

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz PERUŃ

## WPLYW ŁOŻYSKOWANIA WAŁÓW NA WIBROAKTYWNOŚĆ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

**Streszczenie.** Artykuł przedstawia wyniki prac, mających na celu określenie wpływu konstrukcji, typu i uszkodzeń łożysk tocznych na poziom wibroaktywności przekładni zębatej.

## DER EINFLUSS DER LAGER AUF DIE SCHWINGUNGSAKTIVITÄT DES ZAHNRADGETRIEBES

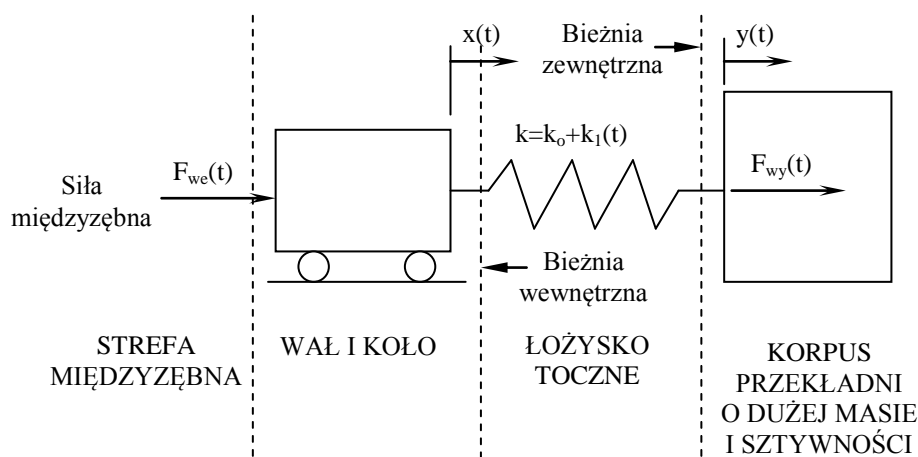
**Zusammenfassung.** Der Artikel präsentiert Ergebnisse der Arbeiten bezweckend die Bezeichnung des Einflusses der Konstruktion, des Typs und der Beschädigungen der Wälzlager aufs Niveau der Schwingungsaktivität des Zahnradgetriebes.

### 1. WPROWADZENIE

Łożyska są elementami pośredniczącymi w przekazywaniu drgań, które powstają w strefie zazębienia na korpus przekładni. Szacuje się, że nawet 95% energii wzbudzającej drgania korpusu jest przenoszona ze strefy zazębienia przez wały i łożyska na korpus przekładni, a tylko kilka procent przez powietrze w przekładni. Łożyska toczne stanowią również dodatkowe źródło drgań, wywołując zmiany w strukturze częstotliwościowej sygnału drganiowego.

Przyczyny generowanych przez łożysko drgań można podzielić na: konstrukcyjne, wytwórcze oraz eksploatacyjne. W pierwszej grupie znajduje się zmienna podatność łożysk, wynikająca ze zmieniającej się liczby elementów tocznych w strefie przenoszenia obciążenia [1]. Potwierdzają to badania przedstawione m.in. w [2, 3]. Do czynników wytwórczych zaliczyć można odchyłki kształtu i wymiarów uzyskane podczas produkcji oraz błędy montażu. Wśród czynników eksploatacyjnych wymienić należy procesy zużycia, które zachodzą w elementach łożyska [4].

Schemat oddziaływań dynamicznych w przekładni z łożyskami tocznymi przedstawiono na rys. 1. Matematyczny opis przenoszenia sił w uproszczonym modelu przekładni z łożyskiem tocznym na podstawie przedstawionego schematu zawiera praca [5].



Rys. 1. Schemat oddziaływań dynamicznych w przekładni z łożyskami tocznymi  
 Bild 1. Das Schema dynamischer Einwirkungen im Getriebe mit den Wälzlagern

## 2. WYNIKI BADAŃ

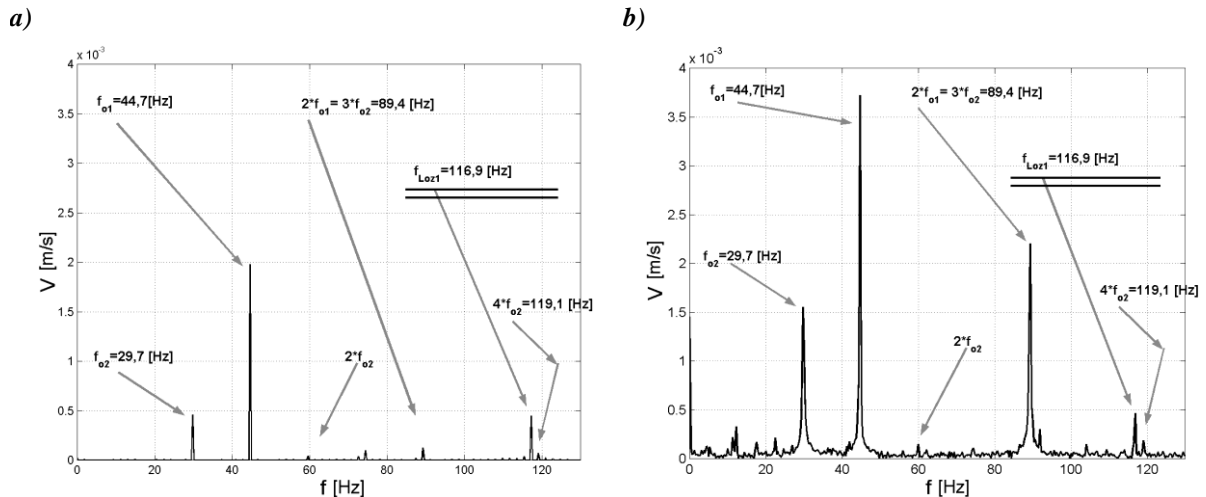
Analizując konstrukcję łożysk tocznych można wnioskować, że ich sztywność zmienia się na skutek zmiany liczby elementów tocznych, które w danej chwili przenoszą obciążenie. Spowodowane tym zmiany sztywności mogą być największe w przypadku małej liczby elementów tocznych w łożysku. Z kolei zmienna w czasie podatność łożyskowania może być przyczyną powstawania drgań.

Kolejną przyczyną drgań pochodzących od łożyskowania jest zużycie lub uszkodzenie elementów łożyska, takich jak: bieżnia wewnętrzna, bieżnia zewnętrzna, element toczny lub koszyk. Uszkodzenie każdego z wymienionych elementów łożyska generuje drgania o innej częstotliwości, co przedstawiono m.in. w [6, 7].

W celu określenia wpływu wymienionych przyczyn zmian sztywności łożysk na generowany sygnał drganiowy zaproponowano metodę wyznaczania sztywności łożysk, pozwalającą na uwzględnienie wymienionych zjawisk. Przeprowadzono również badania symulacyjne, które porównano z wynikami otrzymanymi z pomiarów na stanowisku laboratoryjnym FZG z użyciem wibrometru laserowego. Wały przekładni podparte były na łożyskach kulkowych zwykłych 6307.

Zmiana sztywności łożyska, wynikająca z przemieszczania się elementów tocznych, powoduje zaburzenia sygnału prędkości drgań poprzecznych wału i może być przyczyną pojawienia się w widmie prędkości dla częstotliwości występowania defektu bieżni zewnętrznej (nawet w przypadku łożyska w dobrym stanie technicznym). Zostało to potwierdzone podczas badań symulacyjnych (rys. 2a) oraz stanowiskowych (rys. 2b), prowadzonych z wykorzystaniem wibrometru laserowego. W obu przypadkach widoczna jest składowa o częstotliwości ok. 116,9 Hz.

W przypadku małej liczby elementów tocznych w łożysku zmiany sztywności powodują drgania wałów przekładni, które są dobrze widoczne w widmach prędkości ich drgań poprzecznych. Dla ustalonego kierunku działania siły obciążającej częstotliwość zmian sztywności łożyska jest równa częstotliwości charakterystycznej dla uszkodzenia bieżni zewnętrznej. Może to być przyczyną błędnej diagnozy stanu łożyskowania i z tego powodu zalecane jest stosowanie zaawansowanych - np. czasowo-częstotliwościowych metod analizy sygnałów.

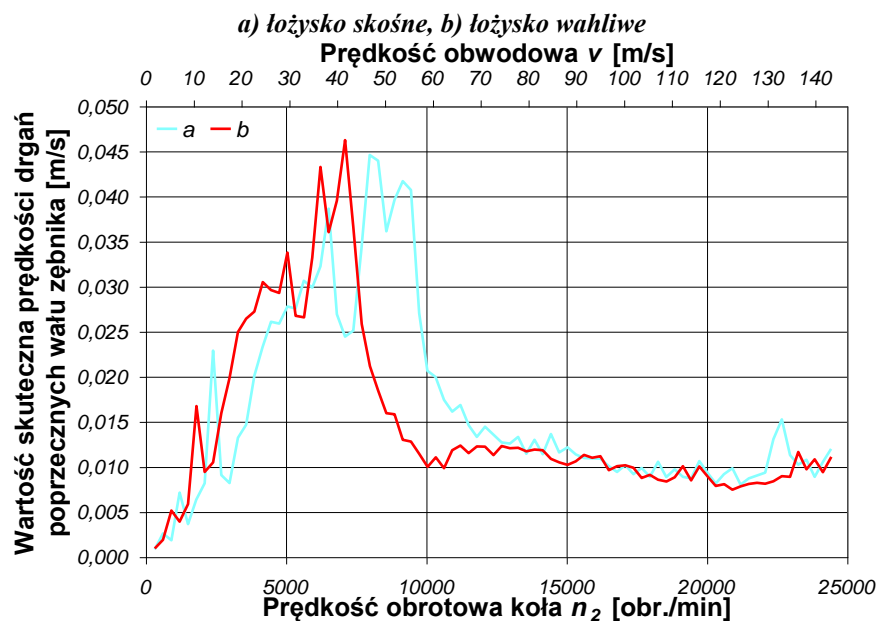


Rys. 2. Widma prędkości drgań poprzecznych wału zębika: a) wynik badań symulacyjnych, b) wynik badań doświadczalnych [8]

Bild 2. Die Spektren der Geschwindigkeit der Querschwingungen der Welle des Ritzel: a) Simulationsforschungsergebnis, b) Experimentalforschungsergebnis [8]

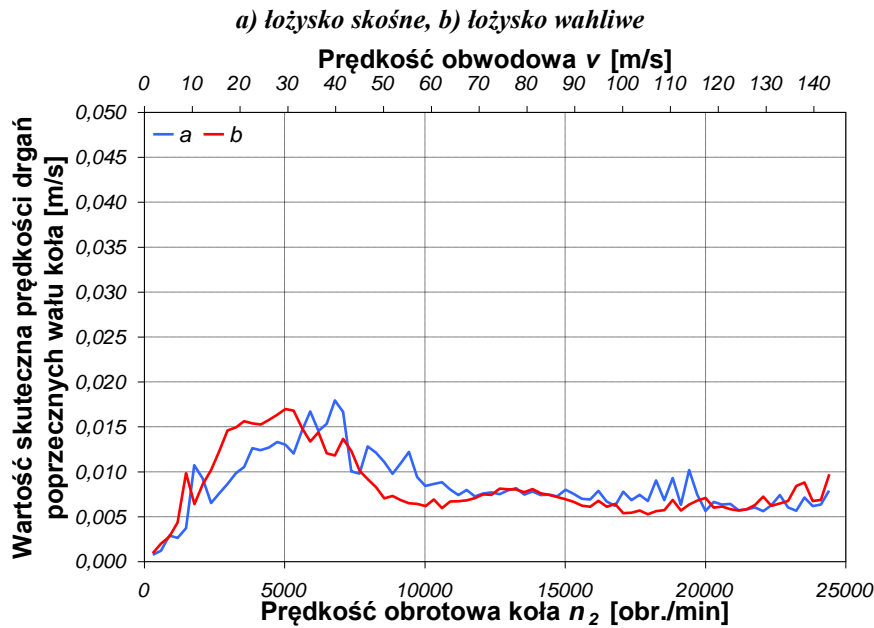
Wpływ sztywności dwóch odmiennych konstrukcji łożysk (skośne oraz wahliwe) na wibroaktywność przekładni zębatej określono z użyciem zidentyfikowanego modelu dynamicznego stanowiska FZG. Wyniki badań, które przedstawiają przebiegi wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębika i koła, uzyskane podczas pracy przekładni w zakresie prędkości obrotowej  $n_2 = 0 \div 25000$  obr./min pod obciążeniem  $Q = 4,0$  MPa, pokazano na rys. 3 i 4.

Na wykresach zauważalne jest przesunięcie pasma rezonansu w kierunku mniejszych prędkości obrotowych dla łożyska wahliwego w porównaniu do łożyska skośnego, charakteryzującego się wyższą sztywnością (rys. 5). Można przypuszczać, że zastąpienie łożyska skośnego jednorzędowego odmianą dwurzędową pozwoli rozszerzyć zakres podrezonansowy prędkości obrotowych.



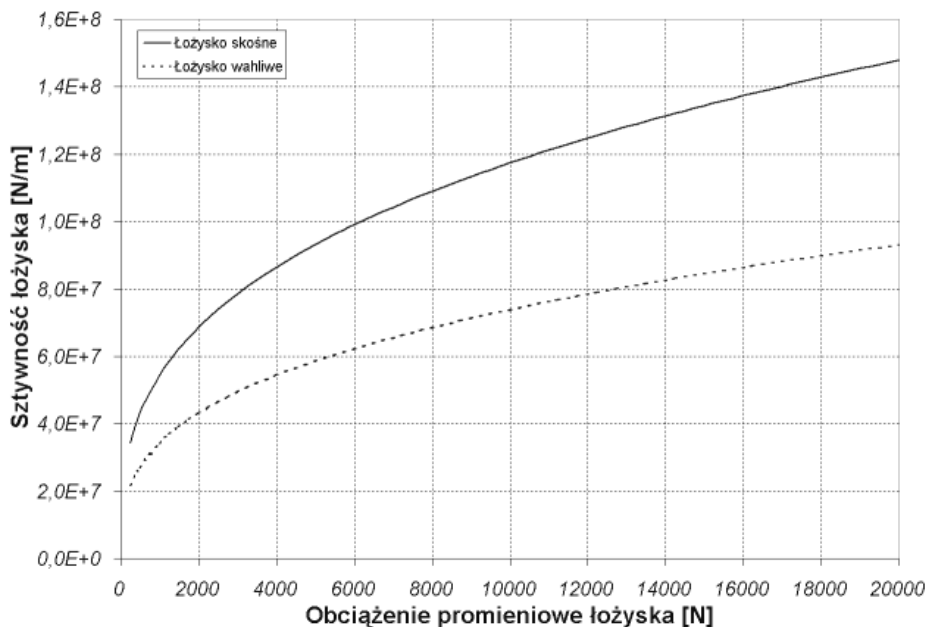
Rys. 3. Wpływ sztywności łożyska oraz prędkości obrotowej na wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wału zębika; obciążenie  $Q = 4,0$  MPa

Bild 3. Der Einfluss der Lagersteifigkeit und der Drehzahl auf die Effektivwerte der Geschwindigkeiten der Querschwingungen der Welle des Ritzel; die Belastung  $Q = 4,0$  MPa



Rys. 4. Wpływ sztywności łożyska oraz prędkości obrotowej na wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wału koła; obciążenie  $Q = 4,0$  MPa

Bild 4. Der Einfluss der Lagersteifigkeit und der Drehzahl auf die Effektivwerte der Geschwindigkeiten der Querschwingungen der Welle des Rades; die Belastung  $Q = 4,0$  MPa



Rys. 5. Charakterystyki sztywności promieniowej łożysk

Bild 5. Charakteristiken der radialen Steifigkeit der Lager

Lokalne uszkodzenia bieżni łożyska lub elementów tocznych w czasie pracy generują impulsowe zaburzenia sygnałów drgań poprzecznych wałów przekładni zębatej. Zaburzenia te ujawniają się głównie w paśmie częstości drgań własnych wału łożyskowanego w korpusie przekładni.

W łożyskach tocznych często występują uszkodzenia w postaci jamek pittingowych w bieżniach. W modelu lokalne uszkodzenie bieżni zewnętrznej zasymulowano przez zmianę sztywności łożyska w trakcie przetaczania się elementu tocznego przez uszkodzony fragment

bieżni. Analizowano pracę przekładni przy prędkości obrotowej wału koła  $n_2 = 1800$  obr./min i obciążonej momentem wejściowym  $M_I = 138$  Nm.

Badania wykazały, że stosunkowo łatwo można zaobserwować efekty, które są spowodowane uszkodzeniem bieżni łożyska w czasowo-częstotliwościowym rozkładzie Wignera–Ville’a (WV) sygnału prędkości drgań poprzecznych wału, mierzonych w kierunku działania siły międzyzębnej, a wykorzystanie w diagnozowaniu pomiarów prędkości drgań wałów jest bardziej efektywne niż przetwarzanie pomiarów przyspieszeń lub prędkości drgań obudowy łożyska.

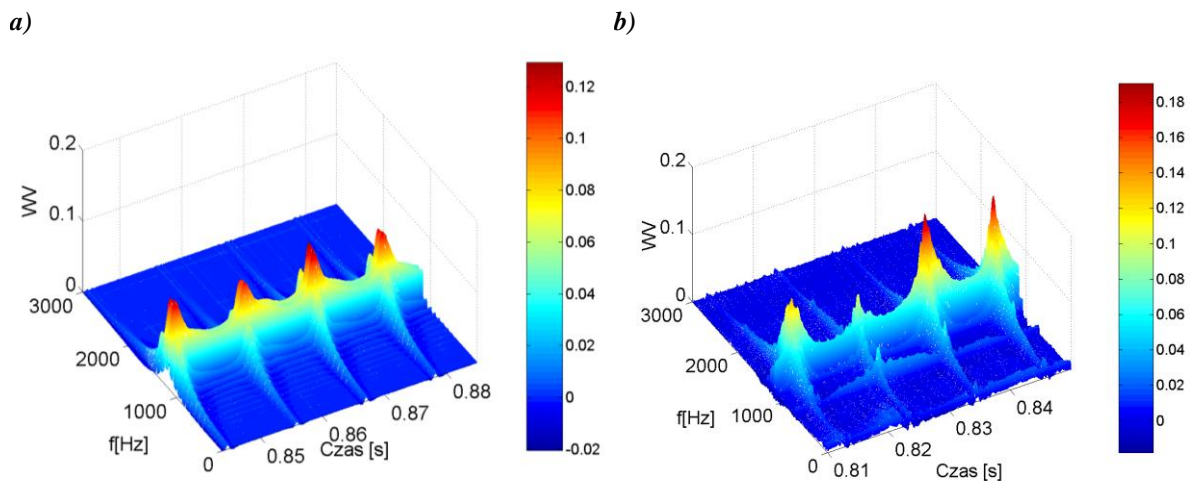
Uszkodzenie skutkuje pojawieniem się w rozkładzie WV lokalnych maksimum o okresie powtarzania równym okresowi przetaczania się elementów tocznych łożyska przez uszkodzony fragment bieżni. W widmach częstotliwością dominującą staje się częstotliwość rezonansowa drgań poprzecznych wału (rys. 7a).

W celu sprawdzenia poprawności badań symulacyjnych uszkodzone łożysko (rys. 6) montowano w przekładni badanej na wale zębniaka i na wale koła. Do pomiarów drgań wirujących wałów podczas pracy przekładni (w takich samych warunkach jak podczas badań symulacyjnych) wykorzystano wibrometr laserowy Ometron VH300+. Na rys. 7b przedstawiono transformatę WV sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła z uszkodzonym łożyskiem, zmierzonych na stanowisku laboratoryjnym. Wyniki te są zgodne z otrzymanymi podczas badań symulacyjnych.



Rys. 6. Uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska tocznego

Bild 6. Die Beschädigung der äußeren Laufbahn des Wälzlagers



Rys. 7. Transformaty Wignera–Ville’a sygnałów prędkości drgań poprzecznych wału koła: a) wynik symulacji, b) wynik badań laboratoryjnych; łożysko z lokalnym uszkodzeniem bieżni zewnętrznej, prędkość obrotowa wału koła 1800 obr./min [8]

Bild 7. Wigner–Ville Transformationen der Signale der Querschwingungsgeschwindigkeiten der Welle des Rades: a) Simulationsergebnis, b) Experimentalforschungsergebnis; das Lager mit der Lokalbeschädigung der äußeren Laufbahn, die Drehzahl der Welle des Rades  $1800 \text{ min}^{-1}$  [8]

### 3. PODSUMOWANIE

Optymalizacja przekładni zębatej pod względem jej wibroaktywności jest możliwa przez dobór cech konstrukcyjnych przekładni, w tym łożysk i korpusu. Minimalizacja obciążeń w układzie napędowym wymaga jednak jednoczesnego uwzględnienia czynników technologicznych oraz warunków eksploatacyjnych przekładni.

Istotnymi elementami wpływającymi na wibroaktywność przekładni są łożyska, których dobór zazwyczaj wynika z zakładanych wymiarów, trwałości i nośności. Jak przedstawiono w artykule, możliwe jest jednak obniżanie sił dynamicznych generowanych w zazębieniu oraz sił, które działają w węzłach łożyskowych już na etapie konstruowania przekładni poprzez odpowiedni wybór typu i konstrukcji łożyska.

### Bibliografia

1. Kucharski T.: Drgania mechaniczne. WNT, Warszawa 2004.
2. Łazarz B., Peruń G.: Modelowanie łożysk tocznych w układach napędowych z przekładnią zębatą. XXXV Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2008.
3. Łazarz B., Peruń G., Bucki S.: Application of the finite-element method for determining the stiffness of rolling bearings. VIII Scientific Conference Telematics, Logistics and Transport Safety, Katowice-Cieszyn 2008. Problemy Transportu, tom 3, zeszyt 2/2008.
4. Branowski B. (red.): Podstawy konstrukcji napędów maszyn. PKM2. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2007.
5. Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
6. Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. AGH, Kraków 2002.
7. McFadden P. D., Smith J. D.: Model for vibration produced by single point defect in a rolling element bearing. Journal of Sound and Vibration No. 96(1)/1984.
8. Łazarz B., Wojnar G., Peruń G.: Wpływ sztywności łożysk tocznych na wibroaktywność przekładni zębatych. Diagnostyka, nr 1 (45)/2008.

Recenzent: Dr hab. inż. Andrzej Grządziela, prof. nzw. Akademii Marynarki Wojennej

*Praca wykonana w ramach projektu BK-282/RT2/2010*