



Ocena wibroaktywności wybranych rozwiązań konstrukcyjnych korpusów przekładni zębatach

ANDRZEJ WILK, BOGUSŁAW ŁAZARZ, HENRYK MADEJ,
TOMASZ FIGLUS

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych,
40-019 Katowice, ul. Krasińskiego 8

Streszczenie. Artykuł przedstawia analizę wpływu dodatkowego uźebrowania na wibroaktywność korpusu przekładni zębataj. Badania podjęto, przyjmując założenie, że drgania są wymuszone przez siły działające w łożyskowaniu wałów, wyznaczone numerycznie z wykorzystaniem modelu dynamicznego przekładni zębataj w układzie napędowym. Na podstawie obliczeń z wykorzystaniem modeli MES korpusów przekładni, określono wpływ usytuowania dodatkowego uźebrowania na poziom i rozkład drgań górnej płyty korpusu. Przyjęta miara wibroaktywności korpusu umożliwiła ilościowe porównanie różnych rozwiązań uźebrowania i wybór rozwiązania charakteryzującego się najmniejszym poziomem drgań w określonych zakresach prędkości obrotowej przekładni.

Słowa kluczowe: przekładnie zębate, wibroaktywność, modelowanie

1. Wstęp

Zastosowanie modelowania w projektowaniu i konstruowaniu przekładni zębatach stwarza obecnie nowe możliwości badań. Przy niewielkich nakładach finansowych oraz bez wykonania prototypów można tworzyć modele wirtualne, odwzorowujące cechy geometryczne zarówno współpracującego zazębienia, łożyskowania, jak i korpusów przekładni.

W budowie współczesnych przekładni zębatach istotną rolę odgrywa taki dobór cech geometrycznych kół zębatach, kadłuba i innych elementów, by hałas emitowany podczas ich pracy był możliwie najmniejszy. Spełnienie tego założenia wymaga przeprowadzenia badań z zastosowaniem m.in. modeli przekładni zębatach w układach

napędowych [1, 2]. Wykorzystanie tych modeli umożliwia ocenę wpływu warunków współpracy kół zębatych oraz rodzaju łożyskowania na siły wymuszające drgania korpusu przekładni. Obniżenie wartości tych sił występujących w łożyskowaniu wałów wpływa na zmniejszenie emisji drgań i hałasu przekładni.

Istotną rolę w projektowaniu przekładni o obniżonej wibroaktywności odgrywa konstrukcja kadłuba [3-10]. Dobór jego cech geometrycznych, a w szczególności dodatkowego uźebrowania, wpływa na usztywnienie konstrukcji i zmniejszenie drgań. Analizę wpływu kształtu uźebrowania na wibroaktywność kadłuba przekładni można przeprowadzać z wykorzystaniem modeli MES lub MEB [3-10].

2. Wyniki badań i ich analiza

W pracy zaprezentowano wyniki badań numerycznych, których celem jest określenie wpływu sił wymuszających drgania na wibroaktywność różnych rozwiązań konstrukcyjnych korpusów przekładni zębatych.

W badaniach zaimplementowano reakcje sił wymuszających drgania w węzłach łożyskowych. Siły te wyznaczono oddzielnie z wykorzystaniem modelu numerycznego przekładni zębatej w układzie napędowym. Model ten rozwijany jest w ramach innych prac badawczych z zakresu dynamiki przekładni zębatych prowadzonych na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej, które opisano m.in. w [2].

Celem badań było porównanie wibroaktywności korpusu bez dodatkowego uźebrowania oraz z dodatkowym uźebrowaniem (rys. 1). Rozważano różne możliwości umieszczenia dodatkowego uźebrowania i ich wpływ na obniżenie wibroaktywności. Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne uźebrowania przedstawiono na rysunku 1, na którym podano także masę tych korpusów.

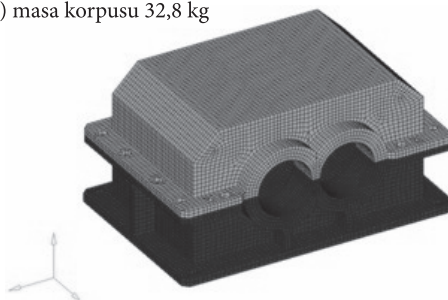
Model przedstawiony na rysunku 1b jest przykładem rozwiązania konstrukcyjnego wzmocnienia pokrywy górnej przekładni, spotykanym często w praktyce, w którym uźebrowanie jest usytuowane poprzecznie i wzdłużnie w stosunku do osi kół zębatych. W przypadku modelu przedstawionego na rysunku 1c, projektując usytuowanie uźebrowania, uwzględniono wyniki uprzednio prowadzonej analizy modalnej modelu korpusu bez uźebrowania. Wykonanie tej analizy umożliwiło wyznaczenie głównych częstotliwości rezonansowych korpusu, postaci drgań w stanach rezonansowych oraz pozwoliło na taki wybór usytuowania uźebrowania, przy którym w znacznym stopniu zostały wytłumione drgania rezonansowe. Zaproponowane rozwiązanie uźebrowania może przyczynić się do obniżenia wibroaktywności kadłuba przekładni, w określonych zakresach jej prędkości obrotowej.

Wyznaczając siły wymuszające drgania w węzłach łożyskowych, w modelu dynamicznym przekładni zębatej w układzie napędowym, przyjęto następujące parametry kół:

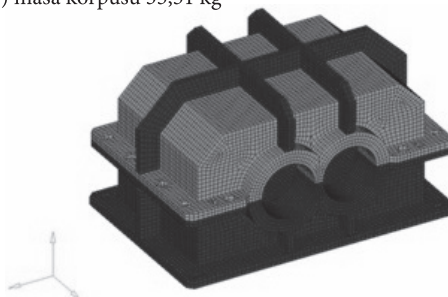
— liczba zębów zębniaka $z_1 = 19$,

- liczba zębów koła $z_2 = 30$,
- moduł $m = 3,5$ mm,
- kąt zarysu $\alpha_{\text{on}} = 20^\circ$,
- kąt pochylenia linii zęba $\beta = 15^\circ$,
- odległość osi kół $a = 91,5$ mm,
- szerokość kół $b = 56$ mm,
- błędy wykonania kół zębatych odpowiadały 6 klasie dokładności.

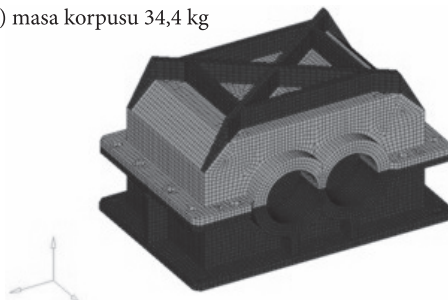
a) masa korpusu 32,8 kg



b) masa korpusu 35,51 kg



c) masa korpusu 34,4 kg



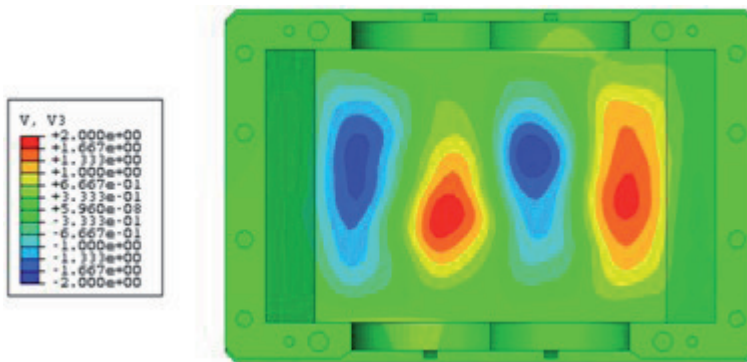
Rys. 1. Modele MES korpusu przekładni zębatej: przed modyfikacją (a); w I wariantcie uźebrowania (b); w II wariantcie uźebrowania (c)

Badania prowadzono przy różnych prędkościach obrotowych, które wynosiły odpowiednio dla wału koła przekładni $n = 900, 1200, 1500, 1800, 2100$ i 2400 obr/min. Obciążenie jednostkowe pary kół zębatych przekładni wynosiło $Q = 3$ MPa.

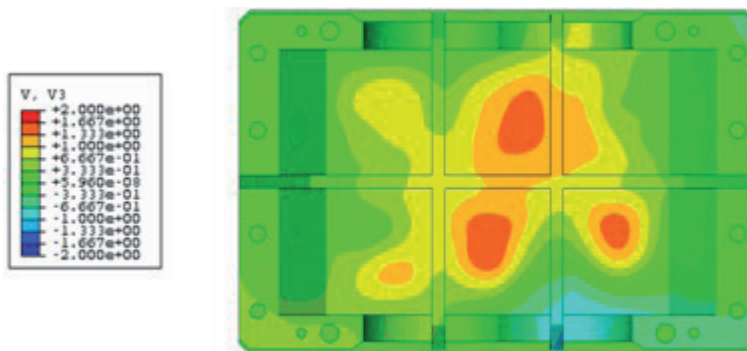
Wstępne badania wykazały, że głównym źródłem drgań i hałasu przekładni jest górna płyta jej kadłuba. Wyznaczano przebiegi prędkości drgań punktów węzłowych modeli MES korpusów przekładni.

Na rysunkach 2, 3 i 4 zamieszczono przykładowe rozkłady prędkości drgań modelu górnej płyty korpusu przekładni w wybranych chwilach czasu pracy przy założeniu parametrów zazębienia podanych powyżej i prędkości obrotowej wynoszącej 1800 obr/min.

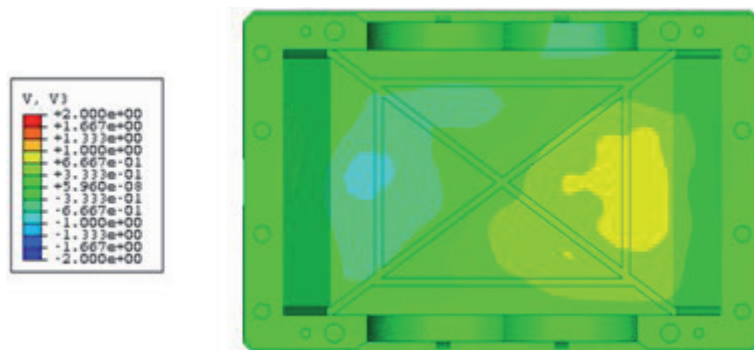
Rozważane rozwiązania konstrukcyjne korpusów przekładni cechują się różnymi rozkładami prędkości drgań normalnych ich górnych płyt. W wariantcie konstrukcyjnym korpusu bez uźebrowania (rys. 2) obserwuje się wiele charakterystycznych lokalnych obszarów o znacząco podwyższonej amplitudzie drgań w zakresie $v = \pm 2$ mm/s.



Rys. 2. Przykładowy rozkład amplitudy prędkości drgań górnej płyty korpusu przed modyfikacją (1a)



Rys. 3. Przykładowy rozkład amplitudy prędkości drgań górnej płyty korpusu w I wariantcie uźebrowania (1b)



Rys. 4. Przykładowy rozkład amplitudy prędkości drgań górnej płyty korpusu w II wariancie uźebrowania (1c)

W przypadku I wariantu uźebrowania (rys. 3) obszary o podwyższonej amplitudzie prędkości drgań górnej płyty zmieniły swoje położenie w stosunku do korpusu gładkiego, a wartości tych amplitud były mniejsze i nie przekraczały $v = \pm 1,6$ mm/s.

Model uźebrowanego korpusu w wariantcie II (rys. 1c) cechuje się znacząco innym rozkładem amplitudy prędkości drgań (rys. 4) w stosunku do dwóch poprzednio omawianych rozwiązań.

W tym przypadku uźebrowanie usytuowano w miejscach występowania w modelu korpusu gładkiego podwyższonej amplitudy prędkości drgań, co szerzej przedstawiono w [9]. Obszary maksymalnej prędkości drgań górnej płyty występują na znacznej jego powierzchni i posiadają zbliżone wartości, lecz znacznie mniejsze niż w poprzednich przypadkach. Mieszczą się one w zakresie $v = \pm 1,0$ mm/s.

Uwzględniając wyniki badań przedstawionych w [1, 3], w dalszej części pracy wyznaczano miarę wibroaktywności, jako wartość średnią kwadratu prędkości drgań normalnych punktów węzłowych górnej płyty korpusu v_{sr}^2 [1], zgodnie z zależnością (1):

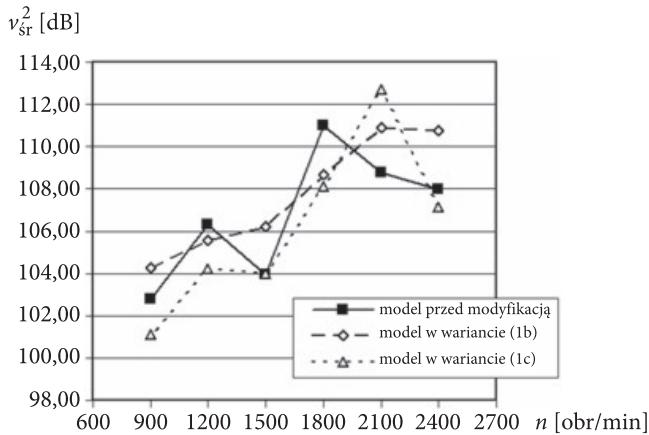
$$v_{sr}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{k} \sum_{j=1}^k (v_{ij}(t_i))^2 \right), \quad (1)$$

gdzie: $v_{ij}(t)$ — prędkość drgań w chwili t_i , j -tego punktu węzłowego modelu MES;
 n — liczba próbek czasu analizy;
 k — liczba punktów węzłowych modelu MES.

Na rysunku 5 zamieszczono zbiorcze zestawienie wyników analizy.

Wyznaczona wartość miary v_{sr}^2 wykazuje istotne różnice w zależności od kształtu uźebrowania korpusu przekładni i prędkości obrotowej. Świadczy to o wpływie dodatkowego uźebrowania na poziom emitowanych drgań.

W porównaniu do korpusu bez uźebrowania (rys. 1a) korpus z uźebrowaniem w wariantcie I, usytuowanym poprzecznie i wzdłużnie w stosunku do osi wałów



Rys. 5. Zmiana miary v_{sr}^2 w zależności od prędkości obrotowej koła i wariantu rozwiązania uźbrowania korpusu przekładni zębatej

(rys.1b), wykazywał zmniejszenie wibroaktywności w niektórych zakresach prędkości obrotowej, w innych natomiast zwiększenie.

W przypadku korpusu z uźbrowaniem usytuowanym jak w wariancie II (rys. 1c) obserwuje się zmniejszenie jego wibroaktywności w szerokim zakresie analizowanych zmian prędkości obrotowych wału koła. Zmniejszenie poziomu drgań jest istotne i wynosi do kilku dB, co świadczy o korzystnym usytuowaniu uźbrowania w tym przypadku.

Podsumowanie

Ocenę wibroaktywności przekładni zębatej można obecnie przeprowadzać już na podstawie badań modeli wirtualnych. Umożliwiają one wybór różnych alternatywnych rozwiązań konstrukcyjnych korpusów o obniżonej wibroaktywności.

W pracy zamieszczono wyniki badań modelowych, będące kontynuacją poprzednio prowadzonych, których celem była ocena porównawcza wibroaktywności różnych rozwiązań uźbrowania korpusów. W rozważaniach przyjęto założenie, że wymuszenie drgań korpusu ma miejsce przede wszystkim w łożyskowaniu wałów i jest wywołane zmiennymi siłami dynamicznymi w zazębieniu kół. Wartości tych sił wyznaczano oddzielnie w obliczeniach numerycznych z wykorzystaniem modelu dynamicznego przekładni w układzie napędowym [2].

Zaproponowany w wariancie II model korpusu zamieszczony na rys. 1c wykazuje istotne zmniejszenie poziomu drgań w stosunku do modelu bez uźbrowania, przy nieznacznym wzroście masy.

Artykuł wpłynął do redakcji 14.12.2009 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w grudniu 2009 r.

LITERATURA

- [1] L. MÜLLER, *Przekładnie zębate projektowanie*, wyd. IV zmienione, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1996, 724
- [2] B. ŁAZARZ, *Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania*, Monograficzna seria wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji — Studia i Rozprawy, Katowice-Radom, 2001.
- [3] K. INOUE, D. P. TOWNSEND, J. J. COY, *Optimum Design of a Gearbox for Low Vibration*, Sixth International Power Transmission and Gearing Conference, Scottsdale, Arizona, 13-16 September 1992.
- [4] K. INOUE, *Shape Optimization of Gearbox Housing for Low Vibration*, Proceedings of the International Conference on Power Transmission, Paris, 1999, 2053-2064.
- [5] H. MADEJ, *Minimalizacja aktywności wibroakustycznej korpusów przekładni zębatej*, Monograficzna seria wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji, Katowice-Radom, 2003.
- [6] A. WILK, P. FOLĘGA, H. MADEJ, T. FIGLUS, *Influence of housing ribbing on gearbox vibroactivity*, Inter-Noise 2008, 37th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 26-29 October, 2008, Shanghai, China.
- [7] T. FIGLUS, A. WILK, *A study upon vibroactivity of the transmission housing with the addition of ribs*, The Fifth International Conference on Condition Monitoring & Machinery Failure Prevention Technologies, Heriot-Watt University, Edinburgh, 15-18 July, 2008, 450-459.
- [8] T. FIGLUS, A. WILK, *Badania wpływu dodatkowego uźebrowania na wibroaktywność górnego korpusu przekładni*, VII International Technical Systems Degradation Seminar, Liptowski Mikulasz, 2008.
- [9] T. FIGLUS, A. WILK, H. MADEJ, *Propozycja numerycznej metody obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni*, Problemy Eksploatacji, 2, 73, 2009, 29-38.
- [10] S. C. KOSTNIC, M. OGNJANOVIC, *Excitation of the Model Vibration in Gear Housing Walls*, FME Transactions, 34, 2006, 21-28.

A. WILK, B. ŁAZARZ, H. MADEJ, T. FIGLUS

Estimation of vibroactivity of chosen gearbox housing constructions

Abstract. The article presents an analysis of additional ribbing influence on gearbox housing vibroactivity. The research was made with the assumption that vibrations are made by forces in the roller bearing and assigned numerically by the use of a dynamic gearbox model in a power transmission system.

The influence of additional ribbing location on vibration level and distribution of the housing upper shield vibrations was appointed on the basis of calculations made with the use of FEM models of housing. The accepted measure of housing vibroactivity enabled the quantitative comparison of different ribbing solutions and the choice of ribbing ensuring the lowest level of vibrations in certain velocity rotation ranges.

On the basis of the conducted testing, the method was proved to be the right to choose the location of additional ribbing in order to lower the housing vibroactivity.

Keywords: gearbox, vibroactivity, modelling

