

Piotr Andrzej BĄK¹
Krzysztof JEMIELNIAK¹

ZASTOSOWANIE AUTOMATYCZNEJ ANALIZY MODALNEJ W DIAGNOSTYCE WRZECION FREZAREK

Podatność dynamiczna wrzeciona frezarki będąc istotnym wskaźnikiem jej stanu. Regularne określenie tej podatności pozwala na określenie degradacji stanu wrzeciona. Eksperymentalna analiza modalna jest jednym ze sposobów określenia wartości podatności dynamicznej. W prezentowanym artykule wykorzystana jest metodyka automatycznej analizy modalnej z jednym wejściem oraz jednym wyjściem. Umożliwia ona przeprowadzenie testów oraz uzyskanie wyników bezpośrednio w warunkach produkcyjnych przemysłu maszynowego przez użytkownika niedoświadczonego w analizie modalnej. Wbudowane automatyczne generowanie raportów pozwala na archiwizację i ocenę degradacji stanu wrzeciona. Prezentowane wyniki badań maszyn u partnera przemysłowego potwierdzają przydatność automatycznej analizy modalnej do oceny stanu wrzeciona w warunkach przemysłowych.

APPLICATION OF AUTOMATIC MODAL ANALYSIS IN EVALUATION OF MILLING MACHINE SPINDLES CONDITION

Dynamic compliance of the milling machine spindle is an important indicator of its condition. Systematic determination of dynamic compliance allows for detection of the spindle condition degradation and allows for planning of preventive service. Dynamic compliance can be experimentally obtained by modal analysis. The paper presents the methodology of automatic single-input single-output modal analysis. This makes possible to carry out tests and receive the results by an operator who does not have knowledge in the field of modal analysis. Generated modal analysis reports can be used for assessing the spindle condition degradation. The paper presents examples of using the this methodology in the factory floor conditions.

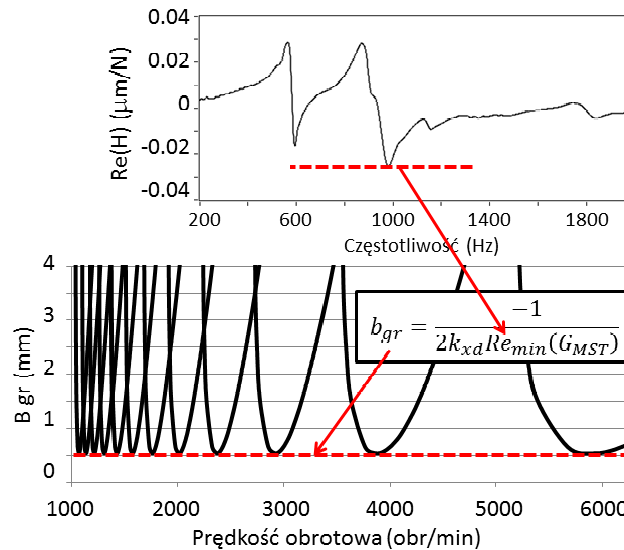
1. WSTĘP

Podatność dynamiczna może zostać wykorzystana jako wskaźnik stanu wrzeciona frezarki. Wartość ta określa podatność badanego wrzeciona na drgania i może być wykorzystana do okresowego monitorowania stanu maszyn pracujących w przemyśle obróbczym. Dzięki eksperymentalnej analizie modalnej możliwe jest określenie wartości podatności dynamicznej oraz poznanie funkcji odpowiedzi częstotliwościowej badanego wrzeciona. Jest ona niezbędnym elementem wykorzystywanym w analizie stabilności obróbki. Charakterystyczną wartością mającą decydujący wpływ na stabilność obróbki jest minimum rzeczywistej części funkcji odpowiedzi częstotliwościowej [8] i można tą wartość wykorzystać jako miarę podatności dynamicznej. Na rysunku 1 zaprezentowano zależność opisanego parametru w odniesieniu do granicznej głębokości skrawania na wykresie krzywych workowych [8].

W metodzie eksperymentalnej analizy modalnej wykorzystuje się jedno wejście, którym jest młotek modalny jako wymuszenie, oraz jedno wyjście, którym jest akcelerometr do pomiaru drgań. Przedmiotem artykułu jest analiza modalna jednowymiarowa, której celem jest pomiar drgań w miejscu przyłożenia siły skrawania, które są odpowiedzią na zadane wymuszenie mierzone na frezie lub specjalnym trzpieniu pomiarowym zamocowanym we wrzecionie [10]. Jednowymiarowa analiza modalna wykorzystuje jedno wejście oraz jedno wyjście (SISO – single-input, single-output).

Celem projektu jest automatyzacja czasochłonnych etapów analizy modalnej oraz jej uniezależnienie na czynnik ludzki. Umożliwi to wykorzystanie szybkiej i wiarogodnej, a zarazem prostej analizy modalnej jako rutynowego badania stanu maszyny. W niniejszym artykule nie są wprowadzone nowe metody analizy modalnej, a jedynie opisane metody automatyzacji znanych procedur. Wykorzystanie klasycznej analizy modalnej wiąże się z ręcznym i czasochłonnym rozpoznaniem postaci drgań na przebiegu funkcji odpowiedzi częstotliwościowej [6] do czego wymagana jest także wiedza i umiejętności z zakresu analizy modalnej, co wymaga wyszkolonego pracownika. Tego właśnie można uniknąć stosując zaproponowaną metodykę.

¹ Politechnika Warszawska, Narbutta 86, 03-524 Warszawa, Polska



Rys.1. Zależność granicznej głębokości skrawania od charakterystyki dynamicznej

2. JEDNOWYMIAROWA ANALIZA MODALNA

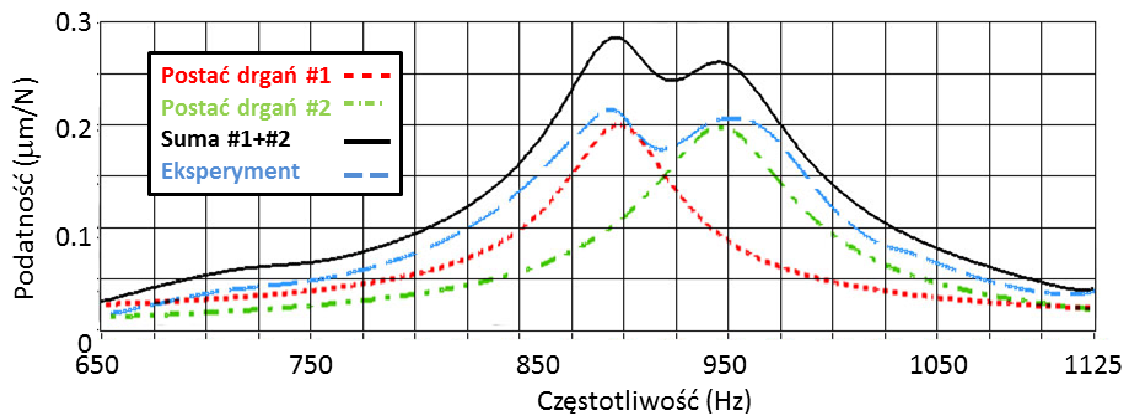
Analiza modalna o jednym wejściu oraz jednym wyjściu to analiza modalna jednowymiarowa i taka jest przedmiotem niniejszego artykułu. Pozwala ona na identyfikację charakterystyki dynamicznej drgającego układu oraz określenie dla każdej z postaci drgań jej parametrów modalnych (częstotliwość, tłumienie, sztywność oraz masa modalna). Dzięki wykorzystaniu w eksperymentalnej analizie modalnej wymuszenia za pomocą młotka modalnego energia uderzenia rozkłada się w widmie ciągłym będącym w przybliżeniu odwrotnością czasu trwania impulsu [9]. Z tego powodu dla różnych zakresów częstotliwości wzbudzenia badanego przedmiotu stosuje się wymienne końcówki młotka modalnego o różnej twardości [8].

Funkcja odpowiedzi częstotliwościowej $H(f)$ układu o jednym stopniu swobody, a zatem dla pojedynczej postaci drgań w jednej osi wrzeczona równa się odwrotności sztywności dynamicznej układu w domenie częstotliwości [11]:

$$H(f) = \frac{1}{-m(2\pi f)^2 + jc(2\pi f) + k} \quad (1)$$

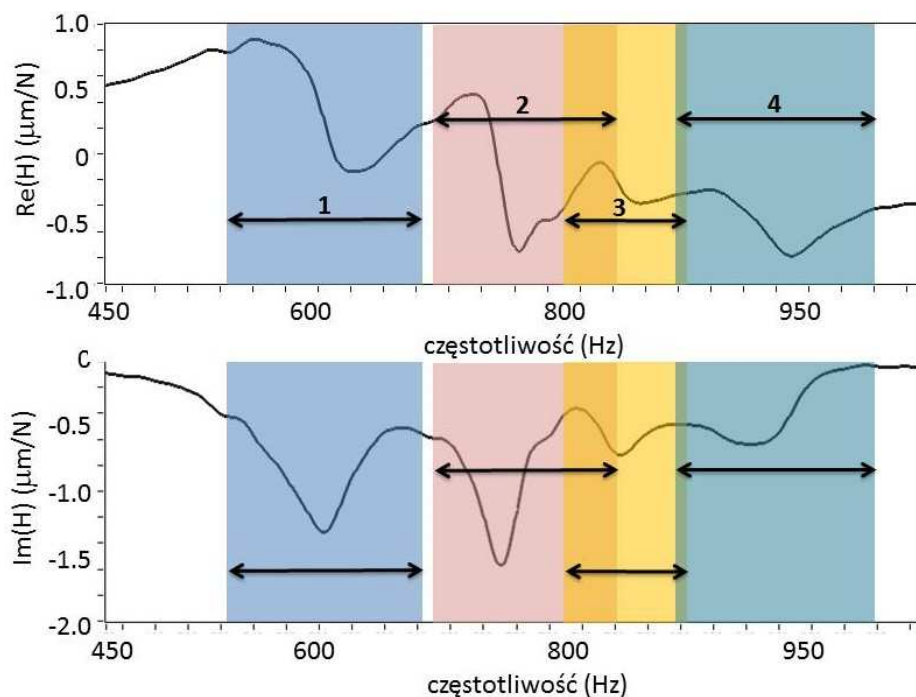
gdzie: m – masa [kg], c – współczynnik tłumienia [Ns/m], k – sztywność [N/s].

Przy założeniu, iż badany układ jest liniowy i niezmienny w czasie, możliwe jest dokonanie superpozycji pojedynczych przebiegów funkcji odpowiedzi częstotliwościowej w jeden model dla każdej z osi wrzeczona (rys. 2).



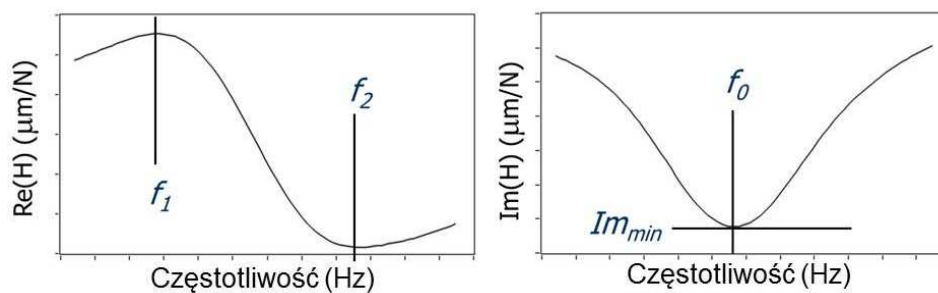
Rys. 2. Charakterystyka dynamiczna układu o dwóch stopniach swobody

Identyfikacja postaci drgań polega na określeniu zakresu jej częstotliwości na rzeczywistej i urojonej części funkcji odpowiedzi częstotliwościowej (rys. 3). Dla postaci drgań położonych blisko siebie na funkcji FRF lub w przypadku silnie zakłóconych przebiegów poprawne wskazanie zakresów staje się trudne nawet dla osób doświadczonych w analizie modalnej.



Rys. 3. Zakresy częstotliwości odpowiadające poszczególnym postaciom drgań

Gdy zostały określone zakresy częstotliwości dla każdej z postaci drgań następnym etapem jest obliczenie parametrów modalnych bazując na charakterystycznym przebiegu części urojonej i rzeczywistej funkcji FRF (rys. 4) [15].



Rys. 4. Charakterystyczne cechy części rzeczywistej i urojonej funkcji przejścia

Częstotliwość modalna f_0 jest określana wprost jako lokalne minimum $\text{Im}(H)$. Współczynnik tłumienia jest określony, jako:

$$d = \frac{2\pi f_1 - 2\pi f_2}{2 \cdot 2\pi f_0} \quad (2)$$

gdzie f_1 oraz f_2 są odpowiednio najbliższym maksimum poprzedzającym f_0 oraz najbliższym minimum następującym po f_0 (rys. 3).

Współczynnik sztywności jest określony z wartości minimum $\text{Im}(H)$.

$$k = \frac{-1}{2d \text{Im}_{min}} \quad (3)$$

masa modalna jest równa:

$$m = \frac{k}{(2\pi f_0)^2} \quad (4)$$

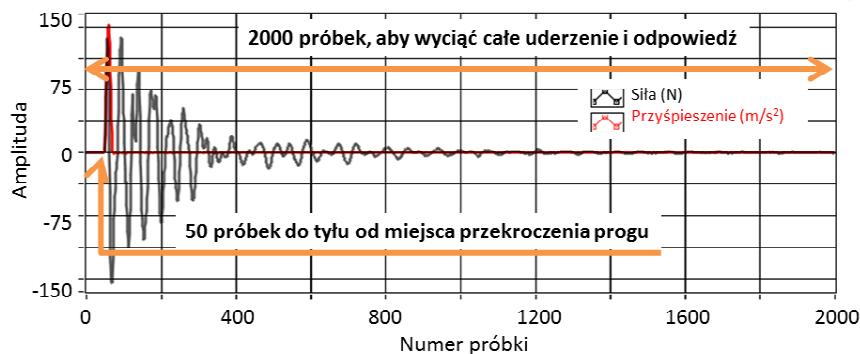
zaś modalne tłumienia jest obliczane, jako:

$$c = 2d\sqrt{km} \quad (5)$$

3. AUTOMATYCZNA IDENTYFIKACJA POSTACI DRGAŃ

Pomiary do analizy modalnej polegają na uderzeniu we wrzeciono (lub trzpień zamocowany w nim), młotkiem modalnym (z rejestracją siły). Po drugiej stronie obwodu wrzeciona znajduje się akcelerometr mierzący drgania – odpowiedź wrzeciona na wymuszenie impulsowe. Czas trwania gasnących drgań przy zastosowanej tu końcówce gumowej nie przekracza ok. 25-30 ms jest więc wyraźnie mniejsza niż 50ms przyjęte tu za okno czasowe na pojedyncze uderzenie. Nałożenie się uderzeń na siebie mogłoby zatem wystąpić przy uderzaniu częstszym niż 20 razy na sekundę, a to oznacza iż można uderzać tak szybko jak się da, jako że częstotliwości uderzeń 20 Hz nie da się ręcznie osiągnąć. Ma to istotne znaczenie dla wygody prowadzenia pomiarów.

Po przeprowadzeniu pomiarów, tj. zarejestrowaniu kilkunastu przebiegów siły wymuszającej i przyspieszenia obiektu istotne staje się wyodrębnienie pojedynczych sygnałów zawierających jedno wymuszenie i jeden gasnący przebieg drgań. Ręczne, samodzielne przeglądanie całego zarejestrowanego sygnału oraz dokonanie oceny każdego przebiegu wymuszenia i odpowiedzi wymaga dużego nakładu pracy oraz czasu, a także doświadczenia i uwagi operatora. W badaniach stosowano częstotliwość próbkowania 40kS/s. Automatyczna fragmentacja bazuje na identyfikacji początku pojedynczego uderzenia, który jest rozpoznany na przebiegu siły, jako przekroczenie wartości progowej będącej pięciokrotnością średniej pierwszych 200 próbek z całego sygnału. W kolejnym kroku wyodrębnione zostaje okno 2000 próbek, czyli 50ms (rys. 5).



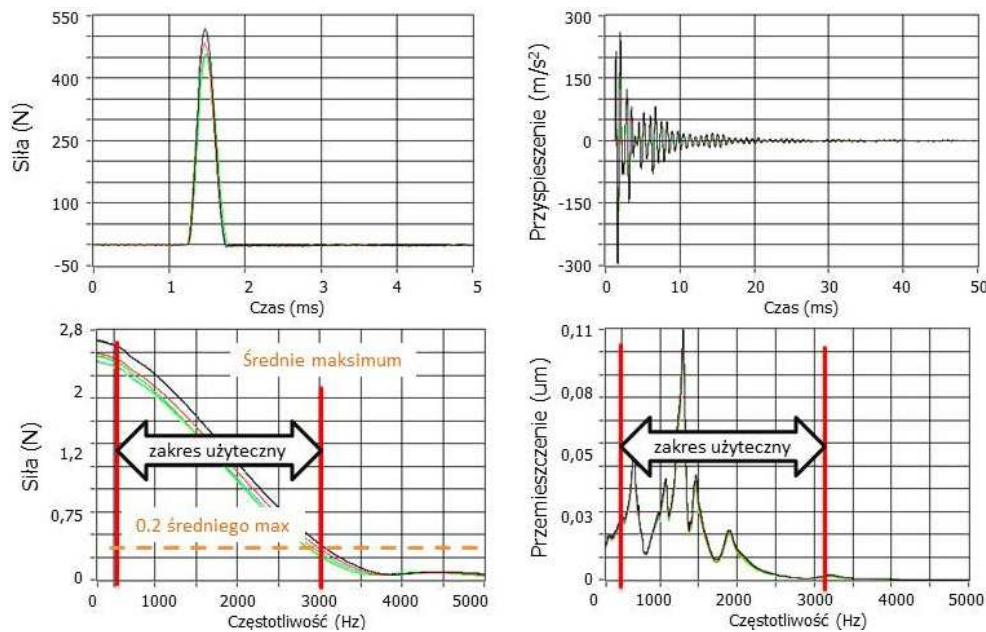
Rys. 5. Wycinanie 2000 próbek z sygnału przyspieszenia dla pojedynczego uderzenia

Pośród wszystkich wyodrębnionych sygnałów sił i przyspieszeń znajduje się wiele sygnałów niepoprawnych tj. takich, w których nastąpiło przesterowanie przedwzmacniacza (za silne uderzenie), lub gdy nastąpiło podwójne uderzenie (w oknie sygnału jest więcej niż jedno maksimum). Nieprawidłowości te muszą być wykryte automatycznie, a odpowiadające im sygnały te odrzucane.

Z pośród sygnałów poprawnych wybrane zostaje 5 najsilniejszych uderzeń oraz odpowiedzi badanego obiektu. Sygnały te są wykorzystane w dalszej analizie. Jeżeli układ nie rejestruje co najmniej pięciu poprawnych uderzeń, fakt ten jest być sygnalizowany operatorowi ze wskazaniem przyczyny (zbyt silne uderzenia lub/i zbyt twarda końcówka młotka powodująca podwójne uderzenia). Na rysunku 6 przedstawiono przebiegi czasowe oraz widma wyodrębnionych poprawnych sygnałów.

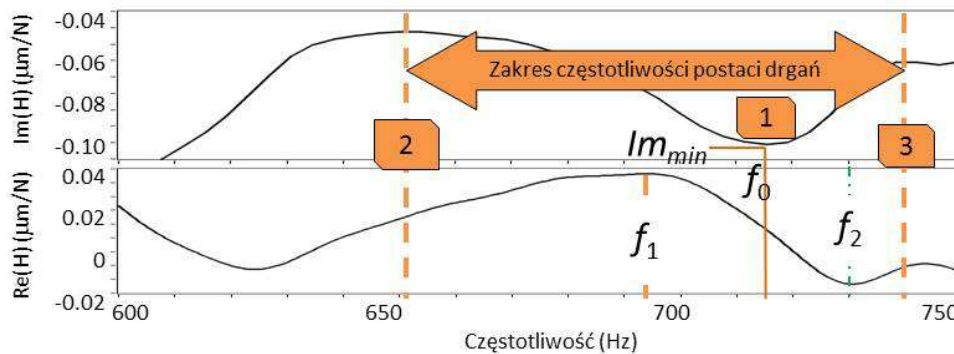
Funkcja odpowiedzi częstotliwościowej staje się mniej wiarygodna przy częstotliwości, dla której widmo sygnału wymuszenia opada poniżej 20% maksymalnej wartości. Z kolei ze względu, iż widmo przyspieszenia jest przeliczone na widmo przemieszczenia dla niskich częstotliwości wartości widma są bardzo wysokie (przyspieszenie jest podzielone przez $\omega^2 = (2\pi f)^2$ dla najniższych częstotliwości), a to czyni je niewiarygodnymi. Z tego względu wprowadzono ograniczenie użytecznego zakresu częstotliwości od lewej, jako 200 Hz lub 50 Hz dla końcówki gumowej młotka modalnego (rys. 6).

Następnie dla każdego wyodrębnionego poprawnego wymuszenia oraz odpowiedzi obliczona zostaje funkcja odpowiedzi częstotliwościowej (ang. Frequency Response Function- FRF) i wszystkie te przebiegi są uśrednione w jeden przebieg.



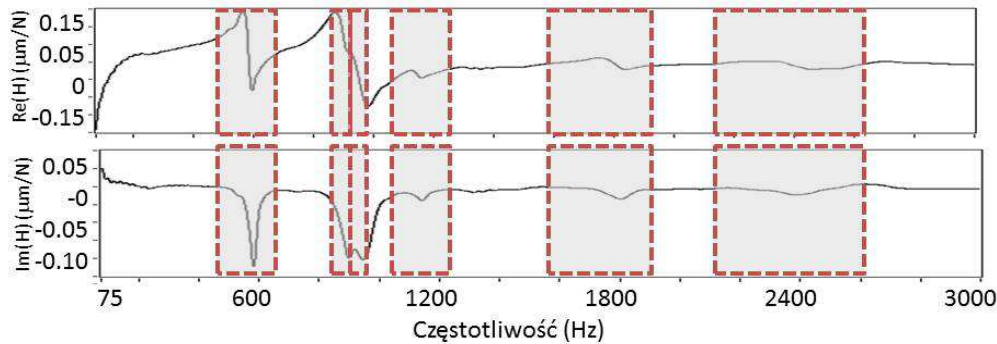
Rys. 6. Wybrane sygnały wymuszenia i odpowiedzi (powyżej) oraz ich widma (poniżej)

Identyfikacja automatyczna postaci drgań jest rozpoczęta poprzez wyszukanie lokalnych minimów w urojonym przebiegu funkcji odpowiedzi częstotliwościowej (rys. 7 punkt 1). A następnie wyszukiwane jest najbliższe maksimum po lewej i prawej od lokalnego minimum (rys. 7 punkt 2 i 3). Ponieważ w przebiegu funkcji odpowiedzi częstotliwościowej znajduje się wiele lokalnych minimów, które są nieistotne z punktu widzenia analizy modalnej ważne jest wprowadzenie kryteriów odrzucania rozpoznanych automatycznie fragmentów, aby w analizie pozostały jedynie istotne dane związane z charakterystyką dynamiczną wrzeciona. Stąd w dalszej analizie uwzględnia się postaci drgań, dla których częstotliwość modalna jest położona w zakresie użytecznym oraz wartość funkcji koherencji w tym punkcie jest większa niż 0,6. Dla każdej postaci drgań uznanej za istotną obliczone są parametry modalne (wzory 2-5).



Rys. 7. Wykrywanie pojedynczej postaci drgań

Przykładowy wynik automatycznie rozpoznanych postaci drgań i odpowiadających im zakresów częstotliwości zaprezentowany jest na rysunku 8. Prezentowana metodyka w niniejszym artykule pozwala na identyfikację nawet blisko położonych względem siebie postaci drgań (Rys. 8 – około 800 Hz).



Rys. 8. Sześć wykrytych postaci drgań i odpowiadające im zakresy częstotliwości.

4. ZASTOSOWANIA PRZEMYSŁOWE W DIAGNOSTYCE WRZECION

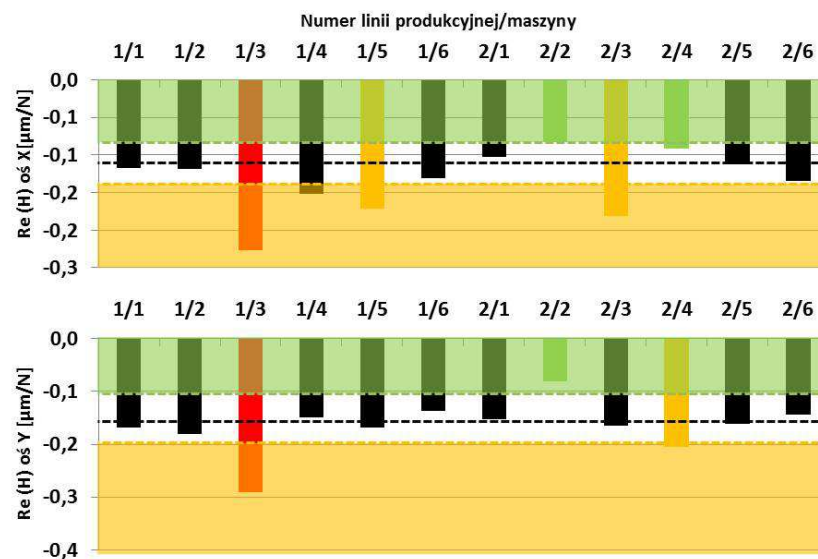
Opisana powyżej metodyka została wykorzystana w zakładzie przemysłowym w Dolinie Lotniczej w Polsce [3]. Celem przeprowadzonych testów było określenie charakterystyki i podatności dynamicznej dwunastu identycznych centrów frezarskich CNC (dwie linie i sześć maszyn na każdej z linii). Badania przeprowadzone zostały przy nieruchomym wrzecionie, w którym umieszczony został specjalny trzpień, do którego zamocowany za pomocą wosku został akcelerometr. Podczas pomiarów (na osi X oraz osi Y) wrzeciono było rozgrzane do standardowej temperatury pracy. Młotek modalny został wyposażony w gumową oraz plastikową końcówkę. Tor pomiarowy dla jednowymiarowej analizy modalnej SISO jest prosty i łatwy do wykorzystania w warunkach przemysłowych. Składa się z młotka modalnego B&K 8206-03, akcelerometru B&K 4514-001, wzmacniacza B&KNEXUS 2693, karty DAQ NI USB-6259 BNC oraz komputera ze środowiskiem LabVIEW 2010. Opracowane do badań oprogramowanie automatycznie generuje raporty z uzyskanymi wynikami. Przykładowe fragmenty raportów pokazane są na rysunku 9.

Modal analysis results					Modal analysis results				
Results averaged from 5 hits.					Results averaged from 5 hits.				
Tested machine		Modal hammer			Tested machine		Modal hammer		
L2/M2. Y		B&K 8206-033			L1/M6. X		B&K 8206-033		
Accelerometer		Target			Accelerometer		Target		
B&K 4514-B-001		Shank. top position			B&K 4514-B-001		Shank. top position		
Minimum of real FRF					Minimum of real FRF				
-0.081 µm/N @ 1019 Hz					-0.131 µm/N @ 962 Hz				
List of modes					List of modes				
f [Hz]	Compliance [µm/N]	Mass [kg]	Damping [Ns/m]	Stiffness [kN/m]	f [Hz]	Compliance [µm/N]	Mass [kg]	Damping [Ns/m]	Stiffness [kN/m]
1181	0.03247	13.21104	4150.3703	727963.85	925	0.26702	1.40197	643.72087	47523.61456
946	0.16871	1.08815	993.99931	38919.43847	732	0.03005	14.36445	7220.3539	306028.80335
642	0.17259	6.45289	1434.65871	105282.47223	656	0.3293	19.28087	7361.89468	328637.00049
508	0.01882	15.16692	16420.32937	163258.98646	585	0.04773	19.55939	5682.92587	130747.30068

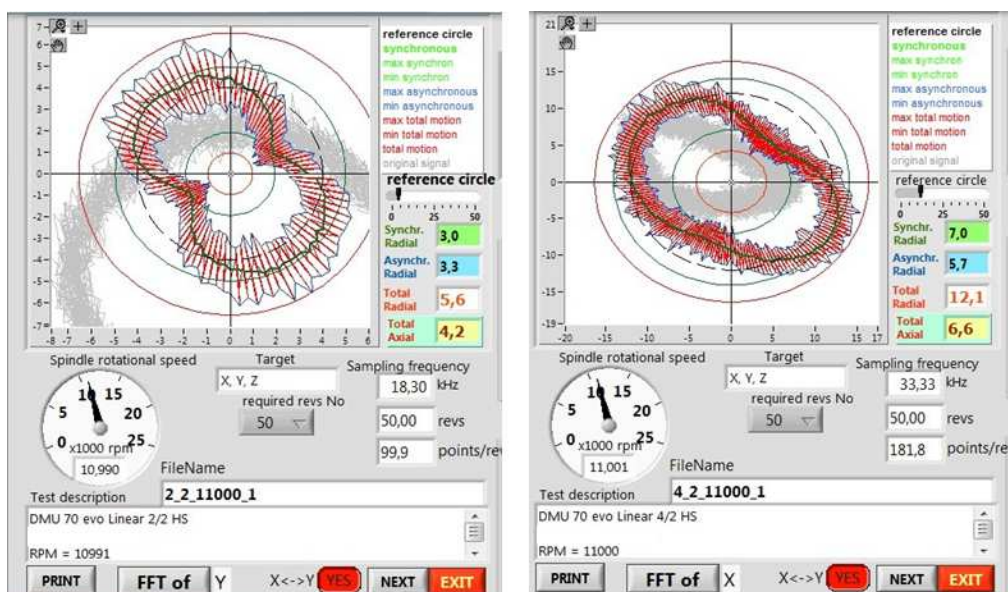
Rys. 9. Fragmenty wygenerowanych raportów z analizy modalnej

Najlepszym wskaźnikiem odporności na drgania samowzbudne jest minimum części rzeczywistej FRF. Wartości opisanego wyżej wskaźnika dla wszystkich dwunastu pokazane są na rysunku 10. Średnia wartość jest oznaczona czarną przerywaną linią. Wartości wyższe niż średnia plus odchylenie standardowe są uważane za bezpieczne (zielone pole), z kolei wartości niższe niż średnia minus odchylenie standardowe zostały uznane jako zalecenie serwisowania wrzeciona. Jedna z maszyn – trzecia maszyna na linii pierwszej wydaje się być w najgorszej kondycji. Maszyna ta jednakże była wycofana w produkcji oczekując na serwis wrzeciona. Najlepsze wyniki na obu osiach zostały uzyskane przez maszynę drugą na linii drugiej.

Równocześnie z badaniami modalnymi zostały przeprowadzone badania błędnych ruchów wrzecion szybkoobrotowych z wykorzystaniem sprzętu Lion Precision, i oprogramowania opracowanego w ZAOiOSPW [4]. Uzyskane wyniki (przykład widoczny na rys. 11) potwierdzają te prezentowane przez automatyczną analizę modalną. Maszyna 2/2 ma najniższą ze zmierzonych podatności dynamicznych w zestawieniu oraz całkowity błąd 5.6 µm. Z drugiej strony maszyna 2/4, która na osi Y przekroczyła poziom ostrzegawczy ma całkowity błąd 12,1 µm, który jest ponad dwukrotnie większy.



Rys. 10. Podatność dynamiczna badanych wrzecion szybkoobrotowych



Rys. 11. Przykład wyników badań błędnych ruchów wrzecion szybkoobrotowych

5. WNIOSKI

Konwencjonalna analiza modalna wymaga zarówno wiedzy i umiejętności dla oceny zarejestrowanych sygnałów, wyboru odpowiednich uderzeń oraz zakresu częstotliwości odpowiadających pojedynczej postaci drgań. Zaprezentowaną metodykę badania analizy modalnej umożliwia jej przeprowadzanie bezpośrednio na hali produkcyjnej bez zaangażowania wysoko wykwalifikowanych pracowników. Automatyczne generowanie raportów ułatwia gromadzenie dokumentacji do śledzenia stanu maszyn i przewidywania przeglądów czy remontów prewencyjnych, zanim dojdzie do poważniejszych awarii lub pogorszenia jakości wyrobów.

Badania przeprowadzone w warunkach przemysłowych potwierdziły prawidłowość opracowanej metodyki automatycznej analizy modalnej i jej przydatność w diagnostyce wrzecion frezarek. Opisana metodyka i oprogramowanie są gotowe do wdrożenia (komercjalizacji) jako wyniki projektu wspomnianego niżej.

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] Bąk P.A., Jemielniak K.: *Development of methods, algorithm and software for automatic modal analysis*, raport z projektu Nowoczesne technologie materiałowe w przemyśle lotniczym – patrz podziękowania.
- [2] Bąk P.A., Jemielniak K.: *Automatic modal analysis of milling machine tool spindle*, Journal of Machine Engineering, Vol 17, No 1, 2012, Page 81-92, ISSN 1426-708X.
- [3] Bąk P.A., Jemielniak K., *Modal characteristics and dynamic compliance test in factory floor conditions*, raport z projektu Nowoczesne technologie materiałowe w przemyśle lotniczym – patrz podziękowania.
- [4] Jemielniak K., Chrzanowski J.: *Analysis of high speed spindle error movement*, raport z projektu Nowoczesne technologie materiałowe w przemyśle lotniczym – patrz podziękowania.
- [5] Bart, et al.: *The PolyMAX frequency-domain method: a new standard for modal parameter estimation?*, Shock and Vibration, 2004, 11.3: 395-409.
- [6] Tlustý J, King, R. I., ed.: *Machine Dynamics. Handbook of High Speed Machining Technology*, Chapman and Hall, New York 1985, , Ch. 3, 48-153.
- [7] CutPro User Manual, Manufacturing Automation Laboratories Inc. (MAL), 2000.
- [8] Altintas Y.: *Machining process Modeling, Machine Tap testing and Chatter Vibration Avoidance*, Manufacturing Automation Laboratory, University of British Columbia, Vancouver, Canada, 2002.
- [9] Abele E, Fiedler U.: *Creating Stability Lobe Diagrams during Milling*, Annals of the CIRP, 53(1):309–312, 2004.
- [10] Budak E.: *Dynamic Analysis and Control, Faculty of Engineering and natural Sciences*, Sabanci University, Tuzla, Istanbul, Turkey, 2009.
- [11] Døssing O.: *Structural Testing*. Part 1. Mechanical Mobility Measurements, Brüel & Kjær, April 1988, p.20.
- [12] Guillaume P.: *Modal Analysis, Department of Mechanical Engineering*, Vrije Universiteit Brussel, Pleinlaan 2, B-1050 Brussel, Belgium, p.4-6.
- [13] Maia N., Silva J.: *Modal analysis identification techniques*, R. Soc. Lond. A 2001 359, 29-40.
- [14] Halvorsen W. G.: *Impulse technique for structural frequency response testing*, Anatron Corporation and David L. Brown, University of Cincinnati, Sound and Vibration, November 1977.
- [15] Gade S., Herlufsen H., Konstantin-Hansen H.: *How to Determine the Modal Parameters of Simple Structures*, Brüel&Kjær, Denmark.
- [16] Faassen R.P.H.: *Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling*, International Journal of Machine Tools & Manufacture 43 (2003) 1437–1446.

PODZIĘKOWANIA

Badania realizowane w ramach Projektu „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym” Nr POIG.0101.02-00-015/08 w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (POIG). Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.