

Teoretyczna analiza modalna zespołu wrzeciennika przedmiotu szlifierki do otworów

WITOLD PAWŁOWSKI
SEBASTIAN BOJANOWSKI *

W artykule zaprezentowano możliwości wykorzystania programu CAD/CAE Autodesk Inventor do wyznaczenia dynamicznych właściwości zespołów obrabiarki na przykładzie wrzeciennika przedmiotu szlifierki do wałków SOH-10. Przedstawiono sposób przeprowadzenia oraz wyniki teoretycznej analizy modalnej tego zespołu. Na podstawie otrzymanych wyników opisano szkodliwy wpływ, jaki mogą wywołać drgające elementy analizowanego zespołu na proces szlifowania otworów oraz zaproponowano kierunek modyfikacji konstrukcji badanego zespołu szlifierki w celu zmniejszenia tego wpływu.

Podczas procesu skrawania na obrabiarkę oddziałują różne zjawiska fizyczne powstające w samym procesie obróbki oraz w otoczeniu maszyny. Wraz z rozwojem nowoczesnych technologii nastąpił wzrost wydajności procesów obróbki skrawaniem. Aby zwiększyć wydajność obróbki skrawaniem, można zmienić m.in. kinematyczne parametry obróbki, tj. prędkość i głębokość skrawania, prędkości posuwowe. Wzrost tych parametrów powoduje zwiększenie sił skrawania, temperatury, prędkości i przyspieszeń elementów obrabiarki. W wyniku działania zmiennych w czasie czynników o charakterze siłowym i cieplnym na masowo-sprężysty układ OUPN (*Obrabiar-ka-Uchwyt-Przedmiot-Narzędzie*) mogą powstawać drgania elementów obrabiarki.

Drgania oddziałujące na masowo-sprężysty układ OUPN powodują m.in. odchylenia torów ruchu narzędzia skrawającego i przedmiotu obrabianego od torów założonych. Te odchylenia powodują powstawanie błędów wymiarowo-kształtowych powierzchni przedmiotów obrabianych oraz wpływają m.in. na zwiększenie zużycia obrabiarek i zmniejszenie trwałości narzędzia skrawającego [1].

Jednym z rodzajów drgań występujących w obrabiar-kach skrawających są drgania samowzbudne. Drgania samowzbudne powstają, gdy układ masowo-tłumiąco-sprężysty (MTS) jest niestabilny. Przykładem drgań samowzbudnych mogą być drgania relaksacyjne (*stick-slip*) lub drgania powstające wskutek zjawiska obróbki po śladzie [9].

Kolejnym rodzajem drgań obniżających jakość obrabia-nych powierzchni są drgania wymuszone. Powstają one na skutek niewyważenia elementów wirujących (np. koła pasowe, koła zębate, uchwyty, łożyska, ściernice), mimo-środowego zamocowania przedmiotu, przenoszenia drgań z otoczenia obrabiarki przez fundament i pracy wyposażenia dodatkowego obrabiarki (np. pompy hydraulicznej). Całkowite wyeliminowanie drgań wymuszonych jest niemożliwe. Źródła drgań wymuszonych można jednak zlokalizować i zminimalizować ich działanie poprzez wyrównoważenie statyczne i dynamiczne elementów wirujących, izolację maszyn, wystawienie poza obrabiarkę urządzeń dodatkowych powodujących drgania,

stosowanie specjalnych materiałów na konstrukcję obrabiarek oraz tłumików drgań.

Szlifowanie jest obróbką precyzyjną, która musi spełniać coraz większe wymagania konstruktorów w odniesieniu do parametrów geometrycznych i kształtowych szlifowanych powierzchni. Operacje szlifierskie są zwykle wykonywane w końcowej fazie procesu technologicznego. Aby gwarantować wysoką dokładność kształtową i wymiarową oraz małe wartości chropowatości i falistości powierzchni obrabianej, konstrukcja szlifierki powinna mieć dużą sztywność i dobrze tłumić drgania.

Szlifowanie otworów jest bardzo specyficznym rodzajem procesu obróbki ścierniej, gdyż średnica ściernicy musi być mniejsza od średnicy szlifowanego otworu. Długość przedłużki, na której mocuje się ściernicę, jest uzależniona od długości obrabianego otworu. Średnica narzędzia ściernego wpływa na prędkość szlifowania. Stąd wynika potrzeba stosowania dużych prędkości obrotowych w celu szlifowania otworów o małych średnicach. W przypadku szlifowania otworów o wyborze prędkości szlifowania często decydują o uzyskaniu i napędzaniu, które ograniczają prędkość obrotową ściernicy [1].

Drgania ściernicy i przedmiotu szlifowanego powodują zmianę przekroju poprzecznego warstwy szlifowanej. Ta zmiana wpływa na wartość siły szlifowania. Zmienna w czasie siła szlifowania może być przyczyną powstawania drgań samowzbudnych [9]. Proces szlifowania nie jest jedynie źródłem drgań, ale może mieć również znaczny wpływ na ich tłumienie. W badaniach teoretycznych wykazano, że siły szlifowania mają właściwości tłumiące drgania wymuszone i powodują znaczne zmniejszenie amplitudy drgań prędkości ściernicy [3, 6]. Zatem sam proces szlifowania może stać się jednym z głównych źródeł powstawania drgań, jak również sposobem ich tłumienia [5]. W niektórych przypadkach wprowadzanie drgań do układu OUPN obrabiarki o określonej amplitudzie i częstotliwości może przyczynić się do poprawy jakości obrabianej powierzchni. Wprowadzając drgania w odpowiednim kierunku do procesu szlifowania można otrzymać zmniejszenie falistości [3, 7], chropowatości obrabianej powierzchni [8] oraz zakłócać proces regeneracji śladu na przedmiocie obrabianym poprzez wprowadzenie zmiennych w czasie parametrów kinematycznych procesu szlifowania [4].

Na podstawie informacji na temat częstotliwości drgań swobodnych można przewidzieć, w jakich warunkach układ MTS może stracić stabilność. Pojawienie się drgań samowzbudnych w pewnych, określonych zakresach technologicznych parametrów skrawania wyklucza możliwość stosowania tych wartości parametrów, przez co możliwości technologiczne obrabiarek zostają ograniczone [2, 9]. Ocena właściwości dynamicznych obrabiarek odbywa się zwykle w końcowej fazie konstrukcji maszyny. Do takiej oceny można wykorzystać prototyp obrabiarki, co wiąże się z wysokimi kosztami i koniecznością posiadania odpowiednich możliwości technologicznych w celu przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej lub modalnej. Można więc również zastosować model dynamiczny obrabiarki w postaci tzw. cyfrowego prototypu,

* Dr hab. inż. Witold Pawłowski – adiunkt w Instytucie Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej, mgr inż. Sebastian Bojanowski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej

wykonanego za pomocą technik modelowania przestrzennego w programach typu CAD. Jednym z takich programów jest Inventor firmy Autodesk wyposażony zarówno w podstawowe moduły przestrzennego modelowania elementów i zespołów, jak i w dodatkowe programy umożliwiające przeprowadzenie wielu analiz projektowanej konstrukcji, w tym moduł analizy wytrzymałościowej i analizy modalnej, w którym zastosowano metodę elementów skończonych. Program Autodesk Inventor umożliwia więc wszechstronne badanie wirtualnych prototypów maszyn. Na podstawie analizy modalnej prototypu można określić właściwości dynamiczne obrabiarki nawet na początkowym etapie jej projektowania. Dzięki temu konstruktor może modyfikować konstrukcję obrabiarki w taki sposób, aby unikać wprowadzania dynamicznych wymuszeń (pochodzących np. od układów napędowych lub procesu skrawania) o częstotliwościach zbliżonych do częstotliwości drgań swobodnych zespołów obrabiarki.

Analiza modalna

Analiza modalna jest coraz powszechniej stosowaną techniką badania właściwości dynamicznych obiektów mechanicznych. W jej wyniku otrzymuje się model modalny w postaci zbioru częstotliwości własnych, współczynników tłumienia przy tych częstotliwościach oraz postaci drgań. Na podstawie modelu modalnego można przewidywać zachowanie się obiektu w sytuacjach, w których na badany mechanizm oddziałują dynamiczne obciążenia. Metoda analizy modalnej jest stosowana m.in. w celu diagnostyki stanu konstrukcji, modyfikacji dynamicznych właściwości konstrukcji itp. W zależności od sposobu identyfikacji modelu modalnego można wyróżnić analizę modalną teoretyczną, eksperymentalną i eksploatacyjną [10].

Teoretyczna analiza modalna polega na wyznaczeniu właściwości dynamicznych badanej konstrukcji na podstawie modelu strukturalnego zbudowanego np. za pomocą technik modelowania przestrzennego. Model modalny konstrukcji wirtualnej jest wyznaczany na podstawie np. metody elementów skończonych. Dzięki tej metodzie można przeprowadzić szeroki zakres badań dynamicznych na podstawie tzw. cyfrowego prototypu, bez konieczności budowania stanowiska doświadczalnego wyposażonego w rzeczywisty obiekt badań. Cyfrowy prototyp jest modelem strukturalnym badanego układu mechanicznego, zbudowanym najczęściej w postaci trójwymiarowych obiektów bryłowych, odzwierciedlających przestrzenny rozkład masy elementów konstrukcyjnych maszyny, połączonych w sposób umożliwiający przeprowadzenie analizy dynamiki układu.

Eksperymentalna analiza modalna jest przeprowadzana na podstawie eksperymentu identyfikacyjnego, podczas którego wymusza się ruch obiektu (np. drgania) oraz dokonuje pomiaru wymuszenia i odpowiedzi w punktach pomiarowych, rozmieszczonych na badanym obiekcie.

Eksploatacyjna analiza modalna jest oparta na eksperymencie eksploatacyjnym, podczas którego dokonuje się pomiarów tylko odpowiedzi układu w wybranych punktach pomiarowych. Ruch obiektu spowodowany jest wyłącznie rzeczywistymi wymuszeniami eksploatacyjnymi.

Obiekt, cel i sposób przeprowadzenia badań

Obiektem przedstawionych w artykule badań jest półautomatyczna szlifierka do otworów SOH-10 firmy Jotes. Umożliwia ona szlifowanie otworów walcowych o średnicy $10 \div 100$ mm i maksymalnej długo-

ści do 160 mm oraz otworów stożkowych o kącie wierzchołkowym do 30° . Największa średnica szlifowanego przedmiotu wynosi 300 mm (z osłoną), 450 mm (bez osłony). Przedmiot obrabiany mocowany jest w uchwycie samocentrującym trójścieżkowym.

Celem przeprowadzenia badań jest określenie właściwości dynamicznych wrzeciennika przedmiotu szlifierki do otworów SOH-10, aby wskazać możliwości modyfikacji tych właściwości za pomocą zmian konstrukcyjnych i dzięki temu zapewnić możliwość szlifowania z dużą wydajnością, przy zachowaniu wysokiej jakości powierzchni szlifowanego otworu. W celu przeprowadzenia analizy modalnej zespołu wrzeciennika przedmiotu szlifierki SOH-10 wykonano trójwymiarowe modele wszystkich elementów konstrukcyjnych wchodzących w skład badanego wrzeciennika. Następnie wszystkie części zostały powiązane za pomocą relacji geometrycznych, zgodnych z charakterem współpracy tych elementów konstrukcji. Każdy model bryłowy został stworzony w programie Inventor na podstawie dokumentacji technicznej szlifierki SOH-10. Tak przygotowany, przestrzenny model zespołu wrzeciennika został poddany badaniom w programie Autodesk Inventor za pomocą modułu „Analiza naprężeń”. Ten moduł analityczny jest jednym z podsystemów obliczeniowych programu Inventor i został wyposażony w możliwość stosowania metody elementów skończonych w celu przeprowadzenia teoretycznej analizy modalnej. Przygotowania poprzedzające etap obliczeniowy zawierają: zdefiniowanie sposobu podparcia badanego mechanizmu, konwersję więzów wynikających ze złożenia brył poszczególnych elementów do postaci umożliwiającej przeprowadzenie obliczeń oraz określenie liczby postaci drgań (lub zakresu częstotliwości), które mają zostać określone podczas symulacji. Połączenia występujące pomiędzy elementami konstrukcji zespołu wrzeciennika zostały zastąpione kontaktami związanymi – w przypadku połączeń nieruchomych oraz kontaktami typu sprężyna – w przypadku połączeń ruchomych. Kontakt związany jest równoznaczny ze spojeniem materiału łączonych elementów. Kontakt typu sprężyna umożliwia wprowadzenie pomiędzy przylegające powierzchnie bezmasowego elementu sprężystego o współczynniku sztywności podanym przez użytkownika. Może to być np. sprężyna o współczynniku sztywności promieniowej lub osiowej łożyska tocznego zamontowanego w kinematycznym węźle obrotowym badanego mechanizmu. Podczas modelowania pominięto zjawisko tłumienia w połączeniach ruchomych, co stanowi znaczne uproszczenie modelu zespołu wrzeciennika, ale zdecydowanie skraca czas symulacji.

Po przeprowadzeniu obliczeń symulacyjnych wygenerowano raport z badań, który zawiera definicję analizowanego zadania oraz otrzymane wyniki symulacji w postaci map warstwicznych, graficznie prezentujących postacie drgań swobodnych badanego układu dynamicznego oraz tablicę zawierającą wartości częstotliwości odpowiadających tym postaciom drgań. Za pomocą programu Inventor można również przeprowadzić animację odkształceń, które występują podczas drgań swobodnych dla każdej obserwowanej postaci.

TABLICA. Częstotliwości modalne wrzeciennika przedmiotu szlifierki do otworów SOX-10 w Hz

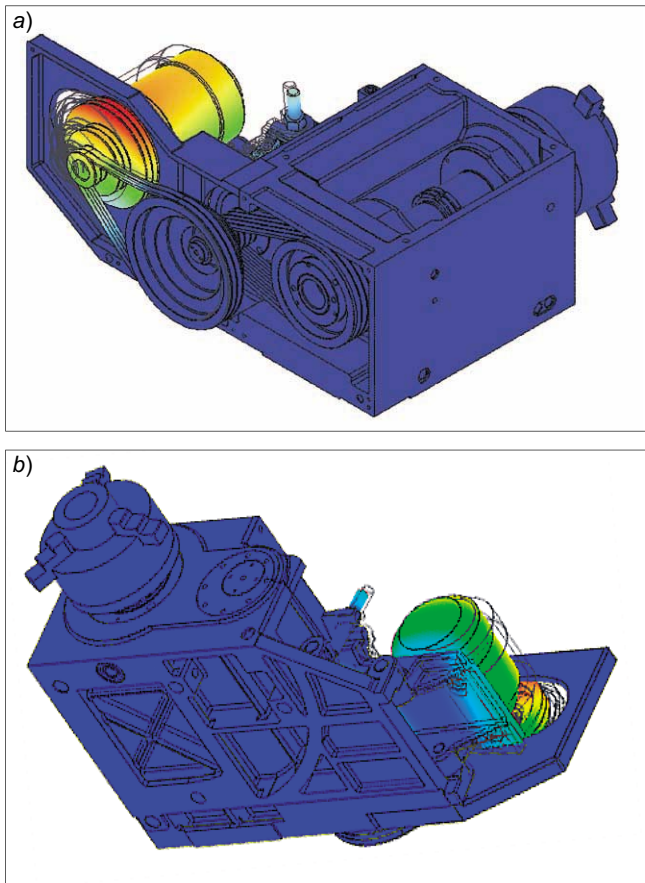
F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
166,68	170,54	227,63	255,85	277,96	284,73	286,86	316,36	325,77	328,70
F11	F12	F13	F14	F15	F16	F17	F18	F19	F20
340,69	342,91	346,44	347,61	360,99	373,86	380,47	400,35	480,03	493,54

Wyniki symulacji

Teoretyczna analiza modalna wrzeciennika przedmiotu szlifierki do otworów SOH-10 została przeprowadzona w programie Autodesk Inventor Professional 2011. Podczas symulacji ograniczono liczbę wyznaczonych częstotliwości drgań własnych wrzeciennika do 20. W wyniku przeprowadzonej analizy modalnej wrzeciennika przedmiotu otrzymano częstotliwości drgań zestawione w tablicy.

Otrzymane w wyniku symulacji częstotliwości i postaci drgań swobodnych pozwalają wskazać najbardziej podatne dynamicznie elementy konstrukcji obrabiarki. Modyfikacja konstrukcji wrzeciennika przedmiotu powinna zapewnić poprawę sztywności tych elementów. Zwiększenie sztywności wybranych elementów konstrukcyjnych obrabiarki może spowodować obniżenie amplitudy względnych przemieszczeń narzędzia i przedmiotu obrabianego.

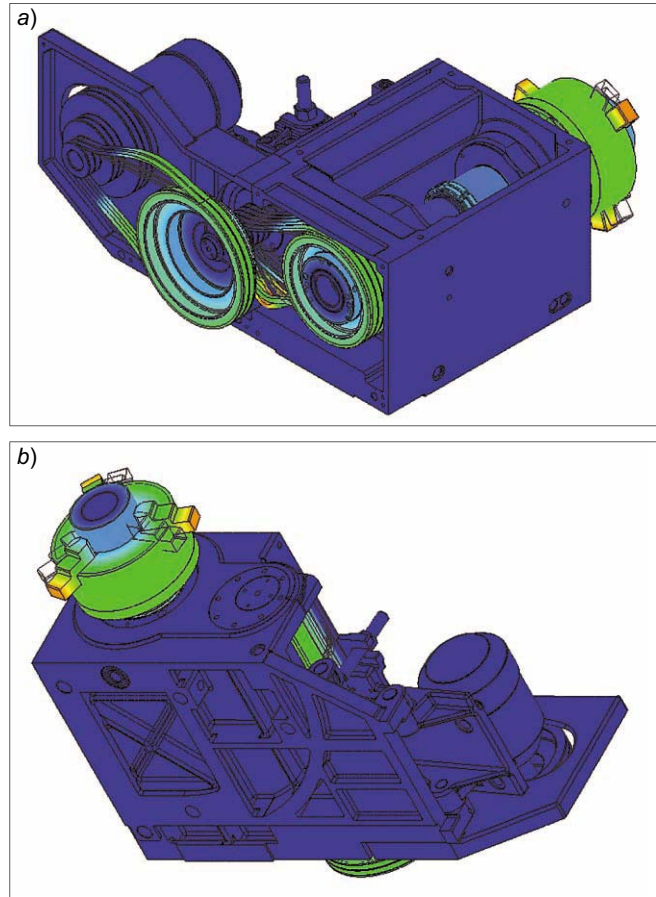
Na rys. 1 została graficznie przedstawiona pierwsza postać drgań o częstotliwości równej 166,68 Hz. W wyniku drgań o tej częstotliwości następuje przemieszczenie kątowe wspornika, na którym zamocowany jest silnik napędzający wrzeciono.



Rys. 1. Drgania powodujące przemieszczenie kątowe wspornika silnika: a) widok z przodu, b) widok z tyłu

Ruch wspornika spowodowany drganiami o częstotliwości 166,68 Hz może być przyczyną zmian napięcia pasów klinowych przekładni pasowej. Zbyt małe napięcie pasów jest niekorzystne z powodu powstania poślizgów na kole pasowym, a zbyt duże powoduje obniżenie żywotności przekładni i szybsze zużycie łożysk. Poślizgi pasów względem koła pasowego mogą doprowadzić do zmian prędkości obrotowej wrzeciona przedmiotu obrabianego, co może być przyczyną zmian przekroju warstwy szlifowanej. Zmienny w czasie przekrój warstwy szlifowanej jest powodem zwiększenia falistości obrabianej powierzchni oraz zmian siły szlifowania. Jeśli układ MTS

nie ma wystarczająco dużego tłumienia, to w następstwie zmian przekroju poprzecznego powierzchni szlifowanej może dojść do pojawienia się drgań samowzbudnych.

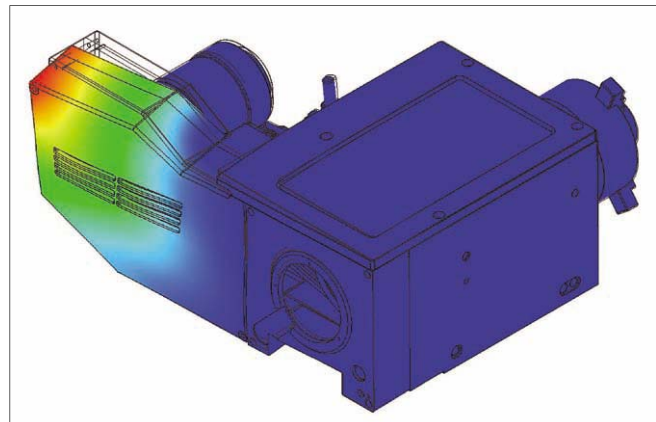


Rys. 2. Drgania skrętne wrzeciona przedmiotu i wału pośredniego: a) widok z przodu, b) widok z tyłu

Kolejna postać drgań dotyczy skręcania wału pośredniego i wrzeciona przedmiotu. Częstotliwość tych drgań jest równa 170,54 Hz. Wizualizację graficzną tej postaci drgań przedstawia rys. 2.

Drgania o tej częstotliwości mają wpływ bezpośrednio na prędkość obrotową przedmiotu, co może być przyczyną pogorszenia jakości powierzchni szlifowanej (zwiększenie chropowatości i falistości) w wyniku zmiany grubości warstwy szlifowanej.

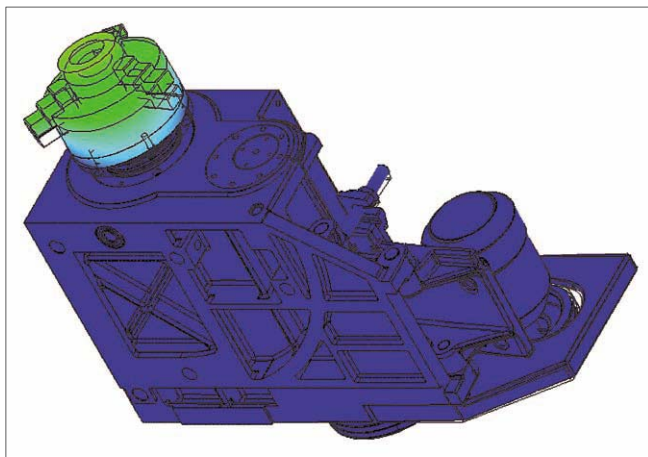
Istotna jest także postać o częstotliwości 380,47 Hz. Drgania o tej częstotliwości powodują odkształcenie osłony przekładni pasowej (rys. 3).



Rys. 3. Drgania powodujące przemieszczenie osłony przekładni pasowej

Te drgania nie wywierają bezpośredniego wpływu na względne przemieszczenia narzędzia i przedmiotu obrabianego, ale mogą być powodem wzbudzenia innych elementów, których częstotliwość drgań ma zbliżoną wartość, co może być przyczyną hałaśliwej pracy szlifierki.

Duży wpływ na proces szlifowania ma także postać drgań o częstotliwości 493,54 Hz. Na skutek działania drgań o tej częstotliwości następuje zmiana położenia uchwytu trójszczękowego wraz z przedmiotem obrabianym wzdłuż osi wrzeciona przedmiotu. Drgania powodujące zmiany położenia uchwytu są przedstawione na rys. 4.



Rys. 4. Drgania powodujące zmianę położenia uchwytu trójszczękowego

Konsekwencją tych drgań może być zmiana głębokości warstwy szlifowanej. Na skutek zmian położenia uchwytu i przedmiotu obrabianego względem ściernicy na powierzchni szlifowanej przedmiotu obrabianego mogą powstać zaburzenia kształtu, spowodowane zmienną w czasie prędkością posuwu osiowego.

Pozostałe postacie drgań własnych powodują znacznie mniej szkodliwe skutki podczas obróbki otworów za pomocą szlifierki SOH-10 i obejmują m.in. drgania skrętne wału pośredniego oraz drgania pasów klinowych.



Na podstawie otrzymanych wyników teoretycznej analizy modalnej wrzeciennika przedmiotu szlifierki SOH-10 można stwierdzić, że poprzez zwiększenie sztywności zamocowania wspornika silnika można m.in. zmniejszyć szkodliwy wpływ poślizgu pasów klinowych na jakość geometrycznego zarysu szlifowanej powierzchni. Modyfikując konstrukcję koła pasowego zamocowanego na wałku pośrednim można celowo i w sposób zaplanowany zmienić częstotliwość drgań swobodnych związanych z przekładnią pasową. W celu wyeliminowania drgań uchwytu trójszczękowego wraz z przedmiotem obrabianym wzdłuż osi wrzeciona należy zastosować układ łożyskowania wrzeciona o wyższej sztywności wzdłużnej. Po kilkukrotnym przeprowadzeniu teoretycznej analizy modalnej wrzeciennika przedmiotu w podobnych warunkach zamocowania stwierdzono, że otrzymane wartości częstotliwości drgań charakteryzują się wysoką powtarzalnością, co znacznie zwiększa wiarygodność tej metody badań teoretycznych.

Drgania mają szkodliwy wpływ na obrabiarkę i proces obróbki i dlatego konstruktorzy próbują ten wpływ zminimalizować. Za pomocą analizy modalnej można wskazać te elementy konstrukcji obrabiarki, których właściwości



dynamiczne mają największy wpływ na charakter pracy maszyny. Dzięki zastosowaniu teoretycznej analizy modalnej konstruktor ma możliwość poprawiania konstrukcji obrabiarki już w początkowej fazie projektu. Znajomość drgań swobodnych konstrukcji pozwala unikać rezonansu i przewidzieć, przy których częstotliwościach drgań wymuszonych mogą wystąpić duże amplitudy drgań projektowanej obrabiarki. Elementy konstrukcji, które są najbardziej podatne i mają największy udział we względnych przemieszczeniach narzędzia i przedmiotu obrabianego mogą być łatwo zlokalizowane, a po wprowadzeniu zmian stan dynamiczny układu mechanicznego może zostać ponownie określony. Badanie obiektu rzeczywistego jest bardzo kosztowne i czasochłonne. Programy CAD, takie jak Inventor firmy Autodesk, pozwalają zaoszczędzić czas i zmniejszyć koszty związane z budową rzeczywistych prototypów, gdyż w procesie projektowania można zastosować analizę przeprowadzoną przy zastosowaniu wirtualnych modeli obrabiarek.

Zaprezentowano procedurę badawczą dotyczącą zespołu wrzeciennika przedmiotu szlifierki do otworów, na podstawie której można przeprowadzić badania wirtualnego modelu zespołu obrabiarki. W podobny sposób można wyznaczyć właściwości dynamiczne pozostałych zespołów, a następnie całej obrabiarki. Wyznaczone na podstawie badań wirtualnego modelu kierunki zmian konstrukcyjnych mogą zostać wykorzystane podczas projektowania obrabiarki. Dynamiczne właściwości konstrukcji po wprowadzonych modyfikacjach mogą zostać ponownie sprawdzone na podstawie symulacji. Ostateczną decyzję, dotyczącą podjęcia produkcji zaprojektowanej obrabiarki należy poprzedzić weryfikacją doświadczalną, wymagającą zbudowania rzeczywistego prototypu maszyny. Procedura badań na podstawie cyfrowych proto-

typów ma na celu skrócenie czasu i zmniejszenie kosztów procesu projektowania poprzez zmniejszenie liczby rzeczywistych prototypów koniecznych do wykonania przed uruchomieniem produkcji.

LITERATURA

1. L. KWAPISZ, J. RAFAŁOWICZ: Szlifierki – obrabiarki ściernie. Warszawa WNT 1992.
2. K. MARCHELEK: Dynamika obrabiarek. Warszawa WNT 1987.
3. F. ORYŃSKI, G. BECHCIŃSKI: Badania symulacyjne szlifierki do płaszczyzn oraz procesu wzdłużnej obróbki tradycyjnej i wibracyjnej. W monografii *Współczesne problemy obróbki ścierniej, nr 167*. Politechnika Koszalińska Koszalin, s. 309 ÷ 318.
4. F. ORYŃSKI, G. BECHCIŃSKI: Badania doświadczalne falistości powierzchni obrabianych tradycyjnie i wibracyjnie na szlifierce do płaszczyzn. W monografii *Współczesne problemy obróbki ścierniej nr 167*, Politechnika Koszalińska Koszalin, s. 445 ÷ 454.
5. F. ORYŃSKI, W. PAWŁOWSKI: The influence of grinding process on forced vibration damping in headstock of grinding wheel of cylindrical grinder. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* (1999) 39, s. 229 ÷ 235.
6. F. ORYŃSKI, W. PAWŁOWSKI: The mathematical description of dynamics of the cylindrical grinder. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* (2002) 42/7, s. 773 ÷ 780.
7. F. ORYŃSKI, W. PAWŁOWSKI: Simulation and Experimental Research of the Grinders Wheelhead Dynamics. *International Journal of Vibration and Control* (2004) Vol. 10 Nr 6, s. 915 ÷ 930.
8. F. ORYŃSKI, R. SYNAJEWSKI: Badania szlifowania wibracyjnego płaszczyzn. W monografii *Współczesne problemy obróbki ścierniej, nr 167*. Politechnika Koszalińska Koszalin 2009, s. 341 ÷ 350.
9. J. TOMKÓW: Wibrostanowienie obrabiarek – komputerowe wspomaganie obliczeń i badań doświadczalnych. Warszawa WNT 1997.
10. T. UHL: Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych. Warszawa WNT 1997. ■