#### Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz WOJNAR, Tomasz FIGLUS

# IDENTYFIKACJA TŁUMIENIA W ŁOŻYSKACH TOCZNYCH

**Streszczenie**. W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych i eksperymentów numerycznych, których celem była identyfikacja tłumienia w łożyskach tocznych poprzez analizę sygnału prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej. Do pomiarów zastosowano wibrometr laserowy, a w badaniach symulacyjnych wykorzystano zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym.

# THE IDENTIFICATION OF DAMPING VIBRATION IN ROLLING BEARING

**Summary.** The paper presents results of laboratory investigation and numerical simulation of rolling bearing vibration for damping identifying. The laser vibrometer was used for non-contact measurement of shaft transversal damped vibration. Dynamical model of toothed gear working in power transmission system was used to computer simulation.

#### 1. WSTĘP

Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym może być użytecznym narzędziem służącym do analizy zmian w sygnałach drganiowych generowanych przez różne uszkodzenia. Jednym z istotnych czynników warunkujących zgodność uzyskiwanych wyników z doświadczeniem jest poprawne zamodelowanie tłumienia, co jest szczególnie ważne przy występowaniu impulsowych wymuszeń spowodowanych lokalnymi uszkodzeniami kół zębatych lub łożysk i pracą w strefach rezonansu.

W artykule przedstawiono badania laboratoryjne i symulacyjne, których celem było dostrojenie modelu układu napędowego z przekładnią zębatą zapewniające zgodność współczynników tłumienia drgań wałów przekładni, wyznaczanych w kierunku działania siły międzyzębnej, w obiekcie rzeczywistym i w modelu.

## 2. IDENTYFIKACJA CZĘSTOTLIWOŚCI REZONANSOWYCH I TŁUMIENIA W ŁOŻYSKACH

W celu identyfikacji tłumienia w węzłach łożyskowych, wibrometrem laserowym Ometron VH300+ mierzono prędkość drgań poprzecznych zębatej wałów przekładni pobudzanych impulsem siły działającym na wał w kierunku siły międzyzębnej. Badania prowadzono na stanowisku laboratoryjnym pracującym W układzie mocy krążącej przedstawionym na rys. 1. Wały przekładni były łożyskowane na łożyskach kulkowych zwykłych 6307. Przekładnia była obciążona statycznie momentem 138 [Nm]. Wartości siły wymuszającej dobierano tak, aby maksymalne prędkości drgań były zbliżone do występujących podczas pracy przekładni. Przykładowe widmo odpowiedzi układu na wymuszenie impulsowe przedstawiono na rys. 3. Podobne wymuszenie impulsowe jak podczas pomiarów na stanowisku laboratoryjnym zastosowano w modelu dynamicznym przekładni zębatej przedstawionym na rys. 2. Równania ruchu modelu dynamicznego wyznaczono z następującej ogólnej zależności:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \partial E_{K} \\ \partial q_{i} \end{pmatrix} - \frac{\partial E_{k}}{\partial q_{i}} + \frac{\partial V}{\partial q_{i}} = \hat{Q}_{i} - \frac{\partial D}{\partial q_{i}}, \quad (1)$$

gdzie:

 $E_K$  - energia kinetyczna,

V - energia potencjalna,

D - energia dyssypacji,

 $Q_i$  - siły uogólnione,

 $q_i$  - współrzędne uogólnione.



- Rys. 1. Pomiar prędkości drgań poprzecznych wału: 1 – wibrometr laserowy, 2 – przekładnia badana
- Fig. 1. Measurement of shaft transversal velocity: 1 – laser vibrometer, 2 – tested gearbox



Rys. 2. Schemat modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym Fig. 2. Dynamic model of gearbox in power transmission system

Sztywność łożysk w modelu wyznaczono z zależności:

$$c_{lot} = \frac{Q_{t}(t)}{\delta_{r}(Q_{t}(t))}$$
(2)

gdzie:

- obciążenie części tocznej łożyska [N], Q,

δ. - przemieszczenie promieniowe łożyska [mm].

Dla łożysk kułkowych zamontowanych w badanej przekładni przemieszczenie promieniowe łożyska  $\delta_{r}$  [1] wynosi:

$$\delta_r = \frac{4.4 \cdot 10^{-4} \cdot Q_t^{2/3}}{D_t^{1/3} \cdot \cos \alpha}$$
(3)

gdzie:

D, - średnica elementu tocznego [mm].

α kat działania łożyska.

Wyniki przedstawione na rysunkach 3 i 4 potwierdzają, że uzyskano zadowalającą zgodność częstotliwości drgań rezonansowych wału koła, wyznaczonych symulacyjnie i doświadczalnie. Dobrą zgodność uzyskano również w przypadku wału zębnika. Potwierdza to poprawność przyjętych w modelu mas elementów przekładni i sztywności łożysk.

W widmie prędkości drgań (rys. 3) widoczne są różne częstotliwości, jednakże najwyższa amplitudę ma częstotliwość 1226 Hz. W celu dostrojenia współczynnika tłumienia w łożyskach odfiltrowano z sygnału składowe o częstotliwościach poniżej 800 Hz i powyżej 1600 Hz, a następnie dokonano całkowania predkości drgań. Lokalne maksima wartości bezwzględnej przemieszczenia wału aproksymowano krzywą wykładniczą. Przykładowe wyniki uzyskane na podstawie pomiarów przedstawiono na rys. 5, natomiast uzyskane z symulacji na rys. 6.





Fig. 3. Spectrum of shaft gear transversal Fig. 4. Spectrum of shaft gear transversal vibration velocity - impulse forced, measurement in direction of line of action



- wału koła pobudzonego wymuszeniem impulsowym (symulacja)
- vibration velocity impulse forced, (simulation)



- Rys. 5. Wartość bezwzględna przemieszczenia poprzecznego wału koła pobudzonego wymuszeniem impulsowym w kierunku działania siły międzyzębnej (w paśmie 800+1600 Hz)
- Fig. 5. Absolute value of shaft gear transversal displacement - impulse forced, measurement in direction of line of action (band 800+1600 Hz)



- Rys. 6. Wartość bezwzględna przemieszczenia poprzecznego wału koła wywołanego wymuszeniem impulsowym uzyskana w badaniach symulacyjnych (w paśmie 800÷1600 Hz)
- Fig. 6. Absolute value of shaft gear transversal displacement - impulse forced, simulation (band 800+1600 Hz)

Wartości wykładnika krzywej aproksymującej uzyskiwane podczas badań na stanowisku oscylowały wokół wartości –616 uzyskanej w badaniach symulacyjnych. Potwierdza to poprawność modelowania tłumienia w łożyskach.

Para zębów obarczona dużym wypadkowym błędem podziałki przy wejściu w przypór generuje impulsy siły, dlatego zmierzono błędy podziałki zębnika (rys. 7) oraz koła (rys. 8) i wprowadzono je do modelu przekładni zębatej.



Rys. 7. Błędy podziałki zębnika Fig. 7. Pinion base pitch error



Rys. 8. Błędy podziałki koła Fig. 8. Gear base pitch error

Następnie porównano wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wałów zmierzone podczas pracy przekładni oraz uzyskane w badaniach symulacyjnych. Przykładowe przebiegi czasowe i wartości skuteczne sygnałów drganiowych dla wału zębnika pokazano na rys. 9 i 10. Nieznacznie większa wartość skuteczna podczas badań spowodowana jest między innymi błędami kształtu mierzonego wału.



Rys. 9. Przebieg czasowy prędkości drgań wału zębnika – pomiar Fig. 9. Time signal of shaft pinion vibration velocity – measurement



Rys. 10. Przebieg czasowy prędkości drgań wału zębnika – symulacja Fig. 10. Time signal of shaft pinion vibration velocity – simulation

#### 3. MODELOWANIE USZKODZEŃ BIEŻNI ŁOŻYSKA TOCZNEGO

Poprawność modelowania sztywności i tłumienia w węzłach łożyskowych przekładni zębatej sprawdzono symulując lokalne uszkodzenie bieżni łożyska spowodowane pittingiem. Uszkodzenie to modelowano poprzez zmianę sztywności łożyska w trakcie przetaczania się elementu tocznego przez uszkodzony fragment bieżni. Przyjęto, że długość uszkodzonego fragmentu bieżni zewnętrznej wynosi 2 mm, a sztywność łożyska  $c_{loz}$  ( $Q_{v}$ ) zmniejsza się wtedy maksymalnie o 28% (rys. 10). Okres powtarzania się tych zmian sztywności wynika z zależności kinematycznych w łożysku [3,4].

Symulowano prace przekładni obciążonej momentem wejściowym 138 Nm predkości obrotowej przy wału koła 1800 obr/min. Wcześniejsze badania [3,4] wykazały, że stosunkowo łatwo można zaobserwować efekty spowodowane uszkodzeniem bieżni łożyska w czasowoczęstotliwościowym rozkładzie Wignera-Ville'a (WV) oraz w ciągłej transformacie falkowej (CWT) sygnału predkości drgań poprzecznych wału mierzonych w kierunku działania międzyzebnej. siły Ponadto wykorzystanie w diagnozowaniu pomiarów wałów jest prędkości drgań bardziej efektywne niż przetwarzanie pomiarów przyspieszeń lub prędkości drgań obudowy łożyska. Na rysunku 12 przedstawiono wyniki analiz WV i CWT sygnałów prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanych z symulacji.



- Rys. 11. Sposób modelowania zmiany sztywności w wyniku uszkodzenia łożyska
- Fig. 11. Modeling change of bearing rigidity damage of outer ball race



- Rys.12. Transformaty WV (a) i CWT (b) sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku symulacji – łożysko uszkodzone (lokalne zmniejszenie sztywności o 28%), prędkość obrotowa wału koła 1800 obr/min
- Fig. 12. Wignera-Ville'a (a) and CWT (b) distribution of shaft gear vibration velocity damage of outer ball race – simulation (local drop of rigidity 28%), shaft gear rotational speed 1800 rpm

W przypadku braku uszkodzeń łożysk w obrazach transformat WV i CWT można zaobserwować jedynie nieznaczne zaburzenia spowodowane błędami podziałki kolejnych par zębów wchodzących w przypór. Narastanie uszkodzenia powoduje pojawienie się coraz wyższych "pików" o okresie powtarzania równym okresowi przetaczania się elementów tocznych łożyska przez uszkodzony fragment bieżni. Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej w miarę narastania pobudza wał do drgań poprzecznych w paśmie częstotliwości rezonansowej, która staje się dominującą w widmie i dłatego to pasmo jest szczególnie użyteczne do celów diagnostycznych

## 4. BADANIA LABORATORYJNE PRZEKŁADNI ZĘBATEJ Z USZKODZONYMI ŁOŻYSKAMI TOCZNYMI

Celem potwierdzenia wyników badań symulacyjnych przeprowadzono badania laboratoryjne na stanowisku FZG (rys. 1). Łożyska z uszkodzoną bieżną zewnętrzną (rys. 13) montowano w przekładni badanej na wale zębnika i na wale koła. Do pomiarów drgań wirujących wałów podczas pracy przekładni w takich samych warunkach jak podczas badań symulacyjnych wykorzystano również wibrometr laserowy Ometron WH300+.

Na rysunku 14 przedstawiono transformaty WV i CWT sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła z uszkodzonym łożyskiem zmierzone na stanowisku laboratoryjnym. Wyniki te są zgodne z otrzymanymi w badaniach symulacyinych. Poprawność przeprowadzonych badań symulacyjnych potwierdzają również przedstawione na rysunkach 15 i 16 przebiegi czasowe i widma prędkości drgań poprzecznych wałów uzyskane droga pomiarów i symulacji. W obu przypadkach można zaobserwować w przebiegach czasowych powtarzający się cyklicznie zgodnie z przejścia elementów tocznych przez okresem uszkodzony fragment bieżni wzrost amplitudy prędkości drgań poprzecznych wału.



- Rys. 13. Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska tocznego
- Fig. 13. Damage of outer ball race

W widmach prędkości drgań szczególnie w paśmie drgań własnych wału (łożyskowanego w korpusie przekładni - około 1200 Hz) widoczne są wyraźnie prążki odległe o częstotliwość kontaktu elementów tocznych z uszkodzonym fragmentem bieżni łożyska, która w tym przypadku wynosiła 90,13 Hz [3, 4].



- Rys.14. Transformaty WV (a) i CWT (b) sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskanego w wyniku badań laboratoryjnych – łożysko uszkodzone, prędkość obrotowa wału koła około 1800 obr/min
- Fig. 14. Wignera-Ville'a (a) and CWT (b) distribution of shaft gear vibration velocity damage of outer ball race – measurement in direct of line of action, shaft gear rotational speed 1800 rpm



- Rys.15. Uszkodzona bieżnia zewnętrzna łożyska – wynik pomiarów: a) przebieg czasowy, b) widmo
- Fig.15. Damage of outer ball race measurement: a) time signal of shaft gear vibration velocity, b) spectrum



- Rys.16. Uszkodzona bieżnia zewnętrzna łożyska – wynik symulacji: a) przebieg czasowy, b) widmo
- Fig.16. Damage of outer ball race simulation: a) time signal of shaft gear vibration velocity, b) spectrum

## 5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że:

- w wykorzystanym w badaniach symulacyjnych modelu dynamicznym przekładni zębatej w układzie napędowym poprawnie zidentyfikowano częstotliwości rezonansowe i tłumienie drgań poprzecznych wałów przekładni,
- zaproponowany sposób modelowania uszkodzenia bieżni zewnętrznej łożyska pozwala uzyskiwać wyniki zgodne z doświadczeniem,
- badania symulacyjne pokazują, iż uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej w miarę narastania pobudza wał do drgań poprzecznych w paśmie częstotliwości rezonansowej, która staje się dominującą w widmie i dlatego to pasmo jest szczególnie użyteczne do celów diagnostycznych,
- pomiar prędkości drgań poprzecznych wałów wibrometrem laserowym pozwala uniknąć zakłóceń w sygnale spowodowanych złożoną strukturą rezonansową korpusu przekładni i tym samym ułatwia wnioskowanie diagnostyczne.

# Literatura

- 1. Krzemiński Freda H.: Łożyska toczne. PWN, Warszawa 1985.
- 2. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji, Studia i Rozprawy, Katowice-Radom, 2001.
- Łazarz B., Wojnar G.: "Bezkontaktowe pomiary laserowe drgań w diagnostyce wibroaustycznej". XI Sympozjum Naukowe "Nowe technologie i materiały w metalurgii i inżynierii materiałowej", Katowice, 16.05.2003.
- Łazarz B., Wojnar G.: "Diagnozowanie lokalnych uszkodzeń łożysk tocznych w przekładni zębatej". Materiały XXX Jubileuszowego Ogólnopolskiego Sympozjum DIAGNOSTYKA MASZYN, Węgierska Górka 03.03 ÷ 08.03.2003.
- 5. Osiński Z.: Tłumienie drgań. PWN, Warszawa 1997.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

## Abstract

The paper presents identifying of damping vibration in rolling bearing. The impulse was used for shaft gear vibration forced. In this work laser vibrometer was used for non-contact measurement of shaft transversal damped vibration. Dynamical model of toothed gear working in power transmission system was used to computer simulation. The paper presents also experimental and computer simulation of faults outer race of rolling bearing in gearbox. The agreement between the numerical and experimental results is very good.

Praca wykonana w ramach BW - 453/RT2/2003.