Mechanika z. nr 113, Gliwice ss. 211-219.
- [3] Pajor M., Tomków J., Witek A.: Obliczenia wibrostabilności obrabiarek w systemie DOUNO, Archiwum Technologii Budowy Maszyn (w druku).
- [4] Lisewski W.: Metoda doświadczalnego poszukiwania słabych ogniw w układzie masowo-sprężystym obrabiarki ze względu na jego wibrostabilność. Rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1991 (maszynopis powielony).

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jan Kosmol

Wpłynęło do redakcji w grudniu 1993r.

Abstract

For a milling operation, the equation of vibration stability limit, derived based on the frequency Nyquist criterion of stability, assumes the form (1). With the use of optimizations methods it is possible to determine the boundary width of cut $b_{lim} = \min.$ that satisfies appropriate constrains and the criterion (1). For the analysis of vibrational stability of a machine tool carried out during the planning-designing process, the following procedure was adapted:

1. Selecting computational variants, constructing models in the convention of the Rigid Finite Elements Method and determining dynamical characteristics,
2. Seeking the vibrational stability limit,
3. Determining the form of vibration at the stability limit,
4. Quantitive and qualitive analysis of vibration using the "MODAN" computer system.

Following the above procedure the calculations have been done for a FWD32-J type milling machine. Analyzed variants of machining are shown in Fig. 1. The results of search for the vibrational stability limit are presented in Fig. 2. For further analysis the variant P-1/3-P and the variant L-2/3-P were selected. The forms of vibration at the stability limit were determined and the self-excited vibration were analyzed using the "MODAN" system. The results of these analyses are presented in Fig. 3.

The procedure illustrated above allows a designer to evaluate, as early as at the design stage, the vibration stability of a machine tool and to indicate the directions of possible changes in the machine design which might improve its performance.

Badania zrealizowano w ramach projektu
nr 7 0948 91 01, finansowanego w latach
1991-93 przez Komitet Badań Naukowych.