

Andrzej **WILK**
Bogusław **ŁAZARZ**
Henryk **MADEJ**

WIBROAKUSTYCZNE SYMPTOMY USZKODZEŃ KÓŁ I ŁOŻYSK TOCZNYCH PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych uszkodzeń kół zębatych przeprowadzonych przy wykorzystaniu zidentyfikowanego modelu dynamicznego przekładni. Celem badań było określenie przydatności diagnostycznej i czułości różnych metod analizy drgań. Wyniki symulacji weryfikowano w warunkach laboratoryjnych, modelując lokalne uszkodzenia kół zębatych i łożysk. Uśrednione synchronicznie sygnały drganiowe analizowano poszukując symptomów uszkodzeń elementów przekładni, stosując między innymi analizy czasowo-częstotliwościowe. Podano przykłady diagnozowania uszkodzeń łożysk i zużycia pittingowego zębów kół. Zaproponowano nowe wskaźniki służące do diagnozowania pittingu powierzchni roboczych zębów kół.

1. WSTĘP

Sterowanie procesem eksploatacji maszyn wymaga stosowania odpowiednich metod diagnozowania. W wielu ośrodkach naukowych prowadzone są prace w celu stworzenia odpowiednich narzędzi wspomagających procesy rozpoznawania uszkodzeń, zwłaszcza w ich początkowych stadiach. Przekładnie zębate ze względu na ich powszechne stosowanie w układach napędowych są obiektem zainteresowania wielu ośrodków zajmujących się diagnostyką maszyn. Prowadzone są prace w celu stworzenia odpowiednich narzędzi wspomagających procesy rozpoznawania uszkodzeń, zwłaszcza w ich początkowych stadiach. Różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych przekładni i układów napędowych sprawia, że pomimo istnienia różnych algorytmów analizy sygnałów diagnostycznych oraz reguł wnioskowania opracowanych na ich podstawie, posiadają one niewystarczający stopień pewności diagnozy. Spowodowane jest to tym, że różne rodzaje uszkodzeń występujących w przekładniach mogą wywoływać podobne efekty w sygnale wibroakustycznym.

W artykule przedstawiono wyniki zespołowych prac nad wykrywaniem uszkodzeń kół i łożysk tocznych przekładni.

2. WPLYW USZKODZEŃ KÓŁ PRZEKŁADNI NA SYGNAŁ WIBROAKUSTYCZNY

2.1 Lokalne uszkodzenia kół

2.1.1 Badania symulacyjne

Badania symulacyjne prowadzono wykorzystując zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym [3]. Model ten może być między innymi zastosowany do symulowania lokalnych uszkodzeń kół zębatych we wczesnych stadiach ich rozwoju. Wyniki badań symulacyjnych można wykorzystać w diagnostyce uszkodzeń kół zębatych przekładni przy zastosowaniu różnych metod analizy sygnału drganiowego. Schemat modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie przeniesienia napędu przedstawiono na rys. 1. Równania ruchu wyznaczono z następującej ogólnej zależności:

Prof. dr hab. inż. Andrzej **WILK** – Ośrodek Badawczo Rozwojowy Urządzeń Mechanicznych OBRUM, Gliwice, dr hab. inż. Bogusław **ŁAZARZ**, dr inż. Henryk **MADEJ** - Politechnika śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Katowice

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = \hat{Q}_i - \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} \quad (1)$$

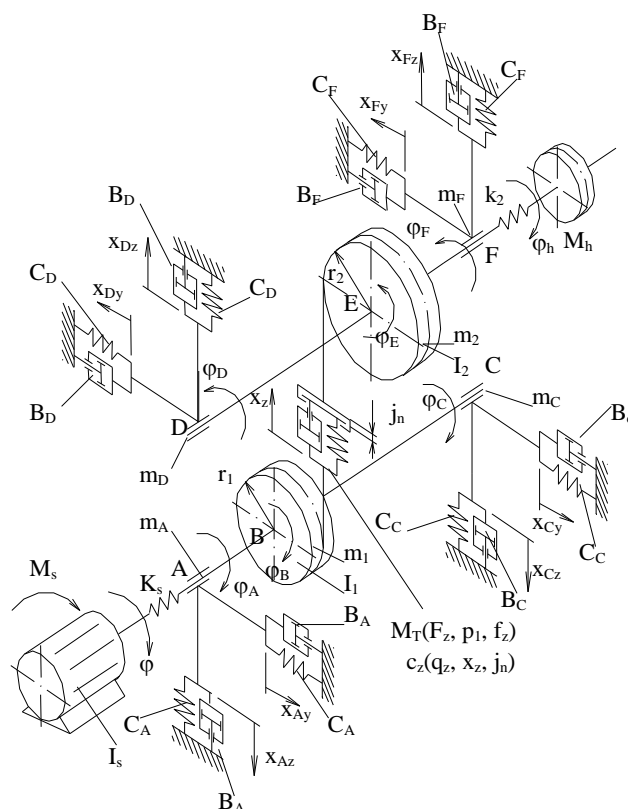
gdzie:

E_K - energia kinetyczna,

V - energia potencjalna,

D - energia dyssypacji,

Q_i - siły uogólnione,



q_i - współrzędne uogólnione.

Rys. 1. Schemat modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym

Badania symulacyjne prowadzono dla kół zębatych o parametrach geometrycznych kół stanowiska badawczego [2,3,8,9]: liczba zębów zębniaka 16, liczba zębów koła 24, moduł 4,5 mm, szerokość zazębienia 20 mm, współczynnik przesunięcia zarysu zębniaka $x_1=0,864$, współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2=-0,5$, odległość osi kół 91,5 mm. Prędkość obrotowa zębniaka wynosiła 2700 obr/min, moment obciążenia $M=138$ Nm, błąd losowy podziałki w przypadku zębniaka i koła wynosił 4,5 μ m, natomiast błędy okresowe zarysu wynosiły: -7 μ m w przypadku zębniaka i 5 μ m w przypadku koła.

Do analizy sygnałów zarejestrowanych podczas badań wykorzystano sygnały reszkowe i różnicowe. W literaturze można spotkać różne sposoby realizacji sygnału reszkowego (residualnego) [4,5]. W pracy sygnał reszkowy $r(t)$ otrzymano poprzez usunięcie w widmie pasm zawierających składowe obrotowe wałów kół oraz składowe częstotliwości zazębienia i jej harmoniczne. Często pod pojęciem sygnału reszkowego

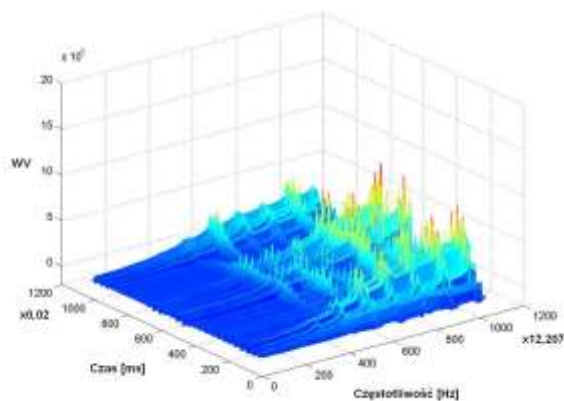
rozumie się sygnał otrzymany poprzez usunięcie z widma jedynie częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych.

Sygnał różnicowy $d(t)$ otrzymuje się podobnie, lecz usunięte pasma wokół częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych są szersze i obejmują wstęgi boczne związane z częstotliwościami obrotowymi kół zębatych.

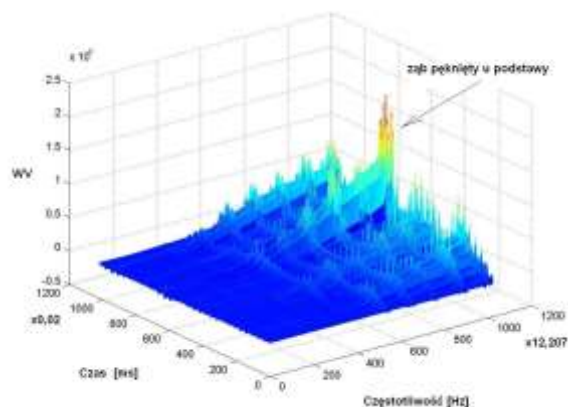
Po usunięciu odpowiednich pasm częstotliwości w widmie wykonano odwrotną transformację Fouriera, otrzymując czasowe reprezentacje sygnałów $r(t)$ i $d(t)$.

Nawet niewielkie zaburzenia amplitudy i fazy są łatwo wykrywalne w sygnale resztkowym. Ponieważ każde wejście nowej pary zębów w przypór na skutek błędów losowych podziałki generuje zaburzenia impulsowe - w czasowej reprezentacji sygnału resztkowego uszkodzenia są słabo widoczne. W związku z tym celowe jest stosowanie czasowo-częstotliwościowych metod analizy sygnałów, które zostały przedstawione w [1,3,6,7,8].

Na rysunku 2 przedstawiono czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębniaka kół nieuszkodzonych. Wejścia w przypór kolejnych par zębów są wyraźnie widoczne, a błędy losowe podziałki powodują, że amplitudy widma w czasie, się zmieniają.



Rys.2. Czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębniaka – koła nieuszkodzone



Rys.3. Czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego przyspieszeń drgań wału zębniaka – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 6%)

Rysunek 3 przedstawia przykładowy rozkład WV sygnału resztkowego dla przypadku pęknięcia zęba u podstawy, które spowodowało zmniejszenie sztywności współpracującej pary zębów o 6%. W rozkładzie WV wejście w przypór pękniętego zęba jest wyraźnie widoczne na tle innych zazębień. W przedstawionych powyżej analizach czasowo-częstotliwościowych brano pod uwagę nieusredniony sygnał przyspieszeń drgań w obecności błędów losowych podziałki. Pogłębianie się pęknięcia, prowadzące do spadku sztywności zęba nie wywoływało już znaczącej zmiany amplitudy w analizie WV.

Podobne wyniki otrzymano analizując sygnał resztkowy przy wykruszeniu wierzchołka zęba koła.

Rozkład czasowo-częstotliwościowy sygnału resztkowego umożliwia wykrywanie wczesnych stadiów uszkodzeń kół takich jak pęknięcie zęba u podstawy lub wykruszenie wierzchołka.

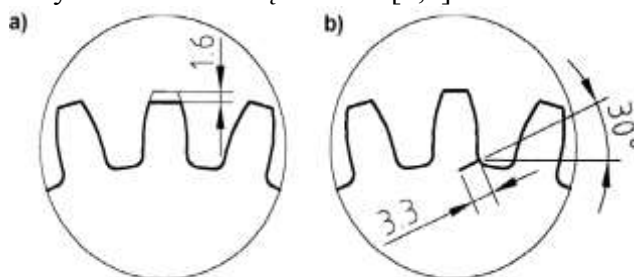
2.1.2. Badania laboratoryjne

Poniżej przedstawiono wyniki badań stanowiskowych kół z zamodelowanymi uszkodzeniami lokalnymi, takimi jak pęknięcie u podstawy i wykruszenie wierzchołka zęba w różnym stopniu zaawansowania (rys. 4). Parametry badanych kół o zębach prostych były identyczne jak w badaniach symulacyjnych.

Drgania mierzono na obudowie łożysk przekładni oraz bezpośrednio na wirującym kole przy różnych prędkościach i obciążeniach [2,9]. Częstotliwość próbkowania wynosiła 25,6 kHz. Sygnały uśredniano okresem obrotu wałów zębnika T_z , koła T_k oraz okresem powtarzania cyklu skojarzeń zębów T_p . Uśredniony synchronicznie sygnał przyspieszeń drgań stanowił podstawę dalszej analizy cyfrowej.

Do wykrywania różnych typów uszkodzeń w przekładniach zębatych najczęściej stosuje się: uśrednianie synchroniczne sygnału drgań, wąskopasmową analizę widmową, cepstrum, demodulację amplitudy i fazy. Większość tych klasycznych metod opartych na przekształceniu Fouriera pozwala wykrywać zmiany stanu dynamicznego oraz zlokalizować uszkodzenie, nie dostarczając informacji o rodzaju i stopniu jego zaawansowania.

Efektywną miarą statystyczną stosowaną w diagnostyce przekładni i łożysk jest współczynnik kurtozy. Jak wynika z dotychczasowych badań, współczynnik kurtozy sygnału drgań nieuszkodzonej przekładni może zawierać się w przedziale 1,5÷2,5. Wzrost wartości współczynnika świadczy o pojawieniu się składowych impulsowych w sygnale drganiowym związanych z uszkodzeniami lokalnymi. Zmiany współczynnika kurtozy K_j , określonego w oknie czasowym o odpowiednio dobranej szerokości przesuwany wzdłuż osi czasu, są dobrym symptomem lokalnych uszkodzeń zębów kół [6,7].



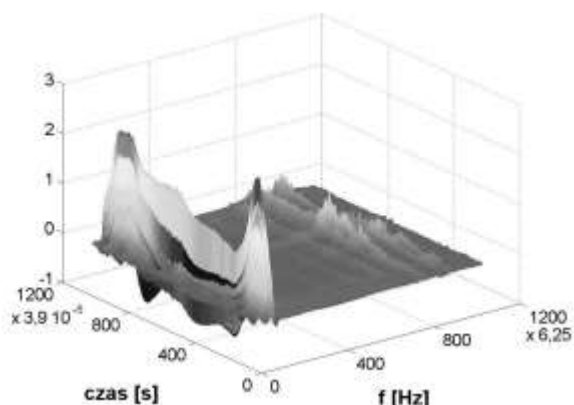
Wartości maksymalne K_{jmax} dla dwóch rodzajów uszkodzeń, pęknięcia stopy zęba oraz

Rys. 4. Modelowe uszkodzenia lokalne zębów kół: a – skrócenie wysokości zęba 0,8 i 1,6 mm; b – podcięcia stopy zęba na całej szerokości koła, głębokość podcięcia odpowiednio 1 i 3,3 mm

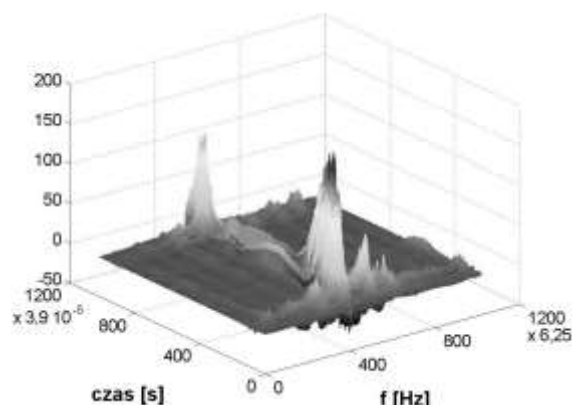
wykruszenia zęba, o różnym stopniu zaawansowania przedstawiono w tabelicy 1. Wyniki badań wykazują wrażliwość zmodyfikowanego współczynnika kurtozy na wzrost stopnia uszkodzenia zwłaszcza dla sygnału zmierzonego bezpośrednio na kole.

Tablica 1 Wartości K_{jmax} w przypadku różnych uszkodzeń lokalnych kół

Rodzaj uszkodzenia	Pomiar na kole	Pomiar na obudowie łożyska
	K_{jmax}	
Pęknięcie stopy zęba – 1 mm	4,6	3,5
Pęknięcie stopy zęba – 3,3 mm	8,9	3,7
Wykruszenie zęba 0, 8 mm	3,8	3,4
Wykruszenie zęba 1,6 mm	7,0	3,9



Rys. 5. Czasowo-częstotliwościowy rozkład WV sygnału resztkowego przyspieszeń drgań skrętnych zmierzonych na kole z pękniętą stopą jednego zęba (3,3 mm)



Rys. 6. Czasowo-częstotliwościowy rozkład WV sygnału resztkowego przyspieszeń drgań zmierzonych na obudowie łożyska (pęknięta stopa jednego zęba – 3,3 mm)

Do analizy sygnałów zawierających lokalne niestacjonarności o charakterze impulsowym szczególnie przydatne są metody umożliwiające jednoczesne przedstawienie sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości. Charakteryzują się one zmienną rozdzielczością umożliwiającą dobrą lokalizację składowych sygnału w obu dziedzinach jednocześnie. Wcześniejsze badania eksperymentalne wykazały przydatność analizy falkowej do wykrywania lokalnych uszkodzeń kół w obecności losowych błędów wykonania [3,6,8].

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono rozkład czasowo-częstotliwościowy (pseudo-WV) sygnału resztkowego przyspieszeń drgań dla wybranego uszkodzenia lokalnego (pęknięcie stopy zęba – 3,3 mm); w obu przypadkach niezależnie od miejsca pomiaru drgań pęknięcie zęba wywołuje wyraźne maksima lokalne w rozkładzie WV.

2.2. Lokalne uszkodzenia łożysk tocznych

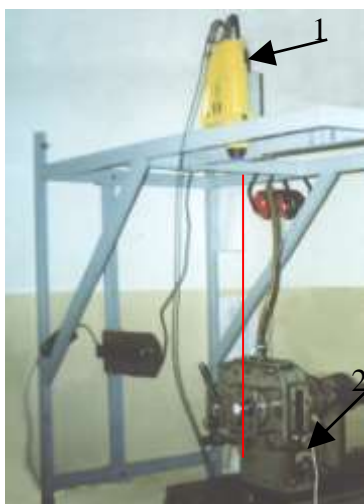
Stan techniczny łożysk tocznych w istotny sposób wpływa na niezawodność i ekonomiczność eksploatacji przekładni zębatej. Awaria łożyska może doprowadzić w krótkim czasie do uszkodzeń innych elementów przekładni, np. kół zębatych.

Uszkodzenia elementów łożysk powodują pojawienie się w widmie drgań częstotliwości charakterystycznych wynikających z zależności kinematycznych [1]. Znajomość tych częstotliwości i odpowiadających im okresów jest konieczna do poprawnej interpretacji wyników czasowo-częstotliwościowej analizy sygnałów drgań wałów przekładni.

Wykrywanie uszkodzeń łożysk w przekładniach zębatych jest utrudnione, ponieważ na sygnał drganiowy generowany w łożysku nakłada się sygnał drganiowy pochodzący od zazębienia.

Do badań wykorzystano stanowisko pracujące w układzie mocy krążącej [6,7,8,9]. Wały przekładni badanej podparte były na łożyskach kulkowych zwykłych 6307. Uszkodzone łożyska (rys. 8) montowano w przekładni badanej na wale zębniaka i na wale koła.

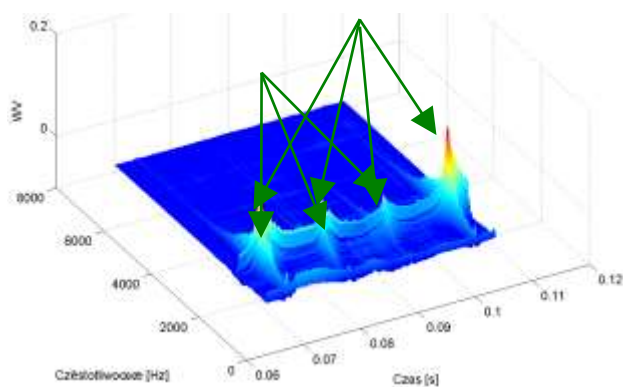
Do pomiarów drgań wirujących wałów i obudowy łożyska wykorzystano wibrometr laserowy Ometron WH300+ (rys. 7). Oprócz tego mierzono drgania obudowy łożyska piezoelektrycznym przetwornikiem przyspieszeń. Przeprowadzone analizy drgań wałów (rys. 9-12) wykazały, że uszkodzenia łożyska najłatwiej wykryć dokonując pomiaru w kierunku działania siły międzyzębnej.



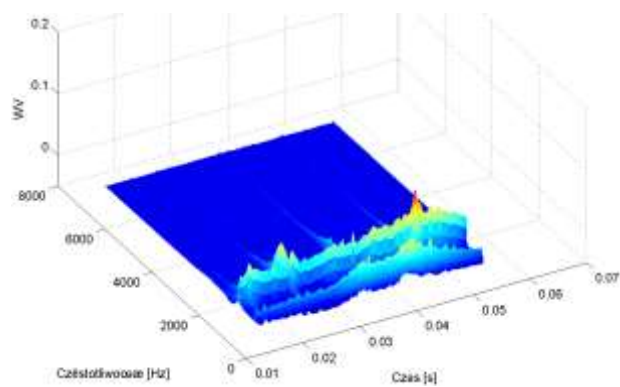
Rys. 7. Pomiar prędkości drgań w kierunku pionowym: 1 – wibrometr laserowy, 2 – przekładnia badana



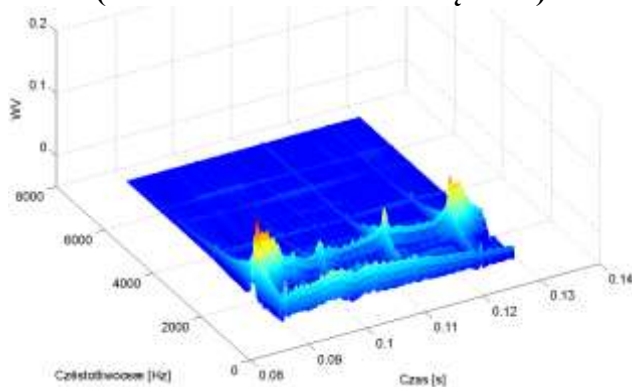
Rys. 8. Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska tocznego



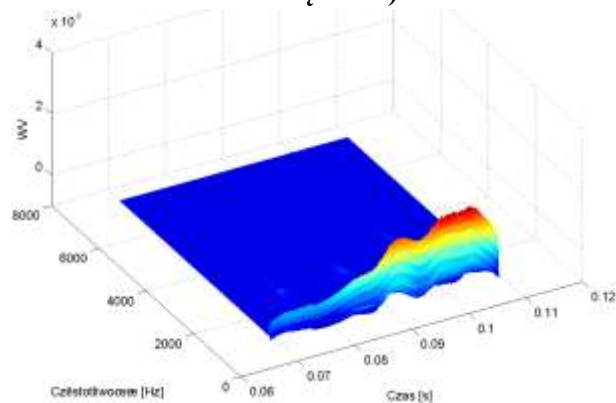
Rys. 9. Czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a prędkości drgań wału koła: $Q \approx 2$ [MPa], $f_{02} = 30$ [Hz], pomiar w kierunku działania siły międzyzębnej (uszkodzona bieżnia zewnętrzna)



Rys. 10. Czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a prędkości drgań wału koła: $Q \approx 2$ [MPa], $f_{02} = 30$ [Hz], pomiar w kierunku poziomym (uszkodzona bieżnia zewnętrzna)

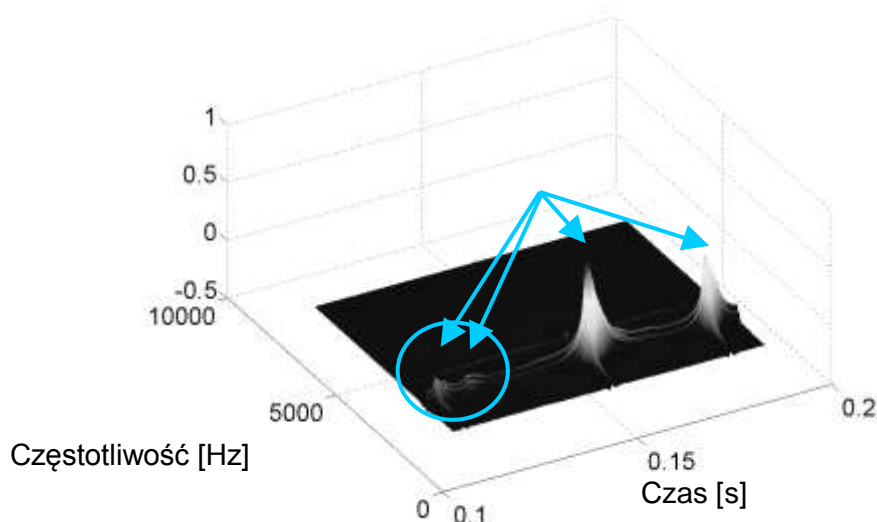


Rys. 11. Czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a prędkości drgań wału koła: $Q \approx 2$ [MPa], $f_{02} = 30$ [Hz], pomiar w kierunku pionowym (uszkodzona bieżnia zewnętrzna)



Rys. 12. Czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a prędkości drgań obudowy (blisko) łożyska koła: $Q \approx 2$ [MPa], $f_{02} = 30$ [Hz], pomiar w kierunku działania siły międzyzębnej (uszkodzona bieżnia zewnętrzna)

Natomiast znacznie trudniej jest wykryć uszkodzenie bieżni w przypadku pomiarów drgań obudowy łożyska (rys. 12). Przy uszkodzeniu bieżni wewnętrznej okazało się, że jest ono najłatwiej wykrywalne, gdy osie wału i elementu tocznego przetwarzającego się po uszkodzonym fragmencie bieżni leżą na prostej pokrywającej się z kierunkiem pomiaru (lokalne maksimum w rozkładzie WV występuje raz na obrót wału). Nie zawsze osie te leżą na prostej pokrywającej się z kierunkiem pomiaru. Wtedy w rozkładzie WV uzyskujemy obraz zaznaczony kółkiem - rys. 13. Czas upływający pomiędzy dwoma zaznaczonymi lokalnymi maksimumami równy jest okresowi wchodzenia w kontakt uszkodzonego fragmentu bieżni wewnętrznej z elementem tocznym.



Rys. 13. Czasowo-częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a prędkości drgań wału koła: $Q \approx 4$ [MPa], $f_{o2} = 30$ [Hz], pomiar w kierunku działania siły międzyzębnej (uszkodzona bieżnia wewnętrzna)

Podsumowując badania przekładni zębatych z uszkodzonymi łożyskami tocznymi, można stwierdzić, że pomiary prędkości drgań wałów w kierunku działania siły międzyzębnej i ich analiza pozwalają diagnozować wczesne stadia uszkodzeń bieżni zewnętrznej lub wewnętrznej łożysk.

2. 3. Wpływ pittingu powierzchni roboczych zębów kół na sygnał wibroakustyczny

Przyczyną przyspieszonego zużycia się powierzchni roboczych kół zębatych jest bardzo często zjawisko pittingu. Przyczyną tego rodzaju uszkodzenia jest zmęczenie warstwy wierzchniej wywołane cyklicznymi obciążeniami styku. Smarowanie, szczególnie olejami z dodatkami uszlachetniającymi, intensyfikuje proces pittingu. Z tego powodu ważne jest wykrywanie początkowych stadiów tego procesu. Z dotychczasowych badań wynika, że wystąpienie pittingu można wykrywać poprzez analizę rozwoju wstęg bocznych w widmie drgań zwłaszcza w paśmie od 0 do f_z . Zaawansowany pitting może być także powodem występowania częstotliwości rezonansowych w widmie. Proces rozwoju uszkodzeń kół wywołuje wzrost zjawisk nieliniowych oraz efektów niestacjonarnych, które trudno wykrywa się za pomocą klasycznej analizy Fouriera. Charakterystyczne cechy sygnału diagnostycznego można wyznaczyć na podstawie rozkładu energii na płaszczyźnie czasowo-częstotliwościowej.

Podczas badań laboratoryjnych mierzono wibrometrem laserowym prędkości drgań wałów przekładni, rejestrując jednocześnie sygnały odniesienia zgodne z ich obrotami. Wyniki analizy widmowej uśrednionych synchronicznie sygnałów prędkości drgań wykazały wzrost zawartości wstępnych w widmach otrzymanych z kolejnych serii pomiarowych.

Sygnały zarejestrowane w kilku seriach pomiarowych podczas narastania procesów zużycia analizowano w środowisku MATLAB, wykorzystując transformację pseudo Wignera-Ville'a (WV), ciągłą analizę falkową (CWT) [6] w paśmie od 0 do $0,9f_z$ oraz wybrane dyskryminanty bezwymiarowe. Wyniki analizy WV dla trzech kolejnych serii pomiarowych przedstawiono na rys. 14÷19.

Ilościowe i jakościowe zmiany rozkładów WV (rys. 14,16,18) wskazują na wzrost niestacjonarnych zaburzeń sygnałów drganiowych wywołanych rozwijającym się pittingiem. Zmiany te są jeszcze bardziej widoczne w przebiegach czasowych sum dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV wyznaczanych w przedziale częstotliwości od 0 do $0,9f_z$ (rys. 15,17,19). Zaproponowano miarę ilościową zużycia w postaci współczynnika $WWVT_p$ zdefiniowanego jako suma dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV w przedziale częstotliwości od 0 do $0,9f_z$ i w okresie czasu odpowiadającym obrotowi koła $T_k=0,033$ sek. Zmiany wartości tego współczynnika są bardzo czułe na rozwój pittingu powierzchni roboczych kół (rys. 23).

Badanie niestacjonarnych własności widmowych sygnału wymaga stosowania okien, które zwiężają się przy analizie wysokich częstotliwości i ulegają rozszerzeniu przy analizie niskich częstotliwości. Takie własności posiadają transformacje całkowite oparte na falkach [1]. W badaniach zastosowano falkę Morleta.

Do analizy zarejestrowanych sygnałów wykorzystano CWT. Ciągła transformata falkowa wyraża się zależnością:

$$C_f(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (2)$$

gdzie:

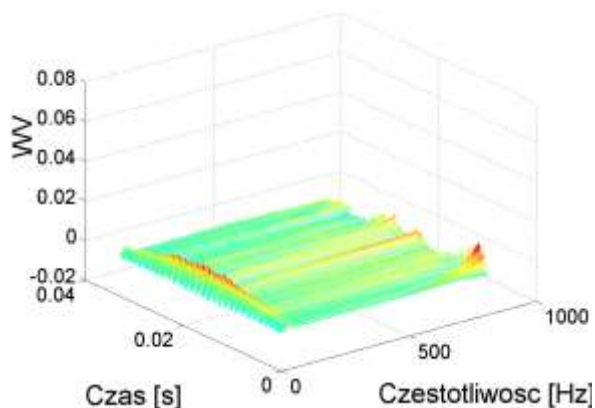
współczynnik skali $a \in \mathbb{R}^+ - \{0\}$ i współczynnik przesunięcia $b \in \mathbb{R}$ zmieniają się w sposób ciągły.

W przypadku dyskretnego ciągu $f(n)$, gdzie:

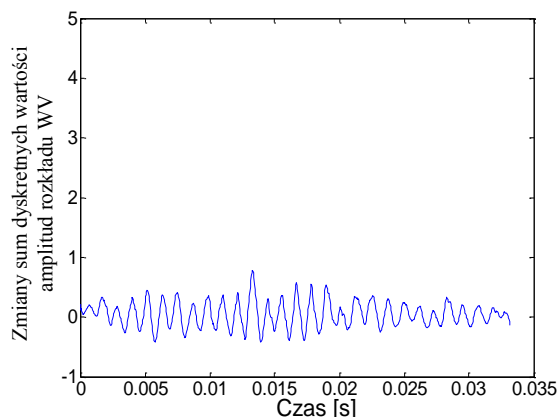
$$\begin{aligned} t &= n \Delta t, \\ n &= 0, 1, 2, \dots, N-1, \\ N & - \text{numer próbek}, \\ \Delta t & - \text{okres próbkowania}, \\ a &= 2^j, \\ b &= k 2^j. \end{aligned}$$

zachodzi tożsamość: $C(a,b) = C(j,k)$. (3)

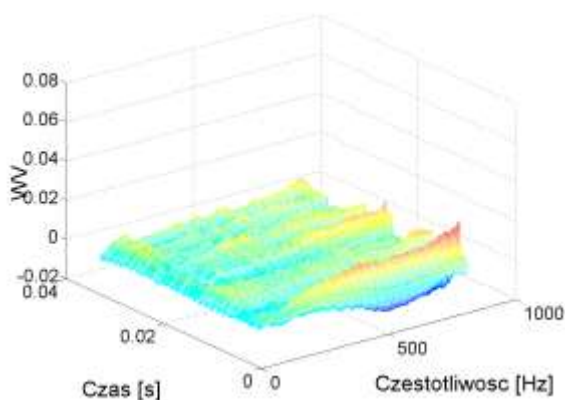
Wyniki analizy przedstawiono na rysunkach 20÷22.



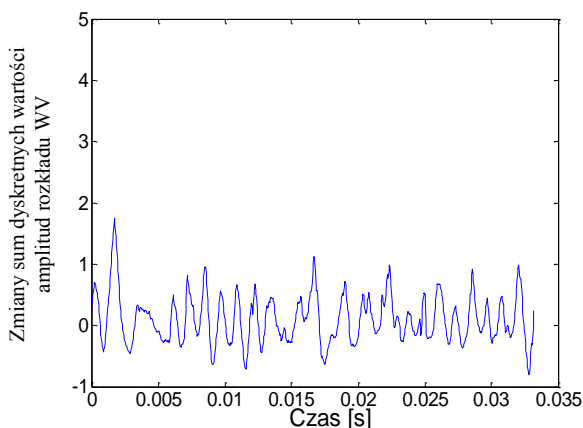
Rys. 14. Wyniki analizy WV – pierwsza seria pomiarowa (koła nie zużyte)



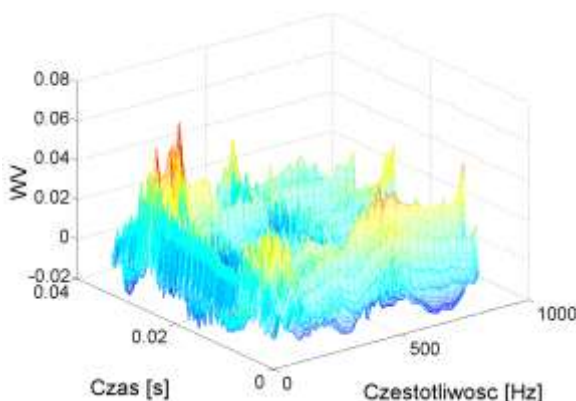
Rys. 15. Zmiany sum dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV wyznaczanych w przedziale częstotliwości od 0 do $0,9f_z$ – pierwsza seria pomiarowa (koła nie zużyte)



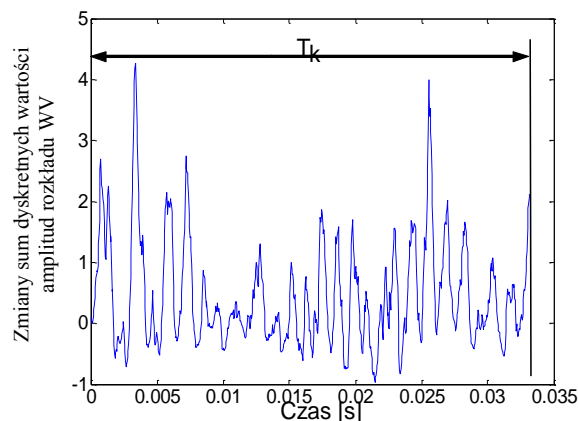
Rys. 16. Wyniki analizy WV – druga seria pomiarowa (początkowe stadium pittingu)



Rys. 17. Zmiany sum dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV wyznaczanych w przedziale częstotliwości od 0 do $0,9f_z$ – druga seria pomiarowa (początkowe stadium pittingu)

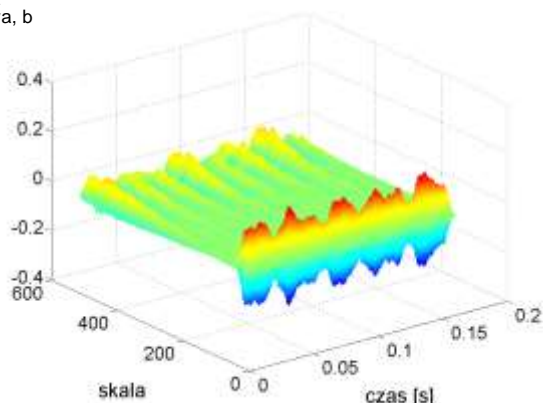


Rys. 18. Wyniki analizy WV – trzecia seria pomiarowa (zaawansowany pitting powierzchni roboczej zębów)

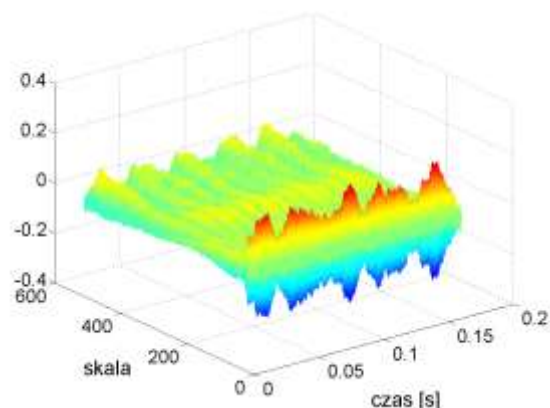


Rys. 19. Zmiany sum dyskretnych wartości amplitud rozkładu WV wyznaczanych w przedziale częstotliwości od 0 do $0,9f_z$ – trzecia seria pomiarowa (zaawansowany pitting powierzchni roboczej zębów)

$\bar{C}_{a,b}$

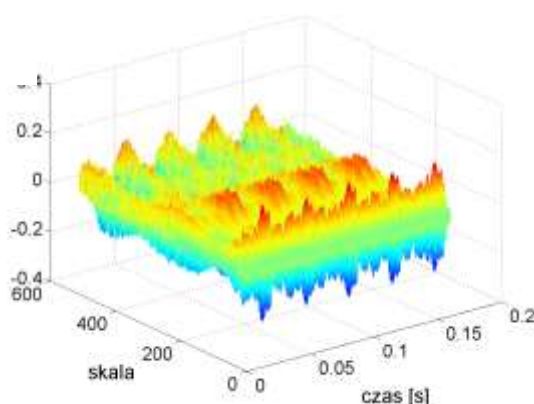


Rys. 20. Wyniki analizy CWT – pierwsza seria pomiarowa (koła nie zużyte)



Rys. 21. Wyniki analizy CWT – druga seria pomiarowa (początkowe stadium pitingu)

$C_{a,b}$



Rys. 22. Wyniki analizy CWT – trzecia seria pomiarowa (zaawansowany pitting powierzchni roboczej zębów)

Jak wynika z przeprowadzonych badań wraz z rozwojem pitingu wyraźnie rosną wartości współczynników rozkładu CWT, zwłaszcza w przedziale 150÷350 jednostek skali a (rys. 20÷22).

W pracy zaproponowano miarę stopnia zużycia pittingowego w postaci pierwiastka z sumy kwadratów współczynników $C(j,k)$ rozkładu CWT wyrażonej zależnością:

$$WCWTP = \sqrt{\sum_{j=A}^B \sum_{k=0}^{K-1} |C(j,k)|^2} \quad (4)$$

gdzie: $K=4096, A=150, B=350$,

Miarę tę wyznaczano w przedziale skali $a=150\div350$ dla sygnału uśrednionego w okresie 0,16 s.

Do oceny stanu powierzchni roboczych badanych kół zastosowano także znane dyskryminanty bezwymiarowe (FM0, FM4, NA4, MA6, MA8) [4,5] obliczone na podstawie sygnałów drgań uśrednionych synchronicznie:

$$\begin{aligned}
 FM0 &= \frac{A_{pp}}{\sum_{k=1}^n A_k}, & FM4 &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^2}, & M6A &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^6}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^3}, \\
 M8A &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^8}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (d_n - \bar{d})^2 \right]^4}, & NA4 &= \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (r_n - \bar{r})^2 \right]^2}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

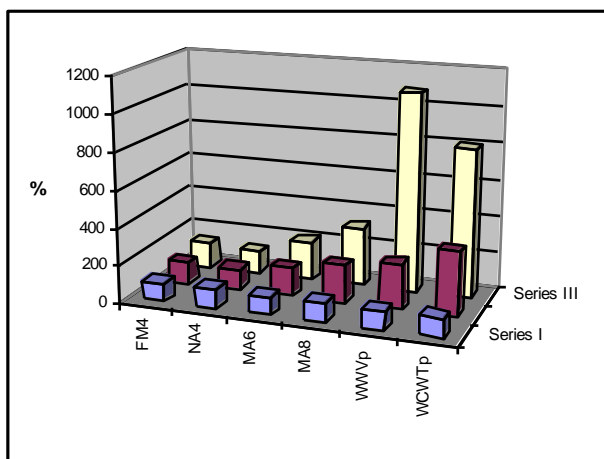
gdzie:

- N – liczba próbek,
- A_{pp} – amplituda międzyszczytowa,
- A_k – amplituda k-tej harmonicznej ząbienia,
- $d(t)$ – sygnał różnicowy,
- $\bar{d}(t)$ – wartość średnia sygnału $d(t)$,
- $r(t)$ – sygnał resztkowy,
- $\bar{r}(t)$ – wartość średnia sygnału $r(t)$.

Dyskryminantę FM0 wyznacza się jako iloraz uśrednionych międzyszczytowych amplitud sygnałów drgań do sumy wartości skutecznych w pasmach częstotliwości ząbienia f_z i jej harmonicznych. Jest ona uznawana za miarę oceniającą ogólny stan przekładni [5]. Miary FM4, NA4 są wrażliwe na rozwój lokalnych uszkodzeń kół. Natomiast zaproponowane przez Martina [4] miary M6A, M8A obliczone na podstawie wyższych momentów statystycznych służą do oceny zużycia powierzchni roboczych zębów. Zestawienie wartości dyskryminant bezwymiarowych oraz zaproponowanych wyżej wskaźników zużycia pittingowego przedstawiono w tablicy 2 oraz na rysunku 23.

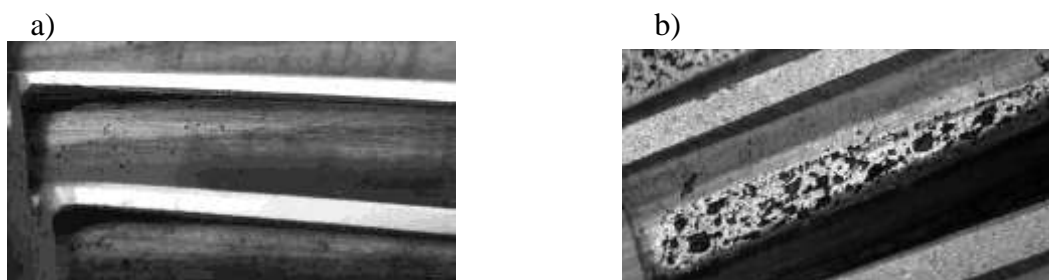
Tablica 2. Wartości bezwymiarowych dyskryminant oraz zaproponowanych wskaźników zużycia pittingowego

	FM4	NA4	MA6	MA8	WWV _p	WCWT _p
Seria I	2.12	2.3	6.3	23.25	50.5	6.4
Seria II	2.6	2.63	10	48.5	123.3	22.4
Seria III	3	2.9	13.4	75	543.7	52.0



Rys. 23. Zestawienie wartości dyskryminant bezwymiarowych oraz zaproponowanych wskaźników zużycia pittingowego

Na rysunku 24 przedstawiono powierzchnie robocze kół zębatach w pierwszej serii pomiarowej (koło nieuszkodzone) oraz po zakończeniu trzeciej serii pomiarowej z widocznym zużyciem wywołanym pittingiem.



Rys. 24. Powierzchnie robocze kół zębatach: a) w pierwszej serii pomiarowej, b) po zakończeniu trzeciej serii pomiarowej

Na podstawie analizy wyników badań stwierdzono, że największy wzrost wartości w miarę narastania zużycia pittingowego wykazują zaproponowane wskaźniki $WCWT_p$ oraz WWV_p .

3. PODSUMOWANIE

W praktyce diagnostycznej bardzo ważne jest stosowanie prostych miar zjawisk wibroakustycznych, które są łatwe do wyznaczenia i pozwalają wstępnie ocenić rodzaj powstającego uszkodzenia. Podstawowym zadaniem diagnostyki eksploatacyjnej przekładni zębatach jest wykrycie procesów degradacji i zużycia we wczesnych stadiach, zanim doprowadzą one do awarii. Z dotychczasowych badań wynika, że około 60% awarii przekładni zębatach spowodowane jest uszkodzeniem zębów, około 90% tych uszkodzeń to lokalne uszkodzenia takie jak: pęknięcie u podstawy, częściowe wykruszenie oraz doraźne i zmęczeniowe złamanie.

W referacie przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i laboratoryjnych lokalnych uszkodzeń kół zębatach. Badania wykazały, że wykorzystanie analiz czasowo-częstotliwościowych umożliwia wykrywanie wczesnych stadiów tych uszkodzeń. Zaproponowano wykorzystanie nowych wskaźników zużycia pittingowego kół otrzymanych na podstawie rozkładów Wignera -Ville'a i analizy falkowej. Wrażliwość tych wskaźników na zmiany stanu powierzchni kół porównano z wrażliwością niektórych dotychczas stosowanych dyskryminant bezwymiarowych.

4. LITERATURA

- [1] BATKO W., ZIÓŁKO M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. AGH Kraków 2002.
- [2] DĄBROWSKI Z., RADKOWSKI S., WILK A.: Dynamika przekładni zębatach – Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Warszawa – Katowice – Radom 2000.
- [3] ŁAZARZ B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatach jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza, Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia Rozprawy, Katowice-Radom, 2001.

- [4] MOSHER, M., PRYOR, A. H., AND HUFF, E. M.: Evaluation of Standard Gear Metrics in Helicopter Flight Operation. 56th Mechanical Failure Prevention Technology Conference, Virginia Beach USA, 2002.
- [5] 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.
- [6] WILK A., ŁAZARZ B., MADEJ H.: Zastosowanie analizy czasowo-częstotliwościowej w diagnozowaniu lokalnych uszkodzeń przekładni zębatych. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, (14) nr 1, 2001, s.63-74.
- [7] WILK A., ŁAZARZ B., MADEJ H.: Diagnozowanie wczesnych stadiów rozwoju uszkodzeń kół zębatych. Diagnostyka vol. 24, 2001, s. 46–53.
- [8] WILK, A., ŁAZARZ, B., AND MADEJ H.: The Application of Wavelet Analysis in the Diagnosis of Toothed Wheel's Damages. Proceed. Internoise'99, USA. pp. 933-938, 1999.
- [9] WILK, A., AND ŁAZARZ, B.: Identification of Gear Dynamic Loads on the Basis of Measurement of the Gear Housing Vibrations. Machine Dynamics Problems. Vol. 19, pp 87-93, 1998.

VIBROACOUSTICAL SYMPTOMS OF LOCAL DAMAGES OF THE TOOTHED GEARS AND BALL BEARINGS

Abstract: The article presents numerical simulation and the laboratory examinations of some faults of ball bearings and spur and helical gears. In case of spur gears two types of progressing local faults of cracked and chipped gear tooth were simulated and the smoothed pseudo Wigner-Ville distribution was used to demonstrate fault advancement via residual vibration signal analysis. Observing changes in the features of the WV distribution in the contour plots and changes of Kurtosis value monitored the progression of a fault.

In case of helical gears some signal changes of transverse vibration velocity of shafts during the process of pitting growth in the tooth working surface have been investigated. Some new indices of pitting wear have been suggested and compared with other non-dimensional discriminates.

Recenzent: dr inż. Jacek SPAŁEK