

## WYKRYWANIE RÓŻNYCH USZKODZEŃ KÓŁ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Grzegorz WOJNAR, Bogusław ŁAZARZ

Politechnika Śląska Wydział Transportu  
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice  
tel: (032) 603 41 93, e-mail: [Grzegorz.Wojnar@polsl.pl](mailto:Grzegorz.Wojnar@polsl.pl)

### Streszczenie

Zakres pracy obejmuje badania doświadczalne i symulacyjne prowadzone w przypadku przekładni o różnych parametrach geometrycznych i odchyłkach wykonania kół zębatych, pracujących z różnymi prędkościami obrotowymi i przy różnych obciążeniach. Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można stwierdzić, że zaawansowane metody przetwarzania sygnału prędkości drgań poprzecznych wałów, zmierzonego w kierunku działania siły międzyzębnej oraz wykorzystanie analiz jednocześnie w dziedzinach czasu i częstotliwości lub czasu i skali (CWT) umożliwiło efektywne wykrywanie różnych uszkodzeń kół zębatych takich jak: wykruszenie wierzchołka zęba zębника lub koła, pęknięcie zęba zębника lub koła u podstawy, częściowe wyłamanie zęba oraz zmęczeniowe wykruszenie warstwy wierzchniej współpracujących powierzchni roboczych zębów (pitting).

Słowa kluczowe: przekładnie zębate, uszkodzenie zęba, zmienna prędkość obrotowa, zmienne obciążenie, sygnał resztkowy, sygnał różnicowy.

### THE METHOD LOGGING OF RESIDUAL AND DIFFERENTIAL SIGNALS FOR GEAR WORKING WITH VARIABLES THE ROTATIONAL SPEEDS AND LOADS

#### Summary

This paper presents results of laboratory tests that, were aimed at detecting early stages of various faults in toothed wheels by measurement and analysis of transverse vibration speed of the transmission gear shafts. In experimental investigation, cracking of the root tooth, chipping of the tooth, and partial breakage or pitting of the tooth active surface were detected.

The laser vibrometer Ometron VH300+ was used for non-contact measurement of shaft transversal vibration speed. In the case of measuring gear shaft vibration velocity, the way of the signal generated by the defect of a gear wheel (or bearing) is shortened as well as the influence of composed transmittance of the bearing-gear housing system is eliminated.

WV time-frequency analysis and complex continuous wavelet transformations were used for detection. The authors introduced a measure of local tooth damage, which was proportional to the size of damage. An addition new index was created to measure pitting of the tooth surface.

The utility of the measure for detecting damage toothed wheel, which operates with different rotational, different loads, and different performance deviation, was investigated. The results of research presented in this paper confirmed that the defect's measure is very sensitive to the development of teeth faults.

Keywords: Diagnostics, Gear Faults, Wavelet Transform, Time-Frequency Analysis.

## 1. WPROWADZENIE

Według danych zawartych w [10] około 60% awarii przekładni zębatych powodują uszkodzenia kół zębatych. W literaturze [5, 26, 30] wyróżnia się następujące ich rodzaje: wykruszenie wierzchołka zęba, pęknięcie zęba u podstawy, a w konsekwencji jego częściowe lub całkowite wyłamanie, pęknięcie wieńca zębatego, zmęczeniowe wykruszenie warstwy wierzchniej współpracujących powierzchni roboczych zębów (pitting), zatarcie współpracujących powierzchni i inne. Nowoczesne środki smarne dzięki zastosowaniu odpowiednich dodatków skutecznie zapobiegają zjawisku zatarcia,

a koła zębate z oddzielnym wieńcem zębatym są rzadko stosowane w przekładniach przemysłowych. Dlatego przyjęto, iż celem jest opracowanie metod przydatnych do wykrywania uszkodzeń kół zębatych takich jak: wykruszenie wierzchołka zęba zębника lub koła, pęknięcie u podstawy zęba, częściowe wyłamanie zęba oraz zmęczeniowe wykruszenie warstwy wierzchniej współpracujących powierzchni roboczych zębów (pitting).

Pomimo, iż na temat diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy istnieje wiele opracowań, autorzy często wskazują na trudności w jednoznacznym wykrywaniu miejscowych uszkodzeń kół, ponieważ w początkowej fazie

defekty te nie powodują zauważalnych zmian ogólnego poziomu drgań. Do najnowocześniejszych sposobów pomiarowych należy metoda bezkontaktowego pomiaru drgań. Wibrometr laserowy umożliwia m.in. pomiar prędkości drgań wirującego wału. W tym przypadku droga (do punktu pomiarowego), sygnału generowanego przez uszkodzenie koła zębatego lub łożyska ulega skróceniu. Tym samym eliminowany jest wpływ złożonej i zmiennej w czasie transmitancji układu łożysko-korpus przekładni i łatwiej można uzyskać z sygnału efektywne symptomy uszkodzenia.

## 2. ZAKRES PRACY

Uszkodzenia kół zębatych powodują lokalne niestacjonarności sygnału drganiowego, a do ich wykrywania są przydatne metody analizy umożliwiające obserwację sygnału jednocześnie w dziedzinach czasu i częstotliwości, ponieważ przy ich wykorzystaniu możliwe jest określenie czasu wystąpienia efektów wywołanych uszkodzeniem. W ostatnich latach do rozwiązywania problemów technicznych coraz częściej wykorzystywane są również symulacje komputerowe, ponieważ pozwalają one na zaoszczędzenie czasu i środków finansowych potrzebnych na prowadzenie badań doświadczalnych. W celu przeprowadzenia badań symulacyjnych konieczne jest jednak opracowanie odpowiedniego modelu obiektu oraz przeprowadzenie jego identyfikacji.

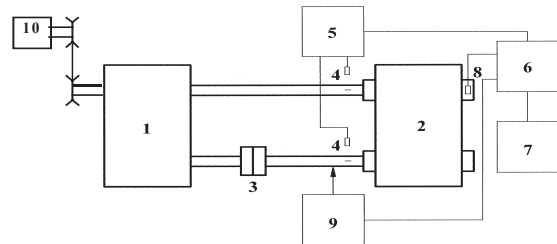
Zakres pracy obejmuje:

- zidentyfikowanie w wykorzystywanym modelu dynamicznym: częstotliwości rezonansowych i tłumienia drgań poprzecznych wałów przekładni, ponieważ jest to szczególnie istotne w przypadku występowania lokalnych uszkodzeń kół zębatych,
- rozbudowanie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym, tak aby możliwe było symulowanie różnych uszkodzeń kół zębatych,
- opracowanie metody uśredniania sygnałów drganiowych zapewniającej zachowanie pożądanej informacji diagnostycznej,
- wybór sygnału (procesu) zawierającego najwięcej informacji o interesującym nas uszkodzeniu koła zębatego,
- wykonanie selekcji przestrzennej sygnału drganiowego ukierunkowanej na określenie takiego punktu i kierunku pomiarowego, w którym rejestrowany sygnał drganiowy będzie najbardziej użyteczny do celów diagnostycznych,
- opracowanie efektywnej metody (lub metod) wykrywania uszkodzeń kół zębatych na podstawie badań doświadczalnych i symulacyjnych przekładni z zamodelowanymi lokalnymi uszkodzeniami tych elementów.

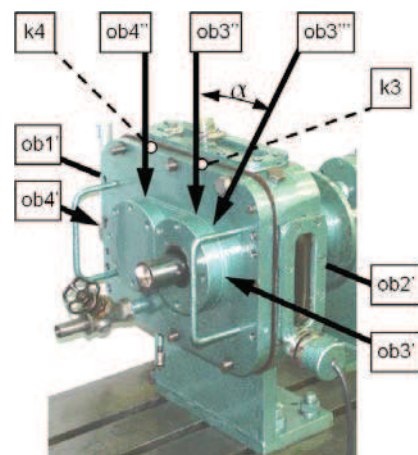
## 3. STANOWISKA BADAWCZE I UKŁAD POMIAROWY

Badania doświadczalne prowadzono na dwóch stanowiskach pracujących w układzie mocy krążącej

(rys. 1). Stanowiska te pozwalają na pracę badanych kół przy różnych prędkościach obrotowych oraz obciążeniu regulowanym za pomocą wałków skrętnych, sprzęgła napinającego i dźwigni z obciążnikami. W skład każdego ze stanowisk wchodzi dwie przekładnie: badana i zamykająca, o jednakowych przełożeniach i rozstawie osi. Przekładnia zamykająca napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 15 [kW]. Na rys. 2 przedstawiono położenie punktów pomiarowych na stanowisku nr 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska mocy krążącej:  
1 – przekładnia zamykająca, 2 – przekładnia badana,  
3 – sprzęgło napinające, 4 – czujnik położenia kąowego wałów 5 – jednostka logiczna,  
6 – analizator sygnałów DSPT SigLab,  
7 – komputer, 8 – przetwornik przyspieszeń drgań PCB Piezotronics model 353B15, 9 – vibrometr laserowy OMETRON VH300+, 10 – silnik napędzający



Rys. 2. Położenie punktów pomiarowych przekładni badanej: obudowa łożyska nr 3 - ob3, obudowa łożyska nr 4 - ob4, punkt nr 3 - k3, punkt nr 4 - k4, punkty pomiarowe ob1 i ob2 leżą podobnie jak punkty ob4 i ob3 ale symetrycznie po przeciwnej stronie przekładni,  $\alpha$  – kąt przyporu

Parametry geometryczne kół zębatych zamontowanych w badanych przekładniach przedstawiono w tabelicy 1.

W trakcie badań przekładnia badana pracowała jako reduktor. Mierzono przyspieszenia i prędkości drgań wybranych punktów obudowy przekładni oraz prędkości drgań poprzecznych jej wałów. Rejestrowano również synchronicznie sygnały odniesienia zgodne z obrotami wałów.

Tablica 1. Parametry geometryczne kół zębatach zamontowanych w badanych przekładniach

Parametry kół zębatach	Stanowisko nr 1 (koła o zębatach prostych)	Stanowisko nr 2 (koła o zębatach skośnych)	
		komplet 1	komplet 2
Liczba zębatach zębatach $z_1$	16	19	19
Liczba zębatach koła $z_2$	24	30	30
Kąt pochylenia linii zębatach $\beta$ [°]	0	15	15
Szerokość kół $b$ [mm]	20	56	20
Moduł normalny $m_n$ [mm]	4,5	3,5	3,5
Współczynnik przesunięcia zarysu zębatach $x_1$	0,864	0,5	0,5
Współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2$	-0,5	0,295	0,295
Odległość osi [mm]	91,5	91,5	91,5

Pojedynczy pomiar trwał kilka sekund, jednakże w celu przeprowadzenia selekcji przestrzennej sygnału drganiowego pomiarów prędkości drgań w większości punktów pomiarowych (z wyłączeniem tych, w których z przyczyn konstrukcyjnych nie było to możliwe) dokonywano w kierunku działania siły międzyzębatej oraz pionowym i poziomym. Sygnał drganiowy oraz sygnał z układu synchronizacji uśredniano próbkowano z częstotliwością 25600 Hz i zapisywano na dysku twardym komputera. W trakcie badań mających na celu wykrywanie uszkodzeń kół zębatach utrzymywano temperaturę oleju w przekładni na poziomie  $45 \pm 2^\circ\text{C}$ , jedynie podczas badań prowadzonych na stanowisku nr 2, gdy w przekładni badanej zamontowany był komplet kół nr 1 ze względu na wielkość przenoszanej mocy temperatura oleju podczas badań wynosiła  $55 \pm 2^\circ\text{C}$ .

Zakres badań obejmował pomiary w kilku różnych stadiach rozwoju uszkodzenia, przy różnych prędkościach obrotowych i obciążeniach. Przeprowadzenie eksperymentów czynnych mających na celu zarejestrowanie sygnałów drganiowych w przypadku różnych stadiów rozwoju uszkodzenia wymagało wykonania po każdej serii pomiarowej demontażu i ponownego montażu przekładni. W ramach pracy przeprowadzono również eksperyment bierny, mający na celu sprawdzenie możliwości wykrywania zjawiska pittingu występującego na powierzchniach roboczych zębatach. Podczas trwających ponad rok badań doświadczalnych wykonano kilkaset pomiarów drgań.

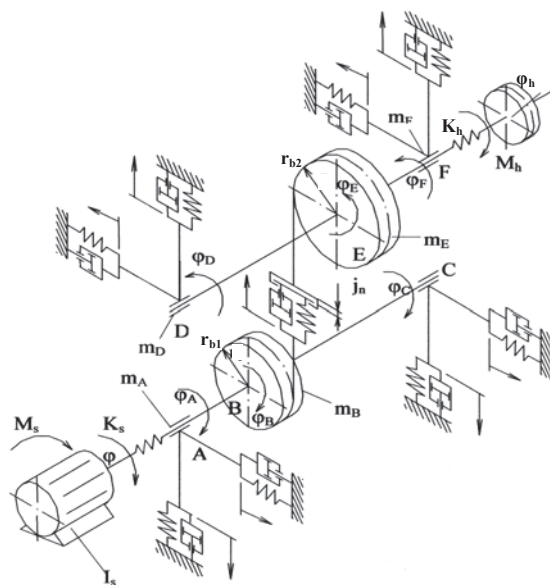
#### 4. MODELOWANIE PRZEKŁADNI ZĘBATACH DO CELÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Ze względu na wysokie koszty, czasochłonność i pracochłonność badań doświadczalnych jako ich uzupełnienie i rozwinięcie przeprowadzono badania symulacyjne. W celu sprawdzenia możliwości wykrywania uszkodzeń kół zębatach w przypadku szerszego, nieobjętego badaniami doświadczalnymi, zakresu zmian parametrów geometrycznych kół,

prędkości obrotowych, momentów obciążenia przekładni i dokładności wykonania kół zębatach wykorzystano model dynamiczny przekładni zębatach w układzie napędowym. Wykonano około tysiąca symulacji komputerowych, z których każda trwała średnio kilka godzin przy wykorzystaniu komputera klasy Pentium 4 z procesorem 2,4 GHz.

##### 4.1. Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatach

W niniejszej pracy do celów diagnostycznych wykorzystano opracowany na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej i zrealizowany w środowisku Matlab-Simulink model dynamiczny przekładni zębatach w układzie napędowym (rys. 3) [38, 16, 20]. Model uwzględnia pracę: elektrycznego silnika napędowego, jednostopniowej walcowej przekładni zębatach, maszyny roboczej. Opis matematyczny modelu dynamicznego układu napędowego z przekładnią zębatach przedstawiono w [20].



Rys. 3. Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatach [20]

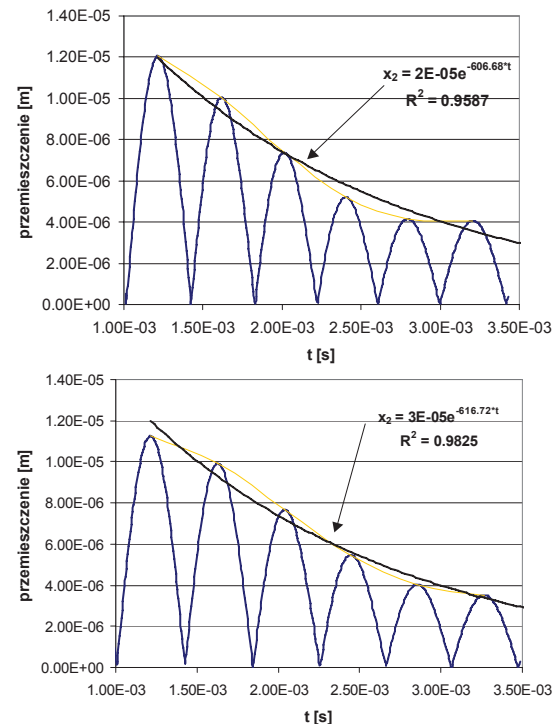
##### 4.2. Identyfikacja modelu

Zastosowanie modelu układu napędowego z przekładnią zębatach w diagnozowaniu lokalnych uszkodzeń, analizie dynamicznej lub projektowaniu wymaga przeprowadzenia identyfikacji parametrów tego modelu. W ramach prac [15, 20] dokonano identyfikacji współczynnika tarcia w zazębieniu. W pracy [20] określono wartości współczynnika tłumienia w zazębieniu poprzez porównanie wartości skutecznych przyspieszeń drgań skrętnych koła zmierzonych i uzyskanych poprzez symulację. Jednym z istotnych czynników warunkujących zgodność uzyskiwanych wyników z doświadczeniem jest zidentyfikowanie tłumienia węzłów łożyskowych. Przeprowadzono badania laboratoryjne i symulacyjne, których celem było dostrojenie

modelu układu napędowego z przekładnią zębatą zapewniające zgodność współczynników tłumienia drgań poprzecznych wałów przekładni, w obiekcie rzeczywistym i w modelu.

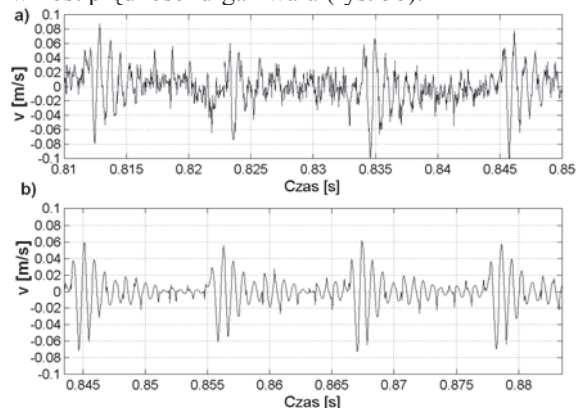
W tym celu wibrometrem mierzono prędkość drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej pobudzanych impulsem siły działającym na wał w kierunku siły międzyzębnej. Wały przekładni na stanowisku nr 1 były podparte na łożyskach kulkowych zwykłych 6307. Przekładnia była obciążona statycznie momentem  $M_h=207$  [Nm]. Wartości siły wymuszającej dobierano tak, aby maksymalne prędkości drgań były zbliżone do występujących podczas pracy przekładni. Podobne wymuszenie impulsowe jak podczas pomiarów na stanowisku laboratoryjnym zastosowano w modelu dynamicznym przekładni zębatej. W widmie prędkości drgań poprzecznych wału dominowała częstotliwość 1226 Hz. Widmo, w którym również dominowała częstotliwość około 1226 Hz uzyskano z sygnału otrzymanego drogą symulacji komputerowej. Świadczy to dużej zgodności częstotliwości drgań rezonansowych wału koła, wyznaczonych symulacyjnie i doświadczalnie. Dobrą zgodność uzyskano również w przypadku wału zębniaka. Potwierdza to poprawność przyjętych w modelu mas elementów przekładni i sztywności łożysk. W widmie prędkości drgań występowały również inne częstotliwości, o niższej amplitudzie. W celu dostrojenia współczynnika tłumienia w łożyskach odfiltrowano z sygnału składowe o częstotliwościach poniżej 800 Hz i powyżej 1600 Hz, a następnie dokonano całkowania prędkości drgań. Lokalne maksima wartości bezwzględnej przemieszczenia wału aproksymowano krzywą wykładniczą. Przykładowe wyniki uzyskane na podstawie badań doświadczalnych przedstawiono na rys. 4a, natomiast uzyskane z symulacji na rys. 4b.

Wartości wykładnika krzywej aproksymującej, uzyskiwane na podstawie wyników badań stanowiskowych oscylowały wokół wartości  $-616$  a maksymalna różnica pomiędzy wykładnikami uzyskanymi na podstawie badań doświadczalnych i symulacyjnych nie przekraczała 2%. Potwierdza to poprawność dostrojenia tłumienia w węzłach łożyskowych. Para zębów obciążona dużą wypadkową odchyłką podziałki przy wejściu w przypór generuje impulsy siły, dlatego zmierzono odchyłki kinematyczne zębniaka oraz koła i wprowadzono je do modelu przekładni zębatej. Następnie wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wałów zmierzone podczas pracy przekładni porównano z otrzymanymi w badaniach symulacyjnych uzyskując zadowalającą zgodność wyników. Poprawność doboru parametrów sztywności i tłumienia w węzłach łożyskowych przekładni zębatej sprawdzono symulując lokalne uszkodzenie bieźni zewnętrznej łożyska.



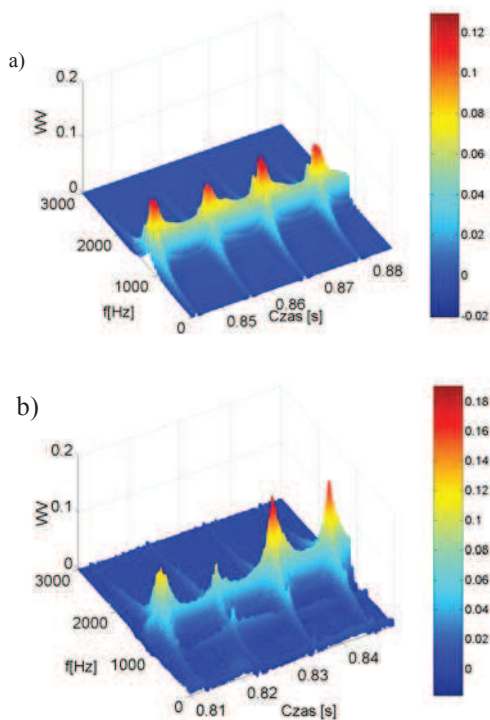
Rys. 4. Wartość bezwzględna przemieszczenia poprzecznego wału koła (w paśmie  $800 \div 1600$  Hz) pobudzonego wymuszeniem impulsowym w kierunku działania siły międzyzębnej a) wynik badań doświadczalnych b) wynik badań symulacyjnych

Modelowano je poprzez zmianę sztywności łożyska w trakcie przetaczania się kulki przez lokalnie uszkodzony odcinek bieźni. Długość uszkodzonego fragmentu bieźni zewnętrznej wynosiła 2 mm oraz przyjęto, że sztywność łożyska  $c_{łoż}$  ( $Q$ ) zmniejsza się wtedy maksymalnie o 28%. Okres powtarzania się zmian sztywności wynika z zależności kinematycznych w łożysku [12, 14]. Symulowano pracę przekładni obciążonej momentem  $M_h=207$  [Nm], a prędkość obrotowa wału koła wynosiła 1800 obr/min. Uszkodzenie to w momencie, gdy element toczy przetaczał się przez uszkodzony fragment bieźni powodowało chwilowy wzrost prędkości drgań wału (rys. 5b).



Rys. 5. Sygnały prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskane na podstawie: a) badań doświadczalnych b) symulacji, – zarejestrowane w przypadku lokalnego uszkodzenia łożyska

Następnie przeprowadzono badania doświadczalne. W przekładni badanej na stanowiska nr 1 (zamiennie) na wale zębniaka lub koła montowano łożysko z zamodelowanym lokalnym uszkodzeniem bieżni zewnętrznej. Do pomiarów drgań wirujących wałów przekładni pracującej w takich samych warunkach jak podczas badań symulacyjnych wykorzystano również wibrometr laserowy. W przypadku braku uszkodzeń łożysk w sygnale drganiowym można było zaobserwować jedynie nieznaczne zaburzenia spowodowane błędami podziałki kolejnych par zębów wchodzących w przypór. Na rys. 5 przedstawiono przebiegi czasowe sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła z uszkodzonym łożyskiem zmierzone na stanowisku laboratoryjnym oraz uzyskane w badaniach symulacyjnych. W obu przypadkach można zaobserwować w przebiegach czasowych powtarzający się cyklicznie (zgodnie z okresem przejścia elementów tocznych przez uszkodzony fragment bieżni) wzrost amplitudy prędkości drgań poprzecznych wału. Przeprowadzono również analizę czasowo-częstotliwościową zarejestrowanych sygnałów (rys. 6). Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej pobudzało wał do drgań poprzecznych w paśmie częstotliwości rezonansowej ( $\sim 1200$  Hz) oraz spowodowało wystąpienie lokalnych maksimów o okresie powtarzania równym okresowi przetaczania się elementów tocznych łożyska przez uszkodzony fragment bieżni.



Rys. 6. Transformaty WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskane na podstawie:  
 a) symulacji, b) badań doświadczalnych;  
 – zarejestrowane w przypadku lokalnego uszkodzenia łożyska

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, iż w wykorzystanym modelu dynamicznym przekładni zębatej w układzie napędowym poprawnie zidentyfikowano częstotliwości rezonansowe i tłumienie drgań poprzecznych wałów przekładni. Przedstawione wyniki eksperymentów numerycznych i badań doświadczalnych wykazują dużą zgodność jakościową (rys. 6), a także ilościową (rys. 4) potwierdzając w ten sposób poprawność dostrojenia modelu oraz jego przydatność do symulowania lokalnych uszkodzeń elementów przekładni.

## 5. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH I SYMULACYJNYCH

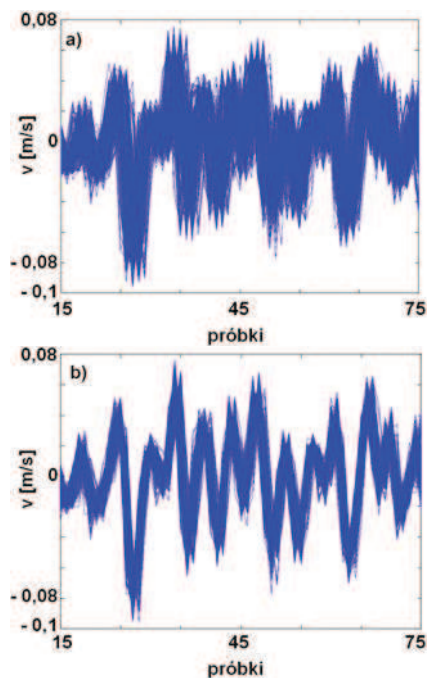
### 5.1. Wykorzystanie metody estymacji opóźnienia czasowego w procesie uśredniania sygnału drganiowego

W przemysłowych przekładniach zębatych ze względów konstrukcyjnych znacznik uśredniania najłatwiej jest umieścić na wale wyprowadzonym na zewnątrz przekładni. Oddalenie znacznika od diagnozowanego koła, drgania skątne w układzie wałów przekładni i często zbyt wolno narastające zbrocze sygnału synchronizującego powodują, że impuls synchronizujący występuje przy położeniach kątowych koła różniących się o niewielką wartość. Różnice te są szczególnie istotne w przypadku składowych sygnału o wysokich częstotliwościach oraz przy diagnozowaniu lokalnych uszkodzeń kół generujących impulsowe zaburzenia, których czas trwania jest porównywalny z odchyłką występowania impulsu synchronizującego.

Analizując nałożone na siebie uśredniane przebiegi czasowe prędkości drgań poprzecznych wału, gdy położenie impulsu synchronizującego nie było korygowane wstępnie stwierdzono, że odchyłka położenia impulsu synchronizującego wynosiła  $\pm 2$  okresy próbkowania, czyli około  $\pm 1^\circ$  obrotu wału (rys. 7a). Celem zminimalizowania wpływu tej odchyłki na wyniki uśredniania przeprowadzono obliczeniową korektę położenia impulsu synchronizującego wykorzystując estymację opóźnienia czasowego pomiędzy kolejnymi zarejestrowanymi okresami uśrednianych przebiegów czasowych. Było to o tyle istotne, że czas trwania impulsu pochodzącego od uszkodzonego zęba w niektórych przypadkach wynosił około  $0,12 \div 0,16 \cdot 10^{-3}$  [s], czyli 3÷4 okresów próbkowania przy zastosowanej częstotliwości próbkowania. Z tego względu impuls synchronizacji uśredniania powinien być bardzo dokładnie skorelowany z położeniem kątowym koła, gdyż wystąpienie odchyłek jego położenia może doprowadzić do usunięcia z uśrednianego sygnału informacji o pojawiającym się uszkodzeniu.

Przed zastosowaniem estymacji przesunięcia czasowego wybrano fragment przebiegu czasowego drgań równy okresowi uśredniania względem, którego określano przesunięcie czasowe. Był to

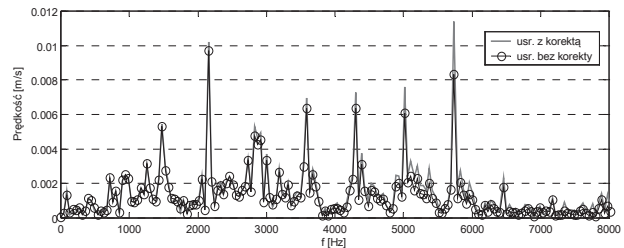
fragment przebiegu czasowego najlepiej skorelowany z pozostałymi. Sprawdzano przydatność metod estymacji przesunięcia czasowego przedstawionych w [32]. Stosując przedstawione poniżej metody należało zwrócić uwagę, aby dopuszczalne przesunięcie sygnałów nie było zbyt duże, a w szczególności musiało ono zawsze być mniejsze od liczby próbek przypadających na obrót wału o jedną podziałkę zazębienia, w przeciwnym przypadku mogło nastąpić całkowite rozsynchronizowanie sygnałów. Najpierw określono opóźnienie czasowe wykorzystując metodę bazującą na bikorelacji (TDE). W celu uzyskania najlepszych rezultatów do obliczania bikorelacji stosowano następujące liczby próbek:  $n_{\text{samp}} = 256, 128, 64, 32, 16$ . Najlepsze wyniki uzyskano, gdy  $n_{\text{samp}} = 32$  próbki. W stosunku do sytuacji, gdy położenie impulsu synchronizującego nie było korygowane widoczna była poprawa jednakże wynik nie był zadowalający. W kolejnym kroku zastosowano metodę określania opóźnienia czasowego bazującą na bispektrum (TDEB) [32]. Uzyskane wyniki były znacznie lepsze i były porównywalne z tymi, które uzyskano, po zastosowaniu metody wykorzystującej korelację wzajemną sygnałów -TDER (rys. 7b).



Rys. 7. Nałożenie uśrednianych przebiegów czasowych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka (fragment sygnału od 15-75 próbek): a) położenie impulsu synchronizującego nie korygowane, b) położenie impulsu synchronizującego korygowane metodą TDER

W przypadku, gdy położenie impulsu synchronizującego nie było korygowane wartości współczynnika korelacji pomiędzy uśrednionymi przebiegami czasowymi a przebiegiem czasowym traktowanym jako odniesienie, w niektórych przypadkach były bardzo niskie. Po zastosowaniu

metody estymacji opóźnienia czasowego TDER oscylowały one wokół wartości 0,9 i wyższych. W tym przypadku zauważalne były również różnice amplitudy w uzyskiwanych uśrednionych przebiegach sygnałów. Różnice w wartościach amplitud składowych rosnące wraz ze wzrostem częstotliwości są bardzo dobrze widoczne w widmach tych sygnałów przedstawionych na rys. 8.

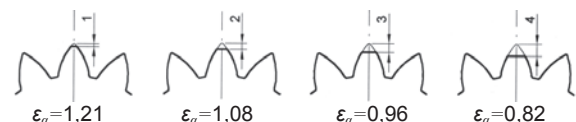


Rys. 8. Widmo sygnału uśrednionego przed i po zastosowaniu korekty położenia impulsu synchronizującego

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że w przypadku uśredniania sygnału drganiowego, aby uniknąć strat informacji diagnostycznych celowe jest stosowanie obliczeniowej korekty położenia impulsu synchronizującego. Do jej wyznaczenia w przypadku sygnału prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej najlepsze okazały się metody estymacji opóźnienia czasowego bazujące na korelacji wzajemnej (TDER) i na bispektrum (TDEB). Metoda TDER okazała się wygodniejsza w zastosowaniu, ponieważ wymagała krótszego czasu obliczeń.

## 5.2. Wykrywanie wykruszenia wierzchołka zęba

Badania mające na celu wykrywanie wykruszenia wierzchołka zęba zębniaka prowadzono na stanowisku nr 1. Wykruszenie zęba zębniaka modelowano skracając ząb w kolejnych etapach, o 1 mm (rys. 9). Skrócenie to spowodowało zmniejszenie czołowej liczby przyporu ( $\epsilon_a$ ) w przypadku zazębienia uszkodzonego zęba. Nominalnie wynosiła ona 1,33. Podczas badań prędkość obrotowa zębniaka wynosiła około 2700 obr/min. Przekładnia była obciążona momentem  $M_t=207$  Nm.



Rys. 9. Lokalne uszkodzenie zęba zębniaka – wykruszenie wierzchołka zęba (1, 2, 3, 4 mm)

Istotnym problemem z punktu widzenia diagnostyki jest selekcja przestrzenna sygnału drganiowego. Od wyboru odpowiedniego punktu i kierunku pomiarowego, zależy bowiem

prawdopodobieństwo wykrycia uszkodzenia. Do pomiarów wykorzystano piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń drgań, którym mierzono tylko drgania obudowy łożyska w punktach k3 i k4 (rys. 2) oraz wibrometr laserowy, którym wykonywano pomiary prędkości drgań wirujących wałów oraz wybranych punktów obudowy (ob1, ob2, ob3, ob4) w kierunku działania siły międzyzębnej, a także poziomo i pionowo.

Przeprowadzono analizę sygnału ukierunkowaną na wykrywanie wykruszenia zęba zębnika. W tym celu zastosowano uśrednianie synchroniczne okresem obrotu zębnika, które pozwoliło usunąć składowe niezwiązane z obrotem zębnika i poprawiło stosunek sygnału do szumu. Celem zminimalizowania wpływu odchyłki położenia znacznika uśredniania, która wynosiła maksymalnie  $\pm 2$  próbki przeprowadzono obliczeniową korektę jego położenia wykorzystując estymację opóźnienia czasowego pomiędzy kolejnymi zarejestrowanymi rekordami, przedstawioną wcześniej. Na podstawie przebiegu czasowego uśrednionego sygnału prędkości drgań poprzecznych wału zębnika trudno jest stwierdzić czy nastąpiło wykruszenie zęba. W sygnale można było znaleźć, co najmniej kilka lokalnych maksimum, z których praktycznie każde mogłoby pochodzić od tego uszkodzenia. Zastosowano, więc pseudo transformatę Wignera Ville'a, która umożliwia czasowo-częstotliwościowy rozkład sygnału.

$$WV(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) w(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1)$$

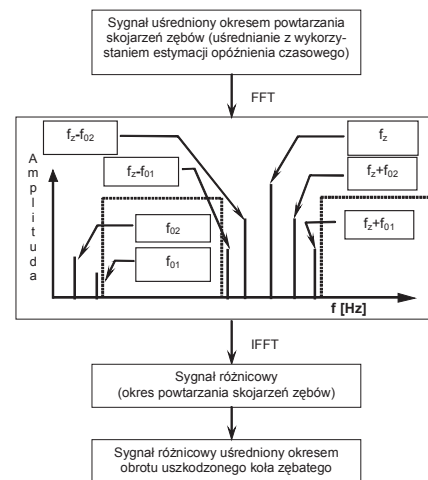
gdzie:

$x^*(t)$  – sygnał zespolony sprzężony z  $x(t)$ ,

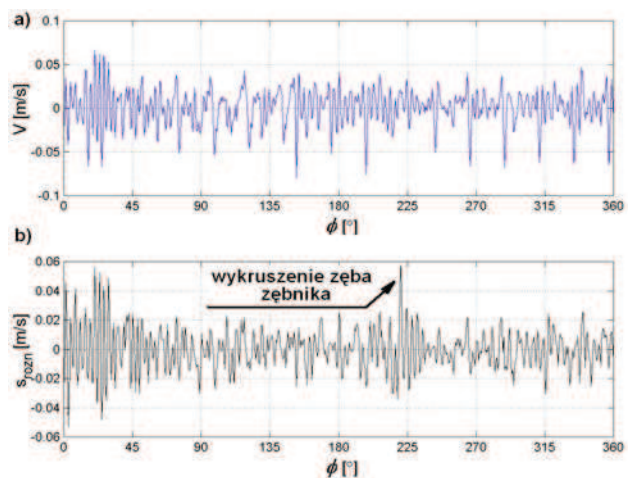
$w(t)$  – funkcja wagi podobna do okna czasowego stosowanego w krótko-czasowej transformacie Fouriera.

Przedstawiona metoda w przypadku analizy sygnału prędkości drgań wału zębnika mierzonych w kierunku działania siły międzyzębnej i uśrednionych okresem obrotu zębnika pozwala jednoznacznie wykryć wykruszenie zęba zębnika wynoszące 3 mm i 4 mm. Wykruszenia te można było również wykryć w oparciu o zaproponowaną metodę w przypadku analizy sygnału prędkości drgań wału zębnika zmierzonego w kierunku pionowym natomiast wykrycie wykruszenia wynoszącego 3 mm nie było możliwe na podstawie zmierzonych drgań pozostałych punktów [37]. Wstępnie potwierdza to przyjętą tezę, że pomiar prędkości drgań poprzecznych wałów wibrometrem laserowym pozwala uniknąć zakłóceń w sygnale spowodowanych złożoną funkcją transmitancji i tym samym ułatwia wnioskowanie diagnostyczne. Ponieważ jednak można było wykryć „dopiero” wykruszenie zęba zębnika 3 mm poszukiwano innych metod analizy sygnału, które pozwoliłyby na wykrycie uszkodzeń we wcześniejszych stadiach rozwoju. Na podstawie literatury wybrano metodę analizy obwiedni sygnału, która jest oparta na

transformacie Hilberta. Wykrycie uszkodzenia na podstawie obwiedni oraz jej rozkładu  $WV$  okazało się trudne. Zastosowano kurtozę  $K_f$  w oknie czasowym o odpowiednio dobranej szerokości przesuwany wzdłuż osi czasu. W metodzie tej istotny jest odpowiedni dobór szerokości okna czasowego. Najlepsze wyniki uzyskano, gdy szerokość okna czasowego wynosiła 1,5 okresu ząbienia ( $T_z$ ). Wykrycie wykruszeń zęba zębnika o głębokości 1 lub 2 mm było w tym przypadku niemożliwe. Obserwując rozkład czasowo-częstotliwościowy  $WV$  uśrednionego sygnału prędkości drgań poprzecznych wału zębnika zauważono, że największa energia sygnału występuje w pasmach częstotliwości ząbienia  $f_z$  i jej harmonicznych. Składowe te maskują niskoenergetyczne zaburzenie spowodowane uszkodzeniem [28]. Aby uwydatnić to zaburzenie wygenerowano zgodnie z algorytmem przedstawionym na rys. 10 sygnał różnicowy (rys. 11b) [31, 35, 21].

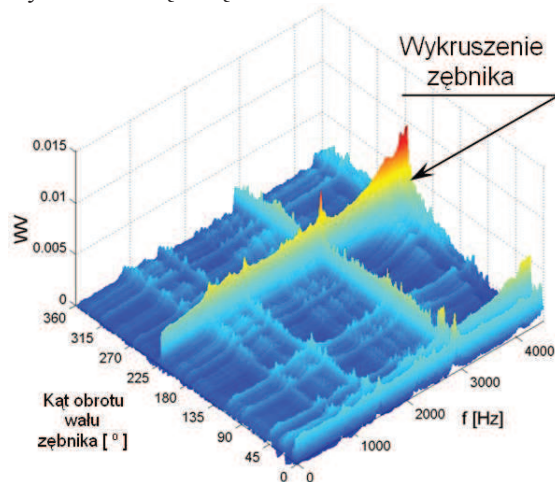


Rys. 10. Algorytm uzyskiwania sygnału różnicowego;  $f_{01}$  – częstotliwość obrotowa zębnika,  $f_{02}$  – częstotliwość obrotowa koła,  $f_z$  – częstotliwość ząbienia



Rys. 11. Uśredniony okresem obrotu zębnika sygnał prędkości drgań wału zębnika zmierzony w kierunku działania siły międzyzębnej – wykruszenie zęba zębnika 2 mm (a); sygnał różnicowy (b) uzyskany zgodnie z algorytmem przedstawionym na rys. 10

W sygnale tym przedstawionym na rys. 11b nadal trudno było określić, który lokalny wzrost poziomu drgań mogłoby pochodzić od uszkodzenia. Zastosowano, więc analizę obwiedni sygnału różnicowego, ale zarówno na podstawie obwiedni jak i jej rozkładu czasowo-częstotliwościowego nie można było poprawnie zdiagnozować uszkodzenia. Wyniki były również dosyć trudne w interpretacji w przypadku zastosowania współczynnika kurtozy określonego w oknie czasowym przesuwanym wzdłuż osi czasu i obliczonego na podstawie sygnału różnicowego. Wykonano, więc analizę czasowo-częstotliwościową WV sygnału różnicowego. Podobnie jak w przypadku analizy obwiedni zastosowano parametr Choi-Williamsa = 0,0005. W rozkładzie WV (rys. 12) występował wzrost amplitudy w paśmie 0÷4500 Hz w zakresie kąta obrotu zębniaka odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba zębniaka. Wzrost ten pojawiał się również w przypadku innych wielkości wykruszenia zęba zębniaka nawet 1 mm.



Rys. 12. Rozkład czasowo-częstotliwościowy WV sygnału różnicowego – pomiar prędkości drgań wału zębniaka w kierunku działania siły międzyzębnej – wykruszenie zęba zębniaka 2 mm

W celu łatwiejszej interpretacji uzyskanych wyników dokonano sumowania dyskretnych wartości rozkładu WV (wzór 1) zgodnie z zależnością:

$$S_{WV}(\phi) = \sum_{k_{WV}=A}^B WV(l_{WV}, k_{WV}) \quad (2)$$

gdzie:

$$WV(l_{WV}, k_{WV}) = WV(t, f),$$

$l_{WV}, k_{WV}$  – dyskretnie wartości odpowiednio czasu i częstotliwości,

A, B – dyskretnie wartości odpowiadające odpowiednio częstotliwościom granicznym przedziału sumowania  $f_A, f_B$ .

Sumowania tego dokonywano w przedziale częstotliwości  $f_A \div f_B$  ( $f_A = 0$  Hz,  $f_B = 4500$  Hz  $\approx 6,5 f_z$ ), w którym wartości rozkładu

WV dominowały w zakresie kąta obrotu odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba. W zaproponowanej sumie rozkładu WV wyraźnie widoczne są lokalne maksima pochodzące od wykruszenia wierzchołka zęba zębniaka, co w łatwy sposób pozwala wykryć to uszkodzenie. Podobna sytuacja występowała w przypadku sumy  $S_{WV}(\phi)$  wykonanej na podstawie pomiaru prędkości drgań poprzecznych wału zmierzonych w kierunku pionowym, jednakże oprócz lokalnych maksimów pochodzących od uszkodzenia występowały w niej także inne, o mniejszej amplitudzie, mogące w pewnym stopniu utrudnić wnioskowanie diagnostyczne. W przypadku  $S_{WV}(\phi)$  uzyskanej z sygnału przyspieszeń drgań punktów k3 i k4 wykruszenie zęba zębniaka wynoszące 1 mm spowodowało znaczny wzrost  $S_{WV}(\phi)$  w zakresie kąta obrotu odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba, ale wykrycie uszkodzenia 2 lub 3 mm już nie było możliwe. Spowodowane może to być złożoną i zmienną w czasie transmitancją układu łożysko-korpus przekładni oraz oddziaływaniem struktury rezonansowej obudowy przekładni. Wykrycie uszkodzeń na podstawie sum rozkładu  $S_{WV}(\phi)$  uzyskanych z sygnałów zmierzonych w pozostałych punktach pomiarowych ob1, ob2, ob3, ob4 w trzech kierunkach również było bardzo trudne lub niemożliwe [37].

Celem dalszych analiz było znalezienie miary, proporcjonalnej do wielkości wykruszenia. Zaproponowano następującą bezwymiarową miarę  $M_{wWV}$  określaną z zależności:

$$M_{wWV} = \frac{S_{WVu}}{S_{WVz=0}}, \quad (3)$$

gdzie:

$S_{WVu}$  – najwyższa lokalna wartość maksymalna w  $S_{WV}(\phi)$ , i odpowiadający jej kąt obrotu wału  $\phi_u$ ,

$\bar{S}_{WVz=0}$  – wartość średnia z  $D$  najwyższych lokalnych wartości maksymalnych  $S_{WV}(\phi)$ , w przedziale:

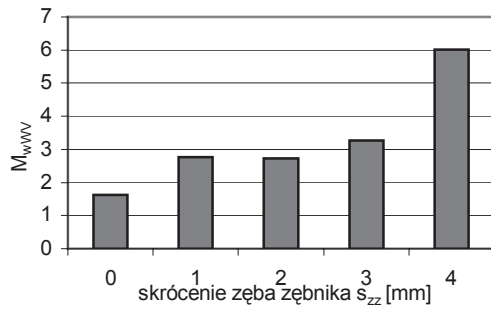
$$\phi \in (0^\circ, \phi_u - 0,5\phi_z) \cup (\phi_u + 0,5\phi_z, 360^\circ) \text{ dla kół bez uszkodzeń (nowych),}$$

$\phi_z$  – kąt obrotu koła zębatego odpowiadający podziałce zasadniczej,

$z_D$  – liczba zębów diagnozowanego koła zębatego.

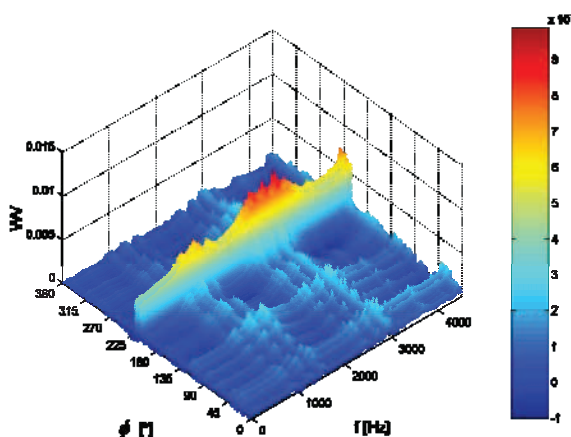
Na rys. 13 przedstawiono wartości tej miary w funkcji skrócenia zęba zębniaka. Zaproponowana miara sygnalizuje pojawienie się nawet nieznanego wykruszenia wynoszącego 1 mm - wzrost  $M_{wWV}$  o około 70%. Podsumowując można stwierdzić, że zaproponowana miara jest wrażliwa na wczesne stadia wykruszenia. Zmniejszenie czołowej liczby przyporu w skutek wykruszenia wierzchołka zęba poniżej jedności powoduje zwiększenie dynamiki wzrostu proponowanej miary.



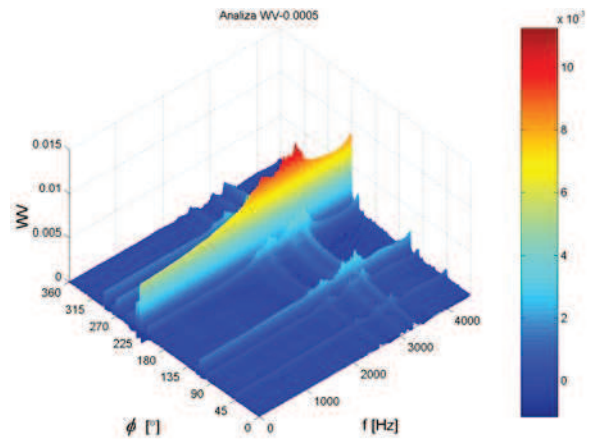


Rys. 13. Zmiany zaproponowanej miary wykruszenia zęba  $M_{wWV}$  bazującej na sumie  $S_{WV}(\phi)$  w funkcji skrócenia zęba zębniaka - wyniki badań doświadczalnych

W celu przeanalizowania wpływu innych czynników na zmiany zaproponowanej miary przeprowadzono wiele serii symulacji komputerowych. Na wstępie porównano jednak wyniki otrzymane z modelu dynamicznego przekładni zębatej z tymi, które uzyskano z pomiarów na stanowisku badawczym. Ponieważ odchyłki kinematyczne na podziałce kół zębatach powodują efekty dynamiczne zbliżone do wywoływanych przez wczesne stadium uszkodzenia [18] przeprowadzono symulacje przy różnych ich wartościach. W przypadku wystąpienia składowej okresowej odchyłki kinematycznej na podziałce zębniaka  $f_1 = -14 \mu\text{m}$  i koła  $f_2 = 10 \mu\text{m}$  oraz składowej losowej odchyłki kinematycznej na podziałce zarówno zębniaka jak i koła  $s_{1max} = s_{2max} \pm 9,6 \mu\text{m}$  uzyskano we wszystkich stadiach rozwoju uszkodzenia zadowalającą zgodność zarówno ilościową jak i jakościową [37]. Na rys. 14 i 15 porównano rozkłady  $WV$  sygnału różnicowego, uzyskanego z pomiarów i symulacji, gdy wykruszenie zęba zębniaka wynosiło 3 mm.



Rys. 14. Rozkład czasowo-częstotliwościowy  $WV$  sygnału różnicowego prędkości drgań wału zębniaka w kierunku działania siły międzyzębnej – wykruszenie zęba zębniaka 3 mm – wyniki badań doświadczalnych



Rys. 15. Rozkład czasowo-częstotliwościowy  $WV$  sygnału różnicowego prędkości drgań wału zębniaka w kierunku działania siły międzyzębnej – wykruszenie zęba zębniaka 3 mm – wynik badań symulacyjnych

Podkreślić również należy, że charakter zmian  $M_{wWV}$  uzyskanej z pomiarów i symulacji był identyczny, o czym świadczy wartość współczynnika korelacji na poziomie 0,98.

Kolejne symulacje posłużyły do przebadania wpływu wielkości odchyłek wykonania kół zębatach na zmiany miary wykruszenia zęba  $M_{wWV}$ , a tym samym na możliwość wykrywania wczesnych stadiów wykruszenia zęba zębniaka. Wykruszenie wynoszące 4 mm powoduje znaczną nieciągłość zazębienia, która z kolei przekłada się na gwałtowny wzrost  $M_{wWV}$ , co jest korzystne, z punktu widzenia diagnostyki, ponieważ wzrost ten sygnalizuje wystąpienie dużych sił dynamicznych a tym samym niebezpieczeństwo awarii przekładni. Dlatego zmiany proponowanej miary aproksymowano funkcją liniową w zakresie wykruszeń od 0 do 3 mm (gdy występował nieznaczny spadek czołowej liczby przyporu poniżej jedności). Na podstawie analizy wyników [37] okazało się, że współczynnik korelacji maleje wraz ze wzrostem odchyłek wykonania kół. Wykrycie wykruszenia wierzchołka zęba zębniaka przy użyciu  $M_{wWV}$  było również możliwe w przypadku wystąpienia dużych odchyłek wykonania kół 4,8-krotnie przekraczających wartość ugięcia statycznego pary zębów - wzrost wartości miary o 46%. Wyniki potwierdzają wnioski zawarte w pracy [18] gdzie stwierdzono, że zarówno lokalne uszkodzenia zębów kół, jak i odchyłki wykonania kół generują impulsowe zaburzenia sygnału drganiowego i wtedy wykrywanie lokalnych uszkodzeń kół zębatach jest utrudnione. Wzrost obciążenia przekładni powoduje większe ugięcie statyczne zębów a zatem maleją względne odchyłki wykonania kół zębatach odniesione do ugięcia statycznego pary zębów i z tego powodu większa jest dynamika wzrostu miary  $M_{wWV}$ . Przeprowadzono również [37] serię symulacji wykruszenia zęba zębniaka przekładni, której czołowa liczba przyporu była większa i wynosiła  $\epsilon_a = 1,47$ , a liczby zębów zębniaka i koła

odpowiednio  $z_1=19$ ,  $z_2=52$ . Również w tym przypadku uzyskane wyniki potwierdziły zasadność stosowania zaproponowanej metody do diagnozowania w/w uszkodzeń przekładni zębatej. Podczas pracy przekładni z obciążeniem jednostkowym 2,57 MPa wykruszenie zęba koła wynoszące 1 mm powodowało wzrost miary  $M_{w,WV}$  o 209%, natomiast w przypadku obciążenia jednostkowego równego 3,84 MPa wzrost ten był mniejszy i wynosił 13%. W celu zweryfikowania przydatności zaproponowanej metody wykrywania wykruszenia zęba koła przeprowadzono badania doświadczalne na stanowisku nr 1. Zarówno w przypadku, gdy obciążenie jednostkowe przekładni wynosiło 3,84 MPa jak i 2,57 MPa wykruszenia zęba zębniaka wynoszące 2 mm powodowało wystąpienie wyraźnego lokalnego maksimum w rozkładzie WV oraz jego sumie  $S_{WV}(\phi)$ . Świadczy to o użyteczności przedstawionej metody wykrywania wykruszenia zęba.

W odróżnieniu od transformaty Wignera Ville'a w transformacie falkowej stosowane są okna, które zwiężają się przy analizie wysokich częstotliwości i ulegają rozszerzeniu przy analizie niskich częstotliwości. Dlatego sprawdzono również przydatność do wykrywania tego typu uszkodzeń ciągłej transformaty falkowej (CWT) [1, 3, 13, 27, 37] oraz ciągłej zespolonej transformaty falkowej (CCWT) [13], zdefiniowanych następująco:

$$C(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (4)$$

gdzie:

- $a$  - współczynnik skali,  $a \in \mathbb{R}^+ - \{0\}$ ,
- $b$  - parametr przesunięcia w dziedzinie czasu  $b \in \mathbb{R}$ ,
- $\psi$  - funkcja analizująca (falka bazowa).

W przypadku sygnałów dyskretnych  $x(n)$  gdy:

$$t = (n-1) \cdot \Delta t, \quad (5)$$

$n=1, 2, 3, \dots, N$ ;  $N$  jest liczbą próbek;  $\Delta t$  jest okresem próbkowania,  $a=2^l$ ,  $b=k \cdot 2^l$  natomiast  $C(a,b) = C(l,k)$ .

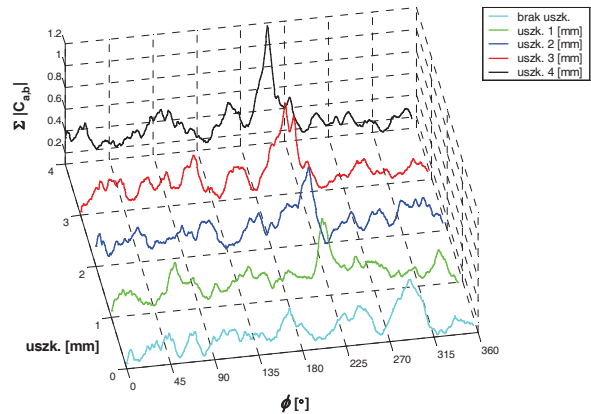
Znanych jest wiele rodzajów falek bazowych [24]. Podjęto, więc próbę znalezienia funkcji bazowej najlepszej do wykrywania wykruszenia wierzchołka zęba. W celu łatwiejszej interpretacji uzyskanych wyników również dokonano sumowania wartości współczynników CWT zgodnie z zależnością:

$$S(\phi) = \sum_{l=A}^B C(l,k) \quad (6)$$

Sumowania tego dokonywano przedziale skali ( $A=B$ ), w którym wartości współczynników CWT dominowały w zakresie kąta obrotu odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba. Na rys. 16 przedstawiono sumy modułów

współczynników CCWT sygnału różnicowego przy zastosowaniu falki cGaus 4 wyznaczone zgodnie z zależnością:

$$S(\phi) = \sum_{l=A}^B |C(l,k)|. \quad (7)$$



Rys. 16. Suma modułów współczynników CCWT w przypadku zastosowania falki cGaus 4; sygnał różnicowy; pomiar w kierunku działania siły międzyzębnej;  $A=1$ ,  $B=25$ ;

Wykrycie uszkodzenia zarówno w przypadku CWT jak i CCWT sygnału uśrednionego było trudne, co potwierdza potrzebę wykorzystania sygnału różnicowego.

Celem określenia przydatności różnych falek bazowych do wykrywania wykruszenia zęba zębniaka zaproponowano wskaźnik przydatności ( $W_{PF}$ ) określany w następujący sposób:

- wyznaczono  $S'(\phi)$  z następującej zależności:

$$S'(\phi) = |S(\phi)| - \overline{|S(\phi)|}, \quad (8)$$

gdzie:

$\overline{|S(\phi)|}$  – wartość średnia  $|S(\phi)|$  w zakresie kąta obrotu wału zębniaka  $0 \div 360^\circ$ ,

- wyznaczono najwyższą lokalną wartość maksymalną –  $S'_u$  funkcji  $S'(\phi)$  (pochodząca od uszkodzenia zęba) i odpowiadający jej kąt obrotu wału  $\phi_u$ ,
- wyznaczono drugą co do wielkości lokalną wartość maksymalną  $S'_{nu}$  w przedziale:  $\phi \in (0^\circ, \phi_u - 0,5\phi_z) \cup (\phi_u + 0,5\phi_z, 360^\circ)$ , (nie pochodząca od uszkodzenia),  
gdzie:  $\phi_z$  – kąt obrotu koła zębatego odpowiadający podziałce zasadniczej,
- jako kryterium decydujące o wyborze falki bazowej przyjęto  $W_{PF}$  określany z zależności:

$$W_{PF} = \frac{S'_u}{S'_{nu}} \quad (9)$$

Wartości przyjętego wskaźnika przydatności falki  $W_{PF}$  określono na podstawie sygnału różnicowego prędkości drgań poprzecznych wału zębownika w kierunku działania siły międzyzębnej, w przypadku, gdy wykruszenie zęba wynosiło 2 mm. Na podstawie uzyskanych wyników [37] można stwierdzić, że wyższe wartości wskaźnika  $W_{PF}$  uzyskuje się w przypadku zastosowania CCWT do analizy sygnału różnicowego niż stosując CWT. Zaproponowana metoda pozwoliła na wytypowanie z pośród 48 falek bazowych grupy szczególnie przydatnych do diagnozowania wykruszenia zęba. Są to: cGaus 2; cGaus 4; oraz Shannon 2 3,0.

Celem dalszych analiz było znalezienie miary, proporcjonalnej do wielkości wykruszenia. Zaproponowano następującą miarę  $M_w$ , określaną z zależności:

$$M_w = \frac{S'_u}{\overline{S'_{z=0}}} \quad (10)$$

gdzie:

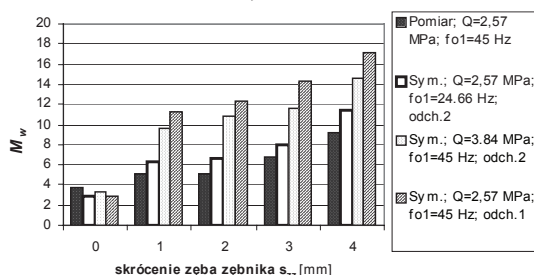
$S'_u$  – najwyższa lokalna wartość maksymalna w  $S'(\phi)$  i odpowiadający jej kąt obrotu wału  $\phi_u$ ,

$\overline{S'_{z=0}}$  – wartość średnia z  $z_D$  najwyższych lokalnych wartości maksymalnych  $S'(\phi)$  w przedziale:

$\phi \in \langle 0^\circ, \phi_u - 0,5\phi_z \rangle \cup \langle \phi_u + 0,5\phi_z, 360^\circ \rangle$  dla kół bez uszkodzeń (nowych).

Przyjęta miara określana na podstawie badań doświadczalnych umożliwia wykrycie nawet nieznacznego wykruszenia zęba zębownika wynoszącego 1 mm – w przypadku falki cGaus 4 jest to wzrost  $M_w$  o około 30%, a w przypadku falki Shannon 2 3,0 wzrost  $M_w$  o około 60%.

Na rys. 17 przedstawiono zmiany  $M_w$  bazujące na CCWT i falcie Gaus 4 w przypadku różnych obciążeń przekładni, różnych prędkości obrotowych oraz różnych odchyłek wykonania kół (odch. 1 - 1,6 ugięcia statycznego pary zębów ( $Q=2,57$  MPa); odch. 2 - 3,2 ugięcia statycznego pary zębów ( $Q=2,57$  MPa)). Podobny przebieg zmian wykazywała  $M_w$  w przypadku zastosowania falek Gaus 2 oraz Shannon 2 3,0.



Rys. 17. Zmiany miary wykruszenia zęba  $M_w$  w funkcji skrócenia zęba zębownika w przypadku zastosowania CCWT i falki Gaus4 oraz różnych obciążeń przekładni, różnych prędkości obrotowych, różnych odchyłek wykonania kół

Podsumowując można stwierdzić, że zaawansowane przetwarzanie sygnału prędkości drgań poprzecznych wałów, zmierzonego w kierunku działania siły międzyzębnej oraz wykorzystanie analiz jednocześnie w dziedzinach czasu i częstotliwości lub czasu i skali (CWT) umożliwiło efektywne wykrywanie wykruszenia wierzchołka zęba zarówno zębownika jak i koła. Na tej podstawie możliwe było stworzenie miary proporcjonalnej do wielkości wykruszenia zęba i pozwalającej na ocenę jego głębokości. Symulacje komputerowe pracy przekładni zębatej z uszkodzonymi elementami, wykonane przy użyciu rozbudowanego i zidentyfikowanego jej modelu dynamicznego, umożliwiły zweryfikowanie tej miary w przypadku występowania wykruszeń wierzchołka zęba podczas pracy przekładni: o różnych parametrach geometrycznych kół zębatych, przy różnych prędkościach obrotowych, obciążeniach oraz odchyłkach wykonania kół.

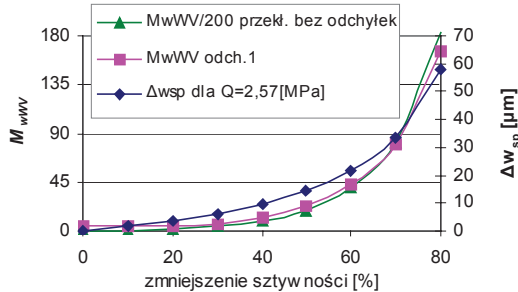
### 5.3. Wykrywanie pęknięcia u podstawy zęba

Na temat wykrywania pęknięcia zęba metodami drganiowymi istnieje obszerna literatura [4, 6, 7, 9, 11, 18, 29, 31, 33, 35, 36, 41]. W analizie tego uszkodzenia wykorzystuje się fakt, iż na skutek powstania pęknięcia zęba u podstawy następuje zmniejszenie jego sztywności. Zgodnie z [29] wystąpieniu mniejszej sztywności zazębienia towarzyszy przyrost obciążeń kolejnej pary zębów wchodzących w przypór.

Na podstawie badań własnych autora [18] można również stwierdzić, iż w przypadku przekładni pozbawionej odchyłek wykonawczych wykrycie bardzo małego spadku sztywności zazębienia spowodowanego pęknięciem u podstawy zęba jest stosunkowo łatwe. Przekładnia rzeczywista jest jednak zawsze obciążona odchyłkami wykonania zazębienia, które mogą wywoływać powstanie impulsów siły wpływających na zmiany sygnału drganiowego, zbliżone do tych powodowanych przez pęknięcie zęba we wczesnej fazie.

W pierwszej kolejności analizom poddawano sygnały prędkości drgań poprzecznych wału (uszkodzonego koła zębatego), które uzyskano z symulacji komputerowych. Obliczono, zaproponowaną miarę  $M_{wWV}$ , bazującą na odpowiednio utworzonym sygnale różnicowym i jego pseudo transformacie Wignera Ville'a ( $WV$ ). Podobnie jak poprzednio stosowano parametr Choi-Williamsa = 0,0005. Symulowano pracę przekładni pracującej na stanowisku nr 1 z pękniętym u podstawy zębem koła. Częstotliwość obrotowa wału zębownika  $f_{o1}$  wynosiła około 45 Hz, a obciążenie jednostkowe 2,57 MPa. Zarówno w przypadku przekładni bez odchyłek wykonania i z odchyłkami wynoszącymi maksymalnie 1,6 ugięcia statycznego pary zębów (dla  $Q=2,57$  MPa) uzyskano wysoką zgodność zmian miary  $M_{wWV}$ , w stosunku do zmian wzrostu ugięcia statycznego pary zębów  $\Delta W_{sp}$  (pod

koniec przyporu jednoparowego) wywołanego pęknięciem u podstawy zęba (rys. 18). Wartość  $M_{wWV}$ , przedstawiona na rys. 18 w przypadku przekładni z zerowymi odchyłkami wykonania została podzielona przez 200 w celu uzyskania większej czytelności wykresu.



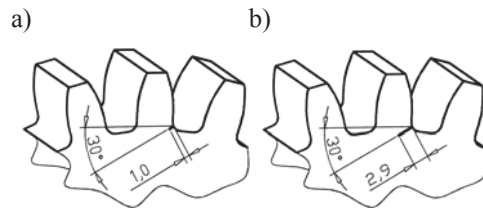
Rys. 18. Wzrost ugięcia statycznego pary zębów wywołanego pęknięciem u podstawy zęba oraz zmiany miary  $M_{wWV}$  w przypadku różnych odchyłek wykonania kół

Kwadrat współczynnika korelacji między miarą  $M_{wWV}$ , a wzrostem ugięcia statycznego pary zębów  $\Delta w_{sp}$  w obu przypadkach osiągał wysokie wartości (0,97). Oznacza to, że zaproponowana miara oddaje charakter procesów zachodzących na skutek zmniejszenia sztywności zazębienia spowodowanego pęknięciem zmęczeniowym. W pracy [11] jako źródło informacji diagnostycznej o pęknięciu zęba koła przyjęto sygnał przyspieszeń drgań wału uzyskany z symulacji komputerowej. Symulowano pracę przekładni zamontowanej na stanowisku nr 1. Częstotliwość obrotowa wału zębnika wynosiła 45 Hz a obciążenie jednostkowe 2,57 MPa. W celu wykrycia (na podstawie sygnału drganiowego) spadku sztywności zazębienia wywołanego pęknięciem zęba stosowano: wartość skuteczną (RMS), wartość szczytową (peak), maksimum, minimum, średnią arytmetyczną, średnią geometryczną, średnią harmoniczną, odchylenie standardowe obciążone i nieobciążone, wariancję obciążoną i nieobciążoną, kwadryle pierwszy, drugi (mediana) i trzeci, odchylenie ćwiartkowe, pozycyjny współczynnik zmienności, odchylenie przeciętne, współczynnik zmienności obciążony i nieobciążony, momenty centralne rzędu 3÷10, współczynnik skupienia (kurtozę), współczynnik skupienia standaryzowany (kurtozę standaryzowaną), współczynnik asymetrii, współczynnik asymetrii standaryzowany, współczynnik kształtu, współczynniki impulsowości, luzu, szczytu, dyskryminantę  $FM0$ , dyskryminantę  $X4$  ( $FM4, NA4, NB4$ ), dyskryminantę  $X6$  ( $M6A$ ), dyskryminantę  $X8$  ( $M8A$ ), dyskryminantę  $X10$  ( $M10A$ ), energię sygnału, bilans energetyczny oraz sumę częstotliwości zazębienia. Poszczególne miary były wyznaczone na podstawie sygnałów przyspieszeń drgań zębnika w przypadku sygnału nie filtrowanego, sygnału różnicowego, resztkowego, sygnału w paśmie częstotliwości

$0 \div 6\text{kHz}$  oraz sygnału w paśmie częstotliwości  $\frac{1}{2}f_z \div \frac{3}{4}f_z$ . Za najbardziej efektywne z przebadanych miar autorzy [11] uznali między innymi kurtozę uzyskaną na podstawie sygnału resztkowego, dyskryminantę  $FM4$  oraz współczynnik szczytu.

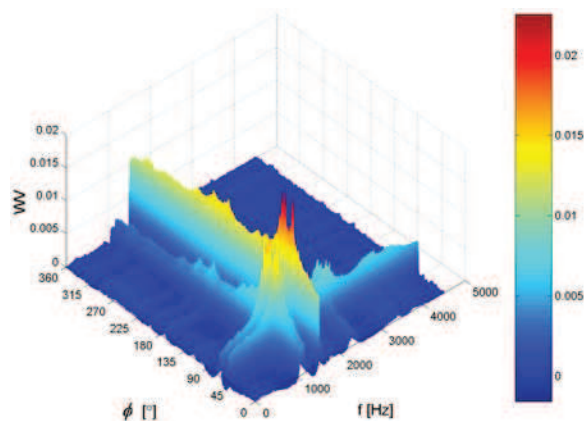
Porównując wyniki przedstawione na rys. 18 z przedstawionymi w [11] można było zauważyć, iż w przypadku przekładni z zerowymi odchyłkami wykonania kół charakter zmian zaproponowanej miary  $M_{wWV}$  oraz kurtozy i dyskryminanty  $NA4$  był zbliżony i wnioskowanie diagnostyczne na ich podstawie jest stosunkowo łatwe. W przypadku wystąpienia sumarycznych odchyłek wykonania kół zębatych wynoszących 1,6 ugięcia statycznego pary zębów ( $Q=2,57$  MPa) na podstawie zmian kurtozy i dyskryminanty  $FM4$  można było jednoznacznie wykryć zmniejszenie sztywności zazębienia wynoszące dopiero około 60% natomiast na podstawie zaproponowanej miary  $M_{wWV}$  możliwe jest wykrycie dużo mniejszego spadku sztywności za zębienia wynoszącego 30% (wzrost  $M_{wWV}$  o 50%).

W celu zweryfikowania zaproponowanej metody wykrywania uszkodzeń kół zębatych przeprowadzono na stanowisku nr 1 badania przekładni z podciętym zębem koła (rys. 19) symulującym pęknięcie u podstawy zęba na całej szerokości koła.



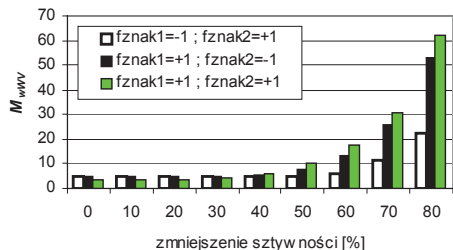
Rys. 19. Lokalne uszkodzenia zębów kół – podcięcie stopy zęba na całej szerokości koła: a) głębokość 1 mm, b) głębokość 2,9 mm

Na podstawie wniosków uzyskanych z badań mających na celu wykrywanie wykruszenia zęba w tym przypadku dokonywano pomiarów prędkości drgań poprzecznych wirujących wałów przekładni w kierunku działania siły międzyzębnej oraz w kierunku pionowym. Wykrycie pęknięcia wynoszącego 1 mm na podstawie rozkładu czasowo-częstotliwościowego  $WV$  sygnału różnicowego było trudne, ponieważ występowały w nim także inne lokalne maksima nie pochodzące od pęknięcia zęba koła. Na rys. 20 przedstawiono rozkład  $WV$  wykonany na podstawie sygnału różnicowego w przypadku podcięcia zęba u podstawy wynoszącego 2,9 mm. Widoczny jest wzrost amplitud składowych częstotliwości w zakresie kąta obrotu wału odpowiadającego współpracy uszkodzonego zęba. Można zauważyć również modulację częstotliwości zazębienia i obrotowych kół  $-2f_z + 3f_{o2} \approx 1518$  Hz.



Rys. 20. Rozkład czasowo-częstotliwościowy WV sygnału różnicowego; pomiar w kierunku działania siły międzyzębnej; – podcięcie zęba 2,9 mm,  $Q=3,84$  Mpa

W pracy [29] symulowano zmęczeniowe pęknięcie u podstawy zęba, ale uwzględniano jedynie losowe odchyłki podziałki zasadniczej natomiast nie uwzględniano jej składowej okresowej wywołanej np. odchyłką promienia okręgu zasadniczego. Na rys. 21 przedstawiono wpływ znaków odchyłek okresowych ( $f_{znak}$ ) na zaproponowaną miarę  $M_{wWV}$  w przypadku symulacji pęknięcia u podstawy zęba koła. Zastosowano następujące odchyłki wykonania kół:  $f_1=f_{znak1} \cdot 14 \mu\text{m}$ ,  $f_2=f_{znak2} \cdot 10 \mu\text{m}$ ,  $S_{1max}=S_{2max}=\pm 9,6 \mu\text{m}$ .

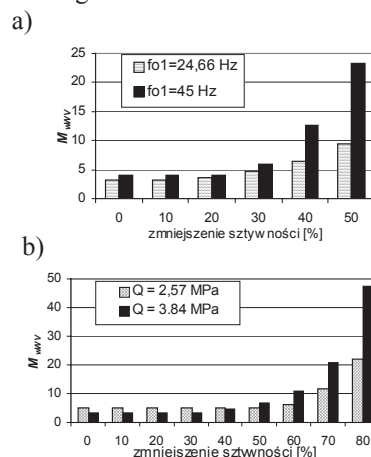


Rys. 21. Wpływ znaków okresowych odchyłek wykonania kół zębatach na miarę  $M_{wWV}$ ; pomiar w kierunku działania siły międzyzębnej;  $Q=2,57$  MPa;  $f_{o1} \approx 45$  Hz

Okazało się, że na możliwość wykrywania pęknięcia u podstawy zęba wpływ mają nie tylko odchyłki losowe podziałki, ale również odchyłki okresowe, a nawet ich znaki. Na rys. 22a przedstawiono wpływ częstotliwości obrotowej zębniaka na zmiany  $M_{wWV}$  spowodowane symulowanym pęknięciem u podstawy zęba koła w przypadku najbardziej niekorzystnego układu znaków okresowych odchyłek wykonania kół:  $f_1=-7 \mu\text{m}$ ,  $f_2=+5 \mu\text{m}$ ,  $S_{1max}=S_{2max}=\pm 4,8 \mu\text{m}$ . Natomiast na rysunku 22b przedstawiono wpływ obciążenia jednostkowego przekładni na zmiany  $M_{wWV}$  w przypadku pracy przekładni z częstotliwością obrotową zębniaka  $f_{o1} \approx 45$  Hz i odchyłek wykonania kół o tych samych znakach, ale wartościach dwukrotnie większych.

Przeprowadzone badania wykazały przydatność miary  $M_{wWV}$  również do wykrywania pęknięcia

podstawy zęba oraz pozwoliły określić wpływ poszczególnych czynników na możliwość wykrywania tego uszkodzenia.



Rys. 22. Wpływ częstotliwości obrotowej zębniaka na miarę  $M_{wWV}$  uzyskaną na podstawie sygnału różnicowego prędkości drgań wału koła -  $Q=2,57$  MPa (a), wpływ obciążenia jednostkowego przekładni na miarę  $M_{wWV}$  (b)

Najwcześniej można wykryć pęknięcie podstawy zęba w przypadku przekładni pracujących przy wyższych obciążeniach jednostkowych wykonanych z małymi odchyłkami losowymi podziałki oraz odpowiednim układem znaków odchyłek okresowych [37]. Wnioski te potwierdzono również w przypadku symulacji pracy innych przekładni, których czołowa liczba przyporu była wyższa, a liczby zębów zębniaka i koła były względem siebie liczbami pierwszymi.

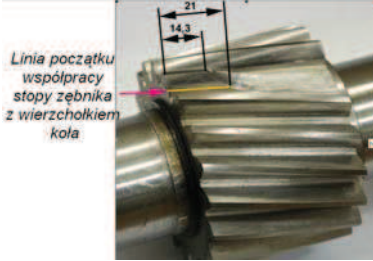
Do wykrywania pęknięcia zęba u podstawy zastosowano także miarę  $M_w$  bazującą na ciągłej zespolonej transformacie falkowej. W przypadku wykrywania pęknięcia zęba koła okazało się, że należy nieznacznie zawęzić (w stosunku do stosowanego podczas wykrywania wykruszenia wierzchołka zębniaka) przedział skali, w którym zgodnie z zależnością 7 dokonywano sumowania modułów współczynników CCWT. Przedziały te wynosiły odpowiednio: Gaus 2 -  $1 \div 17$ ; Gaus 4 -  $1 \div 20$ ; Shannon 2 3,0 -  $15 \div 53$ . Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, iż miara  $M_w$  jest najbardziej czuła na zmniejszenie sztywności (spowodowane pęknięciem zęba) w przypadku zastosowania falki Shannon 2 3,0.

Obie zaproponowane miary ( $M_w$  i  $M_{wWV}$ ) prowadzą do zbliżonych wniosków diagnostycznych jednakże miara  $M_{wWV}$  jest nieco bardziej wrażliwa na wczesne stadia rozwoju pęknięcia zęba u podstawy.

#### 5.4. Wykrywanie częściowego wyłamania zęba kół o zazębieniu skośnym

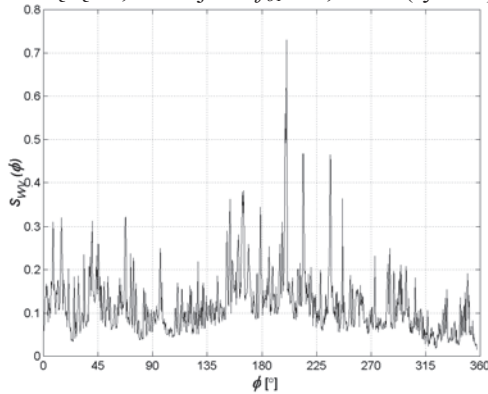
Pęknięcie u podstawy zęba prowadzi do jego wyłamania. W przypadku przekładni o zębach skośnych bardzo często występuje częściowe wyłamanie zęba. Celem sprawdzenia przydatności

zastosowanych metod do wykrywania tego typu uszkodzenia przeprowadzono badania doświadczalne i symulacyjne. Obiektem badań empirycznych była przekładnia badana stanowiska nr 2, w której zamontowany był komplet kół nr 1. Zamodelowano częściowe wyłamanie zęba zębника (rys. 23).



Rys. 23. Uszkodzenie zęba zębника

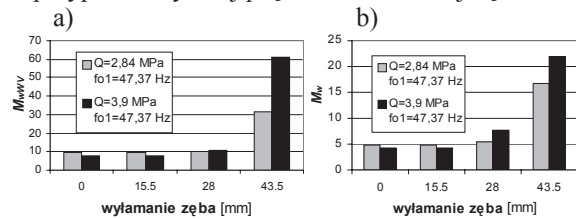
Do wykrywania tego uszkodzenia zastosowano metody przetwarzania sygnału zaproponowane wcześniej bazujące na sygnale różnicowym i transformacie falkowej oraz sygnale różnicowym i rozkładzie  $WV$ . Efekty spowodowane uszkodzeniem są najlepiej widoczne w postaci wzrostu, wartości sumy  $S_{WV}(\phi)$  w zakresie kąta obrotu wału  $200 \div 225^\circ$  zarówno w przypadku pracy przekładni z częstotliwością obrotową wału zębника wynoszącą  $46,71 \text{ Hz}$  jak i  $f_{o1} = 24,67 \text{ Hz}$  (rys. 24).



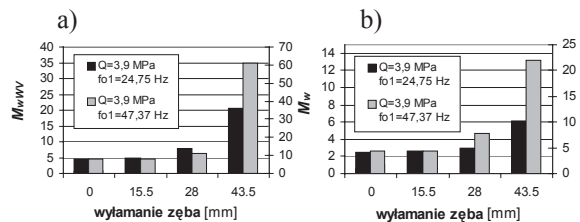
Rys. 24. Suma  $S_{WV}(\phi)$  - sygnał różnicowy prędkości drgań poprzecznych wału zębника w kierunku działania siły międzyzębnej - częściowe wyłamanie zęba -  $f_{o1} = 24,67 \text{ Hz}$ ,  $Q = 3,9 \text{ MPa}$

Do analizy sygnału różnicowego stosowano także trzy falki zespolone Gaus 2, Gaus 4, Shannon 2 3,0, ponieważ pozwalały one wykryć najwcześniej uszkodzenia kół zębatych opisane w poprzednich rozdziałach. Okazało się jednak, że w tym przypadku, w celu wykrycia uszkodzenia należało nieco skorygować przedział współczynników skali ( $A \div B$ ) w którym dokonywano sumowania współczynników CCWT. Efekty spowodowane uszkodzeniem zębника najłatwiej można było zaobserwować w sumie współczynników CCWT stosując falkę bazową Shannon 2 3,0 gdy  $A = 5$ ,  $B = 42$ . W przypadku falek bazowych Gaus 2 i Gaus 4 stosowano  $A = 1$ ,  $B = 10$ . Dalsze badania prowadzono wykorzystując

zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym. Przeprowadzono symulacje częściowego wyłamania zęba zębника o zazębieniu skośnym, w przypadku zastosowania w przekładni kompletu kół nr 1. Szerokość zazębienia wynosiła  $56 \text{ mm}$ , symulowano częściowe wyłamanie zęba wynoszące  $15,5$ ,  $28$  i  $43,5 \text{ mm}$ . Na rysunku 25 przedstawiono wpływ obciążenia natomiast na rys. 26 przedstawiono wpływ częstotliwości obrotowej wału na miarę  $M_w$  bazującą na  $WV$  i CCWT z wykorzystaniem wymienionych wyżej trzech falek bazowych w przypadku występowania następujących odchyłek wykonania kół zębatych:  $f_1 = 9 \mu\text{m}$ ,  $f_2 = 6 \mu\text{m}$ ,  $s_{1max} = s_{2max} = \pm 9,6 \mu\text{m}$ . Przy wyższych obciążeniach jednostkowych przekładni większa była dynamika wzrostu miary spowodowana częściowym wyłamaniem zęba. Gdy symulowane wyłamanie zęba wynosiło  $28 \text{ mm}$  większy był względny wzrost miary bazującej na rozkładzie  $WV$  w przypadku niższej prędkości obrotowej zębника (rys. 25a) ale w przypadku większego wyłamania zęba wynoszącego  $43,5 \text{ mm}$  procentowy wzrost tej miary na skutek uszkodzenia podobnie jak miary bazującej na CCWT był większy w przypadku wyższej prędkości obrotowej zębника.



Rys. 25. Wpływ obciążenia jednostkowego przekładni na miarę  $M_w$  uzyskaną na podstawie: a) rozkładu  $WV$ , b) CCWT i falki Shannon 2 3,0

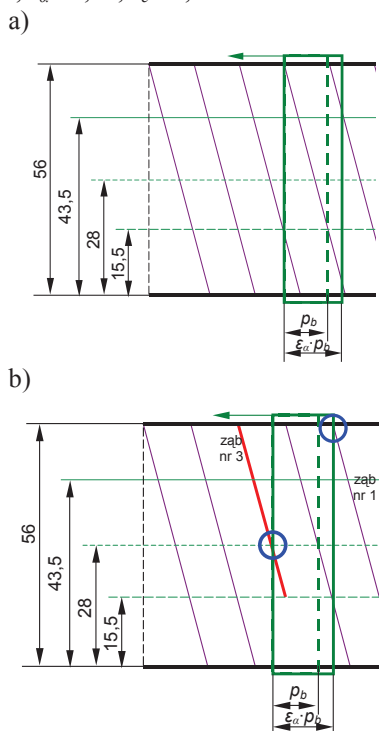


Rys. 26. Wpływ częstotliwości obrotowej zębника na miarę  $M_w$  uzyskaną na podstawie: a) rozkładu  $WV$ , b) CCWT i falki Shannon 2 3,0

W celu analizy zachodzących zjawisk najpierw rozważano przekładnię, której odchyłki wykonania są zerowe i nie ma wyłamania zęba. W sytuacji przedstawionej na rysunku 27a w przyporze były aż trzy pary zębów, ponieważ poskokowa liczba przyporu  $\varepsilon_\beta = 1,318$ ; czołowa liczba przyporu  $\varepsilon_\alpha = 1,33$  a całkowita liczba przyporu  $\varepsilon_c = 2,648$ .

Jeżeli wystąpiło wyłamanie wynoszące  $15,5 \text{ mm}$  (pozostała część zęba zaznaczono kolorem czerwonym) to tuż po wejściu w przypór uszkodzonego zęba (rys. 27b) pomimo wystąpienia uszkodzenia obciążenie przenoszą jeszcze trzy pary zębów. Nawet, gdy wyłamanie zęba wynosiło  $28 \text{ mm}$  praktycznie wyjściu z przyporu nieuszkodzonego

zęba nr 1 (rys. 27b) towarzyszyło wejście w przypór uszkodzonego zęba, zatem obciążenie w tej sytuacji przenoszone jest przez minimum dwie pary zębów (zaznaczono to niebieskim kółkiem), ponieważ  $\varepsilon_\beta = 0,659$ ,  $\varepsilon_\alpha = 1,33$ ,  $\varepsilon_c = 1,989$ .



Rys. 27. Położenie linii zęba na płaszczyźnie przyporu kół o zębach śrubowych a) brak uszkodzeń kół, b) częściowe wylamanie zęba

Dlatego w tym przypadku wykrycie wylamania zęba było możliwe tylko, gdy stosowano wysokie obciążenie jednostkowe przekładni (rys. 25). Wylamanie zęba powyżej 28 mm powoduje spadek  $\varepsilon_c$  poniżej wartości 2 i wtedy uszkodzenie to jest już łatwiejsze do wykrycia.

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można stwierdzić, że przy użyciu zaproponowanej miary możliwe jest wykrycie metodami drganiowymi częściowego wylamania zęba także w przypadku zazębienia skośnego o wysokiej całkowitej liczbie przyporu. Wykrycie tego typu uszkodzenia zęba jest łatwiejsze w przypadku występowania wyższych obciążeń jednostkowych przekładni, które są obecnie powszechnie stosowane w przekładniach zębatych ze względu na minimalizację mas wirujących i dostępność wysokiej jakości materiałów konstrukcyjnych.

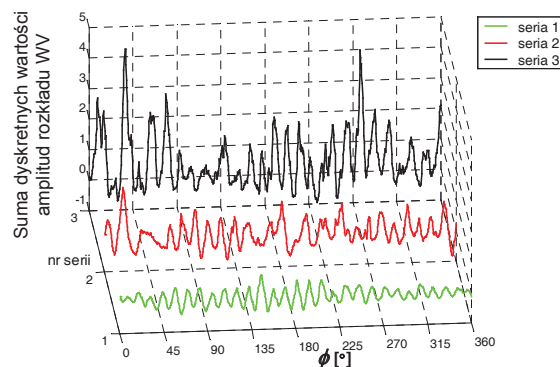
### 5.5. Wykrywanie pittingu na powierzchniach roboczych zębów

Obiektem badań była przekładnia zębata stanowiska nr 2, w której zamontowany był komplet kół nr 2. Częstotliwość obrotowa wału zębniaka wynosiła około 47 Hz natomiast moment obciążenia przekładni podczas rejestrowania prędkości drgań

wałów w kierunku siły międzyzębnej wynosił  $M_h = 309$  Nm.

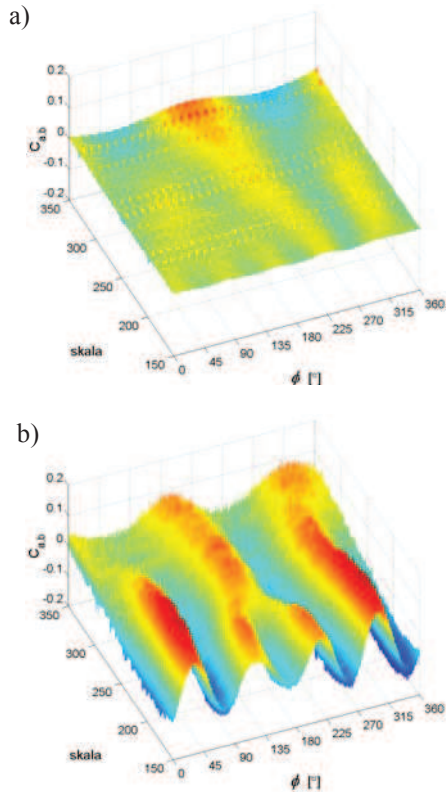
Pojawienie się jamek pittingowych na powierzchniach roboczych zębów powoduje zmniejszenie rzeczywistej powierzchni styku zębów oraz zaburzenia w pracy przekładni, a w konsekwencji wylamanie zęba. Z tego powodu ważne jest wykrywanie początkowych stadiów zjawiska pittingu. Proces rozwoju uszkodzeń kół wywołuje wzrost zjawisk nieliniowych oraz efektów niestacjonarnych, które trudno wykrywa się za pomocą klasycznej analizy Fouriera. Z tego względu podobnie jak w poprzednich rozdziałach do analizy sygnałów zastosowano metody czasowo-częstotliwościowe. Z dotychczasowych badań wynika, że charakterystyczne cechy sygnału diagnostycznego można wyodrębnić na podstawie jego rozwinięcia dwuliniowego w postaci rozkładu energii na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej.

Sygnały zarejestrowane w kilku seriach pomiarowych podczas narastania procesów zużyciowych analizowano wykorzystując transformację pseudo Wignera-Ville'a (WV) w paśmie od 0 do  $0,9f_z$ . Ilościowe i jakościowe zmiany rozkładów WV wskazywały na wzrost niestacjonarnych zaburzeń sygnałów drganiowych wywołanych rozwijającym się pittingiem. Wzrost ten jest jeszcze bardziej widoczny w przebiegach czasowych zmian sum dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV wyznaczanych w przedziale częstotliwości od 0 do  $0,9f_z$  i przedstawionych na rysunku 28.



Rys. 28. Zmiany sum dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV wyznaczanych w przedziale częstotliwości od 0 do  $0,9f_z$ ; seria 1 - koła bez uszkodzeń; seria 2 - zaawansowany pitting na powierzchniach roboczych zębów

Do analizy zarejestrowanych sygnałów zastosowano ciągłą transformatę falkową (CWT) i falkę Morleta oraz ciągłą zespoloną transformatę falkową (CCWT) i falki: Morlet 1 1,0; Morlet 1 1,5; Gaus 2; Gaus 4; Shannon 2 3,0. Na rys. 29a przedstawiono w funkcji obrotu wału koła wyniki analizy CWT z zastosowaniem falki Morleta, w przypadku przekładni nieuszkodzonej. Wraz z rozwojem pittingu wyraźnie rosną wartości współczynników rozkładu CWT w przedziale 150÷350 współczynników skali (rys. 29b).



Rys. 29. Wyniki analizy CWT: a) pierwsza seria pomiarowa (koła bez uszkodzeń); b) w trzeciej serii pomiarowej

W niniejszej pracy jako miarę przyjęto sumę modułów wartości współczynników  $C(l, k, \psi)$  obliczaną z zależności 11 w określonym powyżej przedziale współczynników skali i w okresie jednego obrotu wału koła.

$$SCWTP = \sum_{l=A}^B \sum_{k=1}^{K_{pr}} |C(l, k, \psi)| \quad (11)$$

gdzie:

$A=150$ ,  $B=350$ ,  $K_{pr}$  = liczba okresów próbkowania przypadających na obrót wału.

Zaproponowaną miarę obliczono również na podstawie ciągłej zespolonej transformaty falkowej (CCWT) w przypadku zastosowania różnych falek bazowych, których moduły sumowano w przedziale  $A \div B$  przedstawionym w tabelicy 2.

Tabela 2. Przedział współczynników skali ( $A \div B$ ), w którym sumowano  $|C|$  w przypadku zastosowania CCWT do wykrywania pittingu

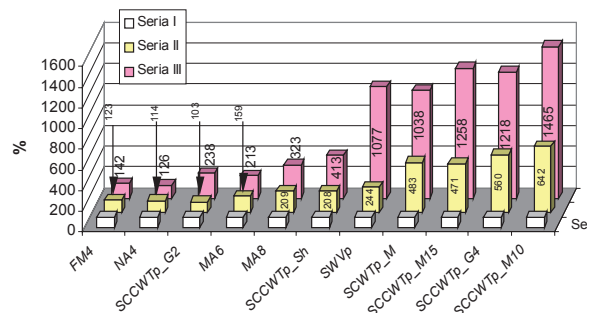
Nazwa falki bazowej:	A	B	Oznaczenie przyjętej miary
Morlet 1 1,0	150	350	SCCWT <sub>r</sub> _M10
Morlet 1 1,5	280	450	SCCWT <sub>r</sub> _M15
Gaus 2	50	250	SCCWT <sub>r</sub> _G2
Gaus 4	80	220	SCCWT <sub>r</sub> _G4
Shannon 2 3,0	300	512	SCCWT <sub>r</sub> _Sh

Ponadto dokonano sumowania dyskretnych wartości amplitud rozkładu  $WV$  w przedziale częstotliwości od 0 do  $0,9f_z$  i w okresie obrotu koła  $T_{o2} = 0,033$  [s]. Zmiany wartości tak otrzymanej sumy oznaczonej jako  $SWV_p$  są czułe na rozwój pittingu powierzchni roboczych zębów kół.

Określono również wartości następujących dyskryminant bezwymiarowych takich jak:  $FM4$ ,  $NA4$ , [10, 22, 31], a w także  $M6A$ ,  $M8A$ , które zostały zaproponowane w pracy [23] a są szczególnie zalecane do wykrywania uszkodzeń powierzchni elementów przekładni zębatach [23, 25, 34].

Obliczono je z sygnałów resztkowych i różnicowych w przedziale częstotliwości od 0 do 5 kHz.

Zestawienie wartości dyskryminant bezwymiarowych oraz zaproponowanych wyżej wskaźników zużycia pittingowego przedstawiono na rys. 30.



Rys. 30. Zestawienie wartości dyskryminant bezwymiarowych oraz zaproponowanych wskaźników zużycia pittingowego

Na podstawie analizy wyników badań stwierdzono, że największą dynamiką wzrostu wartości w miarę narastania zużycia pittingowego charakteryzują się zaproponowane wskaźniki bazujące na ciągłej zespolonej transformatce falkowej i falkach Morleta i Gaus4 oraz na ciągłej transformatce falkowej i falce Morleta, a także na pseudo rozkładzie  $WV$  w paśmie od 0 do  $0,9f_z$ . Wskaźniki te są bardzo czułe na rozwój uszkodzeń powierzchni roboczych kół zębatach.

## 6. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz [39] można sformułować następujące wnioski:

- Do wykrywania wczesnych stadiów różnych uszkodzeń kół zębatach takich jak: pęknięcie u podstawy zęba oraz częściowe wykruszenie i wyłamanie zęba oraz pitting użyteczny jest sygnał prędkości drgań poprzecznych wałów zmierzony w kierunku działania siły międzyzębnej.
- Opracowana metoda uśredniania sygnałów drganiowych polegająca na obliczeniowej korekcie położenia impulsu synchronizującego zapewnia zachowanie pożądanej informacji diagnostycznej.



- Użycie rozbudowanego zidentyfikowanego modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym do symulacji uszkodzeń jej elementów umożliwia pozyskanie wiarygodnych relacji diagnostycznych służących do poszerzenia bazy wiedzy.
- Zastosowanie miar bazujących na sygnale różnicowym i ciągłej zespolonej transformacie falkowej -  $M_w$  lub sygnale różnicowym i pseudo rozkładzie Wignera Ville'a -  $M_{wVV}$ , umożliwia efektywne wykrywanie różnych lokalnych uszkodzeń kół zębatych.
- Zmniejszenie wartości odchyłek wykonania kół zębatych powoduje, iż wartości proponowanych miar zaczynają wzrastać przy mniejszym stopniu zaawansowania uszkodzenia, a dynamika tego wzrostu jest większa.
- Zaproponowana miara  $SCCWTP$  charakteryzująca rozwój pittingu będąca sumą modułów wartości współczynników CWT wyznaczana w wybranym przedziale współczynników skali i w okresie obrotu wału, jest wrażliwa na rozwój uszkodzeń pittingowych.

Obecnie w przekładniach zębatych ze względu na minimalizację mas wirujących i dostępność wysokiej jakości materiałów konstrukcyjnych stosuje się wyższe obciążenia jednostkowe kół. W procesie wytwarzania kół zębatych uzyskuje się również mniejsze wartości odchyłek ich wykonania. Z tych powodów przedstawione sposoby wykrywania uszkodzeń kół zębatych wydają się mieć istotne znaczenie w diagnostyce przekładni zębatych.

## LITERATURA

- [1] Batko W., Mikulski A.: *Zastosowanie metod falkowych w systemach monitoringu wibroakustycznego łożyskowania urządzenia wyciągowego*. Diagnostyka vol. 26, 2002, s. 7÷12.
- [2] Cempel Cz.: *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn*. PWN, Warszawa, 1989.
- [3] Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R.: *Dynamic Modeling of Gear System for Condition Monitoring and Diagnostics*. Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk, 1996, (2), s. 185÷192.
- [4] Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R.: *Gear Fault Monitoring – Comparison of Vibration Analysis Techniques*. Proceedings of the 3<sup>rd</sup> International Conference on Acoustical and Vibratory surveillance and Diagnostic Techniques, 13-15/10/1998, Senlis, France, s. 623÷637.
- [5] Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: *Dynamika przekładni zębatych – Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym*. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu Warszawa – Katowice – Radom 2000.
- [6] Decker H. J.: *Effects on Diagnostic Parameter After Removing Additional Synchronous Gear Meshes*. NASA/TM – 2003 – 212312 ARL- TR – 2933; 2003 r.
- [7] Decker H. J.: *Gear Crack Detection Using Tooth Analysis*. NASA/TM – 2002 – 211491 ARL- TR – 2681; 2002 r.
- [8] Grabill P., Berry J., Grant L., Porter J.: *Automated Helicopter Vibration Diagnostics for the US Army and National Guard*. 57th Annual Forum of the American Helicopter Society, Washington, DC, May 9÷11, 2001.
- [9] Howard J., Jia S., Wang J.: *The Dynamic Modeling of a Spur Gear in Mesh Including Friction and a Crack*. Mechanical Systems and Signal Processing, 15(5), 2001, s. 831÷853.
- [10] James Li C., Limmer J. D.: *Model – Based Condition Index for Tracking Gear Wear and Fatigue Damage*, Wear, vol. 241 (1), 2000, s. 26÷32.
- [11] Łazarz B., Madej H., Czech P.: *Miary statystyczne jako dane wejściowe dla sztucznych sieci neuronowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – s. Transport z. 48, Gliwice 2003 r., s. 113÷120.
- [12] Łazarz B., Wojnar G.: *Bezkontaktowe pomiary laserowe drgań w diagnostyce wibroakustycznej*. XI Sympozjum Naukowe „Nowe technologie i materiały w metalurgii i inżynierii materiałowej”, Katowice, 16.05.2003
- [13] Łazarz B., Wojnar G.: *Detection of Early Stages of Pinion Tooth Chipping in Transmission Gear*. Machine Dynamics Problems 2003, vol. 27, No 3, s. 23÷34.
- [14] Łazarz B., Wojnar G.: *Diagnostowanie lokalnych uszkodzeń łożysk tocznych w przekładni zębatej*. Materiały XXX Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 03.03 ÷ 08.03.2003 r.
- [15] Łazarz B., Wojnar G.: *Identyfikacja strat mocy w przekładni zębatej walcowej*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – s. Transport z. 43, Gliwice 2001 r., s. 143÷152.
- [16] Łazarz B., Wojnar G.: *Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą*. XVII Ogólnopolska Konferencja PRZEKŁADNIE ZĘBATE, Węgierska Górka 09.10 ÷ 11.10.2000 r., s. 101÷108.
- [17] Łazarz B., Wojnar G.: *Modelowanie lokalnych uszkodzeń łożysk tocznych w przekładni zębatej do celów diagnostycznych*. Materiały V Krajowej Konferencji "Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów" DIAG' 2003, 13÷17.10.2003.
- [18] Łazarz B., Wojnar G.: *Modelowanie przekładni zębatych w układzie napędowym do celów diagnostycznych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – s. Transport z. 44, Gliwice 2002 r., s. 127÷134.
- [19] Łazarz B., Wojnar G.: *Uśrednianie sygnału drganiowego przekładni zębatej z wykorzystaniem różnych metod estymacji opóźnienia czasowego*. Materiały XXXI Ogólnopolskiego Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 01.03 ÷ 06.03.2004 r.

- [20] Łazarz B.: *Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania*. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, K-ce-Radom 2001.
- [21] Madej H., Czech P., Konieczny Ł.: *Wykorzystanie dyskryminant bezwymiarowych w diagnostyce przekładni zębatych*. Diagnostyka, vol. 28, 2003, s. 17÷22.
- [22] Madej H., Czech P., Konieczny Ł.: *Zastosowanie dyskryminant bezwymiarowych w diagnostyce przekładni zębatych*. XXX Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2003.
- [23] Martin H. R.: *Statistical Moment Analysis as a Means of Surface Damage Detection*. Proceedings of 7<sup>th</sup> International Modal Analysis conferences, Society for Experimental Mechanics, Schenectady, N. Y., 1989.
- [24] Misiti M., Misiti Y., Oppenheim G., Poggi J. M.: *Wavelet Toolbox for Use with Matlab*. Version 2, Copyright 2000 by The Math Works, Inc.
- [25] Mosher M., Pryor A. H., Huff E. M.: *Evaluation of Standard Gear Metrics in Helicopter Flight Operation*. 56th Mechanical Failure Prevention Technology Conference, Virginia Beach USA 2002.
- [26] Müller L.: *Przekładnie zębate - obliczenia wytrzymałościowe*. WNT, Warszawa 1972.
- [27] Paya B. A., Esat I. I., Badi M. N. M.: *Artificial Neural Network Based Fault Diagnostics of Rotating Machinery Using Wavelet Transforms as a Preprocessor*. Mechanical Systems and Signal Processing. 11, 1997, s. 751÷765.
- [28] Radkowski S.: *Low-Energy Components of Vibroacoustics Signal as the Basis for Diagnosis of Defect Formation*. Machine Dynamics Problems vol. 12, 1995.
- [29] Radkowski S.: *Wibroakustyczna diagnostyka uszkodzeń niskoenergetycznych*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu W-wa-Radom 2002.
- [30] Staszewski W. J., Tomlinson G. R.: *Local Tooth Fault Detection in Gearboxes Using a Moving Window*. MSSP 1997, 11(3), s. 331÷350.
- [31] Stewart R. M.: *Some Useful Data Analysis Techniques For Gearbox Diagnostics*. Report MHM/R/10/77, Machine Health Monitoring Group, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton 1977.
- [32] Swami A., Mendel J. M., Nikias Ch. L.: *Higher-Order Spectral Analysis Toolbox*. Copyright by The Math Works, Inc, wydanie trzecie 1998.
- [33] Tomaszewski J., Osiński J.: *Współczynnik energetyczny w diagnostyce przekładni zębatych*. Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk, 1996, (3), s. 301÷307.
- [34] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: *Analiza zmian wibroakustycznych symptomów diagnostycznych w procesach zużyciowych kół zębatych*. Materiały XXX Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 2003.
- [35] Wilk A., Łazarz B., Madej H., Wojnar G.: *Metody wczesnego wykrywania lokalnych uszkodzeń kół zębatych*. XXIX Ogólnopolskie Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 04.03 ÷ 09.03.2002 r., s. 345÷354.
- [36] Wilk A., Łazarz B., Madej H.: *Metody wczesnego wykrywania uszkodzeń w przekładniach zębatych*. Przegląd Mechaniczny, nr 3, 2002, s. 14÷18.
- [37] Wilk A., Łazarz B., Madej H.: *The Application of Wavelet Analysis in the Diagnosis of Toothed Wheels Damages*, Proceed. INTERNOISE '99, USA, s. 933÷938.
- [38] Wojnar G.: *Model dynamiczny układu napędowego złożonego z silnika asynchronicznego, przekładni zębatej oraz maszyny roboczej*. Praca magisterska. Politechnika Śląska. Katowice 2000.
- [39] Wojnar G.: *Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych*. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 2004 r.
- [40] Zakrajsek, J. J.; Handschuh, R. F.; and Decker, H. J.: *Application of Fault Detection Techniques to Spiral Bevel Gear Fatigue Data*. Proceedings of the 48th Meeting of the Mechanical Failures Prevention Group. Office of Naval Research, Arlington, VA., 1994, s. 93÷104.
- [41] Zawisza M.: *Wykorzystanie informacji zawartych w sygnale wibroakustycznym do oceny prawdopodobieństwa wystąpienia awarii w przekładni zębatej*. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska 2003.



Dr inż. **Grzegorz WOJNAR** obecnie jest adiunktem na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie modelowania procesów dynamicznych, projektowania maszyn oraz metod przetwarzania sygnałów.



Dr hab. inż. **Bogusław ŁAZARZ** jest profesorem nzw. w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni projektowania układów przeniesienia napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Członek Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.

Część wyników prezentowanych w pracy uzyskano w ramach realizacji grantu numer 5T07B02425