Seria: TRANSFORT z. 10

Henryk MADEJ Ludwik MULLER

BADANIA NUMERYCZNE WPŁYWU ZMIAN KONSTRUKCYJNYCH NA STOPIEŃ HAŁAŚLIWOŚCI PRZEKŁADNI ZEBATYCH

<u>Streszczenie.</u> W artykule przedstawiono wyniki obliczeń przeprowadzone metodami elementów skończonych, mające na celu określenie prędkości drgań generowanych przez obudowę przekładni zębatej, stanowiące podstawę obliczeń mocy akustycznej. Ząsadniczą część obliczeń przeprow dzono skróconą metodą sztywnych

Zasadniczą część obliczeń przeprow dzono skróconą metodą sztywnych elementów skończonych, ich celem było sprawdzenie, czy wprowadzane zmiany kształtu obudowy mają istotny wpływ na generowany poziom hałasu.

Przeprowadzone obliczenia umożliwiły porównanie poziomu hałasu generowanego przez płyty jednorodne gładkie oraz płyty użebrowane. W obliczeniach przyjmowano dyskretny model płyty zawierający 35, 165

1 391 sztywnych elementów skończonych. Metody elementów skończonych (MES) przystosowano do zagadnień wibroakustycznych, rozszerzając je o program określający prędkość drgań i przeprowadzono obliczenia porównawcze dla różnych wariantów płyt. Przeprowadzone badania wskazują na możliwość wykorzystania MES do kształtowania korpusów przekładni zębatych pod kątem minimalizacji drgań i hałasu.

## 1. Wstep

Hałas wytwarzany przez przekładnie zębate jest w warunkach przemysłu ciężkiego bardzo wysoki. Wynika to nie tylko z dużej mocy przenoszonej przez przekładnię, ale także z tego, że hałaśliwość, czyli stosunek mocy akustycznej do mocy mechanicznej, przenoszony przez przekładnię, rośnie ze wzrostem mocy mechanicznej. Tak np. 10-krotnie powiększeniu mocy mechanicznej odpowiada:

- w przekładniach walcowych o zębach śrubowych 12,3 dB przyrostu mocy akustycznej,
- natomiast w przekładniach stożkowych przyrost ten wynosi ok. 15,9 dB.

Z dotychczasowych badań przeprowadzonych zarówno w laboratoriach, jak też w warunkach przemysłowych wynika szereg, na ogół powszechnie akceptowanych, związków pomiędzy poziomem ciśnienia akustycznego a czynnikami konstrukcyjnymi i ruchowymi.

I tak np. wiadomo, że:

 koła o zębach śrubowych wytwarzają niższy poziom hałasu od kół zębatych prostych, co jest bezpośrednim skutkiem różnic elementów dynamicznych towarzyszących pracy kół,

Nr kol. 988

- koła wykonane w wyższych klasach dokładności pracują ciszej od kół wykonanych w niższych klasach, co również jest efektem zmian sił dynamicznych wewnątrz przekładni,
- 3) zukosowanie łożysk tocznych zwiększa hałas wytwarzany przez łożyska,
- 4) zastosowanie łożysk ślizgowych zamiast łożysk tocznych obniża efekty akustyczne zarówno ze względu na charakter pracy łożyska ślizgowego, jak też na tłumiące działanie oleju w łożyskach ślizgowych,
- wprowadzenie odpowiedniej do obciążenia modyfikacji zarysu zęba obniża efekty dynamiczne a tym samym i wibroakustyczne.

Jednak praktyczne pomiary przeprowadzone w RFN w ramach prac nad nową wersją normy DIN (L. 4), dotyczącej hałasu, wykazały bardzo duży rozrzut poziomu hałasu, wynoszący ok. 20 dB pomimo zbliżonych parametrów przekładni:

- porównywano przekładnie o jednakowej mocy i tej samej prędkości obrotowej (ok. 1500 obr/min),
- we wszystkich porównywanych przypadkach stosowane były koła walcowe o zębach śrubowych, hartowanych i szlifowanych,
- skrzynie przekładniowe wykonane były z żeliwa,
- przekładnie były ustawione na betonie lub sztywno na stalowych konstrukcjach,
- prędkość obwodowa kół do 20 m/s, a więc znacznie poniżej prędkości głównego rezonansu,
- smarowanie zanurzeniowe.

Z powyższego faktu wynika realna możliwość znacznego obniżenia poziomu hałasu i drgań w przypadku jednoczesnego wykorzystania wszystkich czynników obniżających hałas.

Obniżenie poziomu hałasu i drgań przekładni można uzyskać:

- zmniejszając do minimum wahania siły międzyzębnej, tj. w sposób istotny ograniczając dynamikę zazębienia,
- stosując korzystne sposoby łożyskowania, tłumiące oddziaływanie dynamiczne przenoszone z wałów do obudowy łożysk,
- kształtując celowo skrzynię przekładniową, tj. minimalizując drgania skrzyni przy zadanym wymuszeniu ze strony kół zębatych.

W Instytucie Transportu prowadzono badania nad dynamiką przekładni i efektymi wibroakustycznymi w ramach prac naukowo-badawczych. Istotne fragmenty tych badań przedstawiono w dwóch monografiach (L. 2, 3).

Obecnie prowadzone są między innymi prace ukierunkowane na problematykę kształtowania skrzyń przekładniowych, zwłaszcza dużych mocy, mające na celu zmniejszenie generowanego przez nie hałasu. Badania numeryczne wpływu zmian ...

## 2. Zastosowanie metod elementów skończonych do modelowania zjawisk wibroakustycznych w kadłubach przekładni zębatych

Obecnie w wielu ośrodkach zagranicznych prowadzone są prace z tej dziedziny zarówno eksperymentalne, jak i teoretyczne. W naszych warunkach zdecydowano się na symulację cyfrową drgań obudowy przekładni i porównanie wyników obliczeń z pomiarami wybranych do obliczeń, pracujących w naszym przemyśle przekładni dużych mocy.

Do zadań tego typu najlepiej nadają się metody elementów skończonych, poszerzone o obliczenie rozkładu prędkości drgań. Oszacowanie energii akustycznej emitowanej przez drgającą powierzchnię związane jest z koniecznością określenia jej prędkości oraz współczynnika efektywności promieniowania 6<sub>rad</sub>.

Jeżeli duża powierzchnia S drga ze średni i normalną prędkością  $\overline{V}^2$ , to wypromieniowana energia akustyczna wyraża się wzorem:

$$E = Q \cdot c \langle \overline{v}^2 \rangle \cdot s$$

Dla drgającego ciała o dowolnym kształcie konieczne jest wprowadzenie współczynnika 6<sub>rad</sub>

 $E = \rho \cdot c \langle \overline{v}^2 \rangle \cdot S \cdot 6_{rad} \cdot$  (2.2)

Współczynnik efektywności promieniowania można wyznaczyć eksperymentalnie (L. 1).

Ciśnienie akustyczne mierzone w wybranym punkcie emitowane przez drgającą powierzchnię jest natomiast liniową funkcją prędkości. Znajomość prędkości drgań licznych punktów obudowy umożliwia określenie rozkładu ciśnienia akustycznego, co stanowi podstawę obliczenia mocy akustycznej.

Obliczenie wpływu parametrów konstrukcyjnych obudowy przekładni na generowany przez nią hałas może być przeprowadzone dwoma metodami: w sposób dokładniejszy - metodą elementów skończonych (MES) oraz w sposób uproszczony ale znacznie szybszy i mniej pracochłonny - metodą sztywnych elementów skończonych (MSES).

Metoda ES wymaga odpowiedniego oprogramowania komputerów i nie zawsze konstruktor ma do niej dostęp. Natomiast metoda SES może być stosowana przy użyciu małych komputerów, dając konstruktorowi pewien pogląd na zachodzące zależności. Główną jej zaletą jest łatwość interpretacji i obliczeń. Za pomocą metody SES można w sposób prosty badać jakościowo wpływ niektórych zabiegów konstrukcyjnych na poziom generowanego hałssu. Opracowany program umożliwia porównanie poziomu hałasu wytwarzanego przez płyty gładkie lub użebrowane o żądanej masie i sztywności. Płytę modelowano stosując sztywne elementy skończone (SES) i elementy sprężysto tłumiące (EST).

57

(2.1)



Przykład ilustrujący sposób postępowania przedstawiono na rys. 1. Badaną płytę podzielono na elementy o jednakowych powierzchniach.

Rys. 1. Schemat obliczeniowy płyty zawierający w = 5 wierszy, k = kolumn; numerami oznaczono masy skupione

Fig. 1. Calculation diagram of a plate containing w = 5 lines and k = . columns; concentrated masses are designated with numbers

Jako wskaźnik generowanem mocy akustycznej przyjęto sumę kwadratów prędkości SES. Metoda umożliwia modelowanie płyt o własnościach ciągłych układem o dowolnej ilości SES, wzajemnie na siebie oddziałujących. Każdy SES posiada określoną masę i połączony jest z elementami sąsiednimi odpowiednią liczbą (np. 4) EST. Liczba elementów ograniczona jest czasochłonnością obliczeń i pojemnością pamięci maszyny. Użebrowanie płyty modelowano w tym przykładzie EST o odpowiednio zwiększonej sztywności.

Charakterystyka sztywności oraz tłumienia może być opisana dowolnym równaniem. Drgania płyty są wymuszone siłą lub układem sił dyskretnych o dowolnej charakterystyce, przyłożonych w dowolnym SES płyty. Przemieszczenie każdego z dyskretnych elementów opisano równaniem:

(2.3)

 $\ddot{x} + 2\varphi x \sqrt{\frac{C}{m}} + \frac{C}{m} \cdot x = P \frac{(t)}{m}$ 



Rys. 2. Algorytm obliczania drgań płyty Fig. 2. Algorithm of plate vibration calculations

Równanie ruchu rozwiązano numerycznie metodą Rungego-Kutty-Gilla. Rysunek 2 przedstawia algorytm obliczania drgań płyty.

### 2.1. Wyniki obliczeń

Przedstawiony na rysunku 1 przykład schematu obliczeniowego płyty zawiera w = 5 wierszy i k = 7 kolumn. W obliczeniach przyjmowano także model dyskretny, zawierający 165 i 391 SES. Obliczenia przeprowadzono dla różnych wariantów płyt.

Rysunek 3 przedstawia przykładowe przebiegi czasowe prędkości drgań w 12 wybranych punktach płyty gładkiej pobudzanej krótkotrwałym uderzeniem w punkt 24.



Rys. 3. Prędkości drgań wybranych mas wywołane krótkotrwałym uderzeniem w p. 24; płyta gładka

Fig. 3. Vibration velocities of selected masses caused by momentary impact in point 24; smooth plate

Obliczenia umożliwiły przeprowadzenie analizy wpływu położenia żeber w stosunku do wymuszenia na zmiany amplitud prędkości drgań.

60

Badania numeryczne wpływu zmian





 $\sum v^2$  for the plate of C = 1 and M Fig. 4. Averaged values of dom constraint in point 24

 $\sum \overline{v}^2$  płyty wymuszonej sto-Rysunek 4 przedstawia uśrednione wartości chastycznie w punkcie 24 dla 3 wariantów płyt:

- A płyta z żebrem w k = 3 (tj. w kolumnie zewierając p. 24),
- B płyta z żebrami we wszystkich kolumnach k = 1 7,
- C płyta użebrowana z wyjątkiem k = 3.

Należy zwrócić uwagę, że żebra są zadane w postaci zwiększonej sztywności tylko w jednym kierunku, tj. wzdłuż kolumny.

Z rysunku 4 wynika, że umieszczenie żeber we wszystkich kolumnach wywołało największe tłumienie drgań (B). Podobny efekt uzyskano umieszczając żebro tylko w kolumnie k = 3 (A). Natomiast umieszczenie żeber we wszystkich kolumnach z wyjątkiem k = 3 (C) spowodowało wzrost  $\sum V^2$  o 4 dB w porównaniu z płytą użebrowaną (B). Wynika stąd, że umieszczenie dużej liczby

.4)

żeber nie zawsze wywołuje pożądane efekty, a jest kłopotliwe technologicznie i konstrukcyjnie. Stosowana metoda umożliwia konstruktorowi prześledzenie wpływu położenia żeber oraz dodatkowych mas na efekty wibroakustyczne.

Na rysunku 5 przedstawiono wyniki obliczeń płyty gładkiej wymuszanej stochastycznie w punkcie 24. Obliczenia przedstawiają wyniki dla 4 wariantów płyt:

A - płyta gładka,

B - płyta z masą dwukrotnie powiększoną wyłącznie w miejscu wymuszenia,

C - płyta gładka z masą dwukrotnie powiększoną M = 2, C = 2,

D - płyta gładka z masą dwukrotnie powiększoną M = 2 i sztywności C = 8.

Jak widać na rysunku 5 dwukrotne powiększenie masy w miejscu wymuszenia spowodowało obniżenie wartości średniej  $\sum V^2$  o 2,5 dB (A, B). Również powiększenie sztywności znacznie wpłynęło na obniżenie poziomu drgań płyty (D). W korpusach przekładni zębatych siły wymuszające występują w łożyskach i należałoby silnie wzmacniać obudowy łożysk i sztywno wiązać je z fundamentem, natomiast konstrukcja samego korpusu ma w tym przypadku mniejsze znaczenie.

Rysunek 6 przedstawia przebiegi czasowe prędkości V i przemieszczeń S w punkcie środkowym płyty podzielonej na 391 elementów i wymuszonej poprzez ugięcie powierzchni środkowej w postaci:

$$W_{o}(x,y) = 0,25 \ \overline{W}_{o}(1 - \cos \frac{2\pi}{n}x) (1 - \cos \frac{2\pi}{b}y)$$
 (2)

oraz zwolnienie w chwili początkowej t = 0 bez nadania jej początkowej prędkości, tj.  $V_{0}(x,y) = 0$ .

W - początkowa wartość ugięcia w środku płyty.

W tablicy 1 przedstawiono wyniki analizy widmowej prędkości V i przemieszczeń s w przedziale T<sub>A</sub> z ograniczeniem do k = 11 składowych.  $\sum V^2$  obliczona w przedziale T<sub>A</sub> dla punktu środkowego Wartość średnia płyty i wartość średnia prędkości otrzymane po zsumowaniu 11 składowych Cy widma prędkości są identyczne. Wynika z tego, że informacje o prędkości drgań na powierzchni badanej płyty można uzyskać sumując każdorazowo V<sup>2</sup> albo rozwijając w szereg Fouriera przemieszczenie lub prędkość i sumując składowe widma. Wyniki sa zbieżne niezależnie od przyjętej metody. Wybór sposobu obliczeń uzależniony jest od możliwości i oprogramowania komputera. Analizę dynamiczną płyty metodą ES przeprowadzono wykorzystując pakiet programów MES dla mikrokomputera IBM PC/XT. Równanie ruchu rozwiązano metodą całkowania bezpośredniego. W obliczeniach przyjęto model tłumienia drgań Rayleigha, tj. C =  $\alpha$ . M +  $\beta$  . K. Wyniki obliczeń wartości chwilowych  $\sum V^2$ dla płyty prostokątnej (a = 600, b = 800) swobodnie podpartej, wymuszonej impulsowo, otrzymane za pomocą MES, przedstawia rysunek 7.



Rys. 5. Uśredniona  $\sum V^2$  dla płyty wymuszonej stochastycznie Fig. 5. Averaged  $\sum V^2$  for a random ly constrained plate



Rys. 6. Przebiegi czasowe prędkości (V) i przemieszczeń drgań (s) w punkcie środkowym płyty (p. 18) podzielonej na W = 17 wierszy i k = 23 kolumny Fig. 6. Rime trensients of the velocity (V) and the vibration relocations (s) in a central point of the plate (point 18) divided into W = 17 lines and k = 23 columns

Tal	<b>bl</b> :	lca	1
-----	-------------	-----	---

с <sub>к</sub>	Składowe widma prędkości V	Składowe widma prze- mieszczeń S	<b>S</b> . K
C1	580.92	2884.08	4,965
C <sub>2</sub>	149.76	372.39	4,973
C3	235.53	389.66	4,963
C4	75.42	93.10	4,981
C <sub>5</sub>	24.49	24.10	4,920
C <sub>6</sub>	32.78	27.23	4,980
Cy	28.00	20.46	4,940
Ca	12.94	8.05	4,980
Cg	3.18	1.85	5,240
C10	4.17	1.86	4,460
C11	2.87	1.30	4,980



Rys. 7. Wartości chwilowe  $\sum V^2$  dla płyty prostokątnej swobodnie podpartej Fig. 7. Actual values of  $\sum V^2$  for a simple-supported rectangular plate Obliczenia wykonano dla 4 wariantów płyt:

A - płyta gładka o grubości h = 3.0,

- B płyta o grubości  $h_0 = 3.0$  z żebrem  $h_1 = 6.0$  w k = 3,
- C płyta o grubości  $h_0 = 6.0$  z wrębem  $h_1 = 3.0$  2 k = 3,
- D płyta gładka o grubości h. 0 6.0.

Jak widać z przebiegów, największe tłumienie drgań występuje dla wariantu D. Porównując przebiegi A i B można stwierdzić, że umieszczenie żebra w k = 3, czyli w kolumnie, w której występowało wymuszenie, spowodowało spadek wartości  $\sum V^2$  o około 4 dB.

Powyższy przykład, podobnie jak omówione poprzednio, wskazują na możliwości zmniejszenia generowanego hałasu poprzez celowe zwiększanie sztywności lub mas w miejscu wymuszeń.

### 3. Podsumowanie

Przedstawione przykłady obliczeń wskazują na możliwości wykorzystania metod elementów skończonych do kształtowania korpusów przekładni zębatych pod kątem zmniejszenie generowanego hałasu. Z przytoczonych obliczeń wynika, że odpowiednie usytuowanie żeber usztywniających powoduje znaczne (około 4 dB) obniżenie poziomu drgań.

#### LITERATURA

- Hebenstreit H.: Verbesserung der akustischen Güte von Zahnradgetrieben durch Verringerung der Körperschallerregten Abstrahlung von Luftschall. Antriebstechnik 23 (1984) nr 7.
- 2] Müller L.: Przekładnie zębate badania. WNT, Warszawa 1984.
- [3] Müller L.: Przekładnie zębate dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [4] Weck M., Lachenmaier S.: Geräuschmessungen an Leistugsgetrieben-Darstellung des Standes der Technik. Antriebstechnik 23/1984 Nr 6.

ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТОРСКИХ ИЗМЕНЕНИЙ НА СТЕПЕНЬ ШУМА ЗУВЧАТОГО РЕДУКТОРА

#### Резюме

В статье представлены численные расчеты, проведенные методами крайних элементов, с целью определения скорости колебаний генеррированных корпусом зубчатого редуктора. Расчеты эти являются основой для получения величины аккустической мощности.

Основная часть расчетов была ведена методом сокращенным жестких конечных элементов с целью проверки, являются-ли вводимые изменения формы корпуса существенными для генеррируемого уровня шума. Проведенные расчеты дают возможность сравнения уровня шума генеррируемого однородными гладкими плитами а также плитами с ребрами. В расчетах принималась дискретная модель плиты включающая 35, 165 и 391 жестких конечных влементов.

Методы конечных элементов (МЭК) приспособленных к вопросам виброаккустики, расширяя их на программу определяющую скорость колебаний. Проведены сравнительные расчеты для различных варинтов лит. Проведенные исследования показывают на возможность использования МЭК для формирования корпусов редукторов с точки зрения минимизации колебаний и шума.

NUMERICAL TESTS ON THE INFLUENCE OF STRUCTURAL CHANGES ON THE NOISE RATIO OF TRANSMISSION GEARS

# Summary

The results of calculations carried out in finite element methods aiming at velocity determination of vibrations generated by the transmission gear housing and making the basis of sound power calculations have been presented in the paper.

Basic part of the calculations has been carried out in a shortened method of stiff finite elements, the aim of the calculations was to check whether the introduced changes in the housing shape have important influence on the generated noise level.

The calculations carried out made possible to compare the noise level generated by uniform smooth plates and by ribbed plates. A discrete model of plate consisting of 35, 165 and 391 stiff finite elements has been assumed in the calculations.

The finite element methods have been adapted to the vibratory acoustic problems, extending them by the programme determining velocity of the vibrations, and comparative calculations for different versions of plates have been carried out. The tests carried out indicated possibility of using the finite element methods for forming the rtransmission gear frames from the view-point of vibration and noise minimization.