

Piotr FOLEGA<sup>1</sup>, Grzegorz WOJNAR<sup>2</sup>, Piotr CZECH<sup>3</sup>

## WPŁYW MODYFIKACJI UŻEBROWANIA KORPUSU PRZEKŁADNI ZĘBATEJ NA POSTACI I CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ

**Streszczenie.** W artykule przeprowadzono analizy modalne eksperymentalną oraz teoretyczną wybranych rozwiązań konstrukcyjnych korpusów przekładni zębatej. Wyniki badań pozwoliły określić stopień zgodności parametrów modalnych MES z parametrami obiektów rzeczywistych przez wyznaczenie wartości współczynnika MAC. Na podstawie otrzymanych wyników eksperymentalnej analizy modalnej, dostrojono modele numeryczne korpusów. Uzyskana zgodność wyników analiz modalnych eksperymentalnej i teoretycznej badanych rozwiązań korpusów pozwoliła stwierdzić poprawność opracowanych modeli MES. Wykonana analiza modalna różnych wersji korpusu pozwoliła na ocenę wpływu przeprowadzonych modyfikacji użebrowania na postaci i częstotliwości jego drgań własnych.

**Słowa kluczowe:** korpus przekładni, analiza modalna, metoda elementów skończonych

## INFLUENCE OF HOUSING RIBBING MODIFICATION ON FREQUENCIES AND SHAPES OF VIBRATIONS

**Summary.** In article an experimental and theoretical modal analysis of selected structural solutions of housings gear was carried out. Results of the examinations enabled to determine a rate of FEM modal parameters conformity with parameters of actual objects by determination of MAC ratio value. Basing on obtained results of the experimental modal analysis, the numerical models of housings were fine tuned. The obtained conformity of the results of experimental and theoretical modal analysis of examined housings' solutions enabled to ascertain the correctness of prepared FEM models. The executed modal analysis of various housing versions enabled to estimate influence of made ribbing modifications on form and frequency of its own vibrations.

**Keywords:** gear housing, modal analysis, finite element method

### 1. WPROWADZENIE

Obecnie dąży się do minimalizacji drgań generowanych przez układy napędowe oraz zmniejszenia ich masy, np. przez zastąpienie przekładni o osiach stałych przekładniami obiegowymi [1, 2] lub wykonanie elementów przekładni z materiałów o mniejszym ciężarze

<sup>1</sup> Faculty of Transport, The Silesian University of Technology, Gliwice, Poland, e-mail: piotr.folega@polsl.pl.

<sup>2</sup> Faculty of Transport, The Silesian University of Technology, Gliwice, Poland,  
e-mail: grzegorz.wojnar@polsl.pl.

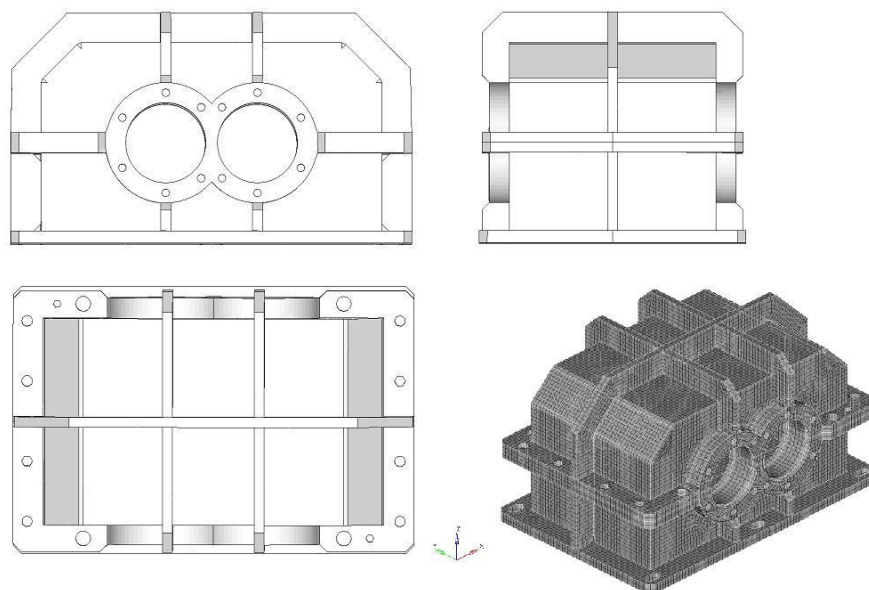
<sup>3</sup> Faculty of Transport, The Silesian University of Technology, Gliwice, Poland, e-mail: piotr.czech@polsl.pl.

właściwym [3, 4]. Poprawne zaprojektowanie układu napędowego o obniżonych masie i wibroaktywności wymaga uwzględnienia wielu czynników, a ze względu na koszty związane z przeprowadzeniem badań obiektów rzeczywistych, bardzo często zastępuje się eksperymenty czynne badaniami symulacyjnymi, prowadzonymi przy wykorzystaniu specjalistycznego oprogramowania bazującego na odpowiednim modelu [5, 6]. Przedstawione podejście umożliwia całościową analizę przyjętych założeń badawczych oraz uzasadnione ekonomicznie ograniczenie badań doświadczalnych do niezbędnego minimum [7].

W literaturze występują opisy wielu modeli przekładni zębatach i układów napędowych, za pomocą których możliwe jest określenie wpływu różnych czynników na zjawiska dynamiczne [7]. W procesie konstruowania przekładni zębatach istotne znaczenie mają struktura częstotliwościowa wymuszeń oraz struktura rezonansowa korpusu, którą wyznacza się w analizie modalnej.

## 2. MODEL MES KORPUSU

Do badań przyjęto korpus przekładni zębatach stanowiska badawczego pracującego w układzie mocy krążącej, które znajduje się w Laboratorium Układów Przeniesienia Napędu Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Korpus przekładni wykonano z blach stalowych (S235JR) o grubość 6 mm i dodatkowo usztywniono żebrami. Opracowane w środowisku CAD model geometryczny korpusu z uźebrowaniem oraz model numeryczny pokazano na rys. 1. Na podstawie trójwymiarowego modelu geometrycznego korpusu przekładni opracowano model numeryczny. Model MES składa się z około 29000 elementów o budowie bryłowej (solid element). Przyjęty największy wymiar długości elementu wyniósł 6 mm, co odpowiada grubości ścianki korpusu. W opracowanym modelu numerycznym nie zamodelowano połączeń spawanych, przyjmując w tych miejscach uproszczenia dotyczące konstrukcji korpusów. W modelu uwzględniono natomiast połączenia gwintowe do połączenia części górnej i dolnej korpusu oraz zamodelowano kontakt pomiędzy nimi.



Rys. 1. Opracowane modele geometryczny oraz numeryczny korpusu  
Fig. 1. The models geometrical and numerical gear housing

### 3. ANALIZA MODALNA KORPUSU

W procesie identyfikacji opracowanego modelu MES przeprowadzono pomiary częstotliwości drgań własnych korpusu przekładni zębatej, wykorzystując eksperymentalną analizę modalną [8-10]. W tabeli 1 zamieszczono wyniki wyznaczonych częstotliwości drgań własnych korpusu badanej przekładni oraz jego modelu numerycznego. Przedstawione wyniki dotyczą wartości wyznaczonych podczas pomiarów i w badaniach symulacyjnych korpusu uźebrowanego.

Tabela 1  
Porównanie częstotliwości drgań własnych uzyskanych w badaniach doświadczalnych i numerycznych

Numer częst. własnej	Wartości zmierzone [Hz]	Wartości obliczone MES [Hz]
1	1436	1297
2	1880	1793
3	1955	1992
4	2153	2039
5	2241	2156
6	2425	2479

Następnie porównano postaci drgań korpusu przekładni i jego modelu MES w stanach rezonansowych. Wartości przemieszczeń uzyskane w pomiarach i na drodze symulacji wykazały zbieżność. Sprawdzone także zgodność opracowanego modelu MES korpusu przekładni z obiektem rzeczywistym. W badaniach zastosowano współczynnik MAC (Modal Assurance Criterion), który przyjmuje wartości z zakresu od 0 do 1 (gdzie wartość 1 oznacza pełną zgodność modelu z obiektem). Wyniki przeprowadzonych obliczeń dla pierwszych 6 częstotliwości modalnych korpusu pokazano w tabeli 2. Uzyskane wartości współczynnika MAC (powyżej 0,9) świadczą o dużej zgodności opracowanego modelu MES z obiektem rzeczywistym.

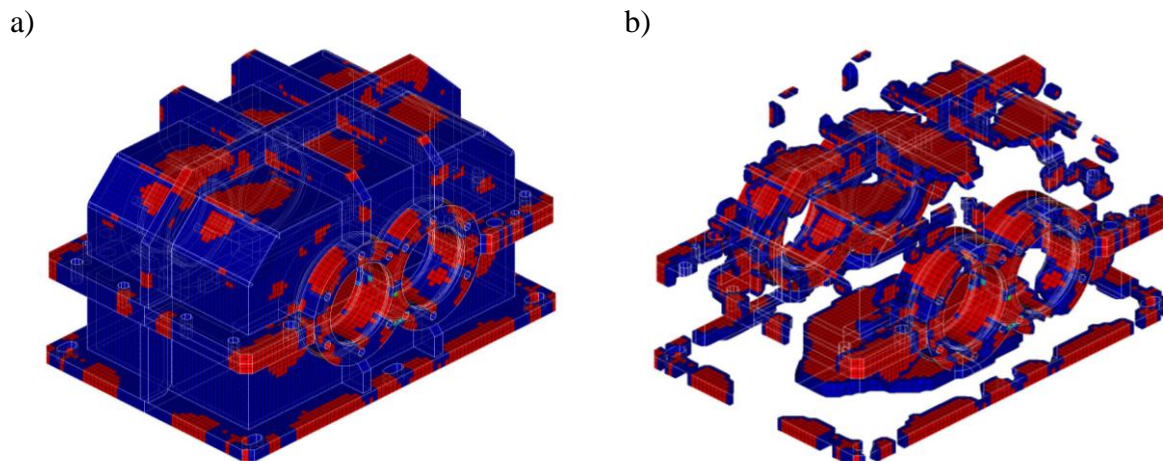
Tabela 2  
Wartości współczynnika MAC korpusu przekładni i modelu MES

Numer częst. własnej	Wartości zmierzone [Hz]	Wartości współczynnika MAC
1	1436	0,94
2	1880	0,95
3	1955	0,96
4	2153	0,91
5	2241	0,93
6	2425	0,95

### 4. ANALIZA NUMERYCZNA KORPUSU

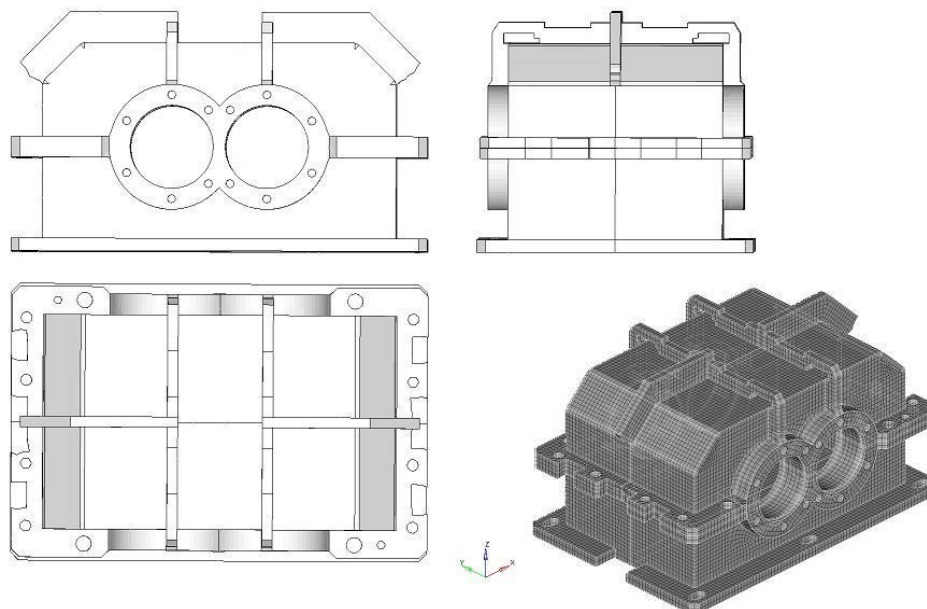
Celem przeprowadzonych badań jest taka zmiana cech konstrukcyjnych uźebrowania korpusu przekładni, które pozwolą na zmniejszenie wartości pierwszej częstotliwości drgań własnych korpusu oraz jego masy. Efektem przeprowadzonych obliczeń numerycznych jest

wyznaczenie obszarów, których usunięcie pozwoli na zmniejszenie wartości pierwszej częstotliwości drgań własnych. Na rys. 2a zaprezentowano obszary, które mają największy wpływ na wartość pierwszej częstotliwości drgań własnych, a na rys. 2b pokazano korpus po usunięciu tych obszarów. Na podstawie przeprowadzonej analizy możliwych modyfikacji uźebrowania korpusu został opracowany nowy model korpusu przekładni pokazany na rys. 3. Następnie wyznaczone zostały ponownie postaci i częstotliwości drgań własnych. Uzyskane wyniki porównano z otrzymanymi dla korpusu przed modyfikacją (tabela 3). Na rys. 4 przedstawiono pierwszą postać drgań dla korpusu przed i po wykonanej modyfikacji. Analizując przedstawione na rys. 4 pierwsze postaci drgań, można stwierdzić ich podobieństwo.



Rys. 2. Obszary do usunięcia (a), korpus po usunięciu obszarów (b)

Fig. 2. Areas to remove (a) , areas of housing after removal of (b)



Rys. 3. Opracowane zmodyfikowane modele geometryczne oraz numeryczny korpusu

Fig. 3. The modified models geometrical and numerical gear housing

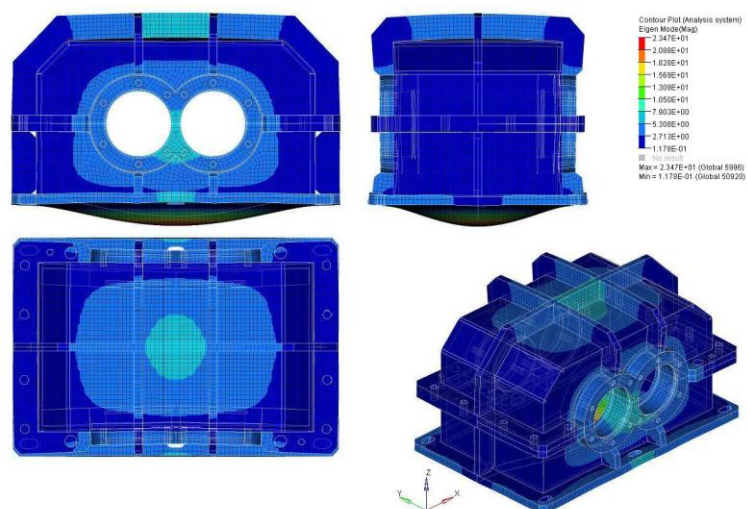
W wyniku zastosowanej modyfikacji korpusu uzyskano zmniejszenie wartości pierwszej częstotliwości drgań własnych o 337 Hz (23,49%) oraz masy korpusu o 7,33%. Zmniejszeniu uległy również wartości kolejnych częstotliwości drgań, które zamieszczono w tabeli 3.

Tabela 3

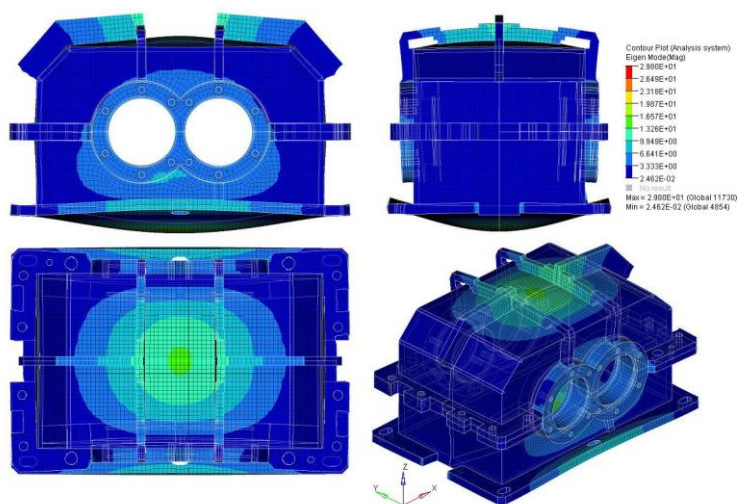
Porównanie częstotliwości drgań własnych uzyskanych przed i po modyfikacji uźebrowania korpusu

Numer częst. własnej	Częstotliwość przed modyfikacją korpusu [Hz]	Częstotliwość po modyfikacji korpusu [Hz]	Zmiana [%]
1	1436	1099	-23,49
2	1880	1347	-28,35
3	1955	1703	-12,89
4	2153	1804	-16,20
5	2241	1881	-16,06
6	2425	1914	-21,07

a)



b)



Rys. 4. Pierwsza postać drgań: a) korpus przed modyfikacją, b) korpus po modyfikacji  
 Fig. 4. The first form of vibrations: a) housing before modification, b) housing after modification

## 5. PODSUMOWANIE

Wykonana eksperymentalna analiza modalna korpusu pozwoliła na ocenę wpływu przeprowadzonych modyfikacji na postaci i częstotliwości jego drgań własnych. Wyniki badań pozwoliły określić stopień zgodności parametrów modalnych MES z parametrami obiektów rzeczywistych przez wyznaczenie wartości współczynnika MAC. Na podstawie otrzymanych wyników eksperymentalnej analizy modalnej dostrojono numeryczny model korpusu. Zaproponowane zmiany uźebrowania korpusu wpłynęły w znaczący sposób na zmniejszenie wartości częstotliwości drgań własnych oraz masy korpusu.

## Bibliografia

1. Bednarczyk S.: Rozwój obiegowych przekładni cykloidalnych ukierunkowany na podniesienie efektywności maszyn, [w:] Idzikowski A. (red.): Efektywność wykorzystania maszyn roboczych i urządzeń w przemyśle. Eksploatacja – Niezawodność – Bezpieczeństwo, Wyd. WZ PCz, Częstochowa 2013, s. 117-125.
2. Bednarczyk S.: Influence of geometry of planet gear on work safety of planetary cycloidal transmission, [in:] Idzikowski A. (red.): Machinery and equipment safety in industry. Wyd. WZ PCz, Częstochowa 2013, p. 33-46.
3. Bednarczyk S., Stryczek J.: Plastic cycloidal gears applied in hydraulic machines. Teka Kom. Mot. Energ. Roln. - OL PAN, Vol. 7, 2007, p. 24-30.
4. Budzik G., Sobolak M., Kozik B., Sobolewski B.: A demonstrative prototype of aeronautical dual-power path gear unit. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 4, Warsaw 2011, p. 41-46.
5. Pisula J., Płocica M.: Numerical model of bevel gears cutting by Duplex Helical Method. XXV Sympozjon PKM, Key Engineering Materials, Vol. 490, Gdańsk 12-16.09.2011.
6. Pisula J., Płocica M.: Ocena jakości współpracy projektowanej pary stożkowej z użyciem autorskiego systemu wspomaganie projektowania. XI Forum Inżynierskie ProCAX, Kraków, 16-18 października 2012.
7. Wilk A., Łazarz B., Madej H.: Wibroaktywność przekładni zębatych. Wpływ cech konstrukcyjnych i zużycia elementów na wibroaktywność układów napędowych z przekładniami zębatymi. Biblioteka Problemów Eksploatacji, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, Katowice-Radom 2009.
8. Figlus T., Wilk A., Madej H., Fołęga P.: Zastosowanie analizy modalnej w identyfikacji modelu numerycznego przekładni zębatej. Mat. XVI Konferencja nt. Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputernie, Nałęczów, październik 2007.
9. Figlus T., Wilk A., Madej H., Fołęga P.: Badania wibroaktywności uźebrowanego korpusu przekładni zębatej. Mat. Wibrotech 2007, XIII Konferencja Naukowa Wibroakustyki i Wibrotechniki, VIII Ogólnopolskie Seminarium Wibroakustyka w Systemach Technicznych, Warszawa-Jachranka, 29-30.11.2007, s. 121-128.
10. Figlus T., Wilk A., Madej H., Łazarz B.: Zastosowanie metody elementów skończonych w badaniach wibroaktywności korpusu przekładni zębatej. Mat. XXXV Jubileuszowe Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka, 03-08.03.2008.