

Henryk MADEJ¹

METODY REDUKCJI HAŁASU PRZEKŁADNI ZĘBATYCH W UKŁADACH NAPĘDOWYCH MASZYN ROBOCZYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono zagadnienia związane z minimalizacją hałasu generowanego przez korpusy przekładni zębatych. Przedstawiono model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym oraz metodykę projektowania korpusu przekładni o obniżonej aktywności wibroakustycznej.

METHODS OF GEARBOX NOISE REDUCTION IN TRANSMISSION SYSTEMS

Summary. The paper presents numerical procedure for the optimisation of gearbox structures for minimum noise radiation. It consist of a dynamic excitation model, a noise prediction procedure and structural optimisation methods.

1. WPROWADZENIE

Przekładnia zębata jest złożonym nieliniowym generatorem drgań mechanicznych. Analizując drgania lub hałas przekładni zębatej identyfikujemy przyczyny tych zjawisk oraz źródła ich pochodzenia. Zakłócenia wibroakustyczne emitowane przez przekładnie wynikają z przyczyn wewnętrznych i zewnętrznych, a charakter ich generacji może być mechaniczny oraz aerodynamiczny [1]. Wewnętrzne przyczyny drgań i hałasu wynikają z konstrukcyjnego sposobu realizacji funkcji celu. Natomiast zewnętrzne przyczyny to wymuszenia mechaniczne i akustyczne działające z zewnątrz na obiekt. Drgająca powierzchnia korpusu przekładni jest głównym emitorem hałasu. Decydującą rolę odgrywają własności rezonansowe części mechanoakustycznej obiektu, elementów przekładni oraz jej korpusu. Czynniki wpływające na poziom mocy akustycznej wytwarzanej przez przekładnię zębatą można podzielić na dwie grupy: konstrukcyjne i eksploatacyjne. W celu uwzględnienia czynników z obu grup konieczne jest wykorzystanie odpowiedniego modelu symulującego działanie przekładni w układzie napędowym, za pomocą którego można dokonać ilościowej oceny zachodzących w niej zjawisk. W badaniach procesów wibroakustycznych wykorzystuje się obecnie różne metody, które można podzielić na analityczne i dyskretyzacyjne. Głównym problemem, który występuje w badaniu właściwości dynamicznych układów mechanicznych, jest adekwatność modelu matematycznego do układu rzeczywistego. W przekładni zębatej rzeczywiste charakterystyki sztywności i tłumienia są nieliniowe [2]. Wynika to między innymi ze zmiennej sztywności łożysk, zazębień, połączeń stykowych oraz luzów. Rozpraszanie energii w układzie napędowym ma również charakter nieliniowy.

¹ Wydział Transportu, Politechnika Śląska

Podczas badań wykorzystano zidentyfikowany model dynamiczny przekładni pracującej w układzie napędowym [6]. Model uwzględnia drgania giętno-skrętne w układzie napędowym składającym się z silnika, przekładni i maszyny roboczej oraz wszystkie najważniejsze parametry samego zazębienia mające wpływ na jej aktywność wibroakustyczną. Wykorzystanie ww. zidentyfikowanego modelu pozwala wyznaczyć obciążenia dynamiczne w zazębieniu zarówno dla ustalonego obciążenia i ustalonej prędkości obrotowej, jak i podczas pracy ze zmiennym obciążeniem w czasie rozruchu, hamowania lub chwilowego przeciążenia przekładni w rozpatrywanym układzie napędowym.

2. MECHANIZM GENERACJI HAŁASU PRZEZ PRZEKŁADNIĘ ZĘBATĄ

Złożona struktura przekładni zębatej zawierająca wiele źródeł drgań i hałasu oraz występowanie wzajemnych oddziaływań dynamicznych, często nieliniowych, powodują duży stopień komplikacji modelu procesu generacji i propagacji dźwięku.

Algorytm minimalizacji aktywności wibroakustycznej struktur mechanicznych realizuje się najczęściej na podstawie modelu opisującego drogi propagacji energii wibroakustycznej. Minimalizacja aktywności wibroakustycznej przekładni zębatych wymaga analizy mechanizmu powstawania sił dynamicznych w zazębieniu wywołujących drgania, transmisji tych drgań do miejsca wypromieniowania oraz zagadnień związanych z emisją dźwięku przez korpus. Wynika z tego, że istnieją trzy sposoby zmniejszania emisji hałasu przekładni polegające na minimalizacji:

- drgań w strefie zazębienia,
- efektywności transmisji drgań i dźwięku materiałowego,
- efektywności promieniowania korpusu.

Przy założeniu, że siły wymuszające poszczególnych źródeł dają się przedstawić w postaci jednej siły pobudzającej powierzchnię generującą dźwięk, można zgodnie z podstawowym równaniem dynamiki maszyn [3,5] opisać widmo mocy emitowanego dźwięku następującą zależnością:

$$N_a(\omega) = \rho_o c \eta_r Y^2(\omega) F^2(\omega) S \quad [\text{W}] \quad (1)$$

gdzie:

η_r – współczynnik efektywności promieniowania [1],

$Y^2(\omega)$ – uśredniony kwadrat admitancji [$\text{m}^2 \text{s}^{-2} \text{N}^{-2}$],

$F^2(\omega)$ – efektywna siła pobudzająca [N^2],

ρ_o – gęstość powietrza [kg/m^3],

c – prędkość dźwięku [m/s],

S – powierzchnia [m^2].

Przedstawiona zależność uwzględnia fakt, że widmo mocy hałasu $N_a(\omega)$ zależy od widma siły pobudzającej oraz właściwości filtrujących funkcji transmitancji i współczynnika promieniowania charakterystycznych dla określonego typu korpusu i powierzchni promieniowania.

Aktywność wibroakustyczną przekładni określa się za pomocą współczynnika sprawności przetwarzania energii mechanicznej na akustyczną η_a :

$$\eta_a = \frac{N_a}{N_m} = \frac{\rho_o c \eta_r Y^2(\omega) F^2(\omega) S}{N_m} = \eta_r \eta_t \eta_s \quad [1] \quad (2)$$

gdzie:

η_t - współczynnik efektywności transmisji drgań do miejsca wypromieniowania [1],

η_v - współczynnik efektywności przetwarzania energii mechanicznej na drgania [1].

Efektywność przetwarzania energii mechanicznej η_v zależy od czynników konstrukcyjnych, a przede wszystkim od czynników eksploatacyjnych, takich jak luzy, niewyrównoważenie, rozosiowanie itp. mające duży wpływ na emisję hałasu.

Współczynnik efektywności transmisji drgań (η_t) ulega nieznacznym zmianom podczas eksploatacji, należy więc minimalizować go już na etapie konstruowania przekładni.

Efektywność, z jaką powierzchnia źródła promieniuje moc do otoczenia, opisywana jest przez współczynnik promieniowania akustycznego (η_r). Wartość współczynnika promieniowania zależy od wielu czynników. W większości przypadków pól akustycznych, gdy pomiędzy wartościami chwilowymi ciśnienia akustycznego i prędkości występują przesunięcia fazowe, mamy do czynienia ze składową aktywną i reaktywną pola. Natężenie dźwięku, definiowane jako średnia wartość gęstości strumienia energii akustycznej, jest wielkością zespoloną, której część rzeczywista jest natężeniem aktywnym, a część urojona natężeniem reaktywnym. Reaktywna składowa natężenia nie przenosi energii wewnątrz pola, energię w postaci strumienia przepływu przenosi aktywna składowa natężenia. Do analizy przenoszenia energii w polu akustycznym wykorzystuje się często teorie związane z propagacją źródeł elementarnych, takich jak monopól lub dipol. Często przyjmuje się uproszczony charakter pola akustycznego traktując powierzchnię drgającą jako zbiór elementarnych źródeł punktowych promieniujących fale kulistą rzędu zerowego. Potencjał akustyczny każdego z tych źródeł jest proporcjonalny do składowej normalnej prędkości akustycznej i zależy od kształtu powierzchni.

Współczynnik promieniowania źródeł wyższego rzędu w paśmie częstotliwości pełnego wypromieniowania jest znacznie mniejszy niż odpowiedni współczynnik dla źródła zerowego rzędu. Dlatego wyniki uzyskane dla monopola można traktować jako górną granicę szacowania mocy dźwięku wypromieniowanego przez maszynę. Współczynnik promieniowania źródła zależy od stosunku częstotliwości wymuszenia do częstotliwości drgań własnych. Dla małych częstotliwości wymuszeń w porównaniu z częstotliwościami drgań własnych współczynnik jest bliski zeru, natomiast dla częstotliwości $\omega \gg \omega_r$ jest bliski jedności. Wartość współczynnika promieniowania zależy od czynników eksploatacyjnych, takich jak prędkość obrotowa, obciążenie oraz od przyjętego sposobu jego wyznaczenia [4].

3. MODELOWANIE PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W UKŁADZIE NAPEĐDOWYM

Postępowanie w budowie nowoczesnych maszyn możliwe jest między innymi dzięki identyfikacji procesów dynamicznych zachodzących w systemach mechanicznych. W przypadku układów mechanicznych, w których można wyodrębnić nieodkształcalne bryły lub punkty materialne (w których skupiona jest masa) oraz bezmasowe odkształcalne elementy łączące te bryły lub punkty, tworzy się modele dyskretne. Charakterystyki sprzężeń oraz masy punktów materialnych powinny być tak dobrane, aby model dyskretny odtwarzał z wystarczającą dokładnością ruch odpowiadający ruchowi poszczególnych członów rzeczywistego układu mechanicznego, a siły działające na punkty materialne odpowiadały siłom występującym w rzeczywistym układzie mechanicznym.

W modelowaniu dynamiki przekładni można wyróżnić dwa kierunki rozwojowe:

- bardzo dokładną analizę modelu pary kół zębatych z uwzględnieniem złożonego nieliniowego opisu właściwości uzębień,
- badanie właściwości dynamicznych całych układów napędowych składających się z silnika, przekładni zębatej i maszyny roboczej.

Najczęściej w celu połączenia tych dwóch wyżej wymienionych kierunków modelowania dokonywane są adaptacje modelu L. Müllera do złożonych układów z przekładniami zębatymi [6, 9].

Modelowanie drgań w zazębieniu prowadzi do silnie nieliniowych układów równań parametrycznych, ponieważ przekładnia jako wytwór stanowi generator drgań.

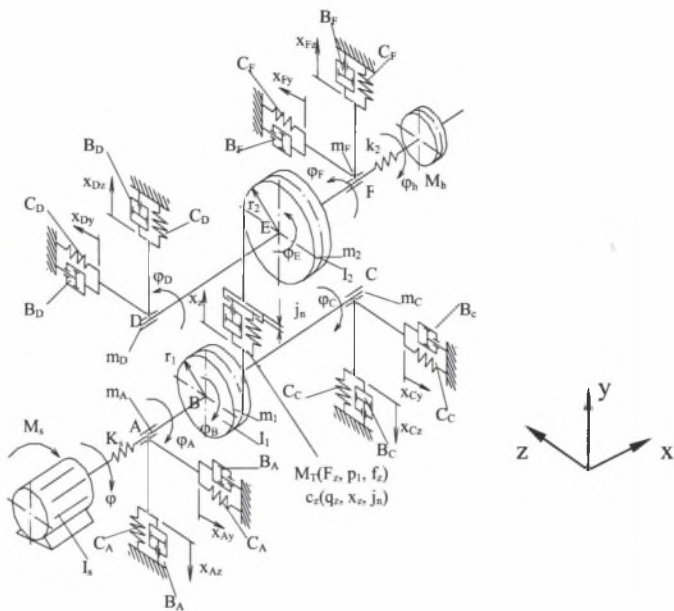
Model L. Müllera zakłada, że wymuszenia wysokoczęstotliwościowe w przekładniach szeregowych są filtrowane przez strukturę przekładni. Układ napędowy stanowi dla drgań generowanych w zazębieniu rodzaj filtru dolnoprzepustowego ograniczającego amplitudę drgań przenoszoną z zazębienia do układu napędu. Natomiast wymuszenia zewnętrzne są składowymi wolnozmiennymi w sygnale zazębienia. Szerokopasmowy sygnał drgań transmitowany jest ze strefy zazębienia poprzez wały i łożyska na obudowę przekładni.

Do realizacji badań wybrano model dynamiczny zawierający główne elementy łańcucha kinematycznego napędu przy jednoczesnym uwzględnieniu zjawisk dynamicznych w zazębieniu, łączący w sobie zalety obydwu sposobów modelowania wymienionych wyżej. Model zrealizowany w środowisku Matlab-Simulink uwzględnia wzajemne oddziaływanie różnych czynników zewnętrznych i wewnętrznych występujących podczas pracy przekładni w układzie napędowym.

Schemat modelu dynamicznego przedstawiono na rys. 1. Model przedstawia układ napędowy składający się z elektrycznego silnika napędowego, jednostopniowej przekładni zębatej walcowej i maszyny roboczej oraz sprzęgieł łączących wały. Opis zjawisk zachodzących w zazębieniu jest zgodny z modelem L. Müllera [9]. 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 zredukowane zostały do mas skupionych w środkach łożysk. Dodatkowo założono, że masy te mają niezerowe momenty bezwładności w kierunku osi obrotu 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. Model można także wykorzystywać do wirtualnej redukcji hałasu projektowanej lub dobranej przekładni zębatej w układzie napędowym. 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.



Rys. 1. Schemat modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym
 Fig. 1. Model of gearbox in transmission system

4. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

Symulacje zjawisk dynamicznych przekładni zębatej będącej częścią stanowiska mocy krążącej FZG zostały przeprowadzone na podstawie zmodyfikowanego programu symulacyjnego pracującego w środowisku Matlab-Simulink [8].

Program symulacyjny podzielony na dwie części umożliwia wprowadzenie danych wejściowych, takich jak:

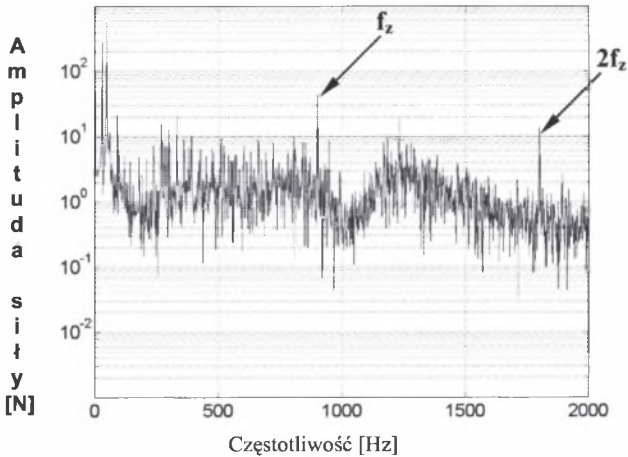
- parametry przekładni zębatej i elementów układu napędowego,
- charakterystyka silnika elektrycznego,
- charakterystyka zmian obciążenia,
- parametry symulacji.

Na podstawie danych wejściowych obliczane są stałe i wielkości niezienne podczas symulacji, między innymi sztywność zazębienia oraz momenty bezwładności i masy elementów układu napędowego. Druga część programu symulacyjnego została zrealizowana w środowisku Simulink, które pozwala w łatwy sposób konstruować schematy blokowe równań. Symulacyjny model dynamiczny umożliwia określenie przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń drgań wału zębniaka i koła oraz sił w węzłach łożyskowych. W celu porównania wyników symulacji z doświadczeniem wykonano bezkontaktowe pomiary prędkości drgań poprzecznych wałów za pomocą wibrometru laserowego w wybranych punktach. Prędkości drgań wałów mierzono w kierunku zgodnym z działaniem siły międzyzębnej. Przyjęte w badaniach symulacyjnych wartości odchyłek wykonawczych kół zębatych odpowiadały 6 klasie wykonania zgodnie z PN-79/M-88522/01. 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,
- wartości oraz rozkładu amplitud w pasmach częstotliwości zazębienia.

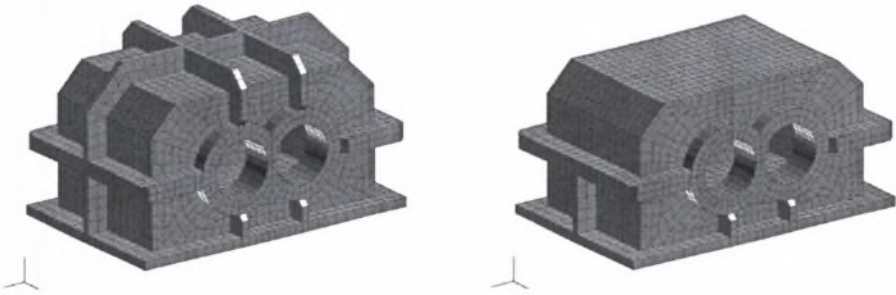
Po dostrojeniu modelu wyznaczono na podstawie symulacji siły w węzłach łożyskowych, które są danymi wejściowymi do analizy pola akustycznego wokół przekładni. Przykładowe widmo sił w łożysku F otrzymane z symulacji przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Przykładowe widmo sił w łożysku F otrzymane z symulacji

Fig. 2. Spectrum of bearing's force obtained from simulation

Na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej przekładni badanej został wykonany model geometryczny korpusu przekładni. Następnie został wygenerowany model elementów skończonych (rys. 3).



Rys. 3. Modele elementów skończonych badanej przekładni

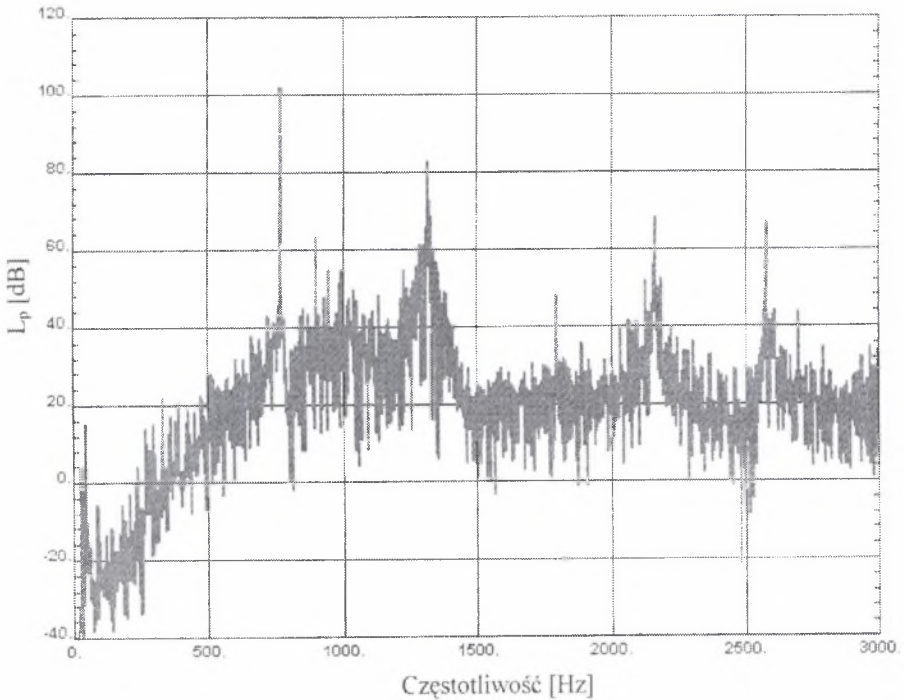
Fig. 3. Model FEM of investigated gearbox

Siły dynamiczne w węzłach łożyskowych, określone za pomocą zidentyfikowanego modelu dynamicznego przekładni, stanowiły wielkości wejściowe w procesie symulacji pola akustycznego. W modelu uwzględniono wymuszenia w zakresie częstotliwości od 0 do 3 kHz. Modele oraz symulacje z wykorzystaniem MES wykonano i przeprowadzono przy zastosowaniu oprogramowania MSC Patran/Nastran. Do budowy modelu przedstawionego na

rys. 3 wykorzystano łącznie około 3950 elementów bryłowych i powłokowych. Do wyznaczenia poziomu ciśnienia akustycznego w wybranych punktach odniesienia wykorzystano modele elementów brzegowych.

Badania symulacyjne obu wersji korpusu przekładni badanej przeprowadzono z wykorzystaniem oprogramowania komputerowego SysNoise v5.3A firmy LMS. Danymi wejściowymi modelu MEB były wyniki obliczeń rozkładu prędkości drgań we wszystkich węzłach siatki elementów modelu MES. Na podstawie symulacji wyznaczono charakterystyki poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji częstotliwości.

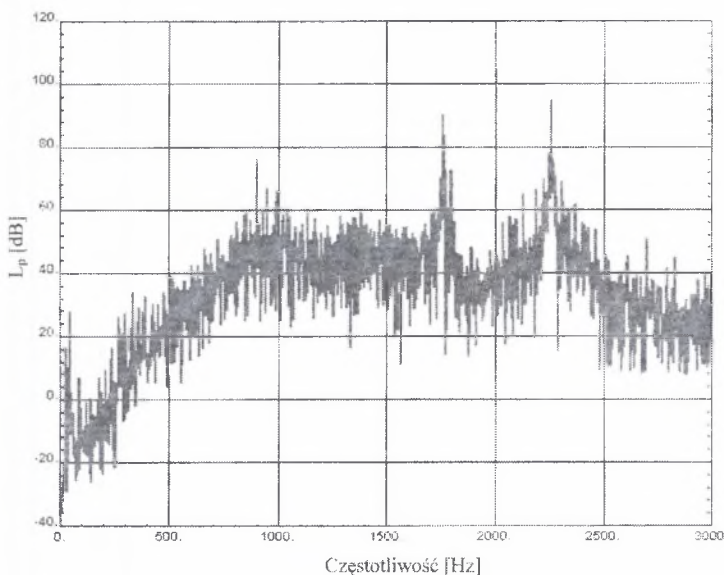
Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci charakterystyk poziomu ciśnienia akustycznego w funkcji częstotliwości w punkcie obserwacji umieszczonym nad korpusem w odległości 1 m od środka pokrywy (rys. 4, 5).



Rys. 4. Widmo poziomu ciśnienia akustycznego przekładni z korpusem bez uźbrowania uzyskane z symulacji

Fig. 4. Spectrum of sound pressure level of gearbox without ribs obtained from simulation

Wyniki symulacji metodami MES i MEB wskazują, że możliwa jest przy ich wykorzystaniu ocena wpływu różnych modyfikacji konstrukcji korpusu przekładni bez przeprowadzania kosztownych eksperymentów czynnych.



Rys. 5. Widmo poziomu ciśnienia akustycznego przekładni z korpusem uźebrowanym uzyskane z symulacji

Fig. 5. Spectrum of sound pressure level of gearbox with ribs obtained from simulation

5. METODYKA PROJEKTOWANIA KORPUSÓW O OBNIŻONEJ AKTYWNOŚCI WIBROAKUSTYCZNEJ

Zagadnienia predykcji poziomu mocy akustycznej generowanej przez przekładnie są ważne ze względu na konieczność spełnienia wymagań określonych przez normy. Badania akustyczne przekładni zębatych prowadzone są często na obiektach rzeczywistych. Ze względu na koszty związane z badaniem prototypów istnieje tendencja do zaspokajania eksperymentów czynnych badaniami symulacyjnymi. Prowadzenie badań symulacyjnych złożonych układów mechanicznych umożliwił rozwój technik komputerowych oraz metod identyfikacji.

Wykorzystanie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym pozwala badać wpływ wymuszeń wewnętrznych i zewnętrznych na siły dynamiczne w punktach podparcia.

Określone na podstawie symulacji siły dynamiczne w węzłach łożyskowych mogą stanowić dane wejściowe w badaniach metodami analitycznymi opartymi na bilansowaniu energii akustycznej, takich jak SEA [3, 4] lub metodami dyskretyzacyjnymi MES i MEB.

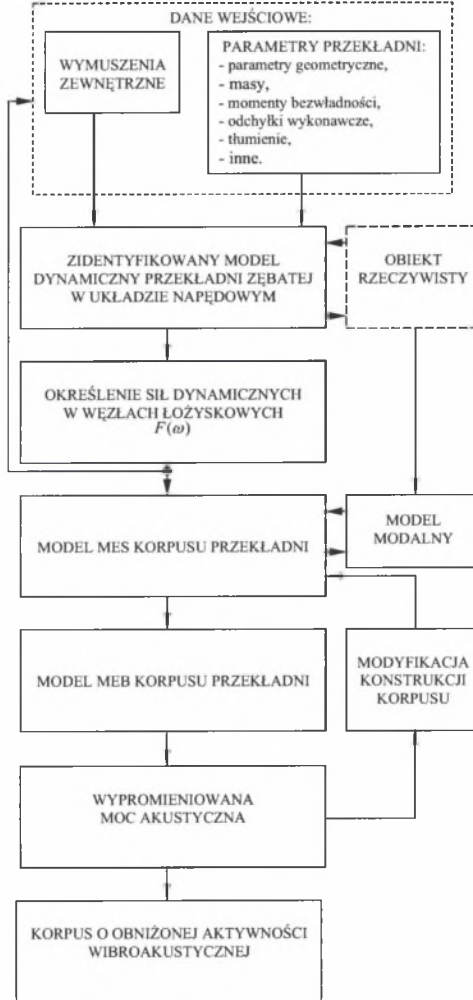
Metodyka postępowania podczas projektowania korpusów o obniżonej aktywności WA została przedstawiona na rys. 6 [8].

Wykorzystanie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym pozwala badać wpływ wymuszeń wewnętrznych i zewnętrznych na siły dynamiczne w punktach podparcia. Przedstawiony na rys. 6 program symulacyjny pozwala na testowanie szerokiego zakresu rozwiązań konstrukcyjnych oraz obciążeń zewnętrznych. Wielkościami zmiennymi w procesie konstruowania mogą być:

- wymuszenia zewnętrzne (obciążenie, prędkość obrotowa),
- parametry geometryczne,

- masy,
- momenty bezwładności,
- odchyłki wykonawcze,
- tłumienie,
- i inne.

Zakres obliczeń zależy od wprowadzanych zmian konstrukcji oraz wymuszeń zewnętrznych.



Rys. 6. Metodyka projektowania korpusów o obniżonej aktywności wibroakustycznej
Fig. 6. Scheme of gearbox optimization procedure

6. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania eksperymentalne i symulacyjne potwierdziły, że w procesie minimalizacji aktywności wibroakustycznej przekładni istotne jest ograniczenie zmian sił w zazębieniu oraz odpowiedni dobór własności dynamicznych węzłów łożyskowych i korpusu z uwzględnieniem ich charakterystyk rezonansowych.

Siły dynamiczne w węzłach łożyskowych określone na podstawie modelu dynamicznego przekładni zębatej w układzie napędowym stanowią dane wejściowe do modeli MES mogą być podstawą projektowania korpusów o obniżonej aktywności wibroakustycznej.

Literatura

1. Cempel Cz.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa 1978.
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., Krantz 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. Kollman F.G.: Machinenakustik. Springer – Verlag, Berlin 1993.
6. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Monograficzna Seria Wydawnicza. Biblioteka Problemów Eksploatacji-Studia i Rozprawy, Katowice-Radom 2001.
7. Madej H., Müller L.: Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Seria Transport, z. 10, Gliwice 1991, s. 55-67.
8. Madej H.: Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych. Monograficzna Seria Wydawnicza. Biblioteka Problemów Eksploatacji-Studia i Rozprawy, Katowice-Radom 2003.
9. Müller L.: Przekładnie zębate - dynamika. WNT, Warszawa 1986.

Recenzent: Dr hab. inż. Manfred Chmurawa