Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz WOJNAR

MODELOWANIE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH W UKŁADZIE NAPĘDOWYM DO CELÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono zidentyfikowany model przekładni zębatej pracującej w układzie napędowym, który wykorzystano do symulowania wpływu lokalnych uszkodzeń zębów kół w ich wczesnych stadiach na postać drgań przekładni. Sygnały drganiowe uzyskane w wyniku symulacji pozwoliły ocenić przydatność przyjętej metody analizy drgań do wykrywania lokalnych uszkodzeń kół.

THE MODELING OF GEAR IN POWER TRANSMISSION SYSTEM FOR DIAGNOSTICS PURPOSE

Summary. The paper presents identifying model of gear working in power transmission system. Model was used to simulating early stages local damages effects on form of gear vibrations. Vibration signals obtained from simulations allowed testing method of vibration analysis taken to detect local damages of wheel.

1. WSTĘP

Istnieje wiele metod przetwarzania sygnałów wibroakustycznych (WA) stosowanych w diagnostyce przekładni zębatych. Większość klasycznych metod pozwala wykrywać zmiany stanu dynamicznego oraz zlokalizować uszkodzenie nie dostarczając informacji o rodzaju i stopniu zaawansowania uszkodzenia. W ostatnich latach rozwijane są metody diagnostyki wykorzystujące analizę sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości (rozkład Wignera Ville'a – WV) lub czasu i skali proporcjonalnej do częstotliwości (ciagła transformata falkowa – CWT) [1,3,5,6] oraz metody oparte na sztucznej inteligencji [3].

Zarówno lokalne uszkodzenia zębów kół, jak i błędy losowe podziałki generują impulsowe zaburzenia sygnału drganiowego. Aby sprawdzić możliwość diagnozowania pęknięcia u podstawy zęba, symulowano pracę "bezbłędnej" przekładni zębatej oraz z uszkodzonym zębem koła przy różnych wartościach błędów wykonania. Analizowano wpływ wielkości błędów wykonania przekładni na wykrywanie wczesnych stadiów uszkodzeń kół zębatych. Wyniki badań symulacyjnych zweryfikowano opierając się na badaniach laboratoryjnych.

2. BADANIA SYMULACYJNE

Zastosowanie w analizie dynamicznej i projektowaniu oraz diagnozowaniu modelu układu napędowego z przekładnią zębatą wymaga przeprowadzenia identyfikacji parametrów tego modelu. Ze względu na obszerność zagadnienia identyfikację modelu opisano w [2]. Do badań wykorzystano identyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie przeniesienia napędu opisany [2] przedstawiony na rys. 1. Równania ruchu wyznaczono z następującej ogólnej zależności:

gdzie:

E_k - energia kinetyczna, *V* - energia potencjalna, *D* - energia dyssypacji, *Qi* - siły uogólnione, *qi* - współrzędne uogólnione.

Rys. 1. Schemat modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym Fig. 1. Dynamic model of gearbox in power transmission system

Symulowano pracę przekładni zębatej o następujących parametrach:

- odległość osi kół 91.5 mm,

- szerokość kół 20 mm,

- moduł 4.5 mm,

- liczba zębów zębnika 16,

- liczba zębów koła 24,

- współczynnik przesunięcia zarysu zębnika $x_1 = 0.8635$,

- współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2 = -0.5$.

Prędkość obrotowa zębnika wynosiła około 2700 obr/min, moment obciążenia M=138 Nm.

Przeprowadzono 3 serie badań symulacyjnych przyjmując różne wartości cyklicznych i losowych błędów wykonania przekładni.

Seria I:

przekładnia bezbłędna.

Seria II:

- błąd cykliczny zębnika: -7 μm/długości podziałki,

- błąd cykliczny koła: 5 μm/długości podziałki,
- błędy losowe maksymalny błąd wykonania zębnika: ± 4,5 μ m,

- błędy losowe – maksymalny błąd wykonania koła: \pm 4,5 μ m.



Seria III:

- błąd cykliczny zębnika: -14 μm/długości podziałki,

- błąd cykliczny kola: 10 μm/długości podziałki,
- błędy losowe maksymalny błąd wykonania zębnika: ± 9 μ m,
- błędy losowe maksymalny błąd wykonania koła: $\pm 9 \ \mu m$.

Do analizy wybrano prędkość drgań czopa wału koła w kierunku działania siły międzyzębnej. Na rysunkach 2-11 przedstawiono wyniki uzyskane z symulacji komputerowych.

W ogólnym przypadku sygnał drgań przekładni g(t) można przedstawić jako sumę stacjonarnego sygnału zazębienia y(t) i resztkowej części sygnału r(t) zawierającej składowe impulsowe wywołane lokalnymi uszkodzeniami.

$$g(t) = y(t) + r(t),$$
 (2)

$$y(t) = \sum_{m=0}^{M} X_m \cdot (1 + a_m(t)) \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot m \cdot f_z \cdot t + \Phi_m + b_m(t)) , \qquad (3)$$

$$r(t) = h(t) * \sum_{-\infty}^{+\infty} \delta(t - mT) + n(t), \qquad (4)$$

gdzie:

 X_m , Φ_m – amplituda i faza m – tej harmonicznej zazębienia,

 $a_m(t), b_m(t)$ – funkcje modulujące amplitudę i fazę,

h(t) – odpowiedź impulsowa układu (koła, łożyska, wały),

n(t) – szum,

T – okres związany z lokalnym uszkodzeniem.



- Rys.2. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 4%, I seria)
- Fig.2. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity – tooth crack (drop of rigidity of mesh 4%, I series)
- Rys.3. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 40%, I seria)
- Fig.3. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity tooth crack (drop of rigidity of mesh 40%, I series)

Analizowano sygnał resztkowy otrzymany poprzez zastosowanie odwrotnej transformacji Fouriera (IFFT) po usunięciu z widma drgań częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych wraz z podstawowymi wstęgami bocznymi. Metoda ta po raz pierwszy zaproponowana przez Stewarta [4] ułatwia wykrywanie szerokopasmowej modulacji sygnału drgań wywołanej pobudzeniem impulsowym.

W analizie sygnałów zawierających lokalne niestacjonarności o charakterze impulsowym szczególnie przydatne są metody umożliwiające przedstawienie rozkładu sygnału w dziedzinie czasu i częstotliwości (WV i CWT). Metody te charakteryzują się zmienną rozdzielczością umożliwiająca lokalizację składowych sygnału w obu dziedzinach jednocześnie. Przeprowadzone wcześniej badania wykazały, że łatwość wykrycia uszkodzenia zależy w dużej mierze od odpowiedniego dobru parametru Choi-Williamsa w transformacie WV.



Rys.4. Przebieg czasowy sygnału prędkości drgań wału koła – przekładnia nie uszkodzona, II seria)

Fig.4. Time signal of shaft toothed wheel velocity – gear without damage, II series)



- Rys.5. Przebieg czasowy sygnału prędkości drgań wału koła – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 30%, II seria)
- Fig.5. Time signal of shaft toothed wheel velocity tooth crack (drop of rigidity of mesh 30%, II series)

Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono czasowo częstotliwościowy rozkład WV sygnału resztkowego prędkości drgań wałów przekładni bezbłędnej przy różnych stopniach zaawansowania pęknięcia podstawy zęba. W przypadku przekładni bezbłędnej nawet pęknięcie w bardzo wczesnej fazie (zmniejszenie sztywności tylko o 4%) jest już widoczne (rys. 2), a jego wzrost powoduje również znaczny wzrost wartości rozkładu WV (rys. 3).

Przekładnia rzeczywista jest obarczona zawsze błędami podziałki, które są również przyczyną zaburzeń impulsowych sygnału, maskujących efekty obserwowane w przypadku pęknięcia u podstawy zęba. Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono przebiegi czasowe sygnału drganiowego w przypadku występowania błędów losowych i cyklicznych (rys.4) oraz błędów losowych, cyklicznych i pęknięcia u podstawy zęba (rys.5). W tym przypadku zmiany w sygnale drganiowym w przypadku pęknięcia u podstawy zęba są trudne do wykrycia. Również transformata WV sygnału resztkowego nie jest w tym przypadku łatwa do interpretacji (rys.6). Jeżeli jednak pęknięcie jest bardziej zaawansowane (co najmniej 28% spadku sztywności), to nawet w przypadku błędów wykonania przekładni można wykryć uszkodzenie (rys. 7,8). Badania symulacyjne pozwalają na stopniowe zwiększanie uszkodzenia i analizę efektów dynamicznych powodowanych przez nie.



- Rys.6. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 22%, II seria)
- Fig.6. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity – tooth crack (drop of rigidity of mesh 22%, II series)



- Rys.8. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 40%, II seria)
- Fig.8. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity tooth crack (drop of rigidity of mesh 40%, II series)



- Rys.7. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 28%, II seria)
- Fig.7. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity – tooth crack (drop of rigidity of mesh 28%, II series)



- Rys.9. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 28%, III seria)
- Fig.9. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity – tooth crack (drop of rigidity of mesh 28%, III series)

W ten sposób uzyskujemy informację pozwalającą na efektywne diagnozowanie rzeczywistych obiektów. Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że celowe byłoby prowadzenie monitorowania przekładni polegające na obserwowaniu zmian wartości transformaty WV sygnału resztkowego rejestrowanych synchronicznie drgań wału. Pojawienie się wyraźnych i powtarzających się cyklicznie z okresem obrotu koła lub zębnika wzrostów wartości transformaty WV odpowiadających współpracy par zębów byłoby symptomem pęknięcia u podstawy zęba.



- Rys.10. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb kola pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 30%, III seria)
- Fig.10. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity
 tooth crack (drop of rigidity of mesh 30%, III series)



- Rys.11. Czasowo częstotliwościowy rozkład Wignera Ville'a sygnału resztkowego prędkości drgań wału zębnika – ząb koła pęknięty u podstawy (zmniejszenie sztywności zazębienia o 60%, III seria)
- Fig.11. Time-frequency distribution of residual signal of shaft toothed wheel velocity – tooth crack (drop of rigidity of mesh 60%, III series)

3. BADANIA NA STANOWISKU MOCY KRĄŻĄCEJ

W celu potwierdzenia przydatności analizy WV sygnału resztkowego do badań wykorzystano stanowisko pracujące w układzie mocy krążącej przedstawione na rys. 12.

Stanowisko to pozwala na pracę badanych kół przy różnych prędkościach obrotowych oraz obciążeniu regulowanym za pomocą wałków skrętnych, sprzęgła napinającego i dźwigni z obciążnikami. W skład stanowiska wchodzą dwie przekładnie: zamykająca i badana, o jednakowym przełożeniu i rozstawie osi. Przekładnia zamykająca napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 15 [kW] za pośrednictwem przekładni pasowej.

Materiał kół: stal 20H2N4A nawęglana i hartowana do twardości 60 HRC.

Na rysunku 13 przedstawiono rozkład czasowo-częstotliwościowy resztkowego sygnału przyspieszeń drgań w przypadku pęknięcia stopy zęba – 3,3 mm. Pomiaru dokonywano na obudowie łożyska koła, pęknięcie zęba wywołuje wyraźne maksima lokalne w rozkładzie WV.

Analizy WV sygnału resztkowego wykazują dużą użyteczność w wykrywaniu wczesnych stadiów rozwoju uszkodzeń kół, jednakże i przy wykorzystaniu tej metody w obecności dużych błędów wykonania kół utrudnione jest wykrywanie uszkodzeń lokalnych

kół zębatych (rysunki 2-11). Celowe jest zatem dalsze rozbudowywanie już i tak złożonego modelu dynamicznego o kolejne rodzaje uszkodzeń po to, ażeby możliwe było jednoznaczne rozróżnienie sygnału pochodzącego od uszkodzenia od sygnału pochodzącego od błędów wykonania przekładni.



- Rys. 12. Schemat stanowiska badawczego FZG: 1 przekładnia pasowa, 2 silnik, 3 wałek, 4 – wałek skrętny, 5 – osłona wałka skrętnego, 6 – sprzęgło pomiarowe momentu obrotowego, 7 – przekładnia zamykająca, 8 – wałek sprzęgający, 9 – sprzęgło napinające, 10 – przekładnia badana
- Fig. 12. FZG testing stand: 1 belt transmission, 2 electric motor, 3 shaft, 4 torsion shaft, 5 shield of shaft, 6 clutch, 7 closing transmission with high strength gears, 8 shaft, 9 tightening clutch, 10 -tested transmission system



- Rys.13. Czasowo częstotliwościowy rozkład WV sygnału resztkowego przyspieszeń drgań zmierzonych na obudowie łożyska (pęknięta stopa jednego zęba – głębokość pęknięcia 3,3 mm)
- Fig.13. WV time-frequency distribution of the residual signal (tooth root cracking 3.3 mm, accelerometer mounted on the bearing housing)

4. WNIOSKI

Wykrywanie wczesnych stadiów uszkodzeń kół zębatych w obecności dużych błędów wykonania przekładni zębatej jest złożonym problemem diagnostycznym. Dostrojony model dynamiczny umożliwia symulację pracy przekładni zębatej z uszkodzonym kołem zębatym przy różnych wartościach błędów wykonania oraz pozwala na analizę wpływu wielkości błędów wykonania przekładni na wykrywanie wczesnych stadiów uszkodzeń kół zębatych. Doświadczenia autorów wskazują na to, że analiza częstotliwościowa lub czasowoczęstotliwościowa może prowadzić do błędnego diagnozowania, a jedynie dogłębne zbadanie zjawiska i próba rozróżnienia sygnału pochodzącego od uszkodzenia od sygnału pochodzącego od błędów wykonania przekładni umożliwia trafne diagnozowanie lokalnych uszkodzeń kół. Celowe jest prowadzenie monitorowania przekładni polegającego na obserwowaniu zmian wartości transformaty WV sygnału resztkowego rejestrowanych synchronicznie drgań wału. Wyraźne i powtarzające się cyklicznie z okresem obrotu koła lub zębnika wzrosty wartości transformaty WV odpowiadające współpracy par zębów są symptomem pęknięcia u podstawy zęba.

Literatura

- Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R.: Dynamic Modeling of Gear System for Condition Monitoring and Diagnostics. Kongres Diagnostyki Technicznej, Gdańsk 1996 (2), 185-192.
- Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania eksploatacyjnie zorientowanego. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, Katowice, Radom 2001.
- 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.
- 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.
- 5. 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
- 6. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Diagnozowanie wczesnych stadiów rozwoju uszkodzeń kół zębatych. Diagnostyka, Vol. 24, 2001, s. 46-53.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Abstract

The paper presents identifying model of working in power transmission system and results of computer modelling local damages of wheel. Model was used to simulating early stages local damages effects on form of gear vibrations. In computer simulation was used gearbox different quality of work. Vibration signals obtained from simulations allowed testing of residual vibration signal analysis method taken to detect local damages of wheel. Efficiency of toothed gear obtained by computer simulation and measured on a testing stand.

Publikacja powstała w wyniku realizacji pracy BW-466/RM-10-2/2002.