

Henryk MADEJ

WPLYW MODYFIKACJI KORPUSU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ NA AKTYWNOŚĆ WIBROAKUSTYCZNĄ

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dotyczących minimalizacji aktywności wibroakustycznej korpusu przekładni zębatej dużej mocy. Badania symulacyjne zostały przeprowadzone w oparciu o metodę elementów skończonych w systemie COSMOS/M. Wyniki badań symulacyjnych zostały potwierdzone pomiarami hałasu przekładni w warunkach przemysłowych.

A GEARBOX HOUSING MODIFICATIONS FOR MINIMIZING NOISE RADIATION

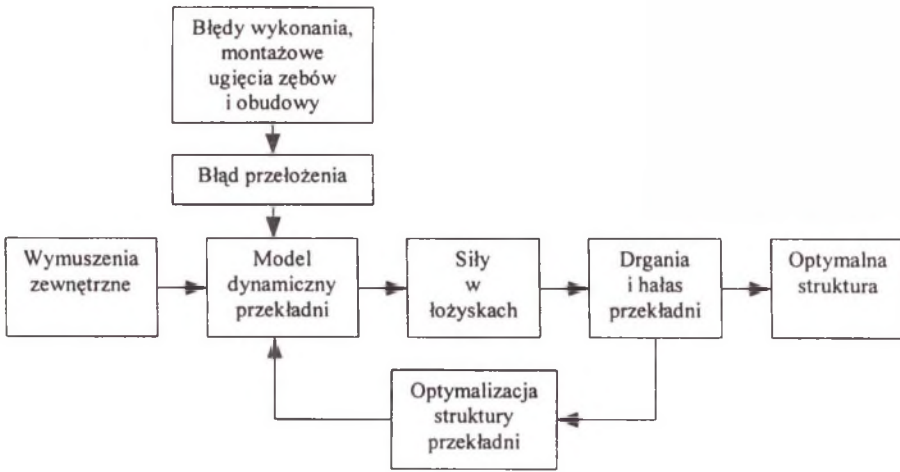
Summary. A simulation method is used by finite element vibration analysis for the purpose of evaluating the sound power radiated from a gearbox. The proposed method is applied to multi stage high power gearbox. Evaluated power is in good agreement, with the power obtained from sound intensity measurement.

1. WPROWADZENIE

Hałas przekładni zębatej dużej mocy jest w warunkach przemysłowych bardzo wysoki i stanowi istotne zagrożenie tak wewnątrz, jak i na zewnątrz obiektów przemysłowych. Wynika to przede wszystkim z dużej mocy przenoszonej przez przekładnie oraz z faktu, że stosunek mocy akustycznej do mechanicznej rośnie wraz ze wzrostem przenoszonej mocy mechanicznej. Badania przekładni przemysłowych wskazują na możliwości znacznego obniżenia poziomu generowanego hałasu poprzez odpowiednie ukształtowanie korpusu oraz zmianę masy podpór łożyskowych [7, 8]. Zastosowanie MES i MEB umożliwia istotne rozszerzenie zakresu badań wibroakustycznych, m. in. o takie zagadnienia, jak analiza powstawania hałasu wywołanego oddziaływaniem sił dynamicznych na strukturę przekładni i transmisja energii wibroakustycznej na promieniujące powierzchnie [3, 4, 5, 8,10].

2. METODY MINIMALIZACJI WIBROAKUSTYCZNEJ PRZEKŁADNI

Głównym czynnikiem kształtującym aktywność wibroakustyczną przekładni zębatej jest błąd przełożenia. W przypadku kół nieobciążonych błąd wynika przede wszystkim z niedokładności wykonania i zużycie. Podczas pracy przekładni chwilowy błąd przełożenia jest funkcją czasu, na którą mają wpływ ugięcia zębów wywołane obciążeniem [1, 2]. Schemat optymalizacji wibroakustycznej przekładni przedstawiono na rys.1. Wejściem modelu dynamicznego są wymuszenia wewnętrzne i zewnętrzne, a wyjściem zmiany poziomu drgań i hałasu.



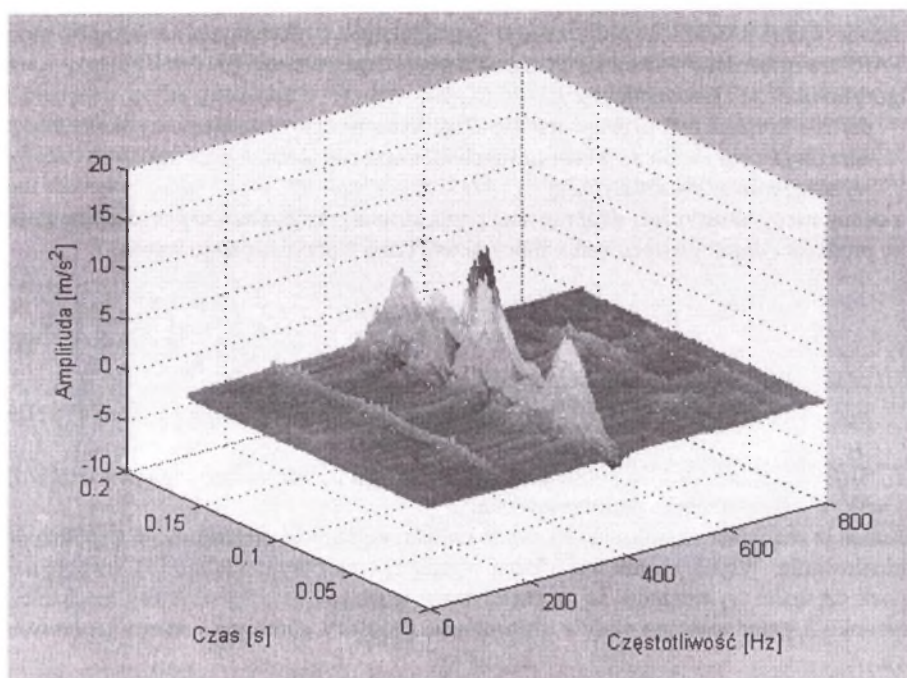
Rys. 1. Schemat optymalizacji wibroakustycznej przekładni
 Fig. 1. Scheme of gearbox optimisation procedure

Badanie i analiza procesów wibroakustycznych rzeczywistych układów fizycznych jest bardzo skomplikowana, dlatego przy analizie pola akustycznego stosuje się duże uproszczenia. W badaniach procesów wibroakustycznych wykorzystuje się obecnie różne metody, które ogólnie można podzielić na analityczne i dyskretyzacyjne. Do pierwszej grupy zalicza się m. in. metody analizy modalnej oraz Statystyczną Analizę Energii (SEA) [9]. Obecnie coraz większe zastosowanie mają metody dyskretyzacyjne MES i MEB [4, 5, 7, 10]. Modelowanie źródeł dźwięku polega na podziale rzeczywistych źródeł na elementarne źródła o zadanych charakterystykach kierunkowych promieniowania. Z doświadczeń wynika, że elementarne źródła monopolowe dobrze aproksymują emisję energii akustycznej rzeczywistych źródeł przemysłowych [3, 6].

3. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań jest trójstopniowa przekładnia zębata o przelozeniu całkowitym $i_c = 63,5$, pracująca w układzie napędowym mieszalników i grudkowników bębnowych, napędzana silnikiem asynchronicznym o mocy 320 kW. Przyczyną hałaśliwej pracy przekładni jest umocowanie podpory łożyska pierwszego stopnia do górnej pokrywy obudowy przekładni. Wymuszenia w strefie zazębienia są przenoszone poprzez wał i łożysko na górną pokrywę. Widmo drgań pokrywy, w którym dominuje częstotliwość zazębienia $f_z = 378$ Hz, przedstawiono na rys. 2. Na podstawie pomiarów i analizy drgań korpusu przekładni stwierdzono, że głównym źródłem hałasu jest pokrywa górna pobudzana przez podporę łożyskową pierwszego stopnia przekładni. Znając częstotliwościową strukturę siły wymuszającej oraz parametry drogi propagacji, które określone są za pomocą funkcji admitancji $Y(\omega)$, i współczynnik promieniowania $\sigma(\omega)$, można podać poziom generowanego hałasu

$$L_W(\omega) = L_\sigma(\omega) + L_F(\omega) + L_Y(\omega) + L_S(\omega) \quad (1)$$



Rys. 2. Czasowo-częstotliwościowy rozkład przyspieszeń drgań pokrywy przekładni
 Fig. 2. Time-frequency distribution of top cover gearbox acceleration

Ograniczenie poziomu hałasu na drodze propagacji jest możliwe poprzez zmniejszenie amplitudy sił wymuszających w strefie zążeń oraz zmianę admitancji mechanicznej struktury pokrywy

$$Y(\omega) = V(\omega)F(\omega), \quad (2)$$

która określa związek pomiędzy siłą działającą na górną pokrywę i prędkością drgań w punkcie wymuszenia. W celu ograniczenia generowanego hałasu przeprowadzono badania wpływu uźebrowania górnej pokrywy na poziom drgań uśredniony na powierzchni promieniowania.

4. WYNIKI BADAŃ

Badania symulacyjne obudowy przekładni przeprowadzono w dwóch etapach. W pierwszym etapie analizowano górną pokrywę przekładni, która jest dominującym źródłem hałasu. Analizę wykonano w oparciu o model pokrywy gładkiej oraz z żebrami o różnych wysokościach. Pokrywę podzielono na 1328 elementów typu „SHELL 4”. Wymuszenie harmoniczne odpowiadające częstotliwości zążeń przyłożono w punkcie reprezentującym środek podpory przyspawanej do pokrywy. Następnie przeprowadzono badania obudowy przekładni. Model obudowy wykonano z 3690 elementów skończonych typu „SHELL 3”. Siły wymuszające zostały przyłożone do otworów łożyskowych wykonanych w obudowie oraz w podporze łożyska pierwszego stopnia. Analiza została przeprowadzona w oparciu o MES

w systemie COSMOS/M. W obliczeniach dynamicznych wykonanych za pomocą modułu „ASTAR” uwzględniono 16 kolejnych częstotliwości drgań własnych.

Algorytm obliczeń jest następujący:

- podział korpusu emitującego energię akustyczną na sprężyste elementy skończone,
- agregacja sieci elementów skończonych na elementarne źródła dźwięku,
- wyznaczenie mocy akustycznej.

Do oceny mocy akustycznej generowanej przez korpus przyjęto metodę polegającą na pomiarze prędkości drgań i oszacowaniu mocy akustycznej z przybliżonego wzoru.

$$W(\omega) = \sigma(\omega) \rho_0 c \langle v^2 \rangle S \quad (3)$$

gdzie:

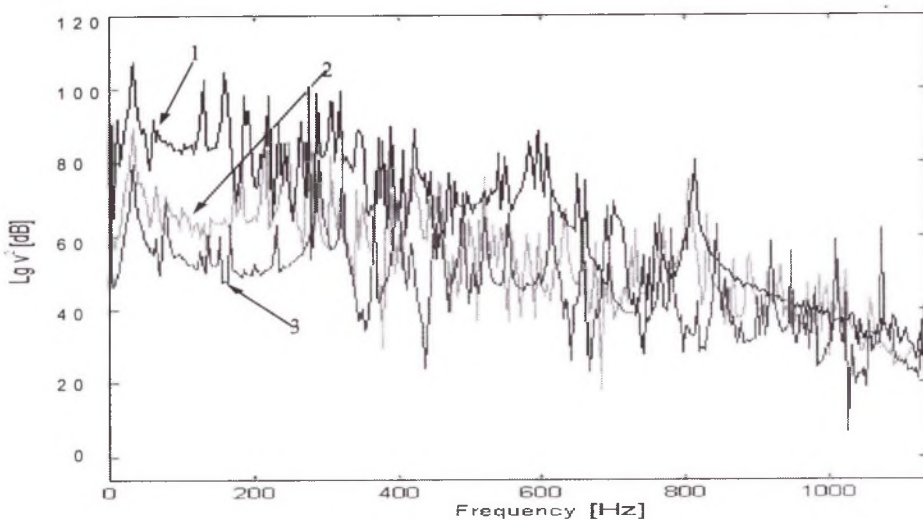
$\sigma(\omega)$ – współczynnik promieniowania,

$\rho_0 c$ – impedancja ośrodka (dla powietrza w warunkach normalnych $\rho_0 c = 414 \text{ Nsm}^{-3}$),

$\langle v^2 \rangle$ – średnia wartość kwadratu prędkości źródła uśredniona po jego powierzchni,

S – powierzchnia promieniowania.

Metoda ta ma wiele ograniczeń, z których najistotniejsza jest nieznanomość współczynnika promieniowania. Współczynnik ten można wyznaczyć eksperymentalnie [5], uwzględniając stosunek częstości wymuszenia do częstości drgań własnych badanej struktury mechanicznej. Na rysunku 3 przedstawiono wpływ uźebrowania pokrywy górnej na poziom generowanego hałasu.

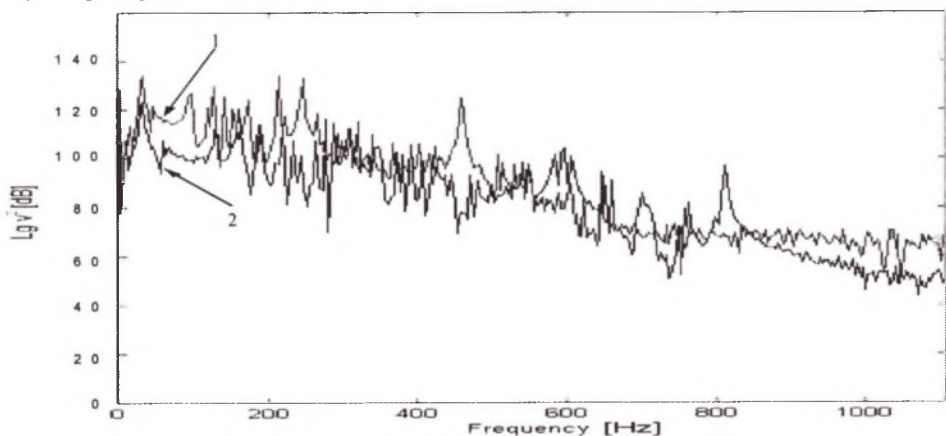


Rys. 3. Widma drgań obudowy: 1 – pokrywa gładka, 2 – pokrywa z żebrzem $h = 60 \text{ mm}$, 3 – pokrywa z żebrzem $h = 90 \text{ mm}$

Fig. 3. Gearcase vibration spectra: 1 – smooth top cover, 2 – top cover with rib $h = 60 \text{ mm}$, 3 – top cover with rib $h = 90 \text{ mm}$

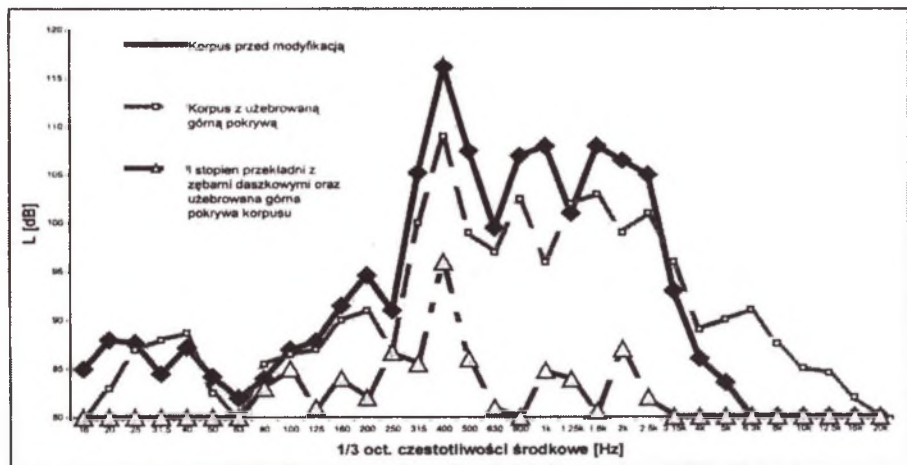
Zastosowanie żebra o wysokości $h = 60 \text{ mm}$ wywołało spadek poziomu o 8,4 dB, a w przypadku zastosowania żebra o wysokości $h = 90 \text{ mm}$ spadek poziomu hałasu wyniósł 13,1 dB. Na rysunku 4 przedstawiono wpływ zmiany grubości pokrywy górnej na generowany hałas. Zwiększenie grubości pokrywy o 10 mm wywołało obniżenie poziomu o około 1,1

dB. Wyniki badań numerycznych potwierdzają pomiary hałasu przekładni wykonane w warunkach przemysłowych. Na rysunku 5 przedstawiono wyniki pomiaru hałasu zmierzonego nad pokrywą górną przekładni. Wyniki przedstawiają analizę widmową w pasmach 1/3-oktawowych dla korpusu przed modyfikacją, korpusu z uźebrowaną pokrywą górną oraz w przypadku zastosowania w I stopniu przekładni zębów daszkowych. Największy spadek poziomu dźwięku około 16 dB wystąpił dla przekładni uźebrowanej przy jednoczesnej zmianie zębów prostych na daszkowe.



Rys. 4. Widma drgań obudowy: 1 – górną pokrywą o grubości $h = 30$ mm, 2 – górną pokrywą o grubości $h = 20$ mm

Fig. 4. Vibration spectra of gearbox: 1 – top cover thickness 30 mm, 2 – top cover thickness 20 mm



Rys. 5. Widma hałasu zmierzonego nad pokrywą górną dla różnych rozwiązań konstrukcyjnych przekładni

Fig. 5. Noise intensity spectrum measured above top cover for different design

5. WNIOSKI

Generowany przez korpus przekładni hałas jest funkcją częstości i rozkładu drgań na promieniującej powierzchni. Ograniczenie poziomu hałasu przez przekładnie można uzyskać poprzez zmianę sztywności obudowy oraz minimalizację wymuszeń w strefie zazębienia.

Metody modyfikacji strukturalnej konstrukcji oparte na MES pozwalają ocenić wpływ różnych zmian konstrukcyjnych na aktywność wibroakustyczną korpusów, nawet w przypadku zastosowania uproszczonych procedur. Wyniki symulacji numerycznych zostały potwierdzone pomiarami przeprowadzonymi w warunkach przemysłowych.

Literatura

1. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Warszawa-Katowice-Radom 2000.
2. Dąbrowski Z.: The Evaluation of the Vibroacoustic Activity for the Needs of Constructing and Use of Machines. Machine Dynamics Problems, vol. 4, Warszawa 1992.
3. Engel Z.: Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, PWN, Warszawa 1993.
4. Inoue K., Kranz T.L.: Minimization of the Vibration Energy of Thin – Plate Structures and the Application to the Reduction of Gearbox Vibration. NASA Technical Memorandum 106878, 1995.
5. Jacobson M.F., Singh R., Oswald F.B.: Acoustic Radiation Efficiency Models of a Simple Gearbox. Seventh International Power Transmission and Gearing Conference, San Diego, USA 1996.
6. Kollman F. G.: Machinenakustik, Springer – Verlag, 1993.
7. Madej H., Muller L.: Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych. ZN Pol. Śl. seria Transport z.10, Gliwice 1991.
8. Madej H.: Wykorzystanie MES do oceny własności wibroakustycznych obudowy przekładni zębatej. XII Konferencja nt. "Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputero", Politechnika Warszawska, Warszawa 1999.
9. Panuszka R.: Metody energetyczne w wibroakustyce. Materiały I Szkoły Metod Energetycznych w Wibroakustyce, Krynica 1992, s. 37- 50.
10. Zhang T., Kohler H. K., Lack G. J., Noise Optimisation of a Double Helical Parallel Shaft Gearbox. 1994 International Gearing Conference, Newcastle upon Tyne, England, 1994.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Abstract

The main purpose of carried research was the FEM vibration analysis for the evaluation of the sound power radiation from industrial gearbox housing. The housing of gearbox was modelled by using a thin shell element in the finite element package program COSMOS/M. A numerical procedure has been developed for optimising gearbox structure for minimum vibration and noise radiation.

Praca powstała w wyniku realizacji projektu numer 8T07C04220 finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.