

Marcin CHODŹKO<sup>1</sup>  
Krzysztof MARCHELEK<sup>1</sup>

## **DOŚWIADCZALNE BADANIA WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH UKŁADÓW KORPUSOWYCH OBRABIAREK. WYBRANE ZAGADNIENIA**

Zagadnienia modelowania systemu obrabiarka – proces skrawania są przedmiotem wielu prac badawczych. Obecnie obserwuje się silny rozwój technik modelowania, których celem jest realizacja koncepcji wirtualnej obrabiarki. Realizacja tej koncepcji wymaga poprawnie zbudowanych i zidentyfikowanych modeli systemu obrabiarka – procesy robocze. W artykule przedstawiono wyniki badań układów korpusowych obrabiarek pod kątem określenia ich właściwości dynamicznych. Przeanalizowano wybrane sposoby wymuszania drgań układów korpusowych oraz wykazano ich zalety oraz wady. Przytoczono wyniki przeprowadzonych badań, które potwierdziły wnioski z dokonanej analizy.

### **1. WSTĘP**

Nowoczesny proces wytwarzania ma na celu uzyskanie produktu o pożądanym właściwościach, w krótkim czasie oraz przy niskich kosztach. Jednoczesne zrealizowanie tych wymagań zwykle nie jest możliwe, lecz dążenie do ich spełnienia wymusza ciągły rozwój technologii wytwarzania, w tym również konstrukcji obrabiarek. W przypadku obróbki skrawaniem podstawowymi wymaganiami stawianymi procesowi wytwarzania jest dokładność wymiarowa przedmiotu w granicach nałożonej tolerancji oraz określony stan jego warstwy wierzchniej. Spełnienie tych wymogów możliwe jest jedynie wówczas, gdy złożony system obrabiarka – proces skrawania charakteryzuje się określonymi możliwościami obróbkowymi. Obecnie obserwowane tendencje w realizacji zadań obróbkowych wskazują na wzrost stosowanych prędkości obrotowych wrzecion oraz prędkości posuwów. Powoduje to konieczność coraz dogłębnierzego poznawania zjawisk dynamicznych zachodzących w czasie obróbki oraz wprowadzania odpowiednich korekt programu obróbkowego w układzie sterowania obrabiarką, uwzględniającego wpływy dynamiki obiektu.

Prace naukowo – badawcze związane z modelowaniem oraz kształtowaniem właściwości dynamicznych obrabiarek zalicza się do priorytetowych. Na szczególną uwagę zasługują prace zespołów M.Wecka [31],[32] oraz Y.Altıntasa [5],[23], jak również prace

---

<sup>1</sup> Instytut Technologii Mechanicznej, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie

zespołów polskich badaczy z Politechniki Wrocławskiej [14],[15], Politechniki Warszawskiej [16-18] oraz Politechniki Szczecińskiej [24],[29].

Nagromadzona w wyniku tych prac wiedza w zakresie dynamiki systemów obrabiarka – procesy robocze sprawiła, iż stało się możliwe praktyczne zrealizowanie koncepcji wirtualnej obróbki [4],[20],[32],[33]. Sprzyjały temu także dwa główne czynniki: duża moc obliczeniowa współczesnych komputerów i rozwój oprogramowania.

Symulacja pracy systemu obrabiarka – procesy robocze (wirtualna obróbka) jest tym dokładniejsza im dokładniejszy jest jego model. Aby spełnić ten warunek dokonuje się identyfikacji i walidacji modelu. Dysponowanie doświadczalnie zidentyfikowanym modelem systemu obrabiarka – procesy robocze, zbudowanym w jednym środowisku obliczeniowym, umożliwia prowadzenie rozmaitych analiz i badań bez konieczności realizacji zadań obróbkowych na rzeczywistej obrabiarce. Możliwe jest ponadto testowanie skuteczności działania rozmaitych strategii sterowania, symulowanie zmian konstrukcyjnych oraz wpływu wielu czynników na wynikowe parametry opisujące przedmiot obrabiany [19], a także wprowadzanie odpowiednich korekt do generatora ścieżki narzędzia i sprawdzanie efektów tych działań w pamięci komputera.

Jednym z najważniejszych zespołów obrabiarki jest jej układ korpusowy. To od struktury geometryczno - ruchowej obrabiarki, właściwości statycznych oraz dynamicznych układu korpusowego zależy możliwość realizowania na danej obrabiarce określonych zadań obróbkowych oraz uzyskiwania pożądanej dokładności obróbki. Niezwykle trudno skorygować program obróbkowy tak, by całkowicie wyeliminować wpływ błędów wynikających z niewłaściwie zaprojektowanej konstrukcji układu korpusowego. Dlatego nadal prowadzone są prace nad coraz dokładniejszymi metodami modelowania i projektowania układów korpusowych, zaś niepoślednie miejsce w tym procesie zajmują badania doświadczalne, dostarczające danych niezbędnych do identyfikacji budowanych modeli.

W niniejszej pracy przedstawiono wybrane metody badania dynamiki systemu obrabiarka – procesy robocze, ze szczególnym naciskiem położonym na dynamikę układów korpusowych obrabiarki. Przedyskutowano ich zalety oraz wady związane z interpretacją uzyskiwanych rezultatów, wynikające przede wszystkim z niepewności, jaką obarczone jest wyznaczanie przebiegu częstotliwościowych funkcji przejścia. Rozważania te przeprowadzono dla różnych typów obrabiarek. Zagadnienia związane z szacowaniem właściwości dynamicznych obrabiarek poszerzono o analizę zagadnienia prognozowania wibrostanowienia.

## 2. BADANIA DOŚWIADCZALNE DYNAMIKI UKŁADÓW KORPUSOWYCH OBRABIAREK

Znakomita większość obecnie pracujących w przemyśle obrabiarek ma klasyczną strukturę geometryczno – ruchową, rozumianą, jako układ korpusów połączonych ze sobą układami prowadnicowymi różnego typu (ślizgowymi, tocznymi) [8],[10],[13]. Znacznie rzadziej można napotkać przypadki występowania struktur równoległych [7],[30]. Jest to spowodowane problemami z zapewnieniem stałej sztywności obrabiarki w całej przestrzeni

obróbkowej [25]. Rodzaj struktury nie ma jednak istotnego wpływu na wybór metody wyznaczania właściwości dynamicznych obrabiarki. Szczególną kategorię stanowią obrabiarki przeznaczone do prowadzenia mikroobróbki. Pomimo tego, że największe problemy w modelowaniu procesu mikroobróbki związane są z procesem skrawania, to zagadnienia dynamiki układów korpusowych mikroobrabiarek są przedmiotem rozlicznych prac badawczych [11],[21],[27].

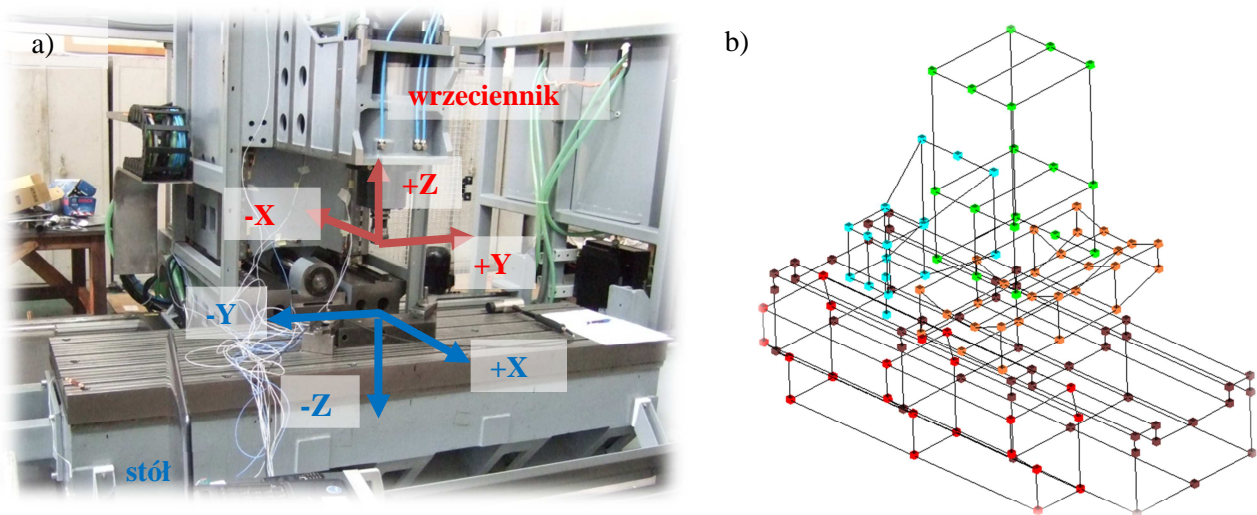
Przed planowaniem badań doświadczalnych dynamiki systemu obrabiarka – procesy robocze, w tym także układów korpusowych obrabiarki, niezwykle istotne jest określenie ich celu i zakresu. Cele mogą być bardzo różne, np.: określenie zbioru częstotliwości rezonansowych, animowanie postaci drgań, sprawdzenie warunków odkształcalności korpusów, prognozowanie wibrostabilności, zweryfikowanie tezy o liniowości charakterystyk opisujących budowane modele, oszacowanie drgań względnych narzędzia i przedmiotu obrabianego. Za każdym razem należy nieco odmiennie podejść do zagadnienia planowania eksperymentu uwzględniając jego specyfikę. W dalszej części pracy przedstawiono wybrane zagadnienia badań dynamiki układów korpusowych obrabiarek, zrealizowanych w Instytucie Technologii Mechanicznej Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie

## 2.1. WYBÓR WARIANTU WYMUSZENIA DRGAŃ UKŁADU KORPUSOWEGO OBRABIARKI

Ważną decyzją, jaką należy podjąć przy planowaniu badań dynamiki układu korpusowego obrabiarki jest wybór sposobu wymuszenia drgań struktury masowo – dyssypacyjno – sprężystej obrabiarki. Możliwe jest przeprowadzenie tzw. testu impulsowego, polegającego na wymuszeniu badanej struktury za pomocą młotka modalnego, zawierającego przetwornik siły. Możliwe jest również użycie do tego celu wzbudnika lub zestawu wzbudników (testy MIMO) lub wymuszenie procesem roboczym (wymuszenie operacyjne).

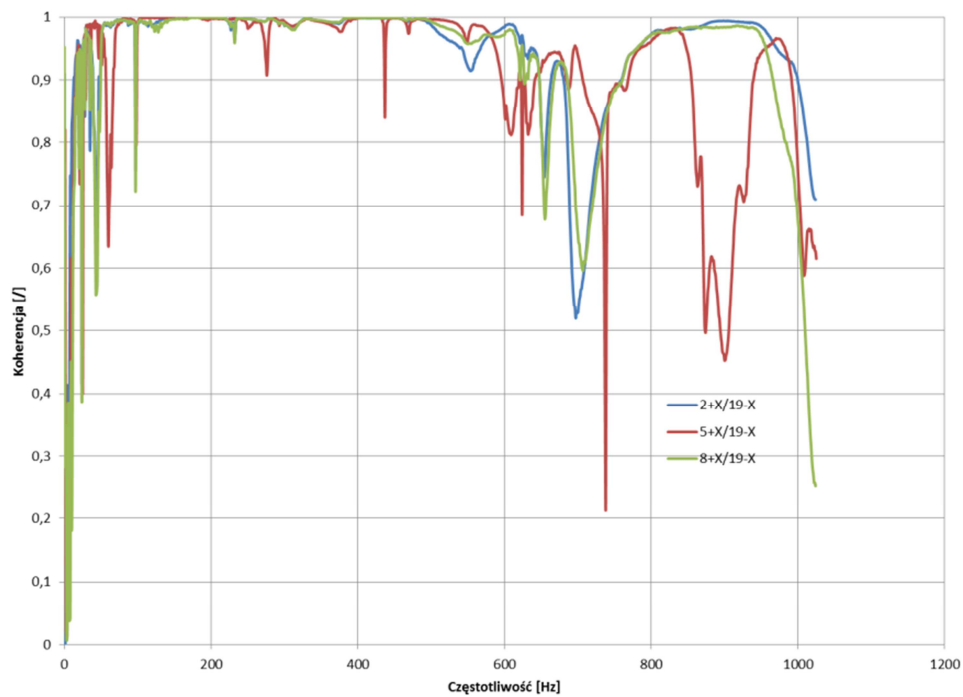
## 2.2. TEST IMPULSOWY

Podstawową zaletą realizacji badań z zastosowaniem wymuszenia impulsowego jest szybkość ich przeprowadzania. Przy podejmowaniu decyzji o zastosowaniu wymuszenia impulsowego konieczne jest sprawdzenie, czy za pomocą młotka modalnego można dostarczyć dostateczną ilość energii, by pobudzić postacie drgań obrabiarki w odpowiednio szerokim zakresie częstotliwości. Przeprowadzone przez autorów badania wykazały, że jest to możliwe nawet dla obrabiarek o dużych wymiarach. Na rys.1a pokazano widok centrum obróbkowego FV2 o wymiarach gabarytowych: 4400 x 2500 x 2850 mm, o dopuszczalnym obciążeniu stołu równym 3 tony, którego prototyp zbudowano w Centrum Badawczo Konstrukcyjnym Obrabiarek w Pruszkowie. W badaniach zastosowano młotek modalny Kistler 2068391 o masie 1.5 kg, z zakresem pomiarowym do 1000 Hz (-10 dB) oraz piezoelektryczne czujniki przyspieszeń firmy PCB. Test przeprowadzono dla sześciu kierunków wymuszenia – rys.1a, rejestrując przyspieszenie w trzech ortogonalnych kierunkach, w każdym ze 134 punktów siatki pomiarowej – rys.1b.



Rys. 1. a) Widok centrum obróbkowego FV2 z zaznaczonymi kierunkami wymuszenia, b) siatka pomiarowa  
Fig. 1. a) Machining centre FV2 and directions of excitation, b) measurement geometry

W wyniku dokonanych pomiarów uzyskano zbiór 402 częstotliwościowych funkcji przejścia, które następnie posłużyły do zbudowania modelu modalnego. Ważne jest przy tym, aby szukać biegunów modelu modalnego tylko w tym paśmie częstotliwości, w którym następuje właściwe pobudzenie układu do drgań, co może zostać określone np. na podstawie przebiegu funkcji koherencji – rys.2.



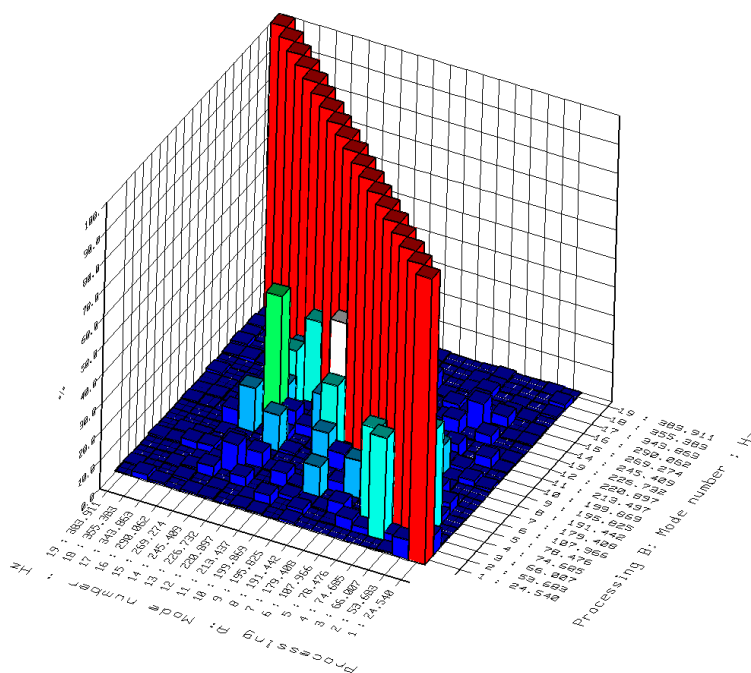
Rys. 2. Przebieg funkcji koherencji dla 3 przykładowo wybranych punktów pomiarowych na obrabiarce  
Fig. 2. Coherence function for 3 arbitrarily chosen points on measured structure

Parametry modelu modalnego (rys.3a) wyznaczono przy użyciu algorytmu Polymax, dostępnego w oprogramowaniu TestLab firmy LMS na podstawie analizy tzw. diagramu stabilizacyjnego. Wybór stabilizujących się biegunów musi zostać potwierdzony obserwacją odpowiadających im postaci drgań. Analiza wzajemnego ruchu poszczególnych brył układu korpusowego obrabiarki nie w każdym przypadku jest jednak jednoznaczna. Z tego też względu do oceny poprawności wyboru biegunów modelu modalnego używa się również kryterium MAC (*modal assurance criterion*) [2]. Jest to sprawdzenie warunku ortogonalności wektorów własnych dla analizowanego modelu modalnego – autoMAC (rys.3b) lub pomiędzy różnymi analizowanymi modelami – MAC.

a)

Mode	f [Hz]	d[%]
Mode 1	: 24.54 Hz	5.59 %
Mode 2	: 53.68 Hz	6.05 %
Mode 3	: 66.00 Hz	3.91 %
Mode 4	: 74.68 Hz	12.08 %
Mode 5	: 78.47 Hz	4.15 %
Mode 6	: 107.96 Hz	7.48 %
Mode 7	: 179.40 Hz	4.56 %
Mode 8	: 191.44 Hz	2.79 %
Mode 9	: 195.82 Hz	4.72 %
Mode 10	: 199.86 Hz	3.04 %
Mode 11	: 213.43 Hz	2.38 %
Mode 12	: 220.89 Hz	3.26 %
Mode 13	: 226.73 Hz	0.54 %
Mode 14	: 245.40 Hz	1.58 %
Mode 15	: 269.27 Hz	2.15 %
Mode 16	: 290.06 Hz	2.34 %
Mode 17	: 343.86 Hz	1.25 %
Mode 18	: 355.38 Hz	1.64 %
Mode 19	: 383.91 Hz	0.59 %

b)



Rys. 3. a) Model modalny centrum FV2, b) walidacja modelu – macierz autoMAC

Fig. 3. a) Modal model of FV2 center, b) model validation – autoMAC matrix

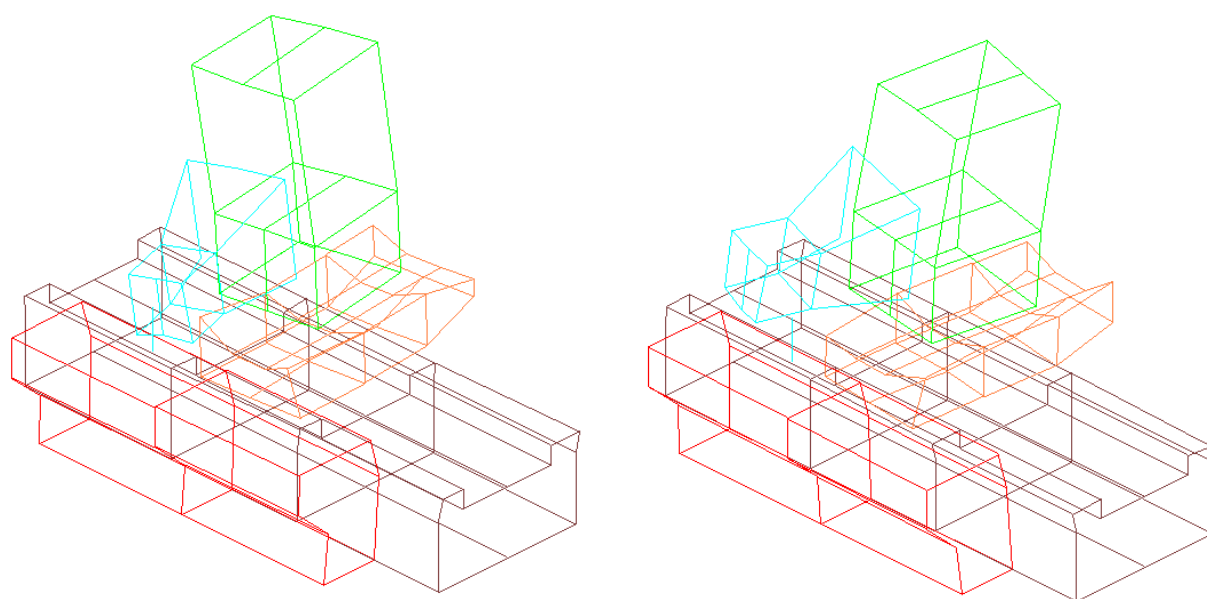
Przykładowo wybraną postać drgań, odpowiadającą biegunowi numer 3 rozważanego modelu, w postaci skrajnych kadrów animacji przedstawiono na rys.4.

Dla tak dużego obiektu, jakim była badana obrabiarka, występuje problem z ustaleniem dostatecznie gęstej siatki pomiarowej, pozwalającej na uniknięcie tzw. aliasingu przestrzennego, czyli niemożności „zobaczenia” niektórych, pobudzonych postaci drgań. Wybór odpowiedniej siatki pomiarowej zależy przede wszystkim od doświadczenia eksperymentatora.

Znajomość wyznaczonego doświadczalnie modelu modalnego dostarcza informacji na temat „niebezpiecznych” rejonów częstotliwości, ze względu na występujące w nich częstotliwości rezonansowe oraz odpowiadające im postaci drgań, które ukazują ruch układu korpusowego. Uzyskane z modelu modalnego informacje na temat dynamiki układu

korpusowego badanej obrabiarki mogą posłużyć do określenia niezbędnych zmian konstrukcyjnych, a także mogą być wykorzystane w procedurze dostrajania modelu matematycznego, jeśli eksperymentator takim dysponuje.

Na przykład przedstawiona na rys.4 postać drgań jest jedną z najbardziej istotnych dla badanej struktury, ponieważ wzajemny ruch wrzeciennika (narzędzia) oraz stołu wzdłuż kierunku posuwu przedmiotu obrabianego będzie charakteryzował się dużą amplitudą przy niskiej częstotliwości, co może sprzyjać utracie stabilności układu (pojawieniu się i rozwojowi drgań samowzbudnych).



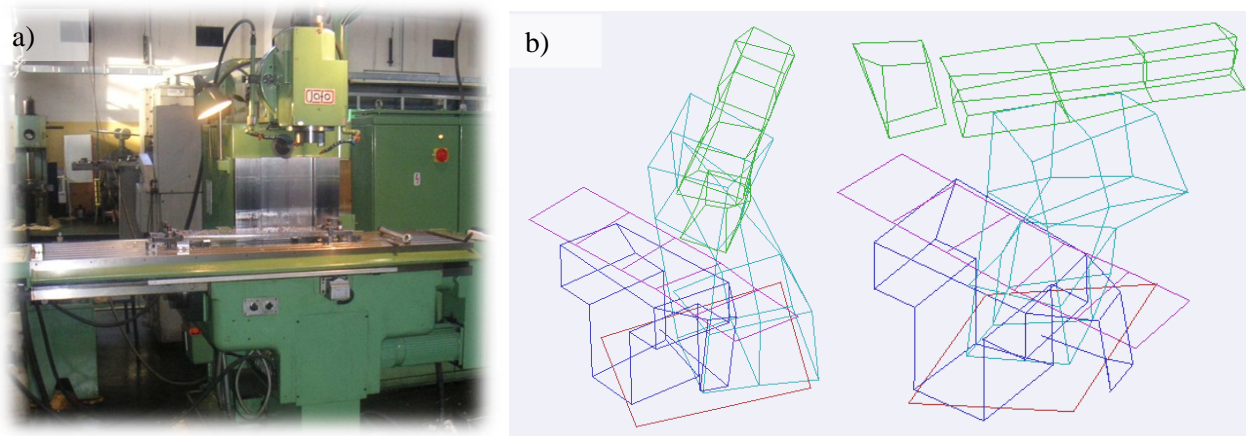
Rys. 4. Graniczne fazy ruchu postaci drgań przy:  $f=66.0$  Hz,  $d=3.91\%$   
 Fig. 4. Mode shape for model pole at  $f=66.0$  Hz and  $d=3.91\%$

Dodatkową zaletą tak zrealizowanego eksperymentu jest możliwość wizualnej oceny odkształcalności brył korpusowych. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowych wrzeciona rośnie częstotliwość sygnału wymuszającego. Konieczne staje się prowadzenie analiz w szerszym niż dotąd zakresie częstotliwości, aby możliwe było zidentyfikowanie postaci drgań związanych z odkształceniami własnymi brył korpusowych. Tendencję tę można również zauważyć w sposobie modelowania układów korpusowych obrabiarki. Metody odkształcalnych elementów skończonych wypierają metodę sztywnych elementów skończonych głównie ze względu na uzyskanie większej dokładności modelowania, w zakresie wyższych częstotliwości [21].

Przeprowadzone w ITM ZUT w Szczecinie, dla wielu układów korpusowych obrabiarek, badania doświadczalne potwierdzają zasadność opisanej uprzednio zmiany w podejściu do modelowania układów korpusowych. Dla przykładu, badania przeprowadzone dla frezarki wspornikowej FYN 50, Jarocińskiej Fabryki Obrabiarek JAFO (rys.5a) wykazały istotne formy drgań, których nie można interpretować jako postaci związanych z ruchem bryły sztywnej – skretna postać drgań przy 74.3 Hz (rys.5b).



We współpracy z konstruktorami zmieniono uzebrowanie korpusu, czego efektem był brak skrętnej postaci drgań korpusu głównego.



Rys. 5. a) Widok obrabiarki FYN50, b) graniczne fazy ruchu postaci drgań przy  $f=74.3$  Hz,  $d=3.9\%$   
Fig. 5. a) FYN50 milling machine, b) mode shape for model pole at  $f=74.3$  Hz and  $d=3.9\%$

Obserwacja ta oraz inne uwagi zostały przekazane projektantom, co zaowocowało dokonaniem odpowiednich zmian konstrukcyjnych tej części korpusu. Kolejne obrabiarki produkowane w tej fabryce, mimo podobnej konstrukcji, były pozbawione tej niekorzystnej postaci drgań.

Reasumując, przeprowadzenie eksperymentu modalnego, polegającego na znalezieniu biegunów modelu modalnego i odpowiadających im postaci drgań stanowi bogate źródło informacji na temat dynamiki układu korpusowego obrabiarki. Ograniczeniem przedstawionej metody szacowania parametrów modelu modalnego jest zakres częstotliwości, w którym pobudzane są postacie drgań. Należy wobec tego starannie dobrać młotek modalny zależnie od badanej konstrukcji oraz systematycznie sprawdzać przebieg funkcji koherencji. Ogromne znaczenie ma również właściwy wybór punktu przyłożenia wymuszenia. Obecnie prowadzone są prace nad automatyzacją procesu doboru lokalizacji punktów pomiarowych oraz punktów przyłożenia wymuszenia ze względu na aliasing przestrzenny, jednakże w ocenie autorów artykułu są to prace wstępne, o jeszcze niedostatecznej użyteczności wypracowanych algorytmów. Czynności te zależą obecnie od eksperymentatora i to na nim spoczywa odpowiedzialność za dokonanie właściwego wyboru.

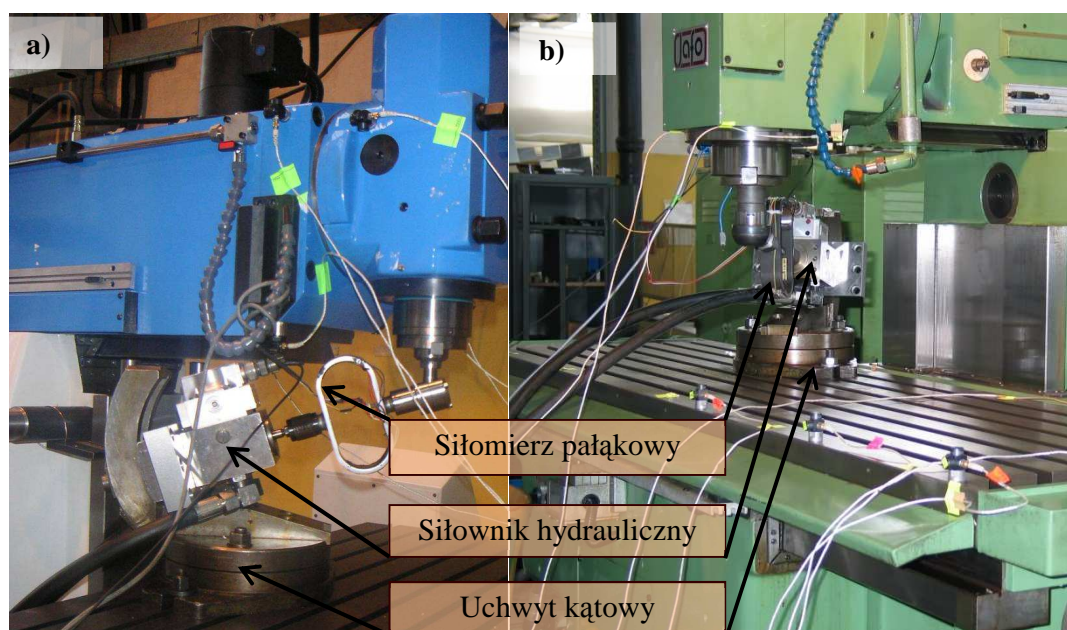
### 2.3. WYMUSZENIE ZA POMOCĄ WZBUDNIKA

Niedogodności związane z ograniczonym pasmem częstotliwości, w którym estymowany jest model modalny układu korpusowego obrabiarki przy wymuszeniu młotkiem modalnym, mogą zostać ominięte poprzez zastosowanie do tego celu wzbudnika. Przy jego użyciu możliwe jest wygenerowanie niemal dowolnego przebiegu sygnału

wymuszającego, jednak i w tym przypadku istnieją dość poważne ograniczenia. Pierwszym jest charakterystyka dynamiczna wzbudnika, którą należy uwzględnić w czasie prowadzenia pomiaru [12]. W przeciwnym przypadku zachodzi sytuacja, w której zlekceważenie tego wpływu powoduje, że wyznaczane funkcje przejścia obiektu „obciążone” są właściwościami dynamicznymi wzbudnika, co wymaga odpowiednich korekcji. Drugim ograniczeniem są wymagania energetyczne oraz koszty urządzeń.

W przypadku zastosowania wzbudnika konieczne jest zastosowanie pętli sprzężenia zwrotnego, zwykle od siły lub przemieszczenia, zapewniającej uzyskanie funkcji przejścia względem siły, nie zaś napięcia sterującego wzbudnikiem. Należy w tym miejscu wspomnieć o szczególnej własności obrabiarki, polegającej na tym, że pracuje ona jako układ zamknięty (sprzężony) przez proces skrawania. Należałoby zatem tak zaprojektować układ wymuszający, by możliwie dokładnie odwzorować warunki rzeczywistej pracy obrabiarki przez wprowadzenie wstępnego napięcia badanego układu siłą symulującą składową stałą siły skrawania.

Układ taki został zaprojektowany, wykonany i zastosowany do badań dynamiki układów korpusowych serii frezarek produkcji Jarocińskiej Fabryki Obrabiarek JAFO.

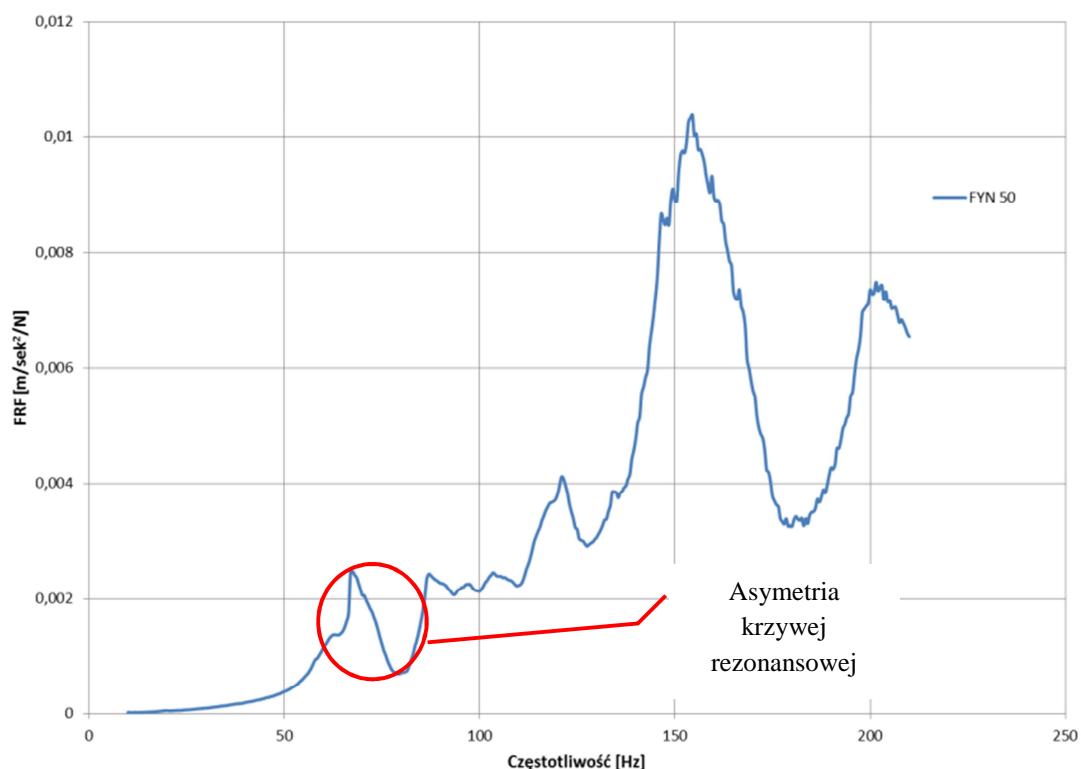


Rys. 6. Stanowisko do badań dynamiki z użyciem wzbudnika: a) frezarka FNU-50, b) frezarka FYN-50  
Fig. 6. Experimental setup with using exciter: a) FNU-50 milling machine, b) FYN-50 milling machine

Zaletą zastosowanego, w uprzednio wspomnianych badaniach, schematu wymuszenia było przede wszystkim to, że wprowadzono między narzędzie i przedmiot obrabiany element, powodujący napięcie między nimi, zbliżając tym samym stan obiektu do warunków panujących w czasie pracy. Właściwe kątowe ustawienie uchwytu pozwoliło natomiast ustalić kierunek działania siły wymuszającej zgodnie z kierunkiem wypadkowej siły skrawania.



Przedstawiony na rys.6 układ umożliwił wymuszenie drgań układu korpusowego badanej obrabiarki z zastosowaniem jednego z trzech rodzajów sygnału: szumu, impulsu oraz sygnału harmonicznego o zmiennej częstotliwości. Szczególnie interesująca była możliwość testowania obrabiarki sygnałem okresowym o przestrajanej częstotliwości. Zaletą tej metody jest możliwość wykrywania nieliniowości w układzie poprzez wymuszanie struktury przez ustalony czas sygnałem harmonicznym. W przeprowadzonych badaniach zaobserwowano „niesymetryczne rezonanse” – np. rys.7, co świadczyć może o nieliniowościach w układzie. W trakcie realizacji badań zaobserwowano, że przechodzenie przez rezonans i utrzymywanie obiektu w tym stanie wywołuje całkowite rozregulowanie większości połączeń rozłącznych w badanej obrabiarence. Wydaje się zatem, że metoda *stepped sine* może być stosowana do badań obrabiarek ale „pod szczególnym nadzorem”.

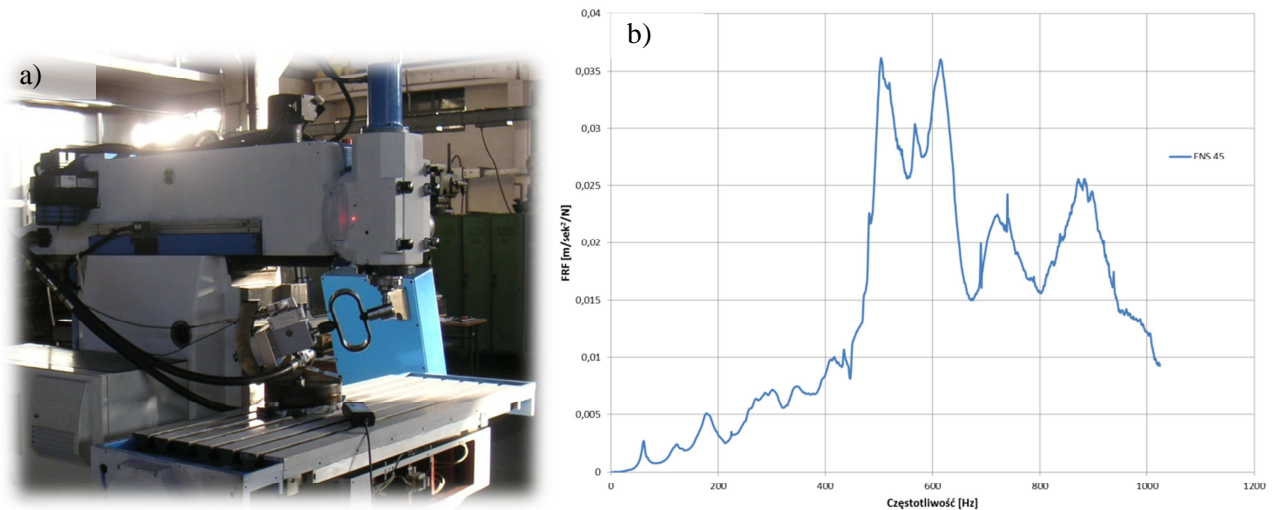


Rys. 7. Uśredniona funkcja przejścia (wskaznik SUM) dla modelu obrabiarki FYN 50

Fig. 7. SUM factor for modal model of FYN 50 milling machine

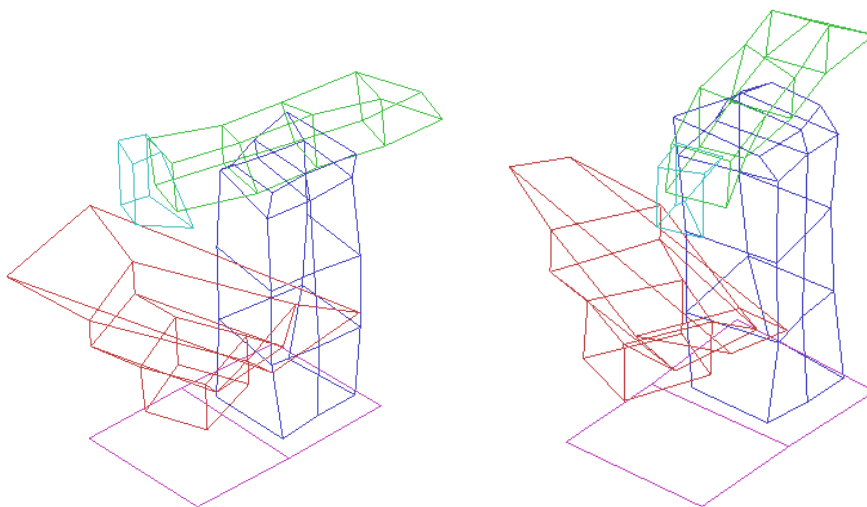
Zastosowanie wymuszenia sygnałem losowym nie miało uprzednio przedstawionej „wady”. Dokonane badania, przy użyciu wymuszenia sygnałem losowym, umożliwiły wyznaczenie funkcji przejścia i zbudowanie modelu modalnego frezarki FNS-45 – rys.8a. Wyznaczono trzy istotne bieguny:  $f_1=59.55$  Hz,  $d_1=4.79$  %,  $f_2=120.91$  Hz,  $d_2=5.26$  %,  $f_3=175.52$  Hz,  $d_3=4.96$  %. Dla tego samego stanowiska badawczego przeprowadzono również badania z użyciem impulsu generowanego przez wzbudnik. W badanym zakresie częstotliwości zidentyfikowano te same bieguny, jak w przypadku wymuszenia układu sygnałem losowym. Na rys.8b przedstawiono funkcję SUM. Jest to funkcja, stanowiąca niejako uśrednione właściwości dynamiczne obrabiarki. Buduje się ją poprzez uśrednienie

części rzeczywistych oraz urojonych, analizowanych w wielu punktach pomiarowych funkcji przejścia, a następnie wyznacza się jej moduł. Należy jednak pamiętać, że algorytm estymacji biegunów modelu modalnego wykorzystuje wszystkie wyznaczone funkcje przejścia.



Rys. 8 a) Widok obrabiarki FNS 45 z układem wymuszającym, b) uśredniona funkcja przejścia SUM  
Fig. 8 a) FNS 45 milling machine with exciter, b) SUM factor for modal model of FNS 45 milling machine

Najistotniejsza postać drgań badanej struktury, przy częstotliwości 59.5Hz w postaci skrajnych kadrów animacji została przedstawiona na rys.9. Na rysunku tym można zauważyć istotny ruch względny wrzeciennika i stołu na kierunku posuwu, co może skutkować znaczącymi drganiami względnymi narzędzia i przedmiotu obrabianego, a tym samym wpływać niekorzystnie na warunki obróbki lub stabilność obróbki.



Rys. 9. Graniczne fazy ruchu badanej frezarki przy częstotliwości 60.4 Hz,  $d=4.5\%$   
Fig. 9. Mode shape for model pole at  $f=60.4$  Hz and  $d=4.5\%$

Podsumowując wydaje się, że zastosowanie wzbudnika do procesu określania właściwości dynamicznych obrabiarki nie jest niezbędne. Wyniki uzyskiwane na podstawie testu impulsowego, nawet dla obrabiarek o dużych wymiarach świadczą o użyteczności tej metody badań. Stosowanie wzbudników łączy się natomiast ze znacznie większymi kosztami energii, aparatury, nakładu pracy, zatem trudno jest jednoznacznie wskazać przewagę tego sposobu wymuszania.

Istotną zaletą, omówionego uprzednio sposobu wymuszania za pomocą wzbudnika, jest jego wykorzystanie jako elementu sprzęgającego układ korpusowy, dzięki czemu uzyskuje się warunki zbliżone do tych, jakie panują w czasie obróbki.

### 3. PROGNOZOWANIE WIBROSTABILNOŚCI SYSTEMU OBRABIARKA – PROCES SKRAWANIA

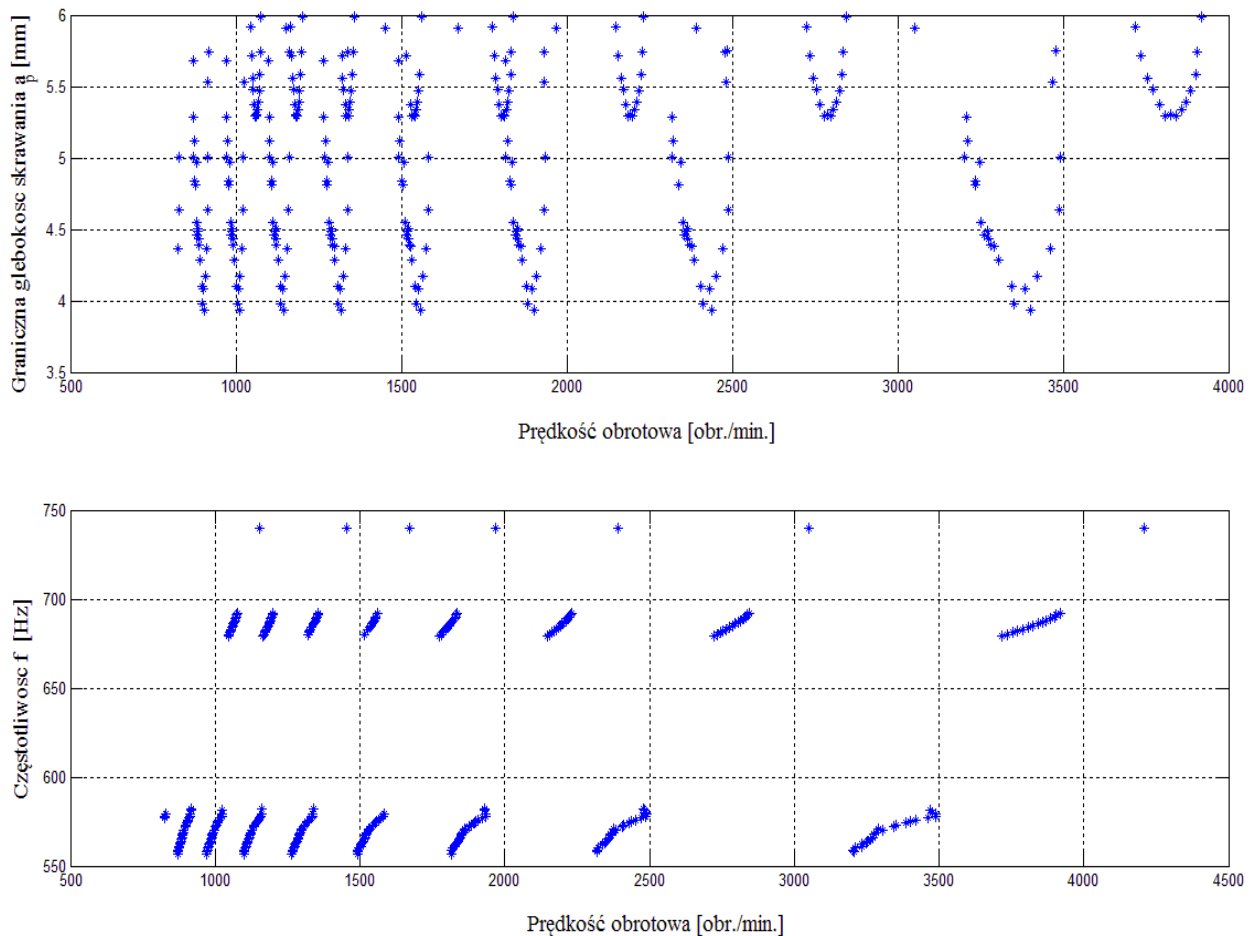
Doświadczalnie wyznaczoną charakterystykę dynamiczną, opisującą drgania względne narzędzia i przedmiotu obrabianego (N-PO), można efektywnie wykorzystać do prognozowania wibrostabilności. Należy w tym miejscu zaznaczyć, że drgania względne N-PO są wynikiem określonych właściwości dynamicznych układu korpusowego, wrzeciona i narzędzia.

Modelowanie wrzecion jest przedmiotem wielu prac badawczych. Ich głównym celem jest obecnie, oprócz rozwoju ich konstrukcji, integracja modeli wrzecion z modelami układu korpusowego i układem sterowania, w celu praktycznej realizacji wirtualnej obróbki [1],[9]. Dysponując zidentyfikowanym modelem procesu skrawania oraz modelami: obrabiarki, układu napędowego oraz narzędzia, można przeprowadzić prognozę wibrostabilności systemu obrabiarka – proces skrawania. Zbudowanie wspomnianych modeli tak zdefiniowanego systemu jest jednak bardzo czasochłonne, z tego też powodu najczęściej obecnie używana metoda szacowania właściwości dynamicznych obrabiarki na potrzeby prognozy wibrostabilności opiera się na wynikach tzw. *tool tip* testu [3].

Test *tool tip* polega na pomiarze parametrów ruchu końcówki narzędzia, zamontowanego we wrzecionie przy wymuszaniu drgań narzędzia młotkiem modalnym w trzech ortogonalnych kierunkach. Uzyskuje się ten sposób zestaw częstotliwościowych funkcji przejścia, zawierających informacje na temat dynamiki obrabiarki. Funkcje te, w połączeniu ze zidentyfikowanym modelem procesu skrawania, stanowią podstawę do prognozowania wibrostabilności zgodnie z metodyką opisaną m.in. w pracach [6],[28].

Przeprowadzone przez autorów badania wykazały przydatność tej metodyki. Na rys.10 przedstawiono wyniki prognozy wibrostabilności w postaci tzw. krzywych workowych *stability lobes*, uzyskanej na podstawie testu *tool tip* dla centrum obróbkowego FV2. Wykresy umożliwiają wybór parametrów obróbki, głównie prędkości obrotowej wrzeciona i głębokości skrawania, gwarantujących stabilność obróbki.

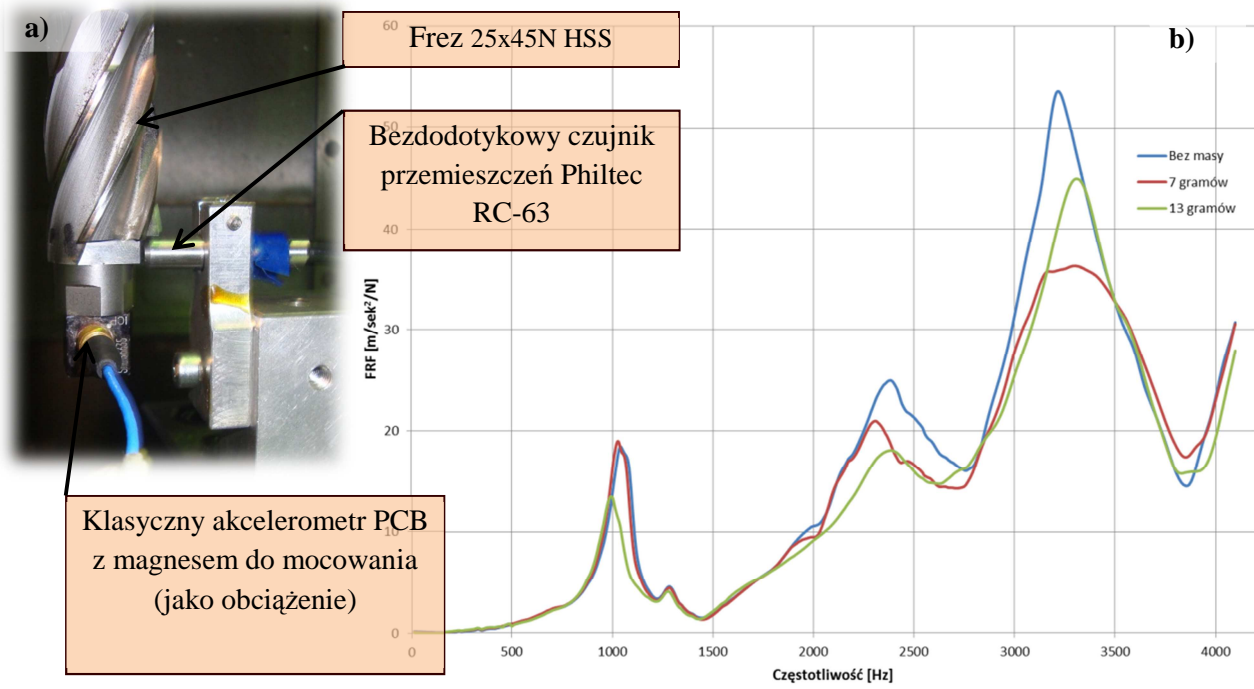
Podobne doświadczenia prowadzone dla frezu 25x45N HSS zamontowanego we wrzecionie obrabiarki MICRON VCE 500 wykazały jednak pewną niekorzystną cechę takiego sposobu prognozowania wibrostabilności. Okazuje się, że prognoza jest niezwykle wrażliwa na zmiany przebiegu częstotliwościowej funkcji przejścia.



Rys. 10. Prognoza wibrostabilności centrum obróbkowego FV2 (krzywe workowe)  
 Fig. 10. Vibration stability prognosis of FV2 machining center (stability lobes)

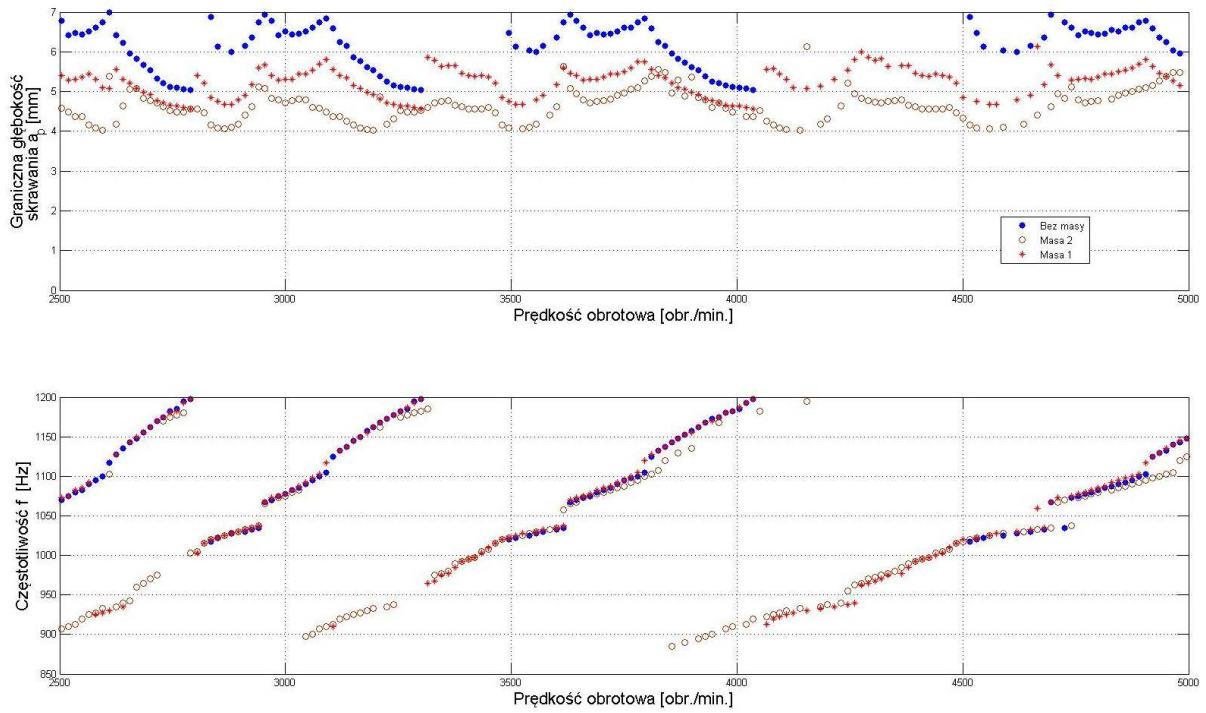
Jak to wykazano w wielu publikacjach naukowych, przebieg funkcji FRF może być wrażliwy między innymi na zmiany masy czujnika [26], sposób przetwarzania sygnału [22], technikę pomiaru i inne czynniki związane z prowadzeniem eksperymentu. Dla przykładu, przeprowadzone doświadczenia wykazały, że zamocowanie na końcówce narzędzia czujnika powoduje zwiększenie masy na końcówce narzędzia rys.11a, a to z kolei powoduje istotne zmiany przebiegu FRF rys.11b.

Przyjmując niezmienność modelu procesu skrawania, przeprowadzono procedurę prognozowania wibrostabilności systemu obrabiarka – proces skrawania na podstawie *tool tip* testu, czego wynikiem są krzywe workowe zaprezentowane na rys.12. Znamienne jest to, że prognoza stabilności, czyli graniczne parametry skrawania dla obróbki stabilnej, znacząco się różnią zależnie od funkcji przejścia, która została użyta do ich określenia. Różnice te są znaczące i nie do pominięcia. Przeprowadzone dodatkowe eksperymenty wykazują wrażliwość funkcji FRF na wiele czynników związanych z prowadzeniem pomiaru. Z pozoru niewielkie zmiany przebiegu tej funkcji powodują znaczące zmiany prognozy wibrostabilności. Obserwacje te, sugerują znaczną ostrożność w formułowaniu wniosków dotyczących prognozowania stabilności systemu obrabiarka – proces skrawania.



Rys. 11. Wyniki testu *tool tip* dla centrum obróbkowego MICRON: a) schemat pomiaru, b) zmiany przebiegu FRF zależnie od dołączonej masy na końcówce narzędzia

Fig. 11. Tool tip test results for MICRON center: a) scheme of measurement, b) FRF changes caused by additional mass added to the tool tip



Rys. 12. Prognoza wibrostabilności centrum obróbkowego MICRON VCE 500 (krzywe workowe)  
 Fig. 12. Vibrostability prognosis of MICRON VCE 500 machining center (stability lobes)



#### 4. PODSUMOWANIE

Metody eksperymentalnej analizy modalnej są bardzo użyteczne w poznawaniu dynamiki obrabiarek. Można za ich pomocą oszacować parametry modelu modalnego, znaleźć postacie drgań. Dane uzyskane w trakcie eksperymentu mogą również stanowić podstawę do prowadzenia procesu *model updatingu*, czyli identyfikacji wartości parametrów i struktury modelu obliczeniowego.

Mimo pewnych ograniczeń test impulsowy jest obecnie podstawową metodą wymuszania drgań obrabiarki. Należy jedynie pamiętać o prawidłowości doboru masy młotka i kierunku uderzenia. Metody MIMO oraz OMA nie znajdują na razie szerokiego zastosowania w testowaniu obrabiarek. Zastosowanie wymuszenia za pomocą wzbudnika jest mniej rozpowszechnione.

Wyniki testu *tool tip*, mimo niezaprzeczalnych zalet i szerokiego stosowania w praktyce, należy interpretować bardzo ostrożnie. Szczególną uwagę trzeba zwrócić na to, dla jakiej wzajemnej konfiguracji elementów korpusowych przeprowadzany jest test. Ewentualnie test ten należy przeprowadzić w możliwie dużej liczbie reprezentatywnych wariantów wzajemnego ich ustawienia. Prognoza wibrostanilności, przeprowadzana na podstawie wyników testu *tool tip*, również powinna być traktowana bardzo ostrożnie. Z jednej strony na niepewność tę składa się niejednoznaczność związana z wyznaczeniem funkcji FRF, z drugiej zaś mnogość symptomów przyjmowanych do oceny stanilności obróbki.

#### LITERATURA

- [1] ABELE E., 2010, *Machine tool spindle units*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 59/781-802.
- [2] ALLEMANG R., 2002, *The modal assurance criterion – Twenty years of use and abuse*, the 20th International Modal Analysis Conference, Los Angeles, CA, February 2002.
- [3] AHMADIAN H., 2010, *Tool point dynamics prediction by a three-component model utilizing distributed joint interfaces*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 50, 998-1005.
- [4] ALTINTAS Y., 2005, *Virtual machine tool*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 54/2/115-138.
- [5] ALTINTAS Y., 2004, *Chatter stability of metal cutting and grinding*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 53/2/619-642.
- [6] CATANIA G., 2010, *Theoretical–experimental modeling of milling machines for the prediction of chatter vibration*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, In Press, Corrected Proof.
- [7] CHANAL H.: 2009, *Reduction of a parallel kinematics machine tool inverse kinematics*, Mechanism and Machine Theory, 44/1371-1385.
- [8] CHLEBUS E., 1999, *Modelling and calculation of properties of sliding guideways*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 39/12/1823-1839.
- [9] ERTURKA A., 2006, *Analytical modeling of spindle-tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 46/1901-1912.
- [10] FUJITA T., 2011, *Experimental characterization of disturbance force in a linear drive system with high-precision rolling guideways*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 51/2/104-111.
- [11] HUO D., 2010, *A holistic integrated dynamic design and modelling approach applied to the development of ultraprecision micro-milling machines*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 50/335-343.
- [12] IGLANTOWICZ T., 1983, *Doświadczalne badania dynamicznych właściwości obrabiarek przy użyciu sygnałów zdeterminowanych*, rozprawa habilitacyjna, Politechnika Warszawska.

- [13] JASTRZĘBSKI D., 2010, *Modelowanie wpływu błędów geometrii tocznych podzespołów prowadnicowych na ich charakterystyki statyczne*, Advances in Manufacturing Science and Technology, 34/4/23-33.
- [14] JĘDRZEJEWSKI J., 2005, *High-speed precise machine tools spindle units improving*, Journal of Materials Processing Technology, 162-163/615-621.
- [15] JĘDRZEJEWSKI J., 1985, *Selected diagnostic methods for machine tools acceptance tests*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 34/1/343-346.
- [16] JEMIELNIAK K., 1989, *The development of frequency and amplitude of chatter vibration*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 29/2/249-256.
- [17] JEMIELNIAK K., 1989, *Numerical simulation of non-linear chatter vibration in turning*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 29/2/239-247.
- [18] JEMIELNIAK K., 2010, *Advanced monitoring of machining operations*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 59/2/717-739.
- [19] JÖNSSON A., 2005, *A virtual machine concept for real-time simulation of machine tool dynamics*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 45/7-8/795-801.
- [20] KADIR A., 2010, *Virtual machine tools and virtual machining - A technological review*, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 494-508
- [21] KONO D., 2010, *Evaluation of modelling approaches for machine tool design*, Precision Engineering 34/399-407.
- [22] LAMB M., 2008, *Some issues when using Fourier analysis for the extraction of modal parameters*, 7th International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis, Journal of Physics: Conference Series 181/1-8
- [23] LUTTERVELT C.A., 1998, *Present situation and future trends in modelling of machining operations progress. Report of the CIRP Working Group 'Modelling of Machining Operations'*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 47/2/587-626.
- [24] MARCHELEK K., 1991, *Dynamika obrabiarek*, WNT, Warszawa.
- [25] OSYPIUK R., 2009, *A low-cost Hexa platform for efficient force control systems using industrial manipulator*, Solid State Phenomena, Vol.: Mechatronic systems and materials, 147-149, 1-6.
- [26] ÖZSAHIN O., 2010, *Analysis and compensation of mass loading effect of accelerometers on tool point FRF measurements for chatter stability predictions*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 50/585-589.
- [27] RAHMAN M., 2010, *A multiprocess machine tool for compound micromachining*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 50/4/344-356.
- [28] SALAHSHOOR M., 2009, *Continuous model for analytical prediction of chatter in milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 49/14/1136-1143.
- [29] TOMKÓW J., 1997, *Wibrostanilność obrabiarek*, WNT, Warszawa.
- [30] WANG Z., 2001, *A study on workspace, boundary workspace analysis and workpiece positioning for parallel machine tools*, Mechanism and Machine Theory, 36/5/605-622.
- [31] WECK M., 1989, *The originating mechanisms of wheel regenerative grinding vibration*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 38/1, 381-384.
- [32] WECK M., 1994, *CAD assisted chatter-free NC tool path generation in milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 34/6, 879-891.
- [33] ZAEH M., 2007, *A new method for simulation of machining performance by integrating finite element and multi-body simulation for machine tools*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 56/1/383-386.

## EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF MACHINE TOOLS BODY DYNAMICS - SELECTED PROBLEMS

Summary: Modeling machine tool - cutting process system is a subject of numerous research publications. Recently a development of modeling techniques focused on realization of virtual machine tool concept has been observed. The virtual machine tool concept necessitates accurate and identified models of machine tool and processes. The paper presents results of tests carried out to obtain dynamic properties of machine tools body system. Selected excitation methods are analyzed and their advantages and shortcomings are shown. Results of conducted tests that verify performed analyses are presented.