

ZASTOSOWANIE EKSPERYMENTALNEJ I NUMERYCZNEJ ANALIZY MODALNEJ DO OKREŚLENIA WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH SZLIFIERKI KŁOWEJ DO WAŁKÓW

Paweł LAJMERT¹, Małgorzata SIKORA², Bogdan KRUSZYŃSKI³,
Dariusz WRĄBEL⁴

Streszczenie: W przypadku szlifierek istotnym parametrem decydującym o wynikowych parametrach geometrycznych szlifowanych przedmiotów oraz trwałości narzędzia są ich właściwości dynamiczne. W pracy przedstawiono eksperymentalną i numeryczną analizę modalną zastosowaną do identyfikacji częstotliwości i postaci drgań własnych szlifowanego przedmiotu oraz wrzeciennika ściernicy. Uzyskane rezultaty odniesiono do wyników analizy sygnału drgań wywołanych rozwojem falistości na ściernicy i przedmiocie.

Słowa kluczowe: analiza modalna, szlifowanie, diagnostyka

Summary: In the case of grinding machines an important parameter which affect final part geometrical quality are their dynamic properties. The paper presents experimental and numerical modal analysis to identify the natural frequencies and mode shapes of the ground part and grinding wheel headstock. The results were compared with the results of the analysis of the vibration signal for grinding wheel and workpiece chatter vibrations.

Key words: Modal analysis, grinding, diagnostics

1. WSTĘP

Wszelkie procesy wibroakustyczne zachodzące w procesie szlifowania są ze sobą powiązane poprzez strukturę dynamiczną układu OUPN szlifierki [1, 2]. Występowanie drgań w procesach szlifowania ma negatywny wpływ na jakość obrabianych przedmiotów, przy czym praktyczny wpływ mają drgania wymuszone pochodzące od ruchów elementów szlifierki oraz drgania samowzbudne będące następstwem procesu szlifowania. Drgania wymuszone powstają wskutek okresowych ruchów elementów obrabiarki, głównie spowodowanych niewyważeniem obracającej się ściernicy. Drgania te nie niosą istotnych informacji o procesie szlifowania, jednak mają znaczący wpływ na dokładność geometryczną obrabianego przedmiotu i na powstawanie wielu wyższych harmonicznymi częstotliwości obrotowej ściernicy, nawet na samym początku procesu szlifowania, które są następnie selektywnie wzmocnione prowadząc do drgań samowzbudnych ściernicy [2, 5]. W praktyce przemysłowej eliminacja drgań wymuszonych odbywa się poprzez zastosowanie automatycznych systemów do wyważania ściernicy. Inną metodą jest ich kompensacja przez okresowe przemieszczanie wrzeciennika ściernicy z wykorzystaniem serwonapędu dosuwu wrzeciennika lub siłowników piezoelektrycznych [1].

¹ Politechnika Łódzka, Instytut Obrabiarek i TBM, ul. Stefanowskiego 1/15, 90-924 Łódź,

plajmert@p.lodz.pl

² malgorzata.sikora@p.lodz.pl

³ bogdan.kruszynski@p.lodz.pl

⁴ dariusz.wrabel@p.lodz.pl

Podobny wpływ na dokładność geometryczną obrabianych przedmiotów mają drgania samowzbudne wywołane realizacją procesu szlifowania. Głównym źródłem tych drgań jest najczęściej efekt regeneracyjny wywołany rozwojem falistości na ściernicy, rzadziej wywołany rozwojem falistości na przedmiocie obrabianym. W przypadku drgań samowzbudnych struktura obrabiarki oraz przedmiot obrabiany są wzbudzone w zakresie dominujących częstotliwości drgań własnych. Sprawia to, iż ściernica zużywa się stopniowo powodując powstawanie regularnych fal na jej obwodzie i w konsekwencji regeneracyjne zwiększanie amplitudy drgań, dopóki amplituda falistości na ściernicy nie przestanie być dopuszczalna z punktu widzenia założonych kryteriów obróbki, powodując konieczność kondycjonowania ściernicy i wyznaczając tym samym okres trwałości ściernicy. Drgania samowzbudne spowodowane regeneracją fal na przedmiocie występują najczęściej przy zbyt dużych prędkościach obrotowych przedmiotu i są spowodowane zbyt małym tłumieniem w procesie szlifowania. Ponieważ proces szlifowania jest obróbką wykańczającą, której celem jest uzyskanie wysokich parametrów dokładności wymiarowo-kształtowej oraz niskiej chropowatości szlifowanej powierzchni, należy dążyć do minimalizacji poziomu drgań układu OUPN poprzez ich monitorowanie i kompensację [3]. Warunkiem wstępnym realizacji tych celów jest poznanie właściwości dynamicznych elementów składowych systemu, takich jak przedmiot obrabiany oraz wrzeciennik ściernicy.

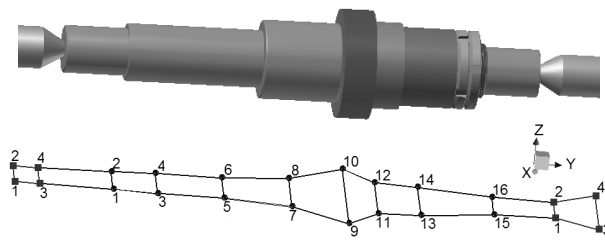
Współcześnie, powszechnymi metodami analizy dynamicznej obiektu są metody analizy modalnej, w tym teoretycznej, eksperymentalnej oraz eksploatacyjnej [4]. Coraz częściej stosowane są one do diagnostyki maszyn oraz optymalizacji procesów obróbki ubytkowej, wykorzystując oparte na modelu podejście do nadzorowania obiektów mechanicznych. Dzięki takiemu podejściu do analizowanego obiektu możliwe staje się efektywniejsze przewidywanie rozwijających się drgań samowzbudnych, a tym samym wcześniejsze im przeciwdziałanie na etapie projektowania przebiegu procesu [3]. W artykule przedstawiono wyniki eksperymentalnej analizy modalnej, a następnie porównano je z wynikami analizy teoretycznej z wykorzystaniem technik modelowania w programach CAD. Wyniki tych prac będą podstawą do budowy efektywnych modeli procesu szlifowania kłowego wałków pozwalających na określenie stabilnej strefy szlifowania oraz optymalizację przebiegu procesu w kolejnych fazach cyklu szlifowania.

2. EKSPERYMENT MODALNY

Badania modalne przeprowadzono na szlifierce kłowej do wałków TOS Bua-25 Practic z wykorzystaniem oprogramowania LMS Test-Lab. Przeprowadzono pomiary charakterystyk dynamicznych w wyznaczonych punktach na obrabianym przedmiocie, wrzecienniku ściernicy oraz bezpośrednio na ściernicy. Celem przeprowadzonych badań była identyfikacja częstotliwości i postaci drgań własnych wałka

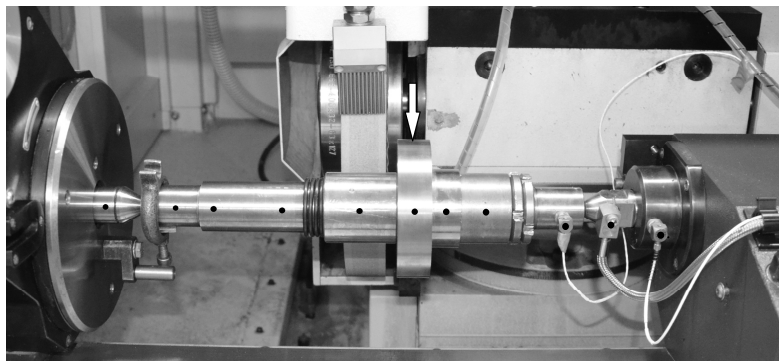
MECHANIK NR 8-9/2013
XXXVI NAUKOWA SZKOŁA OBRÓBKI ŚCIERNEJ

zamocowanego w kłach szlifierki oraz częstotliwości drgań własnych wrzeciennika ściernicy. Zakres przeprowadzonych badań obejmował eksperyment modalny z wykorzystaniem wymuszenia impulsowego, estymację parametrów modelu modalnego na podstawie wyników przeprowadzonego eksperymentu oraz pomiar charakterystyk punktowych na wrzecienniku i ściernicy. W przypadku badań szlifowanego przedmiotu wykorzystano sieć dwudziestu dwóch punktów pomiarowych położonych na wałku oraz kłach szlifierki. Na rysunku 2 przedstawiono geometrię badanego przedmiotu wraz z dobranymi punktami pomiarowymi (kropki oznaczają punkty na przedmiocie natomiast kwadraty na kłach).



Rys. 2. Sieć punktów pomiarowych na badanym przedmiocie oraz kłach szlifierki.

Na rysunku 3 przedstawiono lokalizację punktu przyłożenia wymuszenia impulsowego (strzałka, zgodnie z kierunkiem działania siły szlifowania) wraz z położeniem punktów pomiarowych po jednej stronie wałka.

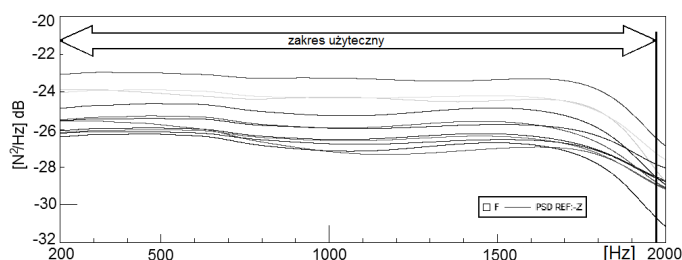


Rys. 3. Lokalizacja punktu przyłożenia wymuszenia impulsowego (strzałka) oraz punktów pomiarowych po jednej stronie wałka.

Sieć punktów pomiarowych podzielono na trzy komponenty, tj. kiel lewy (dwa punkty pomiarowe), wałek (szesnaście punktów) oraz kiel prawy (cztery punkty). Czujniki montowano w płaszczyźnie poziomej wałka, symetrycznie co 180° . Do badań wykorzystano ośmio-kanalowy analizator sygnałów dynamicznych CADAS,

MECHANIK NR 8-9/2013
XXXVI NAUKOWA SZKOŁA OBRÓBKI ŚCIERNEJ

akcelerometry piezoelektryczne PCB 256A16 oraz młotek modalny PCB 086C03. Zakres częstotliwości rejestrowanych sygnałów drgań ustalono w przedziale 200÷2000 Hz. Estymowane macierze widmowych funkcji przejścia były uśredniane z 12 pomiarów w dziedzinie częstotliwości w celu kompensacji błędów losowych pomiaru. Badania składały się z jedenastu eksperymentów częściowych (kolejno po 2 czujniki montowano parami symetrycznie po obu stronach wałka i kłów). Estymację parametrów modalnych poprzedzono analizą jakości danych pomiarowych w oparciu o przebiegi zmierzone w punktach i kierunkach przyłożenia wymuszania we wszystkich przeprowadzonych testach częściowych. Na rysunku 4 przedstawiono przebiegi widm amplitudy siły wymuszającej potwierdzające, że amplituda siły wymuszającej była wystarczająco równomierna w rozważanym paśmie częstotliwości dla wszystkich przeprowadzonych testów.



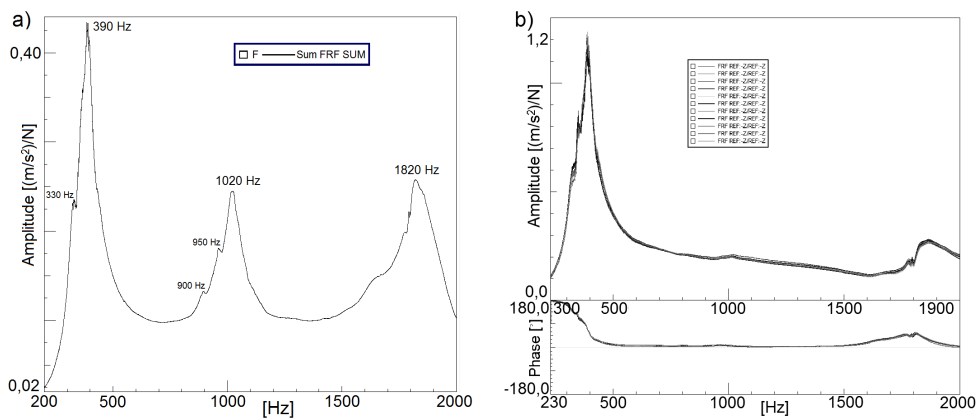
Rys. 4. Widma amplitudy siły wymuszającej w kolejnych eksperymentach dla testu modalnego.

Na rysunku 5a przedstawiono uzyskane przebiegi wskaźnika SUM - unormowanej sumy amplitud WFP dla przedmiotu. Maksima lokalne tego przebiegu wskazują wartości częstotliwości drgań własnych, które zostały odwzorowane w zarejestrowanych przebiegach dla częstotliwości z zakresu 200÷2000 Hz. Wskaźnik SUM wykorzystano do estymacji wartości częstotliwości drgań własnych.

Na rysunku 5b pokazano charakterystyki punktowe (widmowe funkcje przejścia zarejestrowane w punkcie i kierunku wymuszenia) zmierzone we wszystkich eksperymentach częściowych. Ich zbliżone przebiegi gwarantują podobieństwo warunków podczas kolejnych testów. Estymację parametrów przeprowadzono przy pomocy modułu oprogramowania Modal Analysis pakietu oprogramowania do analizy modalnej Test-Lab. Wykorzystano algorytm PolyMAX i przeprowadzono zbiór procedur estymacji, w wyniku czego wybrano najbardziej reprezentatywne postacie drgań. Wyniki estymacji parametrów modelu modalnego na podstawie zarejestrowanych danych zestawiono w tabeli 1. W czasie przeprowadzonych badań zidentyfikowano tę część postaci drgań, która została dobrze wymuszona i odwzorowana w wynikach przeprowadzonego eksperymentu.

Na rysunkach od 6 do 9 przedstawiono wybrane postacie drgań własnych wałka wraz z kłami szlifierki.

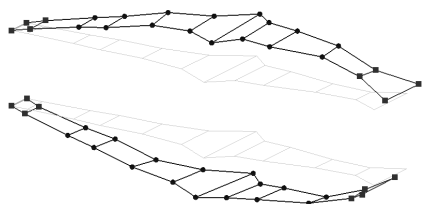
MECHANIK NR 8-9/2013
XXXVI NAUKOWA SZKOŁA OBRÓBKI ŚCIERNEJ



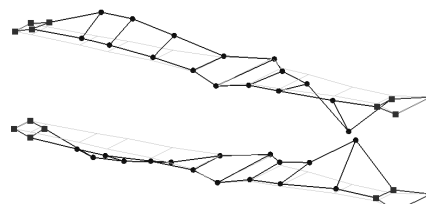
Rys. 5. Wykresy przebiegów: a) wskaźnika SUM dla testu modalnego; b) amplitudy WFP w punkcie i kierunku przyłożenia wymuszenia dla eksperymentów.

Tabela 1. Wartości częstotliwości drgań własnych uzyskanych eksperymentalną analizą modalną.

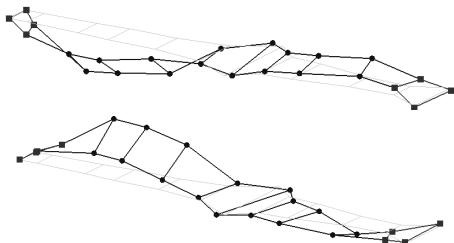
Lp.	Częstotliwość drgań własnych f [Hz]	Współczynnik tłumienia C [%]	Lp.	Częstotliwość drgań własnych f [Hz]	Współczynnik tłumienia C [%]
1.	385,527	4,86	4.	1012,082	2,85
2.	895,446	1,09	5.	1793,316	0,15
3.	962,105	1,89	6.	1822,607	0,18



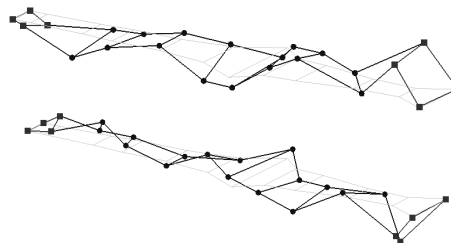
Rys. 6. Postać 1, $f_1 = 385,52\text{Hz}$, $C_1 = 4,86\%$.



Rys. 7. Postać 3, $f_3 = 962,11\text{Hz}$, $C_3 = 1,89\%$.



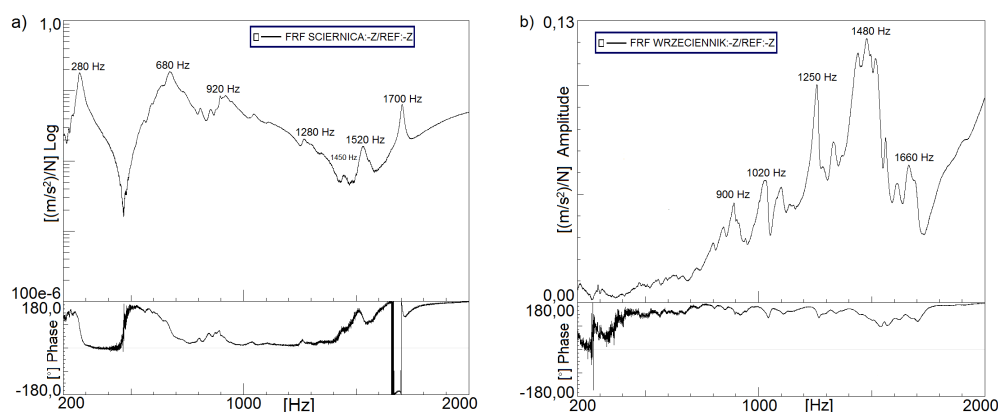
Rys. 8. Postać 4, $f_4 = 1012,08,11\text{Hz}$, $C_4 = 2,85\%$.



Rys. 9. Postać 5, $f_5 = 1793,32\text{Hz}$, $C_5 = 0,15\%$.

MECHANIK NR 8-9/2013
XXXVI NAUKOWA SZKOŁA OBRÓBKI ŚCIERNEJ

Kolejnym krokiem przy określaniu właściwości dynamicznych elementów analizowanej szlifierki było wyznaczenie charakterystyk punktowych na wrzecienniku ściernicy jak i samej ściernicy. Otrzymane widmowe funkcje przejścia WFP przedawniono na rysunku 10.



Rys. 10. Inertancja na: a) ściernicy, b) wrzecienniku ściernicy.

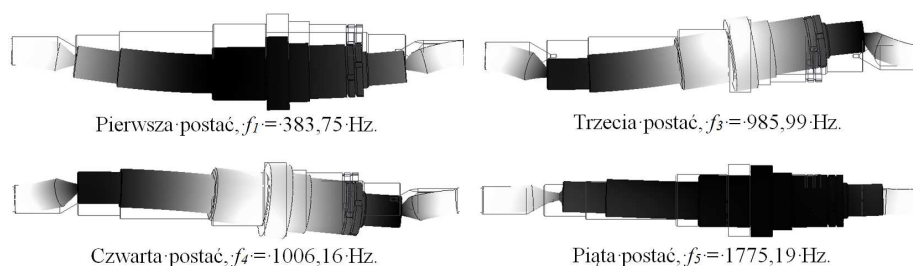
Jak można zauważyć na rysunku 10 część częstotliwości drgań własnych zarejestrowanych na ściernicy pokrywa się z tymi wyznaczonymi na przedmiocie.

3. TEORETYCZNA ANALIZA MODALNA

Teoretyczną analizę modalną przeprowadzono wykorzystując oprogramowanie do modelowania CAD Autodesk Inventor Professional. Analizie poddano układ wałek-kły. Przy realizacji analizy teoretycznej, obszar rozważanych częstotliwości ograniczono podobnie jak przy metodzie eksperymentalnej do zakresu 200÷2000 Hz. W tabeli 2 zestawiono wyznaczone wartości częstotliwości drgań własnych przedmiotu w kłach, natomiast na rysunku 11 przedstawiono otrzymane postacie drgań własnych dla poszczególnych częstotliwości. W wyniku przeprowadzonej analizy teoretycznej ustalono, że tylko pierwsze cztery postacie drgań własnych przedmiotu są zgodne z postaciami uzyskanymi podczas eksperymentalnej analizy modalnej.

Tabela 2. Wartości częstotliwości drgań własnych uzyskanych teoretyczną analizą modalną.

Lp.	Częstotliwość drgań własnych f [Hz]	Lp.	Częstotliwość drgań własnych f [Hz]	Lp.	Częstotliwość drgań własnych f [Hz]
1.	383,75	3.	985,99	5.	1775,19
2.	393,20	4.	1006,16		

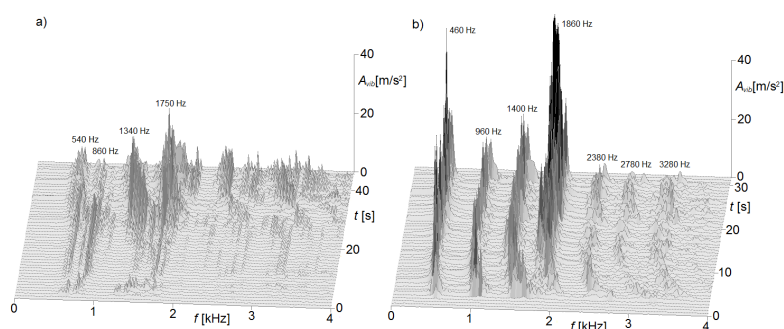


Rys. 11. Kolejne postacie drgań własnych.

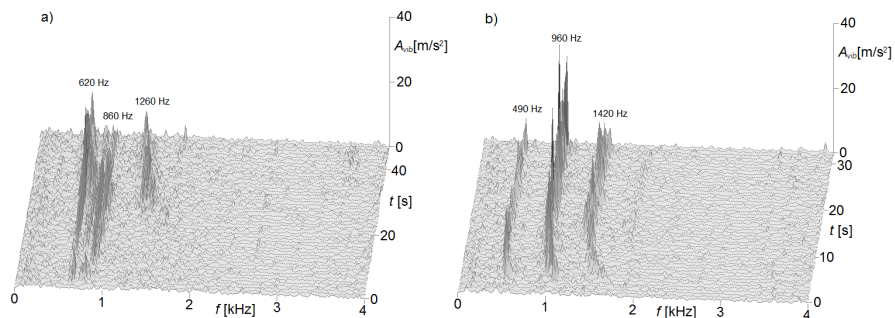
4. ANALIZA SYGNAŁU DRGAŃ PODCZAS SZLIFOWANIA

Uzyskane wyniki analizy eksperymentalnej porównano ze składowymi częstotliwościowymi widma sygnału drgań zarejestrowanego podczas procesu szlifowania przy użyciu czujników drgań zamocowanych na kle konika oraz na przedniej ścianie wrzeciennika ściernicy.

Na rysunku 12 przedstawiono przykładowe wykresy zmian widma sygnału drgań zarejestrowanego na kle konika w zakresie drgań regeneracyjnych ściernicy i przedmiotu. Natomiast na rysunku 13 przedstawiono zmiany widma sygnału drgań w przypadku czujnika umieszczonego na wrzecienniku ściernicy. Ponadto po próbach szlifowania wykonano analizę profili zarysów obwodowych ściernicy. Tylko w przypadku drgań regeneracyjnych ściernicy zarejestrowano dominującą składową falistości o częstotliwości 15 fal na obwodzie. Po przemnożeniu tej wartości przez częstotliwość obrotów ściernicy, wynoszącą 40 Hz, daje to teoretyczną częstotliwość drgań rzędu 600 Hz. Tylko w przypadku drgań zarejestrowanych na wrzecienniku ściernicy widoczna jest taka składowa częstotliwościowa, wynosząca 620 Hz, która ponadto jest składową dominującą. Dla widma sygnału drgań zarejestrowanego na kle konika widoczne są raczej wszystkie częstotliwości drgań giętnych szlifowanego wałka.



Rys. 12. Widmo sygnału drgań z kła konika dla: a) szlifowania w strefie drgań samowzbudnych na ściernicy ($v_f = 6 \mu\text{m/s}$, $v_w = 0,6 \text{ m/s}$); b) drgań samowzbudnych na przedmiocie ($v_f = 6 \mu\text{m/s}$, $v_w = 2 \text{ m/s}$).



Rys. 13. Widma normalnej składowej sygnału drgań zarejestrowane na wrzecienniku ściernicy odpowiadające wynikom z rysunku 12.

W przypadku drgań regeneracyjnych przedmiotu wzbudzone są wszystkie częstotliwości drgań własnych wałka i wrzeciona ściernicy.

5. WNIOSKI

Wyniki eksperymentalnej i teoretycznej analizy modalnej porównano z wynikami uzyskanymi podczas prób szlifowania analizowanego wałka. W przypadku drgań rejestrowanych na kle konika widocznych jest duża liczba składowych częstotliwościowych sygnału odpowiadających głównie kolejnym częstotliwościom drgań własnych wałka. Drgania zarejestrowane na wrzecienniku ściernicy bardziej odpowiadają rzeczywistym drganiom w strefie kontaktu ściernicy z przedmiotem, gdyż główna składowa tych drgań jest odpowiedzialna za generowaną na ściernicy falistość.

Artykuł opracowano 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.

LITERATURA

- [1] ALTINTAS Y., WECK M., *Chatter stability of metal cutting and grinding*. Annals of the CIRP, Vol. 53/2, 2004, 619-642.
- [2] INASAKI I, KARPUSZEWSKI B., LEE H., *Grinding chatter – origin and suppression*. Annals of the CIRP, Vol. 50/2, 2001, 515-535.
- [3] LAJMERT P., KRUSZYŃSKI B., WRĄBEL D., *Identyfikacja wczesnych symptomów niepożądanych stanów procesu w szlifowaniu kłowym wałków*. XXXIV Naukowa Szkoła Obróbki Ściernej, 2011.
- [4] PAWŁOWSKI W., BOJANOWSKI S., *Teoretyczna analiza modalna zespołu wrzeciennika przedmiotu szlifierki do otworów*. Mechanik nr 11/2011, 870-874.
- [5] YI H., HOSHI T., *Role of process nonlinearity in wheel regenerative grinding vibration*. Annals of the CIRP, Vol. 39/1, 1990, 367-370.