

Henryk MADEJ

WPLYW CZYNNIKÓW RUCHOWYCH NA MOC AKUSTYCZNĄ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań akustycznych przekładni zębatej pracującej w układzie mocy krążącej. Celem badań było określenie wpływu czynników ruchowych takich jak prędkość obrotowa i obciążenie jednostkowe Q na poziom generowanej mocy akustycznej. Obiektem badań była jednostopniowa przekładnia zębata z różnymi modyfikacjami korpusu.

INFLUENCE OF EXTERNAL FACTORS ON ACOUSTIC POWER GENERATED BY GEARBOX

Summary. Acoustic power measurement were conducted on a simple spur gear transmission in a welded steel housing with modifications of the top plate. Test were performed on a power circulating gear testing machine composed of two single stage units mounted back to back.

1. WPROWADZENIE

Przekładnia zębata jest złożonym nieliniowym generatorem drgań mechanicznych. Pracy układów napędowych z przekładniami zębatymi towarzyszy wiele zjawisk dynamicznych. Analizując drgania lub hałas przekładni zębatej szukamy przyczyn tych zjawisk oraz źródeł ich pochodzenia. Zakłócenia wibroakustyczne emitowane przez przekładnie wynikają z przyczyn wewnętrznych i zewnętrznych, a charakter ich generacji może być mechaniczny oraz aerodynamiczny. 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 korpusu. Należy podkreślić, że drgania i hałas maszyn są ściśle związane z ich stanem technicznym, co stanowi podstawę wibroakustycznej diagnostyki maszyn i urządzeń.

Generowane drgania i przeciążenia są przyczyną wytwarzanego hałasu oraz zmniejszenia żywotności przekładni. Dlatego dobrą miarą aktywności wibroakustycznej jest ogólny poziom hałasu. Czynniki wpływające na poziom mocy akustycznej wytwarzanej przez przekładnię zębatą można podzielić na dwie grupy: konstrukcyjne i eksploatacyjne.

W pierwszej grupie można wyróżnić czynniki związane z konstrukcją kół oraz innych elementów przekładni takich, jak łożyska, wały i korpus oraz z wykonaniem przekładni - dokładność wykonania zazębienia, łożysk i wałów.

Do drugiej grupy czynników zalicza się między innymi obciążenie oraz prędkość obrotową przekładni.

2. MECHANIZM GENERACJI HAŁASU PRZEZ PRZEKŁADNIĘ ZĘBATĄ

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 promieniowaniem 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 promieniującą dźwięk można zgodnie z podstawowym równaniem dynamiki maszyn [82] opisać moc emitowanego dźwięku następującą zależnością:

$$N_a(\omega) = \rho_o c \eta_r Y^2(\omega) F^2(\omega) S \quad (1)$$

gdzie:

- η_r – współczynnik efektywności promieniowania,
- $Y^2(\omega)$ – uśredniony kwadrat admitancji,
- $F^2(\omega)$ – efektywna siła pobudzająca,
- ρ_o – gęstość powietrza,
- c – prędkość dźwięku,
- S – powierzchnia.

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 :

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

gdzie:

- η_t - współczynnik efektywności transmisji drgań do miejsca wypromieniowania,
 - η_v - współczynnik efektywności przetwarzania energii mechanicznej na drgania.
- Uwzględniając zależność:

$$V^2(\omega) = Y^2(\omega) F^2(\omega) \quad (3)$$

gdzie:

\bar{V} - prędkość drgań,
wzór na generowaną moc akustyczną przyjmie postać:

$$N_a = \rho_o c <\bar{V}>^2 S \eta_r \quad (4)$$

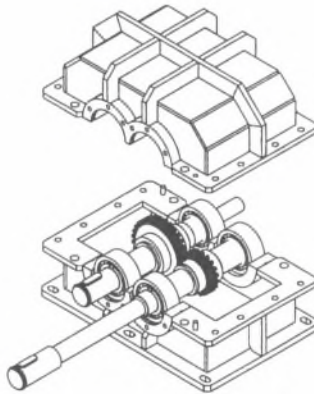
3. OBIEKT BADAŃ

Przekładnie zębate mają wiele zalet w porównaniu z innymi przekładniami mechanicznymi. Właściwości wytworu kształtowane są w procesie konstruowania i wytwarzania. W procesie konstruowania korzysta się z wyników badań modelowych oraz doświadczeń z eksploatacji obiektów podobnych. Badania modelowe i eksperymentalne są bazą wiedzy dla procesu projektowego i eksploatacyjnego. Badania te służą kształtowaniu pożądanych charakterystyk w zakresie krytycznych prędkości obrotowych, doboru obszaru zmian przenoszonego momentu, a także minimalizacji towarzyszącym ich pracy procesów wibroakustycznych.

Obiektem badań była jednostopniowa przekładnia zębata z kolejnymi modyfikacjami korpusu polegającymi na zmianie sztywności jego górnej pokrywy. Badania umożliwiły ocenę wpływu wprowadzonych zmian konstrukcyjnych korpusu na poziom mocy akustycznej generowanej przez korpus w różnych warunkach pracy przekładni.

Badana przekładnia zębata posiada korpus uźebrowany o konstrukcji spawanej z blach stalowych o grubości 6 mm (rys. 1). Konstrukcja korpusu umożliwiła wykonanie modyfikacji jego struktury poprzez usuwanie kolejnych żeber usztywniających.

W ramach badań wykonano 3 kolejne wersje korpusu. Korpus przekładni (wersja A) usztywniono trzema żebrami o grubości 10 mm i wysokości 30 mm (rys. 1). Wersję B korpusu otrzymano poprzez usunięcie żebra prostopadłego do osi wałów. Natomiast wersję C poprzez usunięcie dwóch kolejnych żeber równoległych do osi wałów przekładni.

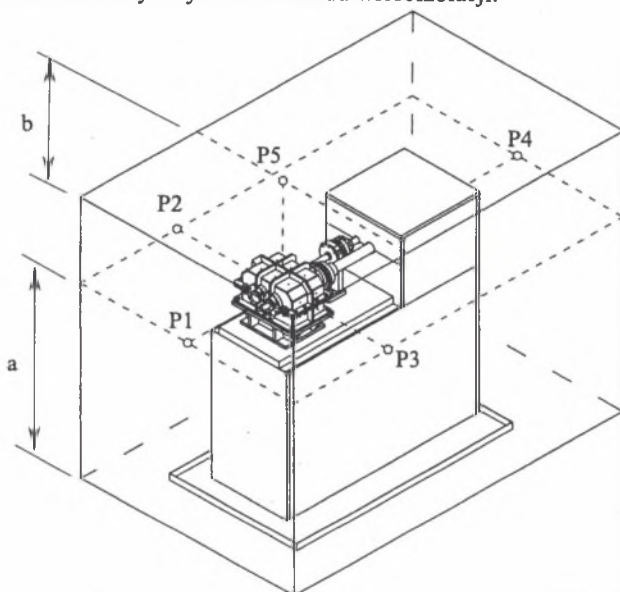


Rys. 1. Jednostopniowa przekładnia zębata

Fig. 1. One stage gearbox

4. WYNIKI BADAŃ

Oceny mocy akustycznej dokonano na podstawie pomiarów ciśnienia akustycznego oraz pomiarów natężenia dźwięku (PN-EN ISO 3740 i PN-EN ISO 9614). Poziomą moc akustyczną określono na podstawie pomiarów w strefie, gdzie dominuje pole bezpośrednie. Metoda pomiarów oparta była na zasadzie próbkowania pola akustycznego w sąsiedztwie źródła w wybranych kierunkach. Biorąc pod uwagę wymiary badanego źródła zgodnie z normami EN ISO 3744 i 3746, które specyfikują powierzchnię otaczającą i pozycję mikrofonów na tych powierzchniach, przyjęto pięć pozycji mikrofonu pomiarowego. Punkty pomiarowe wraz z zaznaczoną równoległościenną powierzchnią pomiarową przedstawia rysunek 2. Przed przystąpieniem do badań stanowisko poddane zostało adaptacji polegającej na wykonaniu osłon akustycznych oraz układu wibroizolacji.



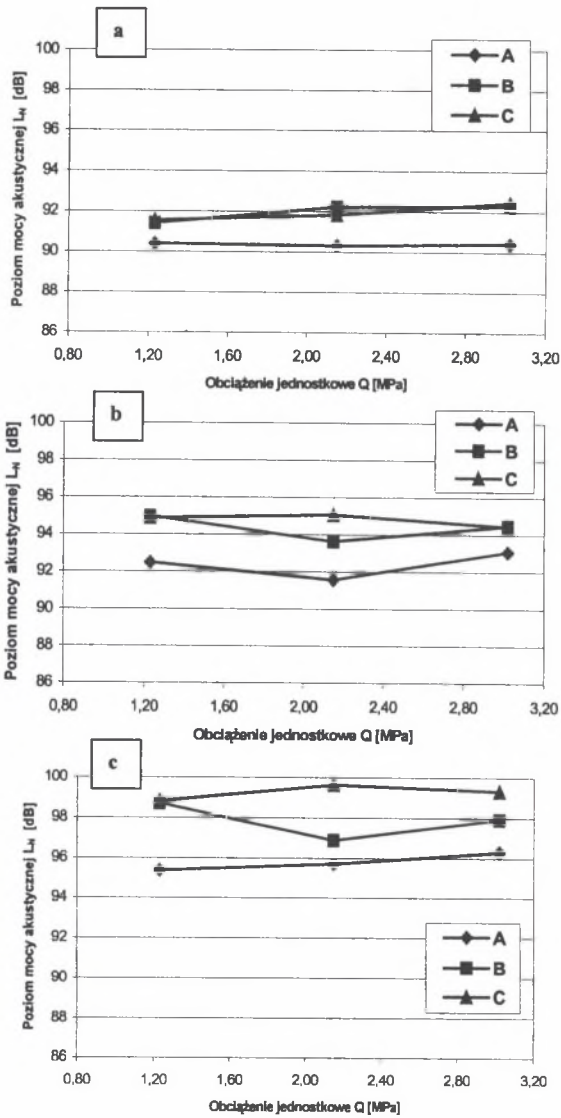
Rys. 2. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych wokół badanej przekładni
Fig. 2. Scheme of measuring point positions

Pomiary mocy akustycznej wykonano dla trzech obciążeń jednostkowych przekładni Q1, Q2 i Q3 oraz sześciu prędkości obrotowych wału koła w zakresie od 300 do 1800 obr./min.

W celu określenia mocy akustycznej wyznaczono:

- pole równoległościennej powierzchni pomiarowej $S=5,5 \text{ m}^2$,
- całkowite pole powierzchni ograniczającej pole badawcze $S_v=146 \text{ m}^2$,
- objętość pomieszczenia $V=165,55 \text{ m}^3$,
- czas pogłosu $T_{60}=0,85 \text{ s}$.

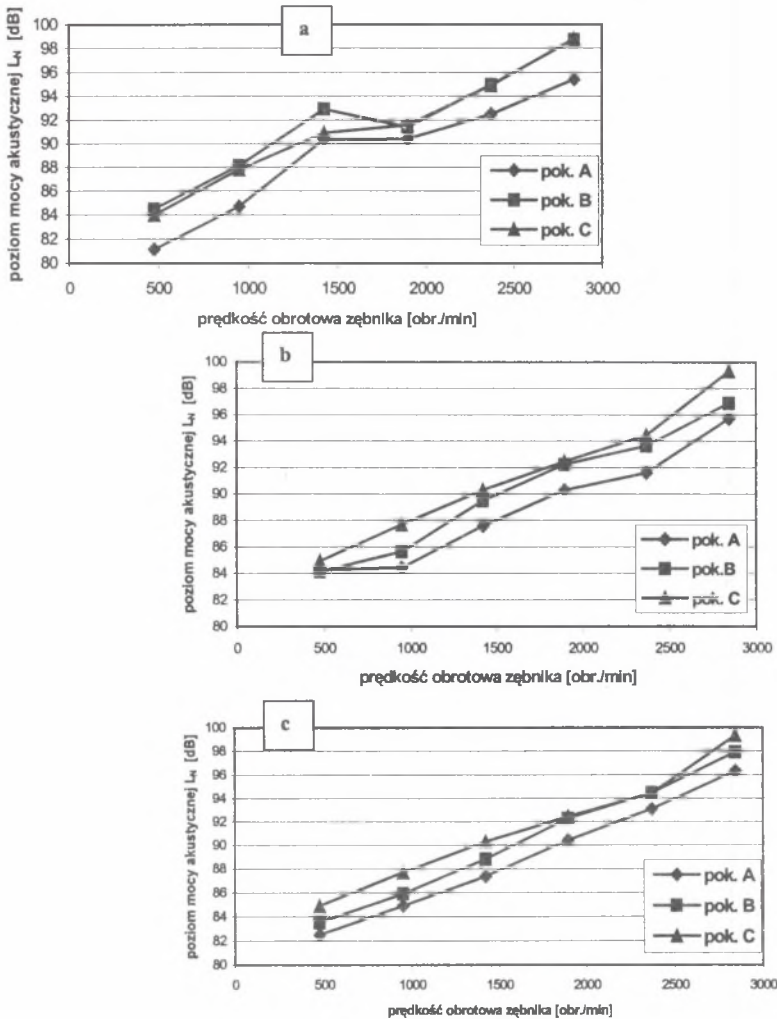
Wyniki pomiaru mocy akustycznej emitowanej przez badaną przekładnię dla trzech wersji korpusu w funkcji obciążenia przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Zmiany poziomu mocy akustycznej w funkcji obciążenia jednostkowego dla trzech wersji korpusu przekładni (a – n=1200 obr./min., b – n=1500 obr./min, c – 1800 obr./min)

Fig. 3. Change of sound power level as a function of load for 3 various gearcase (a – n=1200 rpm, b – n=1500 rpm, c – 1800 rpm)

Na rysunku 4 przedstawiono wyniki pomiarów mocy akustycznej przekładni o różnych korpusach w funkcji prędkości obrotowej dla dwóch ustalonych obciążeń jednostkowych $Q=1,23$ MPa, $Q=2,15$ MPa i $Q=3,02$ MPa.

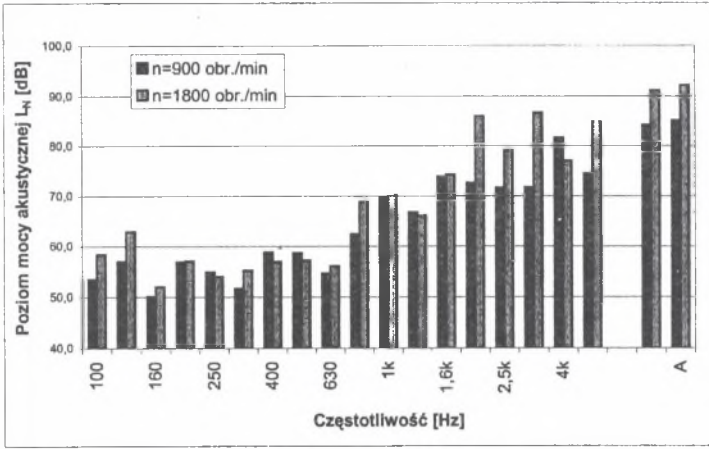


Rys. 4. Zmiany poziomu mocy akustycznej w funkcji prędkości obrotowej wału zębniaka dla trzech wersji korpusu przekładni (a – $Q=1,23$ MPa, b – $Q=2,15$ MPa, c – $Q=3,02$ MPa)
 Fig. 4. Change of sound power level as a function of pinion shaft speed for 3 various gearcase (a – $Q=1,23$ MPa, b – $Q=2,15$ MPa, c – $Q=3,02$ MPa)

Widma mocy akustycznej badanej przekładni wyznaczone na podstawie pomiarów natężenia sondą dwumikrofonową przedstawiono na rysunku 5 i 6.

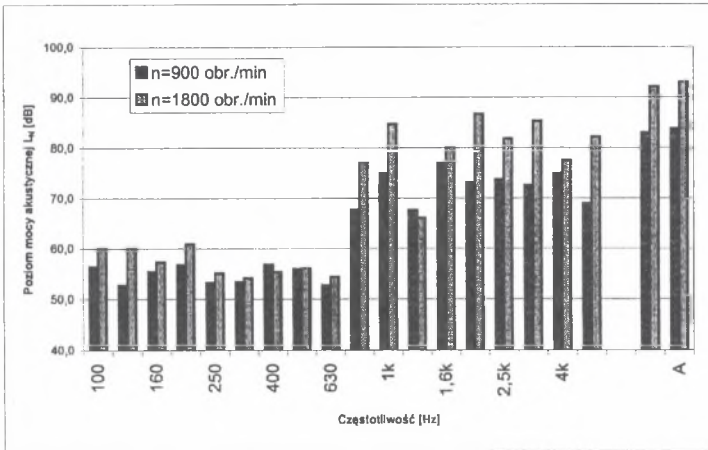
Porównując wyniki pomiarów mocy akustycznej otrzymanych na podstawie pomiaru ciśnienia akustycznego i natężenia dźwięku można stwierdzić, że poziom mocy akustycznej obliczony na podstawie pomiaru natężenia dźwięku w tych samych warunkach badań jest niższy o 3,3 do 7,0 dB. Różnica ta wynika z tego, że przy obliczaniu mocy akustycznej generowanej przez korpus na podstawie pomiaru natężenia dźwięku eliminuje się wpływ innych źródeł dźwięku takich, jak np. przekładnia zmykająca, silnik. Stwierdzono, że przyrost mocy akustycznej spowodowany wzrostem prędkości obrotowej wału koła z 900 do

1800 obr./min wyznaczony za pomocą obu metod był podobny i wynosił w przypadku korpusu w wersji A 7-9 dB, natomiast w przypadku korpusu C 8,5-9,1 dB.



Rys. 5. Poziom mocy akustycznej w funkcji częstotliwości dla dwóch prędkości obrotowych wału koła (korpus A)

Fig.5. Sound power level as a function of frequency for two gear speed (gearcase A)



Rys. 6. Poziom mocy akustycznej w funkcji częstotliwości dla dwóch prędkości obrotowych wału koła (korpus C)

Fig. 6. Sound power level as a function of frequency for two gear speed (gearcase C)

5. PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonych badań wynika, że na poziom mocy akustycznej istotny wpływ ma prędkość obrotowa. Dla obciążeń Q_2 i Q_3 poziom mocy jest proporcjonalny do prędkości obrotowej, natomiast dla obciążenia Q_1 w zakresie częstotliwości od 1400 do 2000 Hz poziom mocy był stały.

Z wykresów wynika, że rozkład poziomu mocy akustycznej nie jest proporcjonalny do obciążenia i zmienia się w zakresie od 0 do 4 dB.

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. Madej H., Muler L.: *Badania numeryczne wpływu zmian konstrukcyjnych na stopień hałaśliwości przekładni zębatych*. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Seria Transport, z. 10, Gliwice 1991, s. 55-67.
7. Müller L.: *Przekładnie zębate - badania*. WNT, Warszawa 1984.
8. Müller L.: *Przekładnie zębate - dynamika*. WNT, Warszawa 1986.
9. Osiński J.: *Zjawiska dynamiczne w układach z przekładniami zębatymi*. II Ogólnopolskie Sympozjum Naukowo - Techniczne "Przekładnie Mechaniczne Specjalne", Warszawa 1997.
10. Seybert A. F., Herrin D. W.: *The Prediction of Sound Radiated from Real Structures*. 6th International Congress on Sound and Vibration, Copenhagen, Denmark 1999.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Wojciech Batko

Abstract

Acoustic power measurement were conducted on a simple spur gear transmission in a welded steel housing with modifications of the top plate. Test were performed on a power circulating gear testing machine composed of two single stage units mounted back to back.

Publikacja powstała w wyniku realizacji projektu badawczego finansowanego przez KBN 8 T 07 C 042 20