

WYKORZYSTANIE MODELU DYNAMICZNEGO PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM W DIAGNOSTYCE KONSTRUKCYJNEJ

Henryk MADEJ, Bogusław ŁAZARZ

Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska
ul. Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, fax: (032) 603 41 08, e-mail: madej@polsl.katowice.pl,
lazarz@polsl.katowice.pl

Streszczenie

W referacie przedstawiono wyniki badań związanych z modelowaniem przekładni zębatej w układzie napędowym. Model dynamiczny przekładni umożliwił wyznaczenie sił dynamicznych w węzłach łożyskowych. Przeprowadzono symulacje numeryczne oraz badania eksperymentalne. Obiektem badań była jednostopniowa przekładnia zębata o zębach skośnych pracująca na stanowisku mocy krążącej. Model dynamiczny weryfikowano poprzez porównanie wyników symulacji z pomiarami drgań poprzecznych wałów przekładni.

Słowa kluczowe: diagnostyka konstrukcyjna, przekładnie zębate, modelowanie

MODEL BASED DIAGNOSTICS OF GEARBOX FOR CONSTRUCTION NEEDS

Summary

This paper presents an analytical model proposed for predicting the vibration of gearbox. The prediction of the dynamic behavior of the gearbox needs an accurate identification of generalized forces acting on the housing. For this purpose, both numerical simulation and experimental investigation was conducted. The system under consideration was a power circulating gear testing machine. The model was validated by comparison simulation and experimental results.

Key words: diagnostics modeling, gearbox, vibration

1. WSTĘP

Hałas przekładni zębatych dużej mocy jest w warunkach przemysłowych bardzo wysoki, wynika to przede wszystkim z dużej mocy przenoszonej przez nie oraz z faktu, że stosunek mocy akustycznej do mechanicznej rośnie wraz ze wzrostem mocy mechanicznej. Dlatego już na etapie konstruowania i badania prototypu istnieje konieczność lokalizacji źródeł drgań i hałasu. Wyniki badań umożliwiają wprowadzenie zmian konstrukcyjnych mających na celu redukcję aktywności wibroakustycznej [1,4,6].

Dlatego konieczna jest szczegółowa analiza zjawisk dynamicznych umożliwiająca dobór cech konstrukcyjnych w celu optymalnej realizacji podstawowych zadań przekładni zębatych. Powstające w zazębieniu przekładni drgania są przenoszone poprzez sprężyste wały na łożyska i korpus, który jest głównym źródłem hałasu. Na ogólny poziom drgań i hałasu mają wpływ wymuszenia zewnętrzne i wewnętrzne. W celu uwzględnienia czynników z obu grup konieczne jest wykorzystanie odpowiedniego modelu symulującego działanie przekładni w układzie napędowym.

Głównym problemem, który występuje w badaniu właściwości dynamicznych układów mechanicznych jest adekwatność modelu matematycznego do układu rzeczywistego. W przekładni zębatej rzeczy-

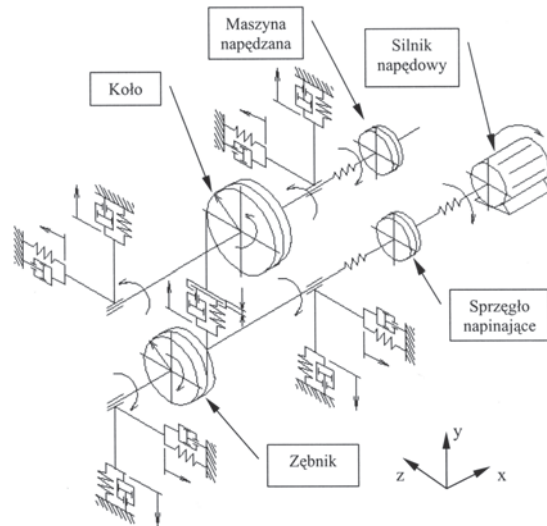
wiste charakterystyki sztywności i tłumienia są nieliniowe. Wynika to między innymi ze zmiennej sztywności łożysk, zazębienia, połączeń stykowych oraz luzów. Rozpraszanie energii w układzie napędowym ma również charakter nieliniowy [2].

W badaniach wykorzystano zidentyfikowany model dynamiczny przekładni pracującej w układzie napędowym [5], który umożliwił określenie sił w węzłach łożyskowych przekładni. Pozwoliło to na szacowanie wpływu głównych parametrów przekładni na jej aktywność wibroakustyczną.

2. MODEL DYNAMICZNY PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Postęp w budowie nowoczesnych maszyn możliwy jest między innymi dzięki identyfikacji procesów dynamicznych zachodzących w systemach mechanicznych [9]. W ocenie zjawisk dynamicznych przekładni zębatej stosuje się różnego rodzaju modele. Prowadzenie badań symulacyjnych wymaga budowy, weryfikacji i walidacji narzędzi badawczych występujących w postaci programów komputerowych. Podstawowym problemem w zastosowaniu modeli do diagnostyki jest ich identyfikacja, a w niektórych przypadkach odwracanie.

W pracy wykorzystano model dynamiczny zawierający główne elementy łańcucha kinematycznego napędu przy jednoczesnym uwzględnieniu zjawisk dynamicznych w zazębieniu. Model zrealizowany w środowisku Matlab-Simulink uwzględnia wzajemne oddziaływanie różnych czynników wewnętrznych i zewnętrznych występujących podczas pracy w układzie napędowym. Schemat modelu dynamicznego przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat modelu dynamicznego jednostopniowej przekładni w układzie napędowym

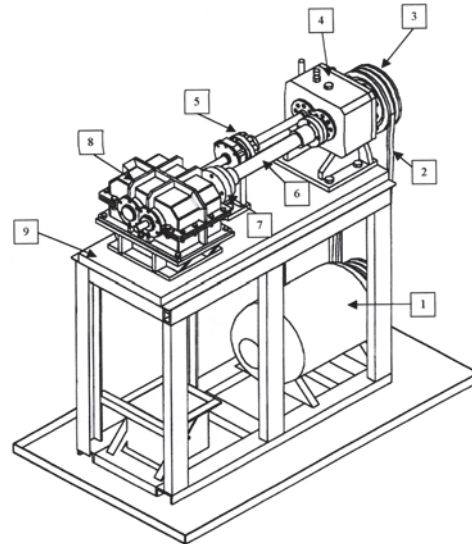
Opis zjawisk zachodzących w zazębieniu jest zgodny z modelem L. Müllera [8]. Globalny układ współrzędnych przyjęto w ten sposób, że oś x pokrywa się z kierunkiem osi wałów przekładni, oś y skierowana jest zgodnie z kierunkiem siły normalnej w zazębieniu, natomiast oś z jest zgodna z kierunkiem siły stycznej w zazębieniu. W modelu zębnik i koło potraktowano jako bryły sztywne o znanych momentach bezwładności. Masy pozostałych elementów przekładni zredukowano do mas skupionych w środkach łożysk.

Przez modyfikację parametrów geometrycznych i materiałowych, które mają wpływ na momenty bezwładności i współczynniki podatności, projektant może obserwować i na bieżąco wpływać na własności dynamiczne konstruowanej przekładni. Na podstawie modelu możliwa jest również symulacja pracy przekładni z uwzględnieniem zużycia lub uszkodzenia jej elementów. Model umożliwia analizę wpływu zużycia powierzchni roboczych oraz uszkodzeń lokalnych kół na postać i poziom sygnału wibroakustycznego.

W modelu uwzględniono tłumienie drgań w zazębieniu, zmienną sztywność zazębienia, sztywność i tłumienie łożyskowania elementów przekładni, a także nieliniowość zjawisk zachodzących na skutek występowania luzów w parach kinematycznych i odchyłek wykonania.

3. OBIEKT BADAŃ

Badana i modelowana przekładnia jest fragmentem zmodyfikowanego stanowiska mocy krążącej FZG (rys. 2).



Rys. 2. Stanowisko mocy krążącej: 1 – silnik napędowy, 2 – przekładnia pasowa klinowa, 3 – koło pasowe, 4 – korpus przekładni napędzającej, 5 – sprzęgło napinające, 6 – wałek skrętny wraz z obudową zabezpieczającą, 7 – sprzęgło podatne, 8 – korpus przekładni napędzanej, 9 – podstawa

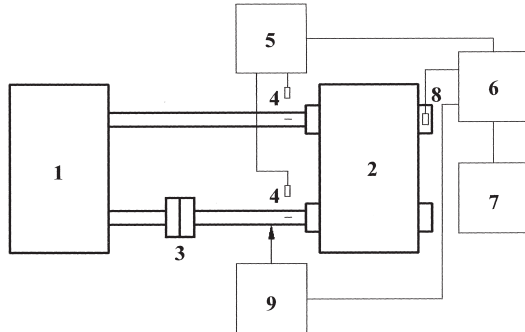
W ramach badań polegających na poszukiwaniu modelu umożliwiającego rozpoznanie warunków minimalizacji hałasu i drgań generowanych przez przekładnię zębatą, zaprojektowano i wykonano jednostopniową przekładnię zębatą z kołami o zębach skośnych. Wykonano odpowiednie pary kół zębatych w 6 klasie dokładności dla przekładni badanej i zamykającej.

4. WERYFIKACJA MODELU

W celu wykorzystania wyników symulacji w diagnostyce konstrukcyjnej przedstawiony model wymagał estymacji jego parametrów. Podczas budowy modelu [5] dokonano między innymi dostrojenia modelu ze względu na wartość współczynnika tłumienia drgań w zazębieniu, który istotnie wpływa na wyniki obliczeń. Na podstawie badań eksperymentalnych zweryfikowano sposób wyznaczania strat mocy na rozbryzgiwanie oleju oraz wyznaczono współczynnik tarcia w zazębieniu uzyskując dużą zgodność obliczeń z wynikami pomiarów. Na podstawie badań laboratoryjnych określono tłumienie w węzłach łożyskowych przekładni. Wyznaczony eksperymentalnie współczynnik tłumienia zastosowano w modelu dynamicznym [7].

Symulacyjny model dynamiczny umożliwia określenie przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń drgań wału zębniaka i koła oraz sił w węzłach łożys-

skowych. W celu porównania wyników z symulacji z pomiarami wykonano bezkontaktowe pomiary prędkości drgań poprzecznych wałów w kierunku działania siły międzyzębnej za pomocą wibrometru laserowego OMETRON VH300+. Schemat układu pomiarowego przedstawia rysunek 3.



Rys. 4. Schemat układu pomiarowego
1 – przekładnia zamykająca, 2 – przekładnia badana, 3 – sprzęgło napinające, 4 – czujniki pozycji wałów, 5 – moduł logiczny, 6 – analizator sygnałów SigLab, 7 – komputer, 8 – przetwornik przyspieszeń, 9 – wibrometr laserowy OMETRON VH300+

W pomiarach wykorzystano układ sensoryczny składający się z czujników optoelektronicznych. Układ umożliwiał uśrednianie synchroniczne rejestrowanych sygnałów wibroakustycznych okresem obrotu wałów: zębniaka - T_z , koła - T_k oraz okresem powtarzania cyklu skojarzeń zębów - T_p . W analizie sygnałów zawierających składowe okresowe bardzo istotnym jest zachowanie zasady próbkowania synchronicznego względem częstotliwości podstawowej. Uśrednianie synchroniczne sygnałów drgań eliminuje wpływ zakłóceń przypadkowych, poprawiając stosunek sygnału do szumu.

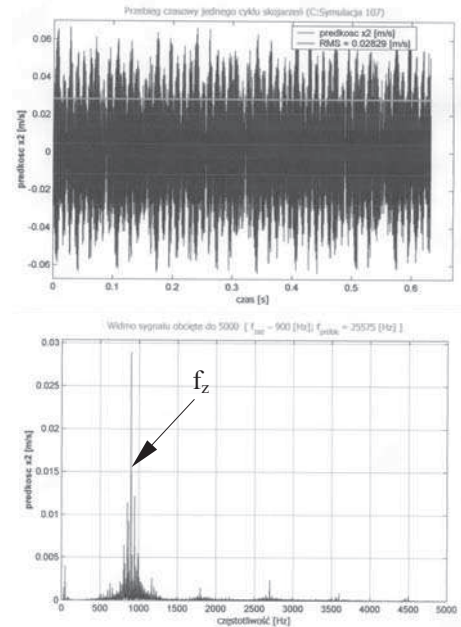
Podczas dostrajania modelu uwzględniano możliwe zmiany wartości błędów cyklicznych, błędów losowych i mimośrodowości zębniaka i koła.

Zmian wartości odchyłek wykonawczych kół zębatych dokonywano w zakresie określonym przez PN-79/M-88522/01 dla 6 klasy wykonania. Promienie mimośrodowości koła i zębniaka zmierzono na stanowisku badawczym po wykonaniu montażu przekładni badanej. Po każdej zmianie parametrów w modelu i wykonaniu symulacji wyniki porównywano z wynikami uzyskanymi z pomiarów. W analizie porównawczej uwzględniano kryterium zmiany wartości skutecznej przebiegu czasowego prędkości drgań, wartości amplitud częstotliwości obrotowych koła i zębniaka oraz rozkład amplitud w pasmach częstotliwości zazębienia.

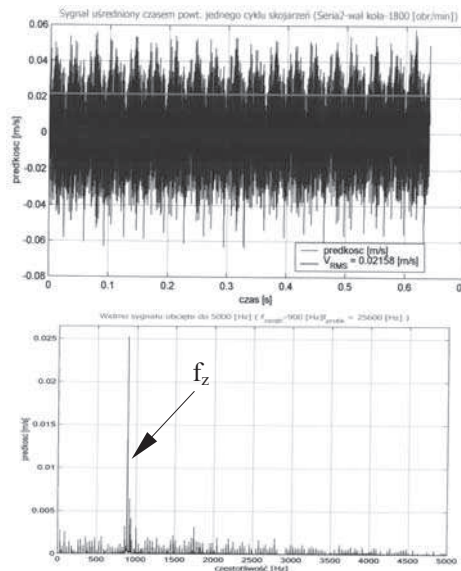
Po dostrajeniu modelu dynamicznego przekładni i wyznaczeniu błędów przeprowadzono dalsze symulacje w celu porównania ich wyników z wynikami uzyskanymi z pomiarów. Podczas badań stanowiskowych wykonano serię pomiarów przy różnych obciążeniach jednostkowych Q i prędkościach obrotowych wału koła. Wyniki eksperymentu wyko-

zystano do sprawdzenia poprawności dostrojenia modelu dynamicznego.

Rysunek 4 przedstawia uśrednione prędkości drgań uzyskane z symulacji po dostrojeniu modelu, a rysunek 5 zmierzone na wale koła zębatego przekładni w kierunku działania siły międzyzębnej oraz odpowiadające im widma.



Rys. 4. Przebiegi prędkości drgań i widmo uzyskane z symulacji ($n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa)

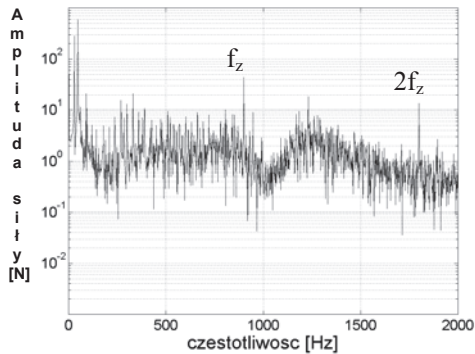


Rys. 5. Przebiegi prędkości drgań i widmo uzyskane z pomiarów na stanowisku badawczym ($n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa)

Wartość skuteczną uśrednionego synchronicznie sygnału prędkości drgań poprzecznych zmierzonych wibrometrem laserowym na wale koła wynosi $v_{sk}=0,022$ m/s. Dla tych samych warunków pracy przekładni z symulacji uzyskano $v_{sk}=0,028$ m/s.

Uzyskano także podobny rozkład częstotliwości sygnału drgań. Widma drgań uzyskane z symulacji i pomiarów przy $n=1800$ obr./min, $Q=4,09$ MPa wykazują dużą zgodność.

Po dostrojeniu modelu wyznaczono na podstawie symulacji siły w węzłach łożyskowych (rys. 6).



Rys. 6. Widmo sił w łożysku otrzymane z symulacji przy $n=1800$ obr./min i $Q=4,09$ MPa

Siły dynamiczne w węzłach łożyskowych przekładni zębatej określone za pomocą zidentyfikowanego modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym mogą stanowić podstawę symulacji pola akustycznego generowanego przez korpus przekładni [7].

5. PODSUMOWANIE

Porównanie wyników badań doświadczalnych i symulacyjnych przy różnych obciążeniach jednostkowych i prędkościach obrotowych wykazało, że dostrojony model dynamiczny pozwala uzyskiwać wyniki zgodne z doświadczeniem. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że siły dynamiczne uzyskane drogą symulacji odpowiadają rzeczywistym siłom działającym w zazębieniu.

LITERATURA

- [1] Cempel C.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn. PWN, Warszawa 1989.
- [2] Dąbrowski Z.: The Evaluation of the Vibroacoustic Activity for the Needs of Constructing and Use of Machines. Machine Dynamics Problems, vol. 4. 1992.
- [3] Dyk J., Krupa A., Osiński J.: Ocena właściwości dynamicznych i wibroakustycznych przekładni zębatych. XVII Sympozjum PKM, Lublin – Nałęczów 1995, s. 235-240.
- [4] Engel Z.: Współczesna wibroakustyka, zadania, metody. Przegląd Mechaniczny, nr 11-12, 1998, str. 5-9.
- [5] Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy, Katowice – Radom 2001.
- [6] Madej H., Müller L.: Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych. Zn. Pol. Śl. seria Transport z. 10, Gliwice 1991.
- [7] Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych. ITE. Katowice-Radom 2003.
- [8] Müller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
- [9] Osiński Z.: Miejsce diagnostyki technicznej w systemach projektowania. Diagnostyka 2000, II Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Warszawa 2000, s. 27-30.



Dr inż. Henryk MADEJ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Zajmuje się problematyką związaną z wibroakustyką maszyn, diagnostyką przekładni zębatych, mechatroniką i metrologią. Jest autorem i współautorem ok. 95 artykułów opublikowanych w czasopismach oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej.



Dr hab. inż. Bogusław ŁAZARZ jest pracownikiem naukowym Katedry Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Specjalizuje się w zakresie diagnostyki wibroakustycznej przekładni zębatych, modelowania i wspomaganego komputerowo projektowania układów przeniesienia napędu z przekładnią zębatą oraz metod przetwarzania sygnałów. Jest autorem i współautorem ok. 85 artykułów opublikowanych w czasopismach oraz materiałach konferencyjnych. Członek Polskiego Towarzystwa Diagnostyki Technicznej i Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN.