

# APARATURA BADAWCZA I DYDAKTYCZNA

## Bezkontaktowe pomiary wibroaktywności korpusów maszyn

*PIOTR FOLĘGA, RAFAŁ BURDZIK*  
POLITECHNIKA ŚLĄSKA, WYDZIAŁ TRANSPORTU

### STRESZCZENIE

Artykuł stanowi kontynuację prac nad kształtowaniem wibroaktywności przekładni zębatej z wykorzystaniem badań stanowiskowych. Eksperyment doświadczalny wykonano z wykorzystaniem wibrometru laserowego przy pomocy, którego zarejestrowano sygnały prędkości drgań. Podczas badań wykonano serię pomiarów przy obciążeniach jednostkowych  $Q$  wynoszących: 1 i 2,15MPa. Przedstawione w opracowaniu wyniki potwierdzają istotny wpływ wartości liczby przyporu zazębienia na generowane przez korpus przekładni drgania.

### The vibroactivity of housing machine with noncontacts measurements

### ABSTRACT

This paper is a continuation of works devoted to the shaping of the vibroactivity of gearboxes using stand tests. The experimental test was made using a laser vibrometer which recorded the signals of vibration velocities. During the tests, a series of measurements was performed at unit loads  $Q$  amounting to 1 and 2,15MPa. The results presented in the paper confirm a significant influence of tooth contact ratio on the gearbox housing vibration it generates.

## 1. WPROWADZENIE

Obniżenie aktywności wibroakustycznej przekładni zębatych wymaga analizy mechanizmu powstawania sił dynamicznych w zazębieniu wywołujących drgania [1], transmisji tych drgań do miejsca wypromieniowania oraz zagadnień związanych z promieniowaniem dźwięku przez korpus. Hałas emitowany przez przekładnię zmniejszyć można poprzez minimalizację: drgań w strefie zazębienia, efektywności transmisji drgań oraz efektywności promieniowania korpusu.

Zakładając, że wymuszenia działające na przekładnię można zastąpić jedną siłą pobudzającą powierzchnie promieniującą dźwięk, to widmo mocy hałasu [2], [3], [4], [5] przekładni zależy od gęstości otaczającego ośrodka i prędkości w nim dźwięku, powierzchni promieniowania, widma siły pobudzającej, właściwości filtrujących funkcji transmitancji oraz od wyznaczanego eksperymentalnie współczynnika promieniowania charakterystycznego dla określonego rozwiązania konstrukcyjnego korpusu przekładni  $\eta_r$  [6].

Uwzględniając, że widmo siły pobudzającej i właściwości filtrujące funkcji transmitancji można zastąpić widmem prędkości drgań moc akustyczną emitowaną przez drgającą powierzchnię można wyznaczyć z zależności [5], [6], [7]:

$$N_o = \rho_o \cdot c \cdot v_{sr}^2 \cdot S \cdot \eta_r \quad (1)$$

Analizując wzór (1) można zauważyć, że do obliczenia wartości mocy akustycznej przekładni potrzebne jest, przy założeniu stałych wartości pozostałych wielkości wyznaczenie wartości średniej energii prędkości drgań punktów pomiarowych jej korpusu  $v_{sr}^2$ .

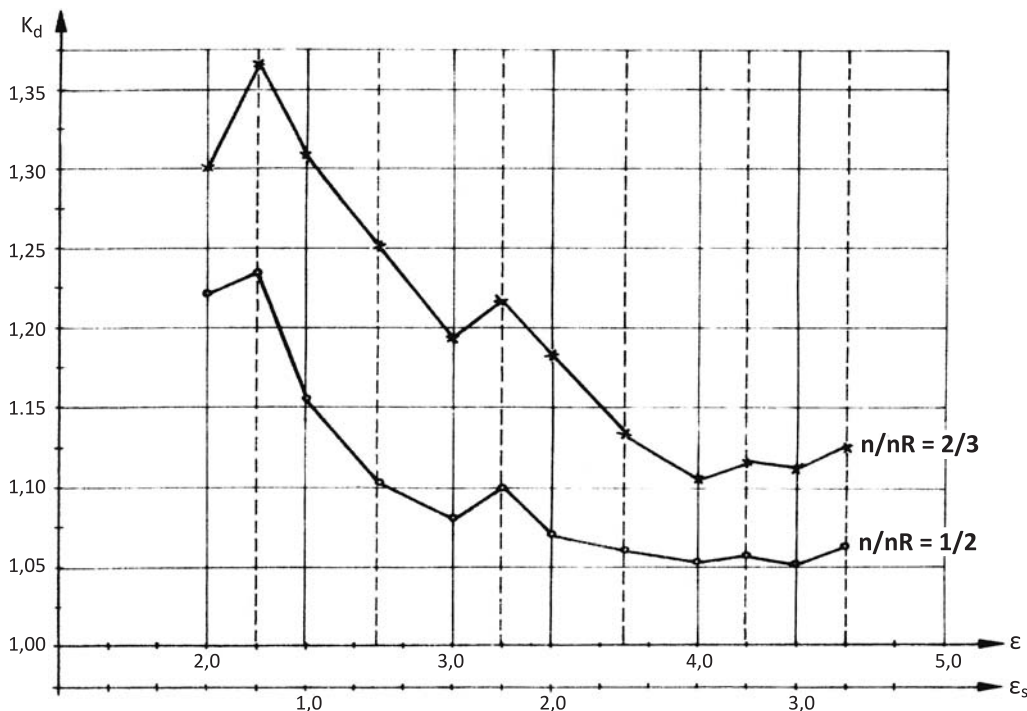
W związku z tym w przeprowadzonych badaniach przyjęto jako miarę wibroaktywności korpusu [2] zależność w postaci:

$$v_{sr}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sum_{j=k}^l (v_i(f_j))^2 \quad (2)$$

gdzie:

- $n$  – liczba przyjętych punktów pomiarowych,
- $k$  – dolny zakres analizowanej częstotliwości,
- $l$  – górny zakres analizowanej częstotliwości,
- $v_i$  – prędkość drgań normalnych,
- $f_j$  – częstotliwość drgań.

Analizując wyniki doświadczalnych badań dynamicznych kół o zazębieniu skośnym podanych w [8] stwierdzono, że zwiększenie wartości liczby przyporu powoduje zmniejszenie wartości nadwyżek dynamicznych kół (współczynnik  $K_d$  [2]). Przykładowe wyniki badań stanowiskowych wykonanych w Politechnice Śląskiej [8], zamieszczono na Rysunku 1, który przedstawia zmiany wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych  $K_d$  w zależności od posko-



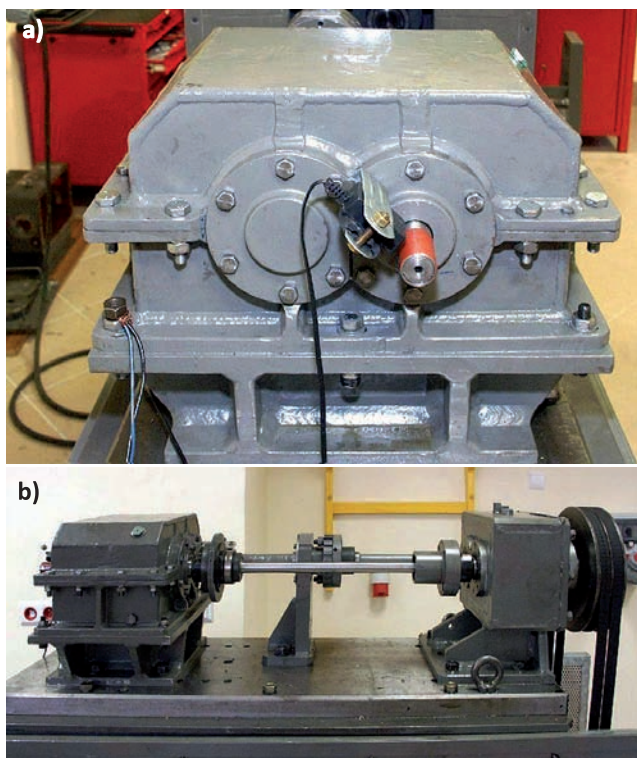
Rysunek 1. Wpływ skokowej  $\epsilon_p$  i całkowitej  $\epsilon_c$  liczby przyporu na wielkość nadwyżek dynamicznych  $K_d$  przy obciążeniu  $Q = 0,85$  MPa [8]

kowej  $\epsilon_\beta$  i całkowitej  $\epsilon_c$  liczby przyporu zazębienia. Analizując wyniki pokazane na Rysunku 1 można stwierdzić, że ze wzrostem wartości liczby przyporu obciążenia dynamiczne kół zębatych maleją, dla obu rozpatrywanych prędkości obrotowych wynoszących odpowiednio 1/2 i 2/3 prędkości rezonansowej.

Uwzględniając wyniki badań przedstawione w [8], założono, że zwiększenie liczby przyporu zazębienia skośnego spowoduje także obniżenie wibroaktywności przekładni. Wynika to z faktu, że obniżenie wartości nadwyżek dynamicznych  $K_d$  powoduje zmniejszenie obciążenia węzłów łożyskowych, a konsekwencji może prowadzić do obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni zębatej. W tym celu wykonano badania stanowiskowe w których przyjęto, że ocena wibroaktywności zostanie przeprowadzona na podstawie pomiarów prędkości drgań oraz pomiarów poziomu ciśnienia akustycznego korpusu przekładni.

## 2. STANOWISKO BADAWCZE

W ramach badań stanowiskowych nieuźbrowaną jednostopniową przekładnię zębatą (Rys. 2a) zamontowano na stanowisku mocy krążącej FZG (Rys. 2b). Badaną przekładnię połączono z przekładnią zamykającą poprzez układ wałków łączących, wałek skrętny oraz sprzęgło napinające, służące do zadawania obciążenia.

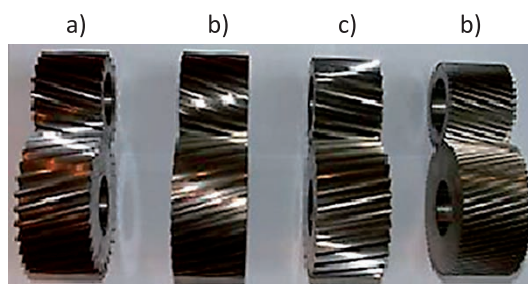


Rysunek 2. a) badana przekładnia,  
b) stanowisko badawcze (FZG)



Rysunek 3. Widok stanowiska badawczego z aparaturą rejestrującą oraz przyrządami pomiarowymi

Stanowisko badawcze FZG z przyrządami pomiarowymi i aparaturą rejestrującą wykorzystanymi w czasie pomiarów przedstawiono na Rysunku 3. W badaniach wykorzystano cztery pary kół o zębach skośnych wykonane w 6 klasie dokładności (Rys. 4), których parametry geometryczne zamieszczono w Tabeli 1.



Rysunek 4. Wykorzystane w badaniach pary kół zębatych  
a) pierwsza, b) druga, c) trzecia, d) czwarta

## 3. BEZKONTAKTOWE POMIARY WIBROAKTYWNOŚCI KORPUSÓW PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Pomiar normalnych prędkości drgań korpusu przekładni został przeprowadzony przy zastosowaniu bezkontaktowej metody za pomocą wibrometru laserowego. Przy pomocy pojemnościowego mikrofo-

**Tabela 1.** Cechy geometryczne wykonanych kół zębatach

		Para pierwsza	Para druga	Para trzecia	Para czwarta
Liczba zębów zębniaka	$z_1$	19	19	19	38
Liczba zębów koła	$z_2$	30	30	30	60
Moduł normalny	$m_n$ [mm]	3,5	3,5	3,5	1,75
Kąt pochylenia linii zęba	$\beta$ [o]	11,333	15	18	15
Nominalny kąt zarysu	$\alpha_{on}$ [o]	20	20	20	20
Współczynnik korekcji zębniaka	$x_1$	0,63	0,5	0,17	0,794
Współczynnik korekcji koła	$x_2$	0,633	0,295	0,171	0,795
Czołowa liczba przyporu	$\epsilon_\alpha$	1,239	1,332	1,426	1,4
Poskokowa liczba przy poru	$\epsilon_\beta$	<b>1,001</b>	<b>1,318</b>	<b>1,574</b>	<b>2,636</b>
Całkowity wskaźnik przyporu	$\epsilon_c$	2,24	2,65	3	4
Odległość osi	$a_w$ [mm]	91,5	91,5	91,5	91,5
Szerokość zazębienia przekładni	$b_w$ [mm]	56	56	56	56

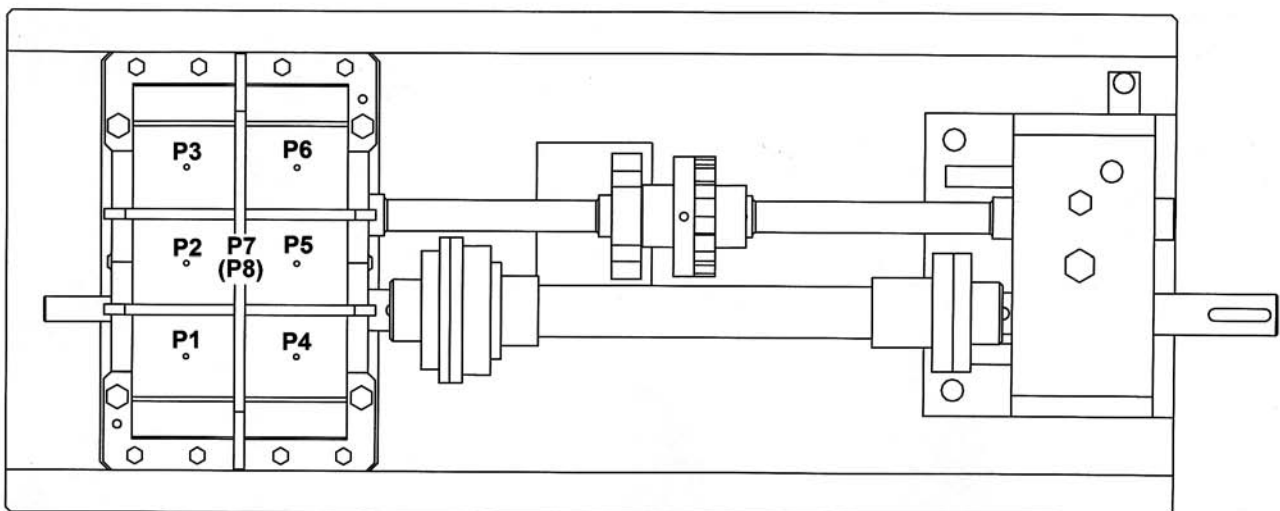
nu kierunkowego współpracującego z analizatorem sygnałów Norsonic wykonano pomiary ciśnienia akustycznego. Rejestrację mierzonych sygnałów przeprowadzono przy pomocy karty akwizycji danych National Instrument NI 4472 oraz komputera przenośnego z oprogramowaniem LabView 8.6 (Rys. 3). Zarejestrowane sygnały wibroakustyczne normalnych prędkości drgań górnej płyty korpusu oraz ciśnienia następnie poddano analizie w środowisku Matlab-Simulink.

W ramach badań przeprowadzono pomiary badanej przekładni zębatej dla czterech przyjętych par kół zębatach (tabela 1). Podczas badań stanowiskowych wykonano serię pomiarów przy obciążeniach jednostkowych Q wynoszących: 1MPa i 2,15MPa oraz przy dwóch stałych prędkościach obrotowych wału koła wynoszących:  $n = 900; 1800$  obr/min. Pomiary prowadzono w warunkach ustalonej temperatury

oleju w przekładni zębatej ( $45 \pm 5^\circ\text{C}$ ), a częstotliwość próbkowania wynosiła:  $f_{\text{próbk.}} = 25$  kHz, Pomiary normalnych prędkości drgań wykonano w punktach od P1 do P7 górnej płyty korpusu przekładni pokazanych na Rysunku 5.

Poziom ciśnienia akustycznego wyznaczano w punkcie P8 umieszczonym w odległości ok. 0,5m nad centralnym punktem korpusu P7. Równocześnie rejestrowano sygnał referencyjny chwilowego położenia wałów zębniaka i koła przekładni, który umożliwiał także określenie okresu cyklu skojarzeń zębów obu kół.

Opracowując otrzymane wyniki pomiarów wyznaczano wartości zaproponowanej miary wibroaktywności  $v_{\text{sr}}^2$  normalnych prędkości drgań górnej płyty korpusu, dla punktu P7 oraz jako wartość średnią kwadratu prędkości drgań pozostałych punktów pomiarowych od P1 do P6. W punkcie P8 nad górną



**Rysunek 5.** Rozmieszczenie punktów pomiarowych prędkości drgań P1-P7 oraz pomiaru hałasu P8 na korpusie

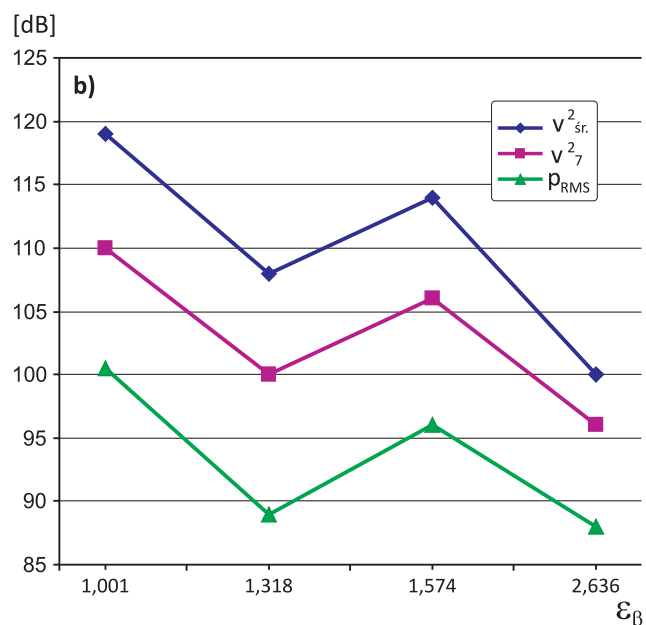
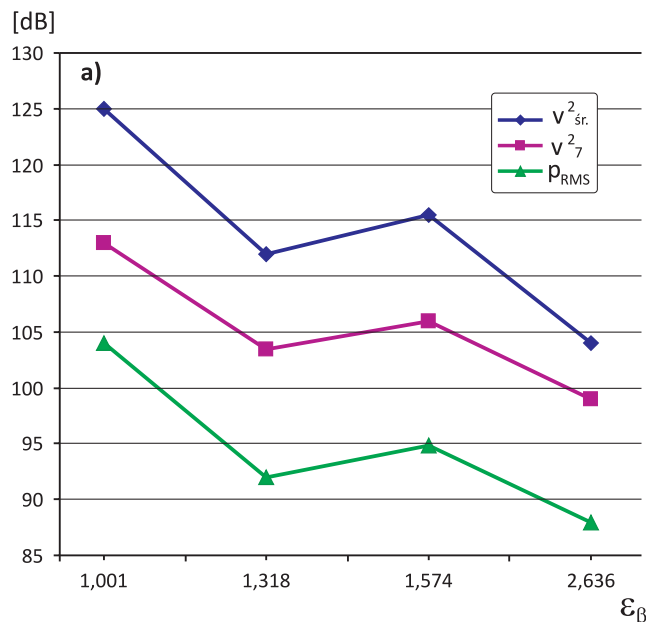
pokrywą wyznaczono również wartość skuteczną ciśnienia akustycznego  $p_{\text{RMS}}$ .

Na Rysunku 6 przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów wartości drgań i ciśnienia akustycznego w analizowanych punktach pomiarowych, podczas pracy przekładni przy różnych obciążeniach dla prędkości obrotowej wału koła  $n = 1800$  obr/min w zależności od wartości poskokowej liczby przyporu  $\epsilon_\beta$  (dla kolejnych rozpatrywanych czterech par kół zębatych). Wartości prędkości drgań oraz ciśnienia akustycznego przedstawiono w dB, przy założeniu, że wartości odniesienia wynosiły odpowiednio  $v_{\text{ref.}} = 5 \cdot 10^{-8}$  m/s oraz  $p_{\text{ref.}} = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa.

Analizując wyniki pomiarów przedstawione na rysunku 6 można stwierdzić, że wibroaktywność korpusu przekładni zmniejsza się wraz ze wzrostem wartości liczby przyporu  $\epsilon_\beta$ . Spowodowane jest to przede wszystkim mniejszą wartością generowanych w zazębieniu kół sił dynamicznych wraz ze wzrostem  $\epsilon_\beta$ . Analizując wpływ obciążenia na wibroaktywność korpusu przekładni (rys. 6a i 6b), można zauważyć, że rośnie ona wraz ze wzrostem obciążenia.

#### 4. PODSUMOWANIE

W ramach badań wyznaczono wibroaktywność przekładni na podstawie pomiarów normalnych prędkości drgań wybranych punktów korpusu wykonanych wibrometrem laserowym. Stwierdzono, że obniża się ona wraz ze wzrostem liczby przyporu zazębienia. Podobny charakter zmian wykazywał również pomiar hałasu emitowanego przez przekładnię w wybranym punkcie nad korpusem przekładni. Przyczyną tego zjawiska jest zmniejszenie, wraz ze wzrostem liczby przyporu, sił dynamicznych generowanych w zazębieniu, będących głównym źródłem wymuszeń drgań w przekładni.



**Rysunek 6.** Wartości miary wibroaktywności  $v_{sr}^2$ ,  $v_7^2$  oraz ciśnienia akustycznego  $p_{\text{RMS}}$  korpusu przekładni zębatej w zależności od poskokowej liczby przyporu  $\epsilon_\beta$ :  
a) obciążenie  $Q=2,15$ MPa, prędkość  $n=1800$  obr/min,  
b) obciążenie  $Q=1$ MPa, prędkość  $n=1800$  obr/min,

#### LITERATURA

- [1] Łazarz B.: „Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania”, Monograficzna Seria Wydawnicza Biblioteka Problemów Eksploatacji – Studia i Rozprawy, Katowice-Radom, 2001.
- [2] Müller L.: „Przekładnie zębate – projektowanie”, WNT, Warszawa, 1996.
- [3] Engel Z.: „Environment protection from noise and vibration”, PWN, Warszawa, 1993.
- [4] Kollman F.G.: „Machinenakustik”, Springer-Verlag, 1993.
- [5] Cempel Cz.: „Wibroakustyka stosowana”, PWN, Warszawa, 1978.

- [6] Zhang T., Kohler H.K.: „A gearbox structural optimisation procedure for minimizing noise radiation”, International Gearing Conference, Newcastle upon Tyne, 1994.
- [7] Kim S.J., Song J.Y.: „Virtual reality of sound generated from vibrating structures”, Journal of Sound and Vibration, 258, str. 309-325, 2002.
- [8] Przybylski J.: Wpływ liczby przyporu na nadwyżki dynamiczne w kołach o zębach skośnych. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1971.