

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz WOJNAR

WYKORZYSTANIE KONTAKTOWYCH I BEZKONTAKTOWYCH POMIARÓW DRGAŃ W PROCESIE IDENTYFIKACJI MODELU DYNAMICZNEGO PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań doświadczalnych i eksperymentów numerycznych, których celem była identyfikacja tłumienia drgań w zazębieniu oraz w węzłach łożyskowych przekładni zębatej.

Identyfikację tłumienia drgań w zazębieniu przeprowadzono wykorzystując fakt, że jego wartość w istotny sposób wpływa na uzyskiwane w wyniku obliczeń wartości nadwyżek dynamicznych, które z kolei są proporcjonalne do wartości skutecznych przyspieszeń drgań obwodowych koła.

Identyfikację tłumienia drgań w węzłach łożyskowych przeprowadzono na podstawie analizy zmierzonego bezkontaktowo sygnału prędkości drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej.

USING CONTACT AND NON-CONTACT MEASUREMENTS IN IDENTIFICATION OF DYNAMIC MODEL OF TOOTHED GEAR WORKING IN POWER TRANSMISSION SYSTEM

Summary. The paper presents results of laboratory investigation and numerical simulation which the identification of damping vibration in meshing also in bearing unit of toothed gear was aim.

The identification of damping vibration in meshing based on contact measurements the accelerations of wheel torsion vibration.

Based on the non-contact measurement of shaft transverse vibration velocity the damping vibration in bearing unit was identified.

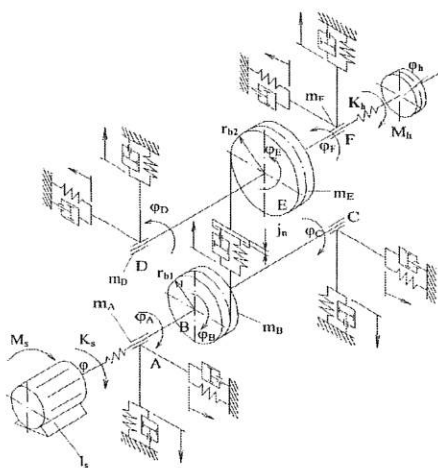
1. WPROWADZENIE

Przekładnie zębate ze względu na swoje liczne zalety wchodzą w skład dużej części układów napędowych umożliwiając zmianę prędkości obrotowej i momentu obrotowego. W wielu dziedzinach, takich jak napędy lotnicze, układy napędowe statków i pojazdów lądowych oraz napędy kluczowych maszyn w procesach technologicznych, uwarunkowania techniczne i ekonomiczne skłaniają projektantów do zupełnie nowego spojrzenia na wydawałoby się znane zagadnienie konstruowania przekładni zębatych.

Współczesne podejście do optymalnego projektowania maszyn, zwane projektowaniem eksploatacyjnie zorientowanym, które wymaga przewidywania efektów zużycia eksploatacyjnego i jego wpływu na zachowanie dynamiczne maszyny oraz stały rozwój metod diagnostyki

technicznej powodują konieczność używania skomplikowanych modeli nieliniowych [1]. Na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej od wielu lat budowane są i rozwijane różne modele dynamiczne przekładni zębatych [7] i całych układów napędowych [3] (rys. 1). Ich zastosowanie umożliwia przeprowadzenie serii eksperymentów numerycznych i zaoszczędzenie czasu oraz środków finansowych, a analiza wyników symulacji pozwala na powiększenie bazy wiedzy. Jednakże, aby model był użyteczny, a wnioskowanie na jego podstawie było poprawne powinien zostać zidentyfikowany, bowiem dopiero porównanie uzyskiwanych wyników z wynikami badań doświadczalnych pozwala ocenić jego przydatność w rozwiązywaniu konkretnego zagadnienia konstrukcyjnego lub diagnostycznego.

W pracach [3,5] przedstawiono identyfikację strat mocy w przekładni zębatej, natomiast w niniejszej pracy podjęto próbę identyfikacji tłumienia drgań w zazębieniu i węzłach łożyskowych.



Rys. 1. Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą [3]

Fig. 1. Dynamic model of power transmission system with toothed gear [3]

2. IDENTYFIKACJA WSPÓŁCZYNNIKA TŁUMIENIA W ZAZĘBIENIU

Wartość współczynnika tłumienia drgań w zazębieniu w istotny sposób wpływa na uzyskiwane w wyniku obliczeń wartości nadwyżek dynamicznych. Nadwyżki te są proporcjonalne do wartości skutecznych przyspieszeń drgań obwodowych koła [2].

Wykorzystując tę zależność przeprowadzono dostrojenie modelu. Określono metodą kolejnych przybliżeń wartości współczynnika tłumienia w zazębieniu poprzez porównanie odpowiednich wartości przyspieszeń drgań skrętnych koła zmierzonych i uzyskanych poprzez symulację.

Do badań wykorzystano stanowisko pracujące w układzie mocy krążącej przedstawione w [2,5,9]. Parametry przekładni badanej były następujące: odległość osi kół 91,5 mm, szerokość zazębienia 20 mm, moduł 4,5 mm, liczba zębów w zębniku 16, liczba zębów w kole 24, współczynnik przesunięcia zarysu zębnika $x_1 = 0,316$, współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2 = 0,0475$. Koła wykonano ze stali 20H2N4A nawęglanej i hartowanej do twardości 60 HRC.

Pomiary wartości skutecznej przyspieszeń drgań obwodowych koła przeprowadzono przy różnych obciążeniach, prędkościach obrotowych i odchyłkach wykonania. Sygnał z wirującego wraz z kołem przetwornika był odbierany za pośrednictwem zbieracza sygnałów z mosiężnymi pierścieniami i szczotkami węglowymi.

Podczas eksperymentu wykorzystano jeden zębnik oraz wymiennie 3 koła o zaprogramowanej odchyłce kinematycznej zarysu F , którą uzyskano podczas procesu szlifowania poprzez ustawienie różnych kątów zarysu narzędzia.

Pomiary uzyskanej odchyłki kinematycznej zarysu zęba przeprowadzono na maszynie typu PNC-40 firmy Klingelnberg sprzężonej z mikrokomputerem.

Odchyłki zębniaka i kół oraz odpowiadające im klasy dokładności wykonania wg PN—9/M—88522.01 wynosiły:

- zębnik — $F_1 = -7 \mu\text{m}$; co odpowiada 6 klasie dokładności wykonania wg PN—9/M—88522.01 (kąt zarysu 20°),
 koło 1 — $F_2 = 5 \mu\text{m}$; co odpowiada 5 klasie dokładności wykonania wg PN—9/M—88522.01 (kąt zarysu 20°),
 koło 2 — $F_2' = 30 \mu\text{m}$ — (kąt zarysu 19.75°),
 koło 3 — $F_2'' = 43 \mu\text{m}$ — (kąt zarysu 19.30°).

Summaryczne odchyłki kinematyczne pary zębnik—koło wynosiły odpowiednio: zębnik — koło 1 — $F = -12 \mu\text{m}$, zębnik — koło 2 — $F' = -37 \mu\text{m}$, zębnik — koło 3 — $F'' = -50 \mu\text{m}$.

Pomiary przeprowadzono dla każdej pary kół przy trzech prędkościach obrotowych zębniaka: $n_1 = 2871 \text{ obr/min}$, $n_2 = 3750 \text{ obr/min}$, $n_3 = 4410 \text{ obr/min}$ oraz przy dwóch wartościach obciążenia jednostkowego $Q_1 = 2,58 \text{ MPa}$, $Q_2 = 3,85 \text{ MPa}$. Odpowiadają im wartości momentu obrotowego wału zębniaka M : $M_1 = 138 \text{ Nm}$, $M_2 = 206 \text{ Nm}$.

W analizie dynamicznej przekładni najczęściej wartości odchyłek odnosi się do ugięcia statycznego uzębienia. Dla obu przypadków obciążenia obliczono wartości ugięcia statycznego jednej pary zębów, które wynosiły odpowiednio:

- dla $Q_1 = 2,58 \text{ MPa}$; $Y_{st1} = 15 \mu\text{m}$,
 — dla $Q_2 = 3,85 \text{ MPa}$; $Y_{st2} = 22 \mu\text{m}$.

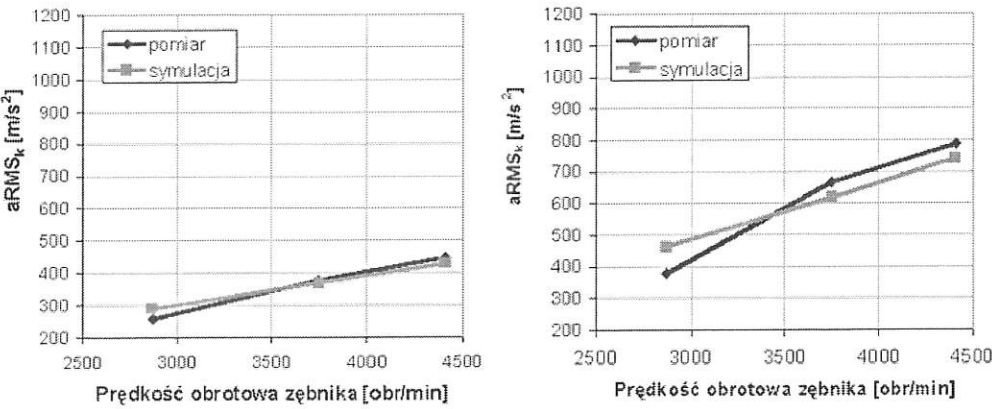
Wartości odchyłek zazębienia odniesione do ugięcia statycznego podano w tablicy 1.

Tablica 1

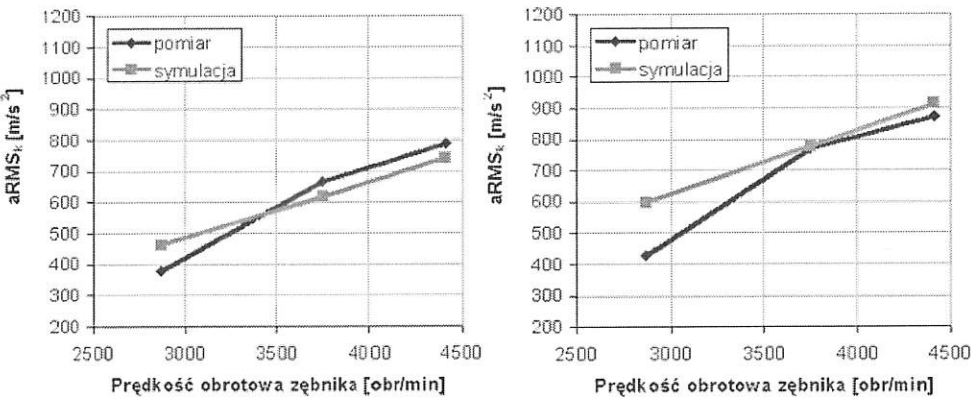
Wartości odchyłek zazębienia odniesione do ugięcia statycznego

F	$f_1 = F/Y_{st1}$	$f_2 = F/Y_{st2}$
$-12 \mu\text{m}$	-0.80	-0.55
$-37 \mu\text{m}$	-2.47	-1.68
$-50 \mu\text{m}$	-3.33	-2.27

Wartości sił międzyzębnych są liniowo zależne od wartości skutecznej przyspieszenia drgań obwodowych koła. Dlatego przyjmowanie w obliczeniach symulacyjnych poprawnych jego wartości jest istotne. Wykorzystując tę zależność, po dostrojeniu pozostałych parametrów modelu wyznaczono wartości skuteczne drgań obwodowych koła. Okazało się, że założone wstępnie [7] wartości współczynnika tłumienia drgań w zazębieniu należało powiększyć 1,65 razy.

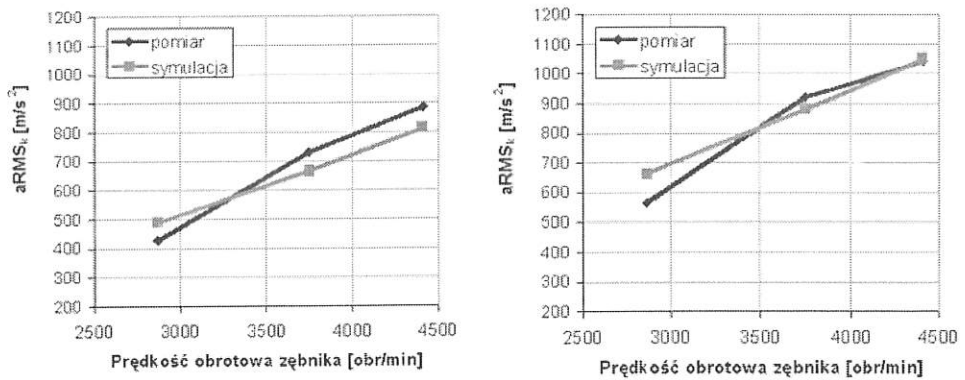


Rys. 2. Zmiany wartości przyspieszenia drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej, $|f|=12 \mu m$: a) $Q=2,58 MPa$, b) $Q=3,85 MPa$
Fig. 2. Changes of value of wheel acceleration vibration in function of rotational speed, $|f|=12 \mu m$: a) $Q=2,58 MPa$, b) $Q=3,85 MPa$



Rys. 3. Zmiany wartości przyspieszenia drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej, $|f|=37 \mu m$: a) $Q=2,58 MPa$, b) $Q=3,85 MPa$
Fig. 3. Changes of value of wheel acceleration vibration in function of rotational speed, $|f|=37 \mu m$: a) $Q=2,58$

Porównanie wyników badań doświadczalnych i symulacyjnych przedstawiono na rysunku 2,3 i 4. Wartości te dla skorygowanego współczynnika tłumienia drgań w zazębieniu są zbliżone do siebie, a tym samym siły dynamiczne uzyskiwane drogą symulacji odpowiadają rzeczywistym siłom działającym pomiędzy zębami.



Rys. 4. Zmiany wartości przyspieszenia drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej, $|f|=50$ μm : a) $Q=2,58$ MPa, b) $Q=3,85$ MPa

Fig. 4. Changes of value of wheel acceleration vibration in function of rotational speed, $|f|=50$ μm : a) $Q=2,58$ MPa, b) $Q=3,85$ MPa

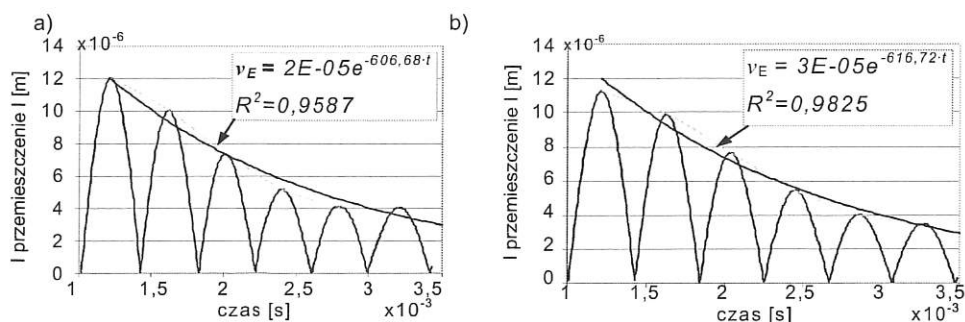
3. TŁUMIENIE W WĘZŁACH ŁOŻYSKOWYCH

Jednym z istotnych czynników warunkujących zgodność uzyskiwanych wyników z doświadczeniem jest zidentyfikowanie tłumienia w węzłach łożyskowych. W tym celu wykonano badania symulacyjne i doświadczalne. Badania stanowiskowe prowadzono na stanowisku pracującym w układzie mocy krążącej. Użyto kół o zębach prostych różniących się od przedstawionych w punkcie 2 współczynnikami przesunięcia zarysu. Wynosiły one dla zębika $x_1 = 0,8635$, dla koła $x_2 = -0,5$. Wały przekładni na stanowisku badawczym [2,5,9] były podparte na łożyskach kulkowych zwykłych 6307. Przekładnia była obciążona statycznie momentem $M_h=207$ [Nm]. Wibrometrem laserowym (OMETRON VH300+) mierzono prędkość drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej pobudzanych impulsem siły działającym na wał zgodnie z kierunkiem siły międzyzębnej. Wartości siły wymuszającej dobierano tak, aby maksymalne prędkości drgań były zbliżone do występujących podczas pracy przekładni. Podobne wymuszenie impulsowe jak podczas pomiarów na stanowisku badawczym 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 o dużej zgodności częstotliwości drgań rezonansowych wału koła, wyznaczonych symulacyjnie i doświadczalnie. Dobłą zgodność uzyskano również w przypadku wału zębika, co potwierdza poprawność przyjętych w modelu mas elementów przekładni i sztywności łożysk.

W sygnale 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

aprosymowano krzywą wykładniczą. Przykładowe wyniki uzyskane na podstawie badań doświadczalnych przedstawiono na rys. 5a, natomiast uzyskane z symulacji na rys. 5b.



Rys. 5. 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

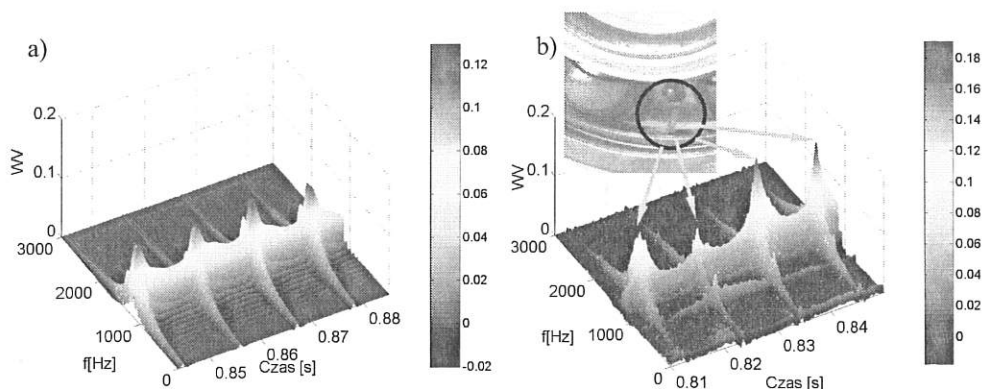
Fig. 5. Absolute value of the transverse dislocation of gear shaft ($800 \div 1600$ Hz) actuate by impulse input function in direct line of action: a) results of experimental investigations, b) results of computer simulation

Wartości wykładnika krzywej aproksymującej lokalne maksima wartości bezwzględnych przemieszczeń poprzecznych wałów uzyskane na podstawie wyników badań stanowiskowych i numerycznych były porównywalne (rys. 5). 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.

Poprawność doboru parametrów sztywności i tłumienia w węzłach łożyskowych przekładni zębatej sprawdzono symulując lokalne uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska. Modelowano je poprzez zmianę sztywności łożyska w trakcie przetaczania się kulki przez lokalnie uszkodzony odcinek bieżni. Długość uszkodzonego fragmentu bieżni zewnętrznej wynosiła 2 mm. Przyjęto, że sztywność łożyska $c_{loz}(Qt)$ zmniejsza się wtedy maksymalnie o 28% [6]. Okres powtarzania się zmian sztywności wynika z zależności kinematycznych w łożysku. Symulowano pracę przekładni obciążonej momentem $M_h = 207$ [Nm], a prędkość obrotowa wału koła wynosiła 1800 [obr/min]. Uszkodzenie to w momencie, gdy element toczny przetaczał się przez uszkodzony fragment bieżni, powodowało chwilowy wzrost prędkości drgań wału. Następnie przeprowadzono badania doświadczalne. W przekładni badanej stanowiska (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. Na rysunku 6 przedstawiono analizę czasowo-częstotliwościową sygnałów zarejestrowanych na stanowisku badawczym i uzyskanych z symulacji. Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska przekładni zębatej pobudzało wał do drgań poprzecznych w paśmie częstotliwości rezonansowej (~ 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

Fig. 6. Wigner-Ville distribution of shaft transverse vibration velocity got on the base: a) computer simulation, b) experimental investigations – in case of damage of outer bearing race

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, iż w wykorzystanym modelu dynamicznym przekładni zębatej w układzie napędowym zidentyfikowano:

- współczynnik tłumienia w zazębieniu,
- częstotliwości rezonansowe i tłumienie drgań poprzecznych wałów przekładni.

Uzyskana duża zgodność jakościowa i ilościowa wyników badań symulacyjnych i doświadczalnych szerzej przedstawiona w [9] dowodzi słuszności tezy, że 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.

Literatura

1. Dąbrowski Z., Dziurdź J.: Problemy identyfikacji nieliniowych modeli dynamicznych. Materiały konferencyjne WIBROTECH 2003, Kraków, 24-25 marca 2003, s. 37-38.
2. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych – Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Radom 2000.
3. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Katowice-Radom 2001.

4. Łazarz B., Wojnar G.: Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą. XVII Ogólnopolska Konferencja Przekładnie Zębate, Węgierska Górka 09.10 ÷ 11.10.2000, s. 101÷108.
5. Łazarz B., Wojnar G.: Identyfikacja strat mocy w przekładni zębatej walcowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – ser. Transport z. 43, Gliwice 2001, s. 143÷152.
6. 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.
7. Müller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
8. Osiński Z.: Tłumienie drgań. PWN, Warszawa 1997.
9. Wojnar G.: Wykrywanie uszkodzeń kół zębatych wybranymi metodami przetwarzania sygnałów drganiowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 2004.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski