

Henryk MADEJ

## WPLYW WŁASNOŚCI DYNAMICZNYCH STRUKTURY PRZEKŁADNI NA PROCES GENERACJI DŹWIĘKU PRZEZ KORPUS

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą. Model umożliwia określenie wymuszeń działających na korpus w węzłach łożyskowych. Hałas generowany przez przekładnię jest wywoływany drganiami, dlatego konieczna jest identyfikacja sił działających na jej korpus. W tym celu przeprowadzono symulacje numeryczne i badania eksperymentalne. Obiektem badań była jednostopniowa przekładnia pracująca w układzie mocy krążącej. Model dynamiczny dostrajano poprzez porównanie z pomiarami drgań na stanowisku. Podczas dostrajania dokonywano zmian parametrów modelu w celu otrzymania zgodności wyników symulacji z pomiarami.

## INFLUENCE OF GEARBOX DYNAMICS PROPERTIES ON STRUCTURE BORNE SOUND

**Summary.** The paper present an analytical model proposed for predicting the vibration of gearbox. The noise radiated by a gearbox is due to the vibration of its housing. The prediction of the dynamic behavior of the gearbox housing needs an accurate identification of generalized forces acting on the housing. For this purpose, both numerical simulation and experimental investigation will be done. The system under consideration is a power circulating gear testing machine compose of two single – stage gear units. The model is validated by comparison with experimental results. The value of some model parameters is modified in order to obtain more agreement between numerical and experimental results.

### 1. WPROWADZENIE

Pracy układów napędowych z przekładniami zębatymi towarzyszy wiele zjawisk dynamicznych. Ogólnie rozróżniamy przeciążenia dynamiczne z przyczyn wewnętrznych i z przyczyn zewnętrznych [2,3,6]. Drgania i przeciążenia dynamiczne są przyczyną zmniejszenia żywotności przekładni i źródłem hałasu przez nią wytwarzanego. Problemy te są bardzo ważne w związku z powszechnym stosowaniem napędów zębatych, a ze względu na złożoność zjawisk dynamicznych, pomimo wielu prac w tym zakresie, nie są dostatecznie rozwiązane. Głównym problemem, który występuje w badaniu właściwości dynamicznych układów mechanicznych, jest adekwatność modelu matematycznego do układu rzeczywistego.

Rzeczywiste charakterystyki sztywności i tłumienia są nieliniowe. Wynika to między innymi ze zmiennej sztywności łożysk i kół zębatych, sztywności połączeń stykowych, luzów oraz występujących w napędach z przekładniami zębatymi związków geometryczno-siłowych między kątowymi i postępowymi przemieszczeniami rozpatrywanych połączeń. Rozpraszanie energii w układzie ma również charakter nieliniowy [1,3,6]. Modelowaniu dynamiki przekładni zębatych poświęcono wiele prac, wśród których można wyróżnić dwa główne kierunki:

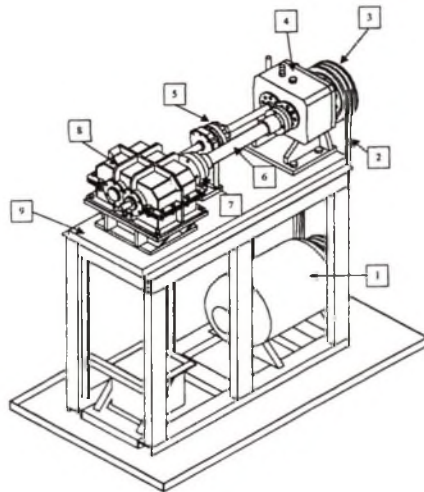
- dokładną analizę przekładni izolowanej [2,4],
- badanie właściwości dynamicznych całych układów napędowych [3].

Ocenę zjawisk dynamicznych przekładni zębatych można także realizować na drodze doświadczalnej. Pracy przekładni towarzyszy hałas, drgania powstające w zazębieniu są przenoszone poprzez drgania giętne wałów na łożyska i korpus, który jest głównym źródłem hałasu [4,5].

W pracy [3] zaadaptowano model L. Mülera do złożonych układów z przekładniami zębatymi. Na podstawie tego modelu dynamicznego układu napędowego z przekładnią zębatą przeprowadzono symulację części badawczej układu stanowiska mocy krążącej FZG.

## 2. OBIEKT BADAŃ

Badana i modelowana przekładnia jest fragmentem zmodyfikowanego stanowiska mocy krążącej FZG. Stanowisko to zostało przedstawione na rys. 1.



Rys. 1. Stanowisko mocy krążącej: 1 – silnik napędowy, 2 – napędzający pas klinowy, 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

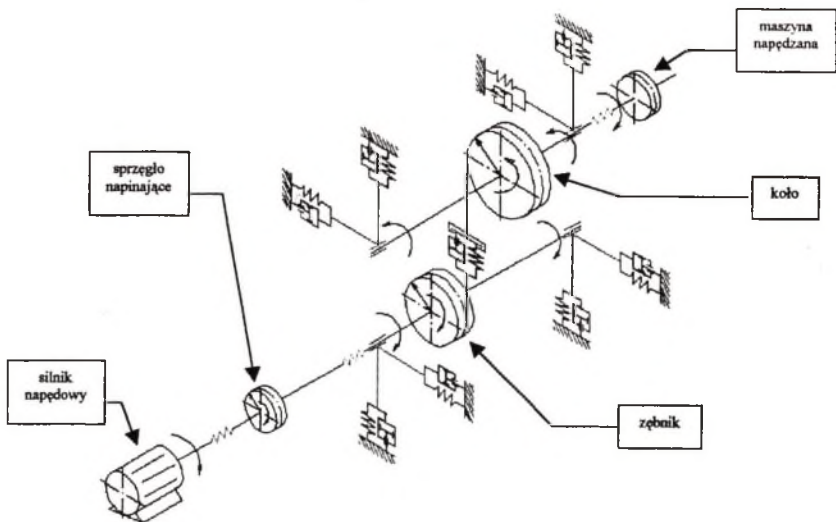
Fig. 1. Power circulating gear testing stand: 1 – drive motor, 2 – belt transmission, 3 – wheel, 4 – housing of driving gear, 5 – tightening clutch, 6 – torsion shaft, 7 – clutch, 8 – housing of tested gear, 9 – base

Obiektem badań była przekładnia jednostopniowa o zazębieniu zewnętrznym z kołami o zębach skośnych o następujących parametrach geometrycznych:

- liczba zębów zębownika  $z_1 = 19$ ,
- liczba zębów koła  $z_2 = 30$ ,
- przełożenie przekładni  $u = 1,579$ ,
- moduł normalny  $m_n = 3,5$  mm,
- nominalny kąt pochylenia linii zęba  $\beta = 15^\circ$ ,
- szerokość wieńca  $b = 20$  mm,
- odległość osi  $a = 88,775$  mm,
- współczynnik przesunięcia zarysu zębownika  $x_1 = 0,5$ ,
- współczynnik przesunięcia zarysu koła  $x_2 = 0,295$ .

### 3. MODEL DYNAMICZNY PRZEKŁADNI W UKŁADZIE NAPĘDOWYM

Symulacje drgań części badawczej układu stanowiska mocy krążącej FZG zostały przeprowadzone na zmodyfikowanym programie symulacyjnym pracującym w środowisku Matlab z wykorzystaniem pakietu Simulink. Program symulacyjny został opracowany i szczegółowo opisany w pracy [3], a jego modyfikacja polegała na uwzględnieniu sprzęgła napinającego. W modelu układu napędowego uwzględniono sprzęgło napinające z uwagi na jego dużą masę i wynikający z tego faktu duży moment bezwładności wpływający na dynamikę całego stanowiska. Model dynamiczny układu z uwzględnionym sprzęgłem dynamicznym przedstawiono na rys. 2.

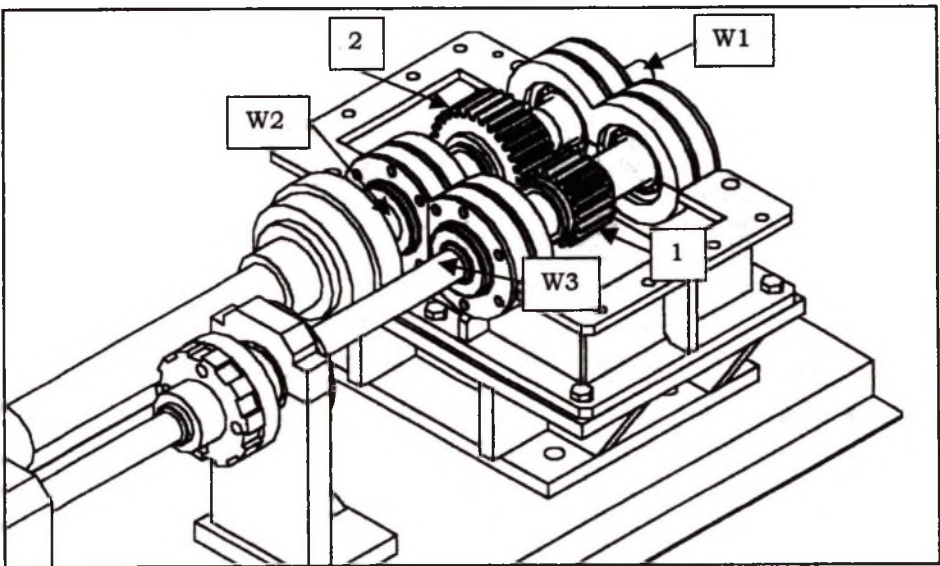


Rys. 2. Model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym  
Fig. 2. Dynamic model of gearbox in power transmission system

Sprzęgło zostało wprowadzone do programu jako kolejny dodatkowy blok.

#### 4. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH I EKSPERYMENTALNYCH

Pierwszą czynnością związaną z modyfikacją było zgromadzenie danych dotyczących rzeczywistego stanowiska umożliwiających obliczenie mas oraz momentów bezwładności wałów wraz z kołami zębatymi. Dane oraz wyniki obliczeń zostały zamieszczone w arkuszu kalkulacyjnym w plikach „momenty bezwładności” oraz „masy”. Po wyznaczeniu i wprowadzeniu danych do programu przeprowadzono symulacje próbne w celu sprawdzenia wpływu zmiany wartości błędów losowych i cyklicznych na sygnał drganiowy. Symulacje przeprowadzone na zmodyfikowanym programie modelującym część badawczą układu mocy krążącej były porównywane z wynikami pomiarów drgań w wybranych punktach stanowiska FZG (rys. 3.).



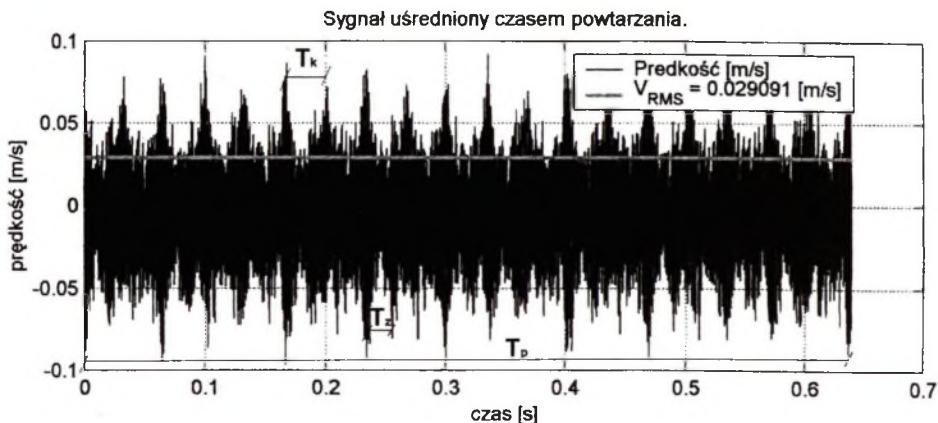
Rys. 3. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych: 1 – zębник; 2 – koło; w1,w2,w3 – punkty pomiarowe

Fig. 3. Scheme of measuring points position: 1 – pinion; 2 – wheel; w2, w3 - measuring points

Porównywanie wyników symulacji z wynikami pomiarów umożliwiło dostrojenie modelu. Program symulacyjny wymagał dostrojenia ze względu na brak danych o wartościach błędów wykonawczych kół zębatych badanej przekładni oraz wartościach promieni mimośrodowości koła i zębniaka. Program symulacyjny umożliwia określenie przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń drgań wału zębniaka i koła. W celu porównania wyników wykonano pomiary drgań wałów za pomocą wibrometru laserowego. W badaniach wykorzystano wibrometr laserowy OMETRON VH300+. Wibrometr ten cechuje się dobrą czułością optyczną umożliwiającą pomiary prędkości drgań w zakresie od 0,1 Hz do 25 kHz. W pomiarach zastosowano analizator sygnałów DSPT SigLab zintegrowany z pakietem Matlab umożliwiający wprowadzanie wyników pomiarów bezpośrednio do przestrzeni roboczej zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości w zakresie do 20 kHz. W pomiarach



wykorzystano układ czujników optoelektronicznych umożliwiający uśrednianie synchroniczne sygnałów okresem obrotu wałów: zębniaka -  $T_z$ , koła -  $T_k$  oraz okresem powtarzania cyklu skojarzeń zębów -  $T_p$ . Uśrednianie synchroniczne sygnałów drgań umożliwiło wyeliminowanie wpływu szumów losowych, a tym samym poprawia stosunek sygnału do szumu. Uśredniony przebieg czasowy sygnału drganiowego oraz jego widmo w paśmie od 0 do 5 kHz przedstawiono na rys. 4. i 5.



Rys. 4. Uśredniony przebieg prędkości drgań

Fig. 4. Averaged vibration signal

Uśredniony przebieg prędkości drgań (rys. 4.) zarejestrowany na wale koła przy prędkości obrotowej 1800 obr./min odpowiada okresowi powtarzania cyklu skojarzeń  $T_p=0,633$  s. Na wykresie wyraźnie widać modulacje amplitudowe sygnału odpowiadające częstotliwości obrotowej koła  $f_{n1}=30$  Hz ( $T_k=0,033$  s) i zębniaka  $f_{n2}=47,37$  Hz ( $T_z=0,021$  s). W procesie dostrajania modelu dokonywano zmian następujących parametrów:

- wartości błędów cyklicznych dla zębniaka i koła,
- wartości błędów losowych dla zębniaka i koła,
- wartości mimośrodowości koła i zębniaka.

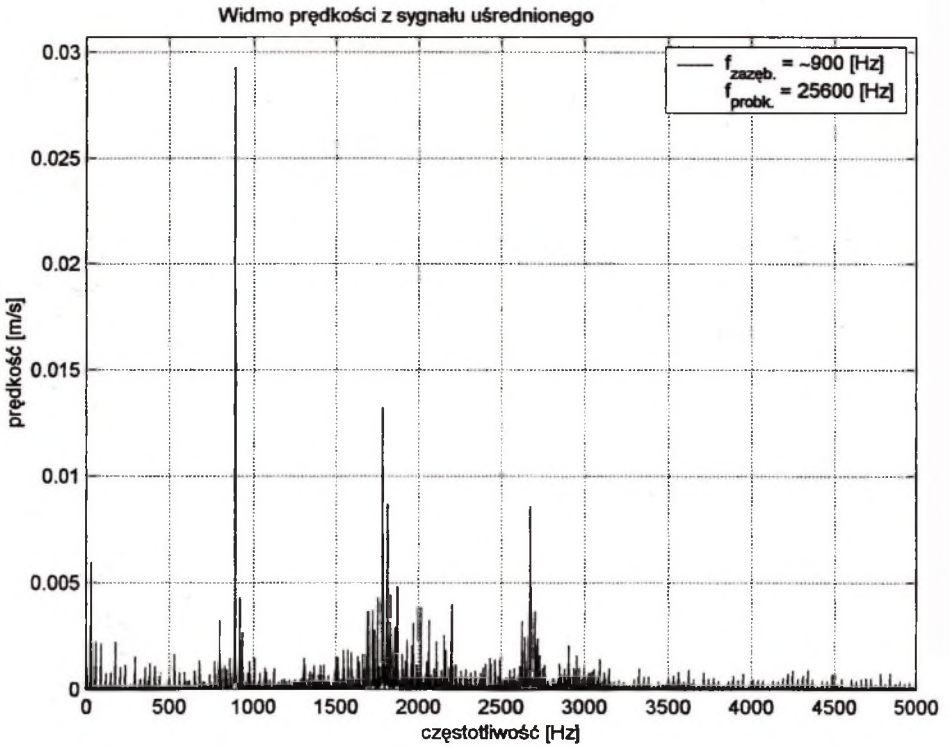
Po każdej zmianie parametrów i przeprowadzeniu symulacji wyniki były porównywane z wynikami uzyskanymi z pierwszej serii pomiarowej. Podczas analizy porównawczej brano pod uwagę następujące czynniki:

- wartość skuteczną przebiegu czasowego prędkości drgań,
- wartość amplitud częstotliwości obrotowych koła i zębniaka,
- wartość oraz rozkład amplitud w pasmach częstotliwości zazębienia.

Model uznano za dostrojony dla następujących parametrów:

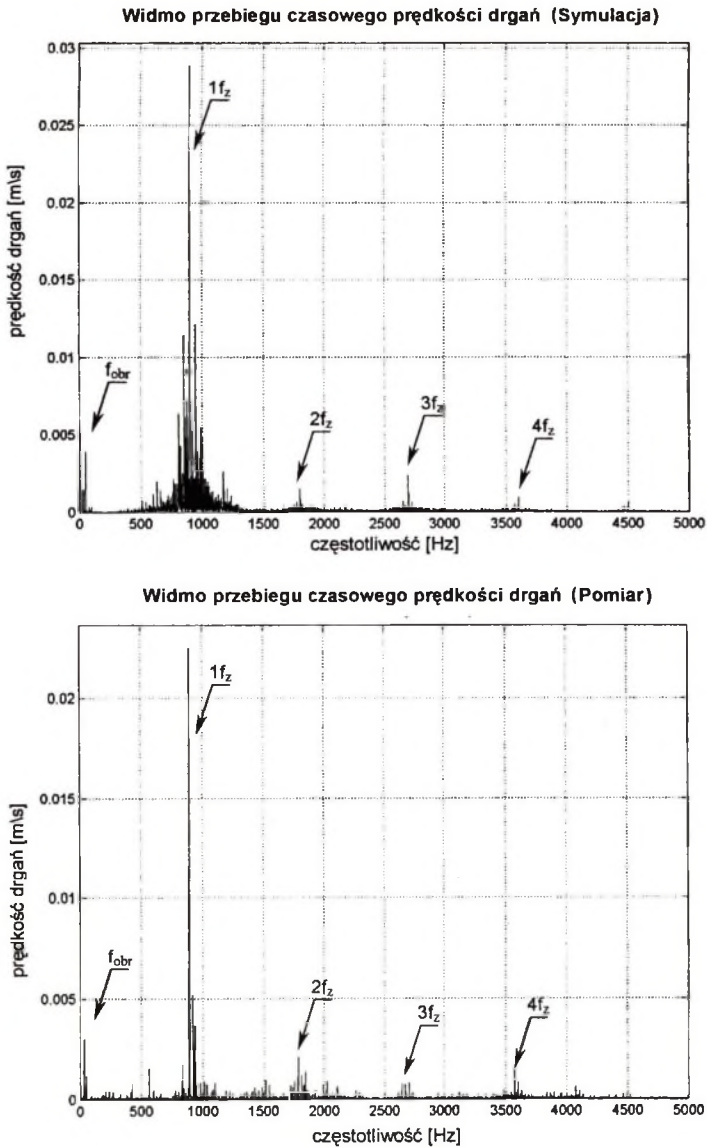
- błędy cykliczne: zębniak - 20  $\mu\text{m}$ , koło - 25  $\mu\text{m}$ ,
- błędy losowe: zębniak - 7  $\mu\text{m}$ , koło - 3  $\mu\text{m}$ ,
- promień mimośrodowości: zębniak - 0,24 mm, koło - 0,39 mm.

Po procesie dostrajania modelu przekładni i wyznaczeniu błędów przeprowadzono dalsze symulacje w celu porównania ich wyników z wynikami uzyskanymi z pomiarów. Istotne było to, czy symulowany sygnał drganiowy uzyskany przy innych parametrach obciążenia i prędkości obrotowej będzie zgodny z sygnałem rzeczywistym.



Rys. 5. Widmo uśrednionego sygnału drgań  
 Fig. 5. Spectrum of averaged vibration signal

Podczas badań stanowiskowych wykonano serię pomiarów dla obciążeń jednostkowych  $Q$  wynoszących 1,23; 2,15; 3,02; 4,09 MPa i dla dwóch prędkości obrotowych wału koła wynoszących 900 i 1800 obr./min. Wyniki eksperymentu wykorzystano do sprawdzenia modelu. Na rys. 6. przedstawiono widma drgań uzyskane z symulacji po dostrojeniu modelu oraz zmierzone na wale koła przekładni przy obciążeniu jednostkowym  $Q = 4,09$  MPa i prędkości obrotowej 1800 obr./min.



Rys. 6. Porównanie widma drgań uzyskanego z symulacji oraz rzeczywistego zmierzonego na wale koła przekładni

Fig. 6. Gear vibration spectrum obtained from simulation comparison with experimental results

Widma drgań uzyskane z symulacji i pomiarów wykazują duże podobieństwo. Wartości amplitud dla częstotliwości obrotowej oraz częstotliwości zazębienia są porównywalne.

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

W wyniku symulacji przeprowadzonych na zmodyfikowanym programie symulacyjnym otrzymano przebiegi czasowe drgań generowanych na wałach przekładni zębatej układu mocy krążącej. Z badań wynikają następujące wnioski:

- ze wzrostem wartości błędów wykonawczych kół zębatych rośnie wartość skuteczna generowanego sygnału oraz amplituda częstotliwości zazębienia i harmonicznych,
- ze wzrostem promieni mimośrodowości osadzenia kół na wale wzrastają odpowiednie amplitudy częstotliwości obrotowych oraz wstęgi boczne wokół częstotliwości zazębienia,
- różnice pomiędzy sygnałami drgań z symulacji i z pomiarów wynikają z niepełnego dostrojenia modelu do warunków rzeczywistych oraz uproszczeń przyjętych w modelu,

## Literatura

1. Dąbrowski Z.: The Evaluation of the Vibroacoustic Activity for the Needs of Constructing and Use of Machines. Machine Dynamics Problems, vol. 4. 1992.
2. Dyk J., Krupa A., Osiński J.: Ocena właściwości dynamicznych i wibroakustycznych przekładni zębatych. XVII Sympozjum PKM, Lublin – Naęczów 1995, s. 235-240.
3. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy, Katowice – Radom 2001.
4. Madej H., Müller L.: Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych. Zn. Pol. Śl. seria Transport z. 10, Gliwice 1991.
5. Madej H.: Wpływ modyfikacji korpusu przekładni zębatej na aktywność wibroakustyczną. Zn. Pol. Śl. seria Transport z. 43, Gliwice 2001.
6. Müller L.: Przekładnie zębate - projektowanie. WNT, Warszawa 1996.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

## Abstract

The prediction of dynamics behavior of the gearbox housing needs accurate identification of generalized forces acting of the housing. For this purpose both numerical simulation and experimental investigation was conducted. The analytical dynamic model of gearbox in power transmission system was validated by comparison with experimental result. The value of some model parameters was modified in order to obtain more agreement between numerical and experimental results. The model was satisfactorily validated by comparison with experimental results from power circulating gear testing stand FZG.