

WPLYW ZMIENNYCH WARUNKÓW EKSPLOATACJI NA PROCES OCENY STANU PRZEKŁADNI PLANETARNYCH W UKŁADACH NAPĘDOWYCH KOŁA CZERPAKOWEGO KOPAREK KOŁOWYCH

Walter BARTELMUS, Radosław ZIMROZ, Wojciech SAWICKI

Badawcze Laboratorium Diagnostyki i Wibroakustyki
Pl. Teatralny 2, 50-051 Wrocław, walter.bartelmus@pwr.wroc.pl

Streszczenie

W pracy przedstawiono wybrane aspekty diagnozowania wielostopniowych przekładni zębatych ze stopniem planetarnym stosowanych w układzie napędowym koła czerpakowego koparki kołowej. Kluczowym zagadnieniem jest identyfikacja warunków eksploatacyjnych, które mają wpływ na postać sygnału i wartości cech diagnostycznych. Zaproponowano dwa modele oddziaływań, wskazano wpływ struktury jako trzecie znaczące źródło modyfikujące sygnał odbierany na obudowie. Opisano cztery podejścia w identyfikacji warunków eksploatacyjnych – wykorzystujące informację z dodatkowych torów pomiarowych (pomiar prądu, analiza prędkości chwilowej) lub informację zawartą w sygnale drganiowym (obwiednia, częstotliwość chwilowa). Wykazano ograniczenia analizy rzędów jako metody pozyskiwania cech diagnostycznych dla dużych zmienności warunków eksploatacyjnych rozumianych jako zmiany prędkości i obciążenia zewnętrznego.

Słowa kluczowe: diagnostyka, przekładnie planetarne, zmienne warunki obciążenia.

INFLUENCE OF OPERATIONAL CONDITION TO DIAGNOSTIC PROCESS OF PLANETARY GEARBOX IN DRIVING SYSTEM USED IN BUCKET WHEEL EXCAVATOR

Summary

The paper deals with some aspects of diagnostics of multi-stage gearboxes with a planetary stage that are used for driving bucket wheel excavator under varying operation factors. A crucial issue is identification of operational factors that significantly influence signal properties and values of diagnostic features. A two models of this influence are proposed, and significance of transmission path as a third factor that can modify signal is also underlined. Four approaches for operational condition identification are presented: two of them utilize information from additional channels (load/speed measurement), another two extract information directly from vibration signals (instantaneous frequency, load-related envelope). Additionally, application of order analysis as a tool for feature extraction under speed fluctuation condition and limitation of this method for wide range simultaneous load and speed variation are presented.

Keywords: diagnostics, planetary gearbox, time-varying conditions.

1. WPROWADZENIE

W pracy przedstawiono wybrane aspekty diagnozowania wielostopniowych przekładni zębatych ze stopniem planetarnym, stosowanych w układzie napędowym koła czerpakowego koparki kołowej. Ze względu na jednostkowy charakter obiektów ich diagnozowanie wymaga szczególnego indywidualnego podejścia. W pracy przedstawiono aktualne wyniki badań dotyczących tych zagadnień na przykładzie dwóch obiektów o różnych cechach konstrukcyjnych. Diagnozowanie układów napędowych omawianych w artykule jest zagadnieniem złożonym z kilku powodów:

- układy te są o skomplikowanej konstrukcji – wielostopniowa przekładnia zębata ze stopniem planetarnym;
- układy mają bardzo duże przełożenia ($uc=170$), co komplikuje proces rejestracji sygnałów na wolnoobrotowych stopniach;
- układy napędu koła czerpakowego – funkcjonują w warunkach zmiennego obciążenia (z częstymi przeciążeniami skutkującymi awaryjnym wyłączeniem);
- ze względu na przeciążenia często pracują w warunkach rozbiegu i nagłego hamowania;
- złożoność układu i w niektórych przypadkach nietypowe, współdzielone przekazywanie mocy skutkuje bardzo skomplikowaną kinematyką układu.

2. KINAMATYKA UKŁADU

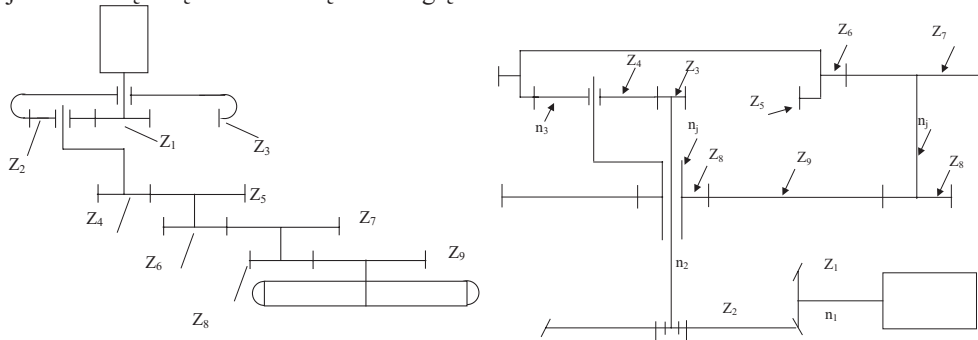
Rozwiązania konstrukcyjne, a co za tym idzie kinematyka układu może mieć znaczący wpływ na dobór metod diagnozowania (chodzi tu przede wszystkim o możliwości separacji pożądanych sygnałów). Na rys. 1 pokazano dwa rozwiązania konstrukcyjne, które obecnie są przedmiotem zainteresowań autorów.

Wyliczenia częstotliwości charakterystycznych, będących podstawą procesu diagnozowania (rozpoznawania i lokalizacji) uszkodzeń w przypadku tak złożonych obiektów z przekładnią planetarną jest zagadnieniem niebanalnym. Nie ma możliwości wykorzystania „uniwersalnych” wzorów (tak jak w przypadku przekładni walcowych czy stożkowych) – należy je wyprowadzić wykorzystując podstawowe prawa mechaniki. W pracach [6, 8, 9] pokazano procedurę wyznaczania zależności opisujących kinematykę obiektu z rys. 1a). Obiekt z rys. 1b) charakteryzuje się jeszcze większą złożonością ze względu na

podział przekazywanej mocy. Procedura wyznaczania zależności opisujących kinematykę obiektu z rys. 1b) zawarta jest w pracy [7]. W tabeli zestawiono częstotliwości charakterystyczne wyznaczone dla obu obiektów.

W tabeli 1 oznaczono częstotliwości zazębienia dla poszczególnych par kół zębatach np. f_{12} oznacza częstotliwość zazębienia między kołem pierwszym (1) i drugim (2), f_j oznacza częstotliwość obrotów jarzma przekładni planetarnej, f_{cz} oznacza częstotliwość wysypu czerpaków lub częstotliwość wejścia czerpaków w urabianą caliznę.

Postać sygnału drganiowego generowanego przez przekładnie nie zależy tylko od rozwiązań czynników konstrukcyjnych jakimi są liczby zębów i postaci konstrukcyjnej danej na schematach układów (kinematyki układu). Problematyka wpływu różnych czynników na postać sygnału drganiowego generowanego przez przekładnie zębate jest od wielu lat jednym z najważniejszych kierunków badawczych autorów.

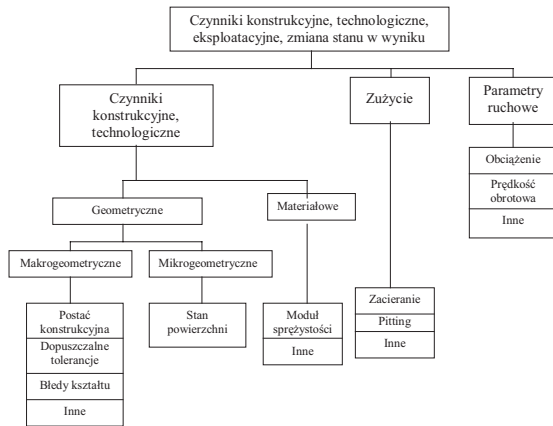


Rys. 1. Schematy układów z przekładniami planetarnymi do napędu koła czerpakowego

Tabela 1 Częstotliwości charakterystyczne wyznaczone dla obiektów z rys. 1.

Nazwa składowej	Wartość częstotliwości [Hz]	Komentarz
$f_{12}=f_{23}$	435	Zazębienie stopnia planetarnego
f_2	11,43	Częstotliwość wału koła 2
f_j	4,67	Częstotliwość jarzma
f_{45}	158,7	Częstotliwości zazębienia kolejnych stopni
f_{67}	57	
f_{89}	13,75	
Wszystkie obliczenia zostały dokonane przy założeniu $n_1=950$ RPM, gdzie n_1 – prędkość obrotowa wału wejściowego		
f_{12}	287	Stopień stożkowy na wejściu
f_{34}	99,9	Stopień planetarny
f_{67}	25,6	Częstotliwości zazębienia kolejnych stopni
f_{89}	8,76	
f_j	0,365	
f_{cz}	0,82 lub 0,91	Rozwiązanie konstrukcyjne z różną liczbą czerpaków
n_k	-----	5,5 obr/min
Wszystkie obliczenia zostały dokonane przy założeniu $n_1=957$ RPM, gdzie n_1 – prędkość obrotowa wału wejściowego		

Systematyka tych czynników przedstawiona w pracy [1], wyróżnia cztery grupy czynników: czynniki konstrukcyjne, technologiczne, eksploatacyjne i zmiana stanu.



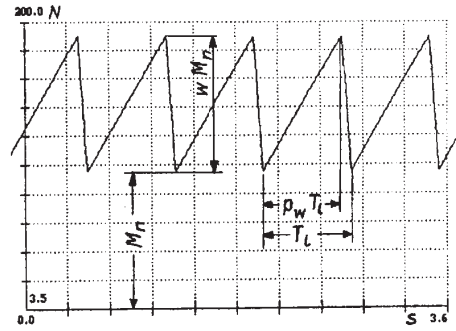
Rys. 2. Podział czynników wpływających na postać sygnału diagnostycznego [1]

W wielu pracach poświęconych diagnostyce czynniki z grupy eksploatacyjnych są pomijane najczęściej ze względu na ustalone warunki pracy obiektu. Jak już wspomniano w tym przypadku jest inaczej. Oprócz kinematyki samej przekładni istotna jest również identyfikacja zmian obciążenia.

Przekładnie w tym samym (prawidłowym) stanie technicznym mogą charakteryzować się różnymi wartościami cech diagnostycznych, ponadto struktura częstotliwościowa sygnału może być różna ze względu na nieliniowy charakter wpływu zmiennego obciążenia, zmiana obciążenia zewnętrznego ujemnie skorelowana ze zmianą prędkości obrotowej na wejściu przekładni powoduje zmianę częstotliwości charakterystycznych, co może skutkować także zmianą amplitud poszczególnych składowych a nawet grup składowych z pewnych zakresów częstotliwości (wpływ obudowy i tzw. ścieżki transmisji)

W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego, charakterystyki obciążenia mogą się różnić ze względu na różne wartości prędkości obrotowej koła czerpakowego, liczby czerpaków, ich objętości itd. (zobacz tab. 1)

Na rys. 3 [1] pokazano teoretyczny przebieg zmienności obciążenia związany z warunkami pracy obciążenia zewnętrznego (koło czerpakowe). Postać sygnału reprezentującego obciążenie zależy od czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych koła czerpakowego (rys. 3b).



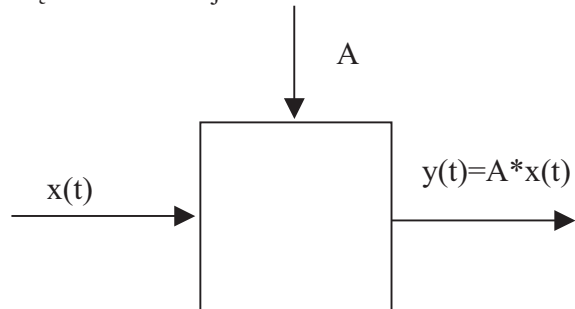
Rys. 3 a) Teoretyczny kształt zmian obciążenia [7]
b) Widok koła czerpakowego

2. WPŁYW ZMIENNYCH WARUNKÓW EKSPLOATACYJNYCH NA AMPLITUDE I STRUKTURĘ SYGNAŁU

Rozważmy następujący przykład: Maszyna generuje drgania opisane jako $x(t)$.

Przypadek 1) wolnozmiennie obciążenie o czasowo (okresowo) stałej wartości (fala prostokątna).

W wyniku zwiększenia obciążenia poziom drgań zostanie zwiększony A razy. Układ jest liniowy – zmienia się tylko amplituda sygnału – struktura częstotliwościowa jest taka sama.



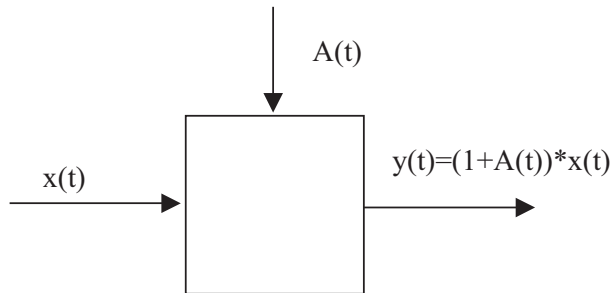
Rys. 4. Wpływ obciążenia na sygnał drganiowy z przekładni – stałe obciążenie

Zatem w procesie diagnozowania dla danej realizacji pomiarowej należy uwzględnić wzrost wartości cech diagnostycznych wywołany wzrostem obciążenia. Praktycznie można to zrealizować poprzez odpowiednie przeskalowanie cech diagnostycznych albo porównywanie wartości cech dla stanu „dobry” i „zły” dla tej samej wartości

obciążenia. Niestety to drugie rozwiązanie – choć bardzo proste – ze względów technicznych nie zawsze jest możliwe

Przypadek 2) okresowo zmienne obciążenie

Wg Randalla [11] okresowo zmienne obciążenie powoduje modulację amplitudy sygnału generowanego przez zazębienie. Zjawisko modulacji jest zjawiskiem nieliniowym i powoduje modyfikacje struktury częstotliwościowej widma sygnału drganiowego (powstają wstęgi boczne wokół częstotliwości zazębienia).



Rys. 5. Wpływ obciążenia na sygnał drganiowy z przekładni – okresowo zmienne obciążenie

Przyczyna modulacji amplitudowej - okresowo zmienne obciążenie – należy do grupy czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, które w wyniku dają okresowe zmiany obciążenia i chwilowej prędkości obrotowej układu napędowego.

Czynniki wpływające na postać sygnału wynikające z cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych są następujące:

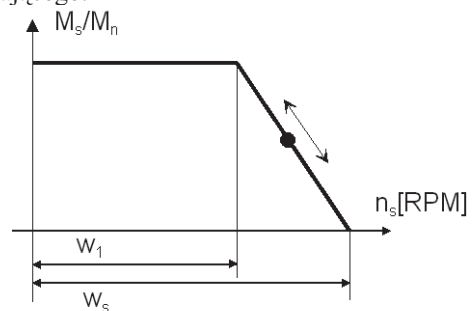
- cechy konstrukcyjne: silnika, sprzęgła łączącego silnik z przekładnią oraz koła czepakowego (np. liczba czepaków, ich objętość);
- parametry eksploatacyjne: sposób prowadzenia eksploatacji (założona wydajność, szerokość i głębokość zabierki), która w dużym stopniu zależy od umiejętności i doświadczenia operatora;
- uwarunkowania geologiczno – górniczych (rodzaj gruntu, obecność i liczba wtrąceń itp);
- warunki atmosferyczne (temperatura, opady).

Dotychczasowe prace prowadzone przez autorów [2-6, 8, 9] pozwoliły zdiagnozować nieprawidłową pracę jarzma w jednej z przekładni. Prawdopodobną przyczyną bicia jarzma są przekroczone wartości luzu w łożyskach przekładni planetarnej. Zauważono, że zmienność obciążenia ma znaczący wpływ na zachowanie się jarzma. Wzrost obciążenia powoduje wzrost amplitudy pierwszej harmonicznej jarzma oraz pojawienie się składowej o częstotliwości drugiej harmonicznej jarzma. Składowa o częstotliwości $f=2*$ harm. jarzma osiąga maksimum wartości chwilowej amplitudy dla maksymalnej wartości chwilowej obciążenia. Po oderwaniu urobku od calizny (wyjście czepaka z urabianego ośrodka) jarzmo gwałtownie wraca do normalnego ustawienia i następuje uderzenie. Takie zachowanie jarzma w bardzo krótkim czasie może

spowodować uszkodzenia lokalne kół w przekładni planetarnej, łącznie z całkowitą jej destrukcją.

Zaburzenie dynamiki typu uderowego powoduje szerokopasmowe zaburzenie struktury częstotliwościowej analizowanego sygnału drganiowego. Ze względu na losowy charakter wymuszeń pochodzących od obciążenia zewnętrznego opis zjawiska jest bardzo trudny – zaburzenia struktury częstotliwościowej wywołane skokową zmianą obciążenia silnie zależy od stopnia przeciążenia.

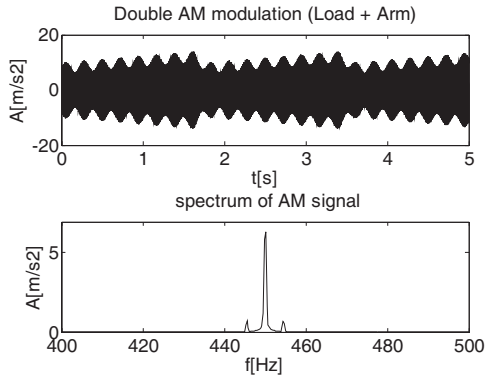
Oprócz modulacji amplitudowej zmiana obciążenia zewnętrznego układu napędowego powoduje zmianę punktu pracy układu silnik sprzęgło hydrokinetyczne, co objawia się także zmianą prędkości obrotowej na wejściu przekładni. Zmiana prędkości obrotowej na wale wejściowym przekładni powoduje zmianę częstotliwości charakterystycznych wszystkich wirujących elementów przekładni (wały, zazębienia, łożyska) czyli de facto zupełnie zmienia strukturę częstotliwościową sygnału. Jeżeli zmiana taka jest okresowa (tak jak w analizowanych przypadkach – okres związany jest z cyklem czepaka) dochodzi do zjawiska, które można opisać wykorzystując równania modulacji częstotliwości (FM) częstotliwości związanej z prędkością wejściową przez częstotliwość związaną z cyklem organu urabiającego.



Rys. 6. Charakterystyka silnika [1]

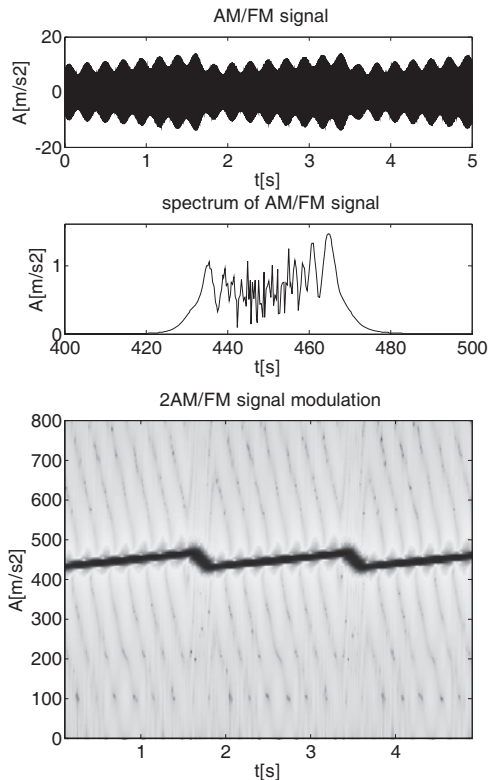
Ponieważ sygnały rzeczywiste dla obiektu z rys. 1a, mają skomplikowaną strukturę częstotliwościową zdecydowano zbudować model matematyczny sygnału dla przekładni pracującej w okresowo zmiennych warunkach obciążenia [15]. Wyniki uzyskane z modelu potwierdziły słuszność stawianych hipotez o występowaniu zjawisk o charakterze modulacyjnym. Model może także służyć jako źródło sygnałów o znanych i powtarzalnych właściwościach do testowania nowych metod przetwarzania sygnałów i budowania procedur diagnostycznych. W modelu uwzględniono wpływ nieprawidłowej pracy jarzma (AM) i zmienności obciążenia (AM/FM).

Na rys. 7 przedstawiono sygnał syntetyczny uwzględniający modulację AM pochodzącą od nieprawidłowej pracy jarzma (sygnał sinusoidalny) oraz modulację AM pochodzącą od zmienności obciążenia (sygnał piłokształtny – por. rys. 3a).



Rys. 7. Sygnał zmodulowany amplitudowo (obciążenie + jarzmo) – przebieg czasowy i widmo

Widmo takiego sygnału przedstawiono na rys. 7 – widoczne są składowe: o częstotliwości nośnej i składowe modulacyjne (wstęgi boczne pochodzące od jarzma). Wstęgi boczne pochodzące od zmienności obciążenia nie są widoczne ze względu na przyjętą rozdzielczość [15].



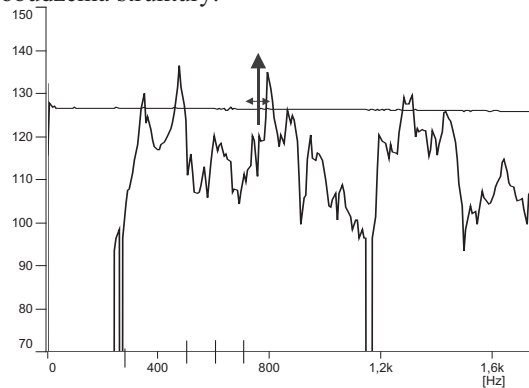
Rys. 8. a) Sygnał zmodulowany amplitudowo (obciążenie + jarzmo) i częstotliwościowo (obciążenie) – przebieg czasowy i widmo
b) Spektrogram sygnału z rys. 8a

Na rys. 8 pokazano sygnał zmodulowany amplitudowo (czynnik modulujący: sygnał obciążenia + nieprawidłowa praca jarzma) i częstotliwościowo (czynnik modulujący: sygnał

obciążenia). Widmo takiego sygnału nie jest użyteczne diagnostycznie. Analiza widmowa sygnału zmodulowanego częstotliwościowo nie ma uzasadnienia ze względu na efekt uśredniania realizowanego przez widmo dla pewnego zakresu pasma określonego przez zbiór częstotliwości chwilowych.

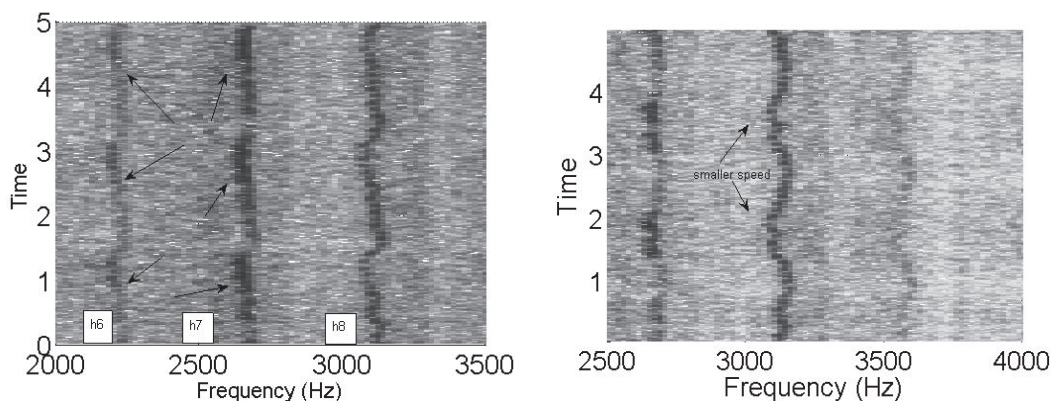
W celu analizy struktury częstotliwościowej należy zastosować np. spektrogram. Na rys. 8b – ze względu na przyjętą rozdzielczość i stosunkowo małe wartości częstotliwości sygnałów modulujących tzw. wstęgi boczne związane z modulacją amplitudy pochodząca od obciążenia czy jarzma nie są widoczne. Wyraźne są natomiast okresowe fluktuacje częstotliwości związane z modulacją częstotliwości pochodząca od obciążenia. Więcej na ten temat można znaleźć w pracy [15].

Modele sygnałów prezentowane na rys. 7-8 nie uwzględniają czynnika, który zdaniem autorów powinien być uwzględniony – zwłaszcza dla dużych zakresów zmienności obciążeń, co ma miejsce przy gruntach trudno urabialnych. Chodzi mianowicie o wpływ tzw. ścieżki transmisji sygnału i oddziaływanie obudowy. Na rys. 9 pokazano przykładową charakterystykę częstotliwościową obudowy uzyskaną na podstawie impulsowego pobudzenia struktury.

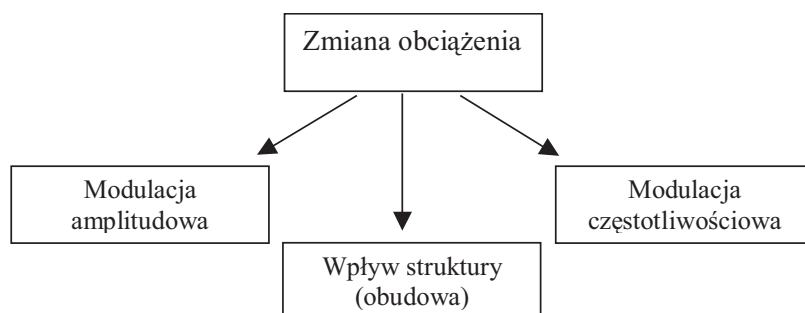


Rys. 9. Odpowiedź struktury na pobudzenie impulsowe [17]

Na podstawie rys. 10 można powiedzieć że przy dużych zakresach zmian obciążenia zmiany położenia prążków mogą być na tyle duże że pewne składowe mogą wejść w obszar rezonansu własnego struktury. Potwierdzenie tej hipotezy można znaleźć na spektrogramie obejmującym harmoniczne 6-8. Dla h8 widać zmienność ale kolor ten sam świadczy o stałej amplitudzie, a h7 ma dla malej prędkości ciemniejsze barwy bo składowa wchodzi w obszar rezonansu



Rys. 10. Mapa czasowo-częstotliwościowa dla sygnału z przekładni 1 – fragment obejmujący harmoniczne 6-8



Rys. 11. Czynniki wpływające na strukturę częstotliwościową sygnału diagnostycznego

Biorąc pod uwagę zaprezentowany tok rozumowania i poparty przykładami z rys. 3 i 6-10 można stwierdzić, że wpływ zmiennego obciążenia powoduje (rys. 11):

- modulację AM sygnału zazębienia;
- modulację FM sygnału zazębienia;
- modyfikację amplitud składowych lub grup składowych (pasm) spowodowanych oddziaływaniem obudowy i tzw. ścieżki transmisji,
- modyfikację wartości cech diagnostycznych.

2. PROCEDURY IDENTYFIKACJI OBCIĄŻENIA CHWILOWEGO

Istotą diagnostyki drganiowej jest detekcja zmiany stanu technicznego na podstawie cech diagnostycznych. W przypadku gdy wartość cech zależy od wartości chwilowej obciążenia można postawić pytanie co jest obiektem oceny: zmiana obciążenia czy obiekt?

Identyfikacja (wyodrębnienie) chwilowej informacji o wartości obciążenia i jej wykorzystanie do normalizacji (a w zasadzie skalowania) wartości cech diagnostycznych na podstawie której dokonana zostanie diagnoza jest absolutnie niezbędne.

Wykorzystując zależności przedstawione na rys. 6 (charakterystyka silnika) pomiędzy prędkością obrotową, a obciążeniem można charakteryzować wpływ obciążenia zarówno poprzez śledzenie

chwilowej wartości obciążenia bądź prędkości wejściowej.

2.1. Metody pozyskiwania informacji o obciążeniu

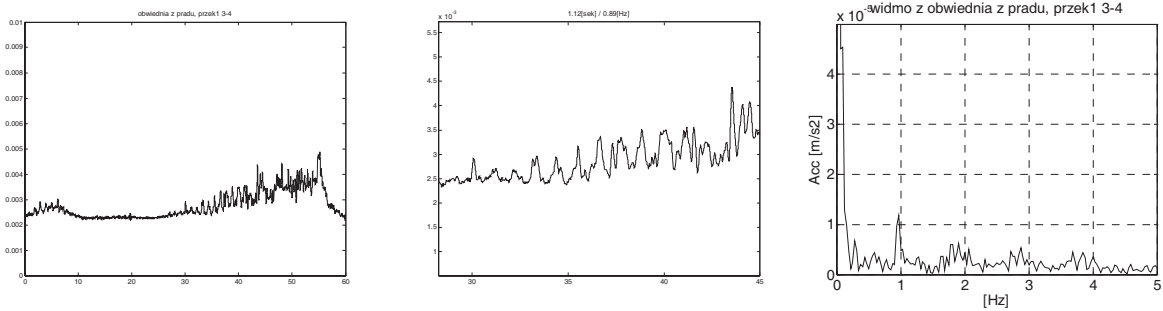
- **Bezpośrednia** - przez pomiar prądu pobieranego przez silnik

Wadą tej metody jest nie uwzględnianie wpływu sprzęgła Voitha (występujących poślizgów) – pomiar jest realizowany na silniku a rzeczywiste obciążenie przekładni może być inne.

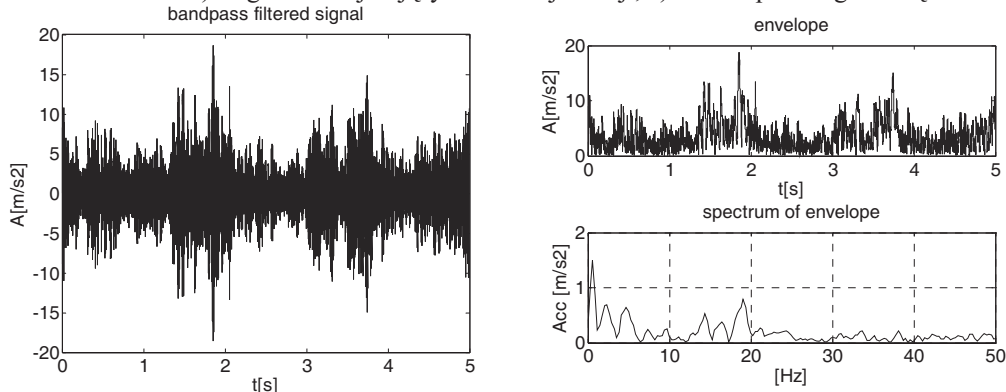
Na rys. 12a przedstawiono przykładowy przebieg obciążenia zarejestrowany na silniku. Widoczne są duże zmiany w poborze mocy wywołane zmianą obciążenia. Analiza fragmentu przebiegu pokazuje charakterystyczną cykliczność zmian obciążenia – analiza widmowa przebiegu jednoznacznie identyfikuje częstotliwość tych zmian która wynosi ok. 0.9 Hz i jest zgodna z częstotliwością czerpaka wyznaczoną w tabeli 1.

- **Pośrednia** - z wykorzystaniem informacji zawartej w sygnale drganiowym (demodulacja).

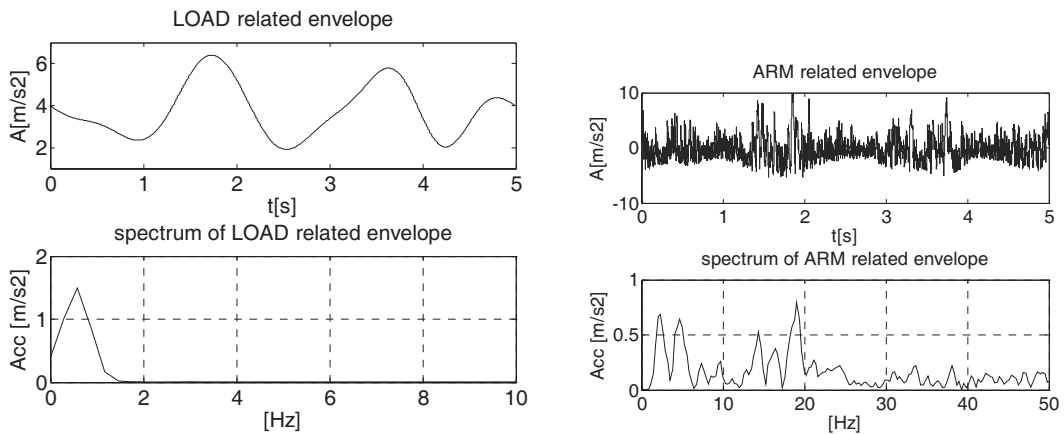
Stander [12, 13] zaproponował procedurę wykorzystującą zjawisko modulacji amplitudowej. Procedura polega na uzyskaniu wolnozmiennnej części obwiedni, która zawiera informacje o obciążeniu. Poniżej przedstawiono wyniki procedury w zastosowaniu do badanej przekładni.



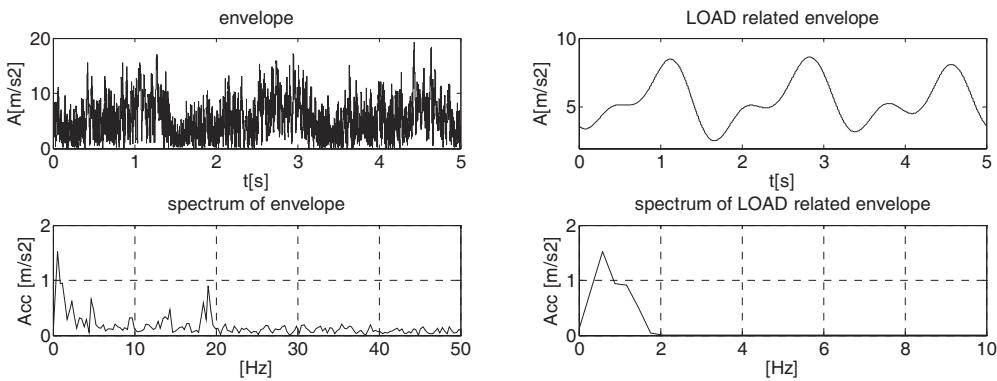
Rys. 12. Analiza obciążenia dla przekładni 1 sygn. 3-4– a) przykładowy przebieg obciążenia zarejestrowanych na silniku b) fragment obejmujący 30-50s rejestracji, c) widmo przebiegu obciążenia



Rys. 13. Odfiltrowany przebieg czasowy (rys. a) obwiednia (rys. b) i widmo obwiedni (rys. c)



Rys. 14. Odseparowane modulacje pochodzące od zmian obciążenia (a) obwiednia b) widmo obwiedni i nieprawidłowej pracy jarzma (c)obwiednia, d) widmo obwiedni)

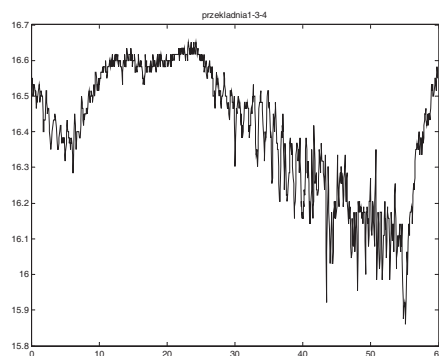


Rys. 15. Obwiednia i widmo obwiedni przed separacją (rys. a, b) oraz wyekstrahowana część obwiedni związana z obciążeniem (rys. c, d)

Praktyczne wykorzystanie tej procedury nastęrcza sporo trudności ze względu na niewielkie różnice w częstotliwości zmian obciążenia i częstotliwości jarzma oraz postać sygnału obciążenia (sygnał o określonym paśmie częstotliwości). Problemy związane z separacją tych sygnałów zostały zasygnalizowane w pracach [2, 9]. Poza tym uzyskana w ten sposób informacja o obciążeniu może być zakłócona przez wpływ obudowy

- **Pośrednia** - analiza prędkości chwilowej.

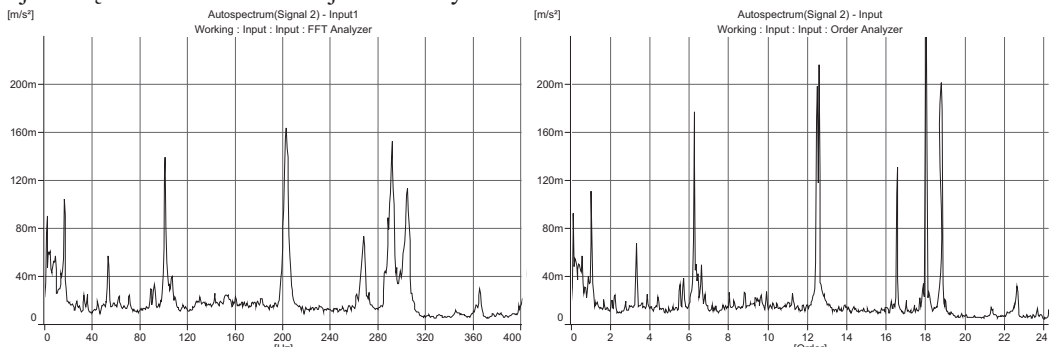
Wadą tej metody jest konieczność pomiaru prędkości obrotowej a zatem dodatkowego toru pomiarowego i odpowiedniego oprogramowania do przetwarzania sygnału. Ze względu na rejestracje w warunkach eksploatacyjnych pomiar nie zawsze jest możliwy z przyczyn technicznych (elementy wirujące są zwykle zabudowane ze względów BHP). Przedstawiony na rys. 16 przykładowy profil prędkości został wyznaczony dla sygnału zarejestrowanego w tym samym czasie co sygnał obciążenia z rys. 12. Widoczna jest ujemna korelacja pomiędzy chwilową wartością prądu i prędkości.



Rys. 16. Przykładowy profil prędkości dla przekładni 1 sygn. 3-4

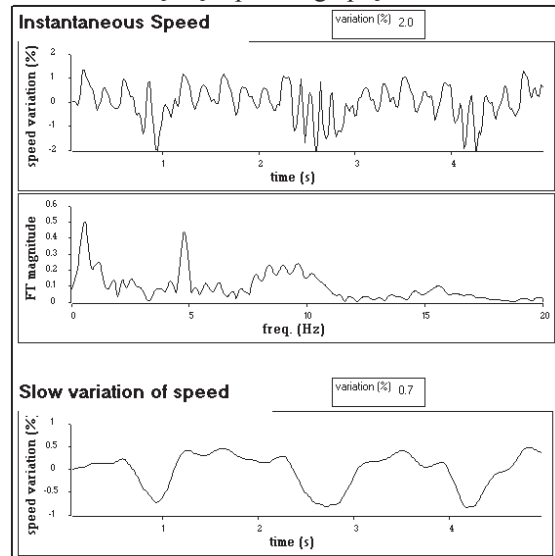
- **Pośrednia** - z wykorzystaniem informacji o prędkości chwilowej zawartej w sygnale drganiowym.

W pracy [10] zaproponowano procedurę przepróbkowania sygnału do dziedziny kąta co pozwala „wygładzić” widmo i usunąć efekty rozmycia spowodowane przez fluktuacje prędkości obrotowej. Procedura działa poprawnie w niewielkim zakresie zmienności prędkości. Próby zastosowania tej procedury do pozyskania informacji o częstotliwości chwilowej dla badanych



Rys. 18. Widmo i widmo rzędów – zakres analizowanych częstotliwości (0 – 400) Hz

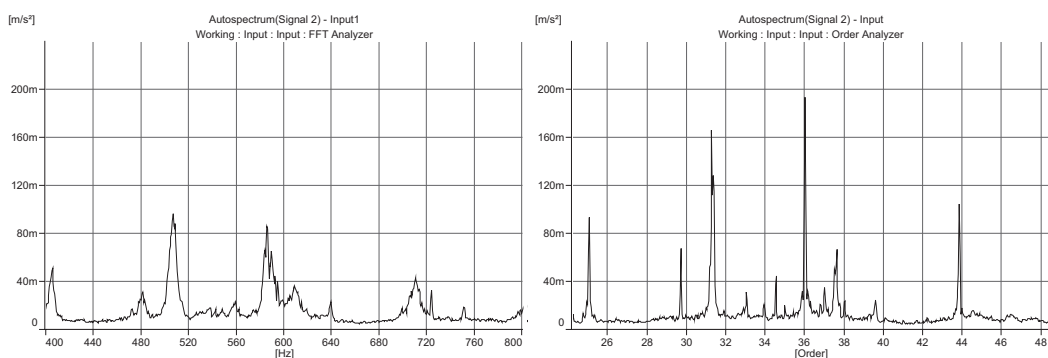
przekładni zakończyły się niepowodzeniem. Zimroz i Combet [16] zaproponowali nową metodę pozyskiwania informacji o chwilowej wartości częstotliwości co w prosty sposób prowadzi do informacji o prędkości wejściowej. Na rys. 17 pokazano wynik estymacji wartości chwilowej prędkości (warto zwrócić uwagę na zaburzenia występujące dla $t=\{1; 2,5; 4,2\}$), widmo tego przebiegu z wyraźnymi składowymi (0,55Hz – obciążenie, 4,5 Hz jarzmo) i odseparowaną wolnozmienną część przebiegu prędkości



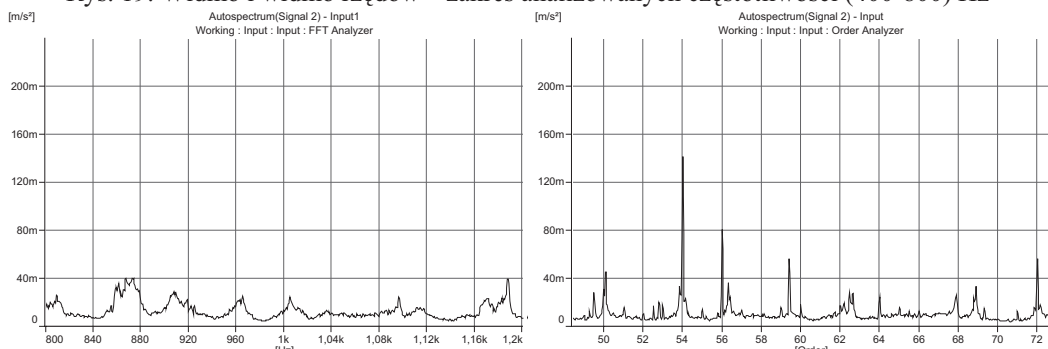
Rys. 17. Wynik procedury estymacji chwilowej wartości prędkości a) przebieg prędkości b) widmo sygnału z rys a) – widoczne składowe związane z obciążeniem i jarzmem (4,5Hz) c) wolnozmienna część sygnału związana ze zmianami obciążenia

3. ANALIZA RZĘDÓW

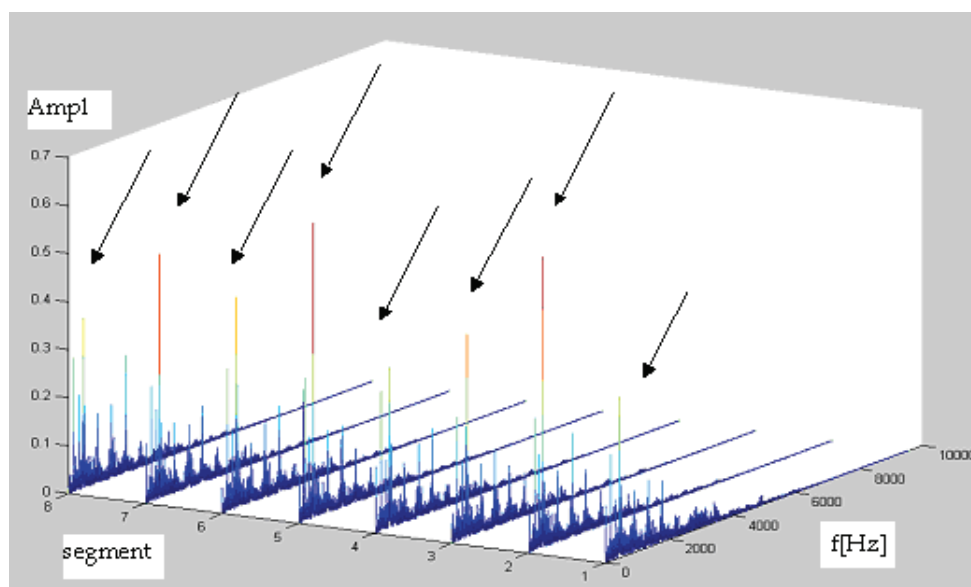
Jak już wspomniano jednym z problemów w analizie sygnałów z przekładni pracującej w warunkach zmiennego obciążenia jest fakt rozmycia widma. Efekt ten uniemożliwia czasem zidentyfikowanie składowych w widmie o charakterystycznych częstotliwościach i zawsze przekłamuje ich amplitudę. W przypadku małej zmienności obciążenia i braku oddziaływania obudowy można wykorzystać analizę rzędów (zob. także [14]).



Rys. 19. Widmo i widmo rzędów – zakres analizowanych częstotliwości (400-800) Hz



Rys. 20. Widmo i widmo rzędów – zakres analizowanych częstotliwości (800 – 1200) Hz



Rys. 21. Widmo wodospadowe sygnałów dla tego samego obiektu

Jak pokazano na rys. 18-20 uzyskano zdecydowana poprawę „przejrzystości” widma – nie jest rozmyte i możliwa jest precyzyjna identyfikacja składowych związanych z zazębieniem.

Zdaniem autorów dla analizowanego obiektu ta metoda nie zawsze może być zastosowana ze względu na duże wahania chwilowej wartości amplitud składowych – analiza rzędów koryguje widmo na osi częstotliwości – a nie amplitud. W tym przypadku analiza rzędów może zostać wykorzystana jako metoda pomocnicza w celu np. wstępnej identyfikacji struktury częstotliwościowej sygnału.

Na rys. 21 pokazano widmo wodospadowe wyznaczone z 4 sygnałów o długości 5s każdy. Sygnały te zarejestrowano w krótkich odstępach czasu wynikających z procedury pomiarowej systemu diagnostycznego. Dla wykazania zmienności amplitud z 4 realizacji utworzono 8 sygnałów po 2.5 s każdy. Zakres zmienności najważniejszej składowej (1 harmoniczna zazębienia stopnia planetarnego – oznaczona strzałkami) wynosi 100% (amplitudy: 0.3-0.6). Przy takim zakresie zmienności amplitud uśrednianie wydaje się nieuzasadnione.

4. WNIOSKI

W pracy wykazano że dla układów napędowych pracujących w napędach koła czerpakowego koparki kołowej ze względu na charakter pracy organu urabiającego i jego konstrukcję występuje duża zmienność obciążenia zewnętrznego w przekładni zębatej. Zmienność ta znacząco wpływa na postać sygnału drganiowego generowanego przez przekładnię. Wpływ ten dotyczy zarówno modyfikacji amplitud określonych składowych w widmie sygnału jak i modyfikacji struktury częstotliwościowej sygnału. Wskazano potencjalne przyczyny oddziaływania i przytoczono zaproponowane wcześniej modele zjawisk zachodzących w przekładni pracującej w warunkach zmiennego obciążenia. W procesie diagnozowania stanu technicznego wpływ zewnętrznego obciążenia musi zostać uwzględniony a wartość cech odpowiednio przeskalowana. Pozyskanie informacji o zmienności obciążenia ma zatem kluczowe znaczenie. W pracy przedstawiono możliwe podejścia w identyfikacji zmienności obciążenia i wskazano możliwe kłopoty z wyodrębnieniem informacji związane z konkretnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi. Wykazano że w niektórych przypadkach analiza rzędów pozwala uzyskać „czytelne” widmo w sensie częstotliwości ale poprzez uśrednianie wartości chwilowych amplitud składowych charakterystycznych może prowadzić do błędnej oceny stanu przekładni.

*Praca naukowa finansowana ze środków
Komitetu Badań Naukowych w latach 2005- 2008
jako projekt badawczy*

5. LITERATURA

- [1] Bartelmus W. *Diagnostyka Maszyn*. Górnictwo Odkrywkowe wyd. Śląsk 1988.
- [2] Bartelmus W. Zimroz R. *Identyfikacja warunków eksploatacyjnych na potrzeby diagnostyki przekładni planetarnej do napędu koła czerpakowego*. Diagnostyka 1(37)/2006.
- [3] Bartelmus W., Zimroz R. *Bucket wheel load variability identification on vibration analysis*. Mine Planing Equipment Selection 2006 Torino.
- [4] Bartelmus W. Zimroz R. *Influence of random varying load to vibration signal generated by gearboxes driving bucked wheel in excavatrs*. COMADEM 2006 Lulea.
- [5] Bartelmus W. Zimroz R., Hryniszyn S. *Diagnostyka uszkodzeń lokalnych na podstawie sygnału drgań w maszynach górniczych*. Górnictwo Odkrywkowe 2005.
- [6] Bartelmus W. Zimroz R. *Planetary gearbox vibration signal analysis for condition monitoring*. COMADEM Conference Cranfield 2005.
- [7] W. Bartelmus, R. Zimroz, W. Sawicki, *Raport z projektu "Metoda diagnostyki drganiowej przekładni planetarnych w zmiennych warunkach obciążenia i z uwzględnieniem cyklostacjonarnej analizy sygnału"*. Etap I „Wykonanie pomiarów drgań złożonych układów z przekładniami planetarnymi”.
- [8] W. Bartelmus, R. Zimroz, W. Sawicki, S. Hryniszyn. *Planetary Gearbox Condition Monitoring*. Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2005.
- [9] Bartelmus W., Zimroz R., Hryniszyn S., *Identyfikacja warunków eksploatacyjnych na potrzeby diagnostyki przekładni planetarnej do napędu koła czerpakowego*. Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2006.
- [10] F. Bonnardot, M. El Badaoui, R. B. Randall, J. Danière, F. Guillet, *Use of the acceleration signal of a gearbox in order to perform angular resampling (with limited speed fluctuation)*, Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005), 766-785.
- [11] Randall R. B. *A new method of modeling gear faults*. 1982 Journal of Mechanical Design 104, 259-267.
- [12] Stander C. J. Heyns P. S. Schoombie W. *Using Vibration Monitoring For Local Fault Detection on Gears Operating Under Fluctuating Load Conditions*. Mechanical Systems And Signal Processing (2002) 16(6), 1005-1024
- [13] Stander C. J., Heyns P. S., *Fault detection on gearboxes operating at varying speeds and loads*, Proceedings of the 13th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management, Houston, Texas, 3-8 December 2000, pp. 1011-1020.
- [14] Wojnar G., Łazarz B, Madej H: *Diagnozowanie przekładni zębatych w przypadku pracy ze zmiennymi w czasie prędkościami obrotowymi i obciążeniami*. Ogólnopolska Konferencja Diagnostyka Maszyn Węgierska Górka 2006.
- [15] Zimroz R. *Modelowanie sygnałów drganiowych generowanych przez przekładnie planetarne w warunkach zmiennego obciążenia* DIAG 2006
- [16] Zimroz R., Combet F. *Time varying outer load and speed estimation by vibration analysis – application to planetary gearbox diagnosis in a mining bucket wheel excavator*. DIAG 2006, reprinted in DIAGNOSTYKA 4(40) 2006, pp.7-14
- [17] Zimroz R. *Metoda diagnostyki wielostopniowych przekładni zębatych w układach napędowych przenośników taśmowych z zastosowaniem modelowania*. Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska Wrocław 2002.