

Jerzy ANTONIAK

Jacek SPALEK

Instytut Mechanizacji Górnictwa
Politechniki Śląskiej

DIAGNOSTYKA WIBROAKUSTYCZNA PRZEKŁADNI ZĘBATEJ NAPĘDU MASZYNY WYCIĄGOWEJ

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono zagadnienie oceny stanu eksploatacyjnego obiektu technicznego z wykorzystaniem metody diagnostyki wibroakustycznej. Problem omówiono na przykładzie przekładni zębatej układu napędowego jednego z szybów wydobywczych kopalni "KNURÓW". Scharakteryzowano przekładnię zębatą, omówiono metodę oraz zaprezentowano przykładowe wyniki pomiarów i analizy drgań przekładni. Na podstawie wyników badań sformułowano wnioski o bieżącym stanie technicznym przekładni oraz wskazano na możliwość szerokiego zastosowania metody wibroakustycznej do diagnozowania stanu eksploatacyjnego maszyn.

1. WSTĘP

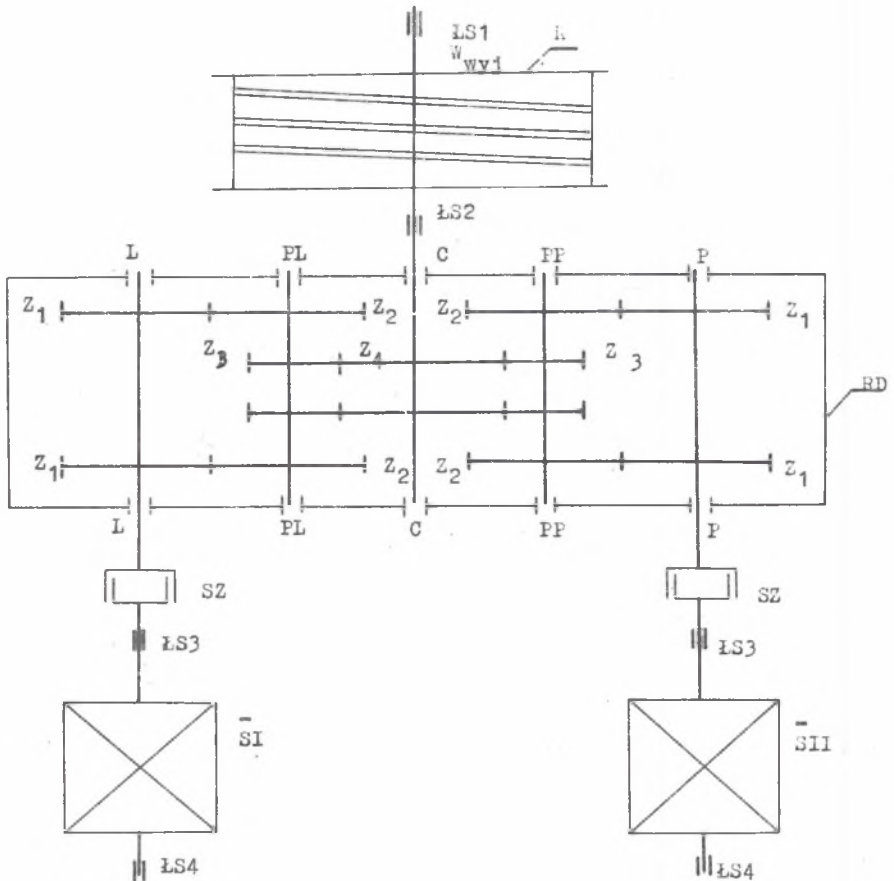
Napędy górniczych maszyn wyciągowych należą do tych układów maszynowych, które z uwagi na swoją ważność w strukturze technologicznej kopalni muszą pozostawać w ciągłej sprawności technicznej. Stąd wynika ich systematyczna kontrola obwarowana szczegółowymi przepisami eksploatacyjnymi, a związana w ogólnym ujęciu z diagnozowaniem stanu eksploatacyjnego poszczególnych zespołów i układów urządzenia wyciągowego.

Jedną z metod diagnozowania stanu technicznego przydatną zwłaszcza w ocenie układu napędowego maszyny wyciągowej jest metoda diagnostyki wibroakustycznej. Dotyczy to zwłaszcza tych układów napędowych maszyn wyciągowych, w których strukturze występują przekładnie zębate.

W niniejszym referacie przedstawiony zostanie problem oceny stanu eksploatacyjnego przekładni zębatej układu napędowego maszyny wyciągowej jednego z szybów wydobywczych kopalni węgla kamiennego "KNURÓW". Opracowanie ma na celu wskazanie na możliwość zastosowania metody diagnostyki wibroakustycznej w ocenie i formułowaniu wniosków o stanie technicznym poszczególnych elementów przekładni w sytuacji gdy niemożliwe jest dokonanie pełnej oceny wizualnej ze względu na konieczność utrzymania urządzenia w ciągłej eksploatacji.

2. CHARAKTERYSTYKA OBIEKTU BADAŃ

Obiekt badań stanowi dwudrożna przekładnia zębata z kołami zębatymi walcowymi, pracująca w układzie napędowym jak na rys. 1.



Rys. 1. Schemat układu napędowego maszyny wyciągowej szybu FOCH-II:

S - silnik napędowy, RD - przekładnia, K - koło linowe MK325, SZ - sprzęgła zębata, LS1, LS2, LS3, LS4 - łożyska główne (wolnostojące), Z₁, Z₂, Z₃, Z₄ - koła zębata przekładni dwudrożnej, L, PL, C, PP, P - łożyska wałów przekładni: lewostronnego pośredniego, centralnego i prawostronnego, W_{wwej} - wał wejściowy, W_{wwyj} - wał wyjściowy

Fig. 1. Diagram of power feed of hoisting machine shaft FOCH-II:

S - driving motor, RD - transmission gear, K - rope wheel MK325, SZ - gear (type coupling), LS1, LS2, LS3, LS4 - main bearings (free pedestal), Z₁, Z₂, Z₃, Z₄ - gear wheel of transmission gear, L, PL, C, PP, P - transmission gear bearings: left countershaft, countershaft, central and right countershaft, W_{wwej} - input shaft, W_{wwyj} - output shaft

Jak wynika z rysunku 1 koło pędne linowe (w tym przypadku czterolinowe) napędzane jest poprzez przekładnię zębatą dwoma silnikami prądu stałego o mocy nominalnej $P = 1300 \text{ kW}$ i prędkości obrotowej nominalnej $n = 600 \text{ min}^{-1}$.

Podstawowe parametry techniczne przekładni podano w tabelicy 1.

Tabelica 1

Charakterystyczne dane przekładni dwudrożnej

- typ przekładni	GCD-17
- nominalny moment napędowy na wale koła linowego	$M_{\max} = 155 \text{ kNm}$
- maksymalna prędkość obrotowa silnika	$n_{\max} = 600 \text{ min}^{-1}$
- przełożenie na I stopniu	$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{94}{40} = 2,35$
- przełożenie na II stopniu	$U_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{92}{29} = 3,172$
- przełożenie całkowite	$U_2 = U_1 \cdot U_2 = 7,35$

Koła zębate przekładni (o oznaczeniach jak na rys. 1) charakteryzują się cechami geometrycznymi jak w tabelicy 2.

Wynikające z kinematycznych zależności charakterystyczne częstotliwości wymuszonych drgań przekładni podano w tabelicy 3.

Tabelica 2

Podstawowe parametry kół zębatych przekładni dwudrożnej

Koło zębate	Moduł mm	Liczba zębów	Efektywna szerokość koła mm	Kąt pochYLENIA linii zęba
Z_1	9	40	170	$30^{\circ} 31' 20''$
Z_2	9	94	170	$30^{\circ} 31' 20''$
Z_3	14	29	250	$32^{\circ} 6' 47''$
Z_4	14	92	250	$32^{\circ} 6' 47''$

Tablica 3

Zestawienie charakterystycznych częstotliwości
wymuszeń drgań przekładni

Źródło wymuszeń	Częstotliwość wymuszeń, Hz
Wał napędowy (szybkobieżny)	10
Zębnik I stopnia przekładni	400
Zębnik II stopnia przekładni	123,4
Wał pośredni	4,25
Wał wyjściowy (wolnobieżny)	1,36

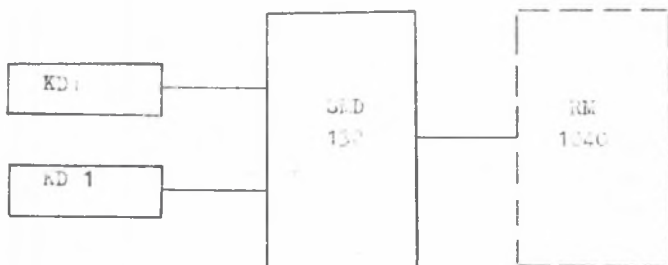
3. CHARAKTERYSTYKA UKŁADU POMIAROWEGO I METODY POMIARÓW WIBROAKUSTYCZNYCH

Pomiary wibroakustyczne zostały przeprowadzone z zastosowaniem:

- uniwersalnego miernika drgań firmy Bruel-Kjaer z przetwornikiem piezoelektrycznym i bezpośrednim odczytem wskazań przyrządu,
- zestawu pomiarowego (jak na rys. 2) złożonego z przetwornika piezoelektrycznego, wzmacniacza pomiarowego oraz czterokanałowego rejestratora magnetycznego. Zarejestrowany w tym przypadku sygnał drganiowy poddano następnie w laboratorium wąskopasmowej analizie częstotliwościowej z zapisem graficznym wyników analizy (rys. 3).

Celem rejestracji za pomocą uniwersalnego miernika firmy Bruel-Kjaer było uzyskanie informacji co do poziomu natężenia wibracji i hałasu w wybranych punktach pomieszczenia maszyny wyciągowej oraz układu napędowego urządzenia wyciągowego. Pomiar ten posłużył również do wyboru odpowiedniego zestawu aparatury do rejestracji z celem dokładnej analizy widm drganiowych. Pomiary za pomocą zestawu z rejestracją na taśmie magnetycznej były pomiarami zasadniczymi, gdyż poddanie zapisów tych sygnałów analizie częstotliwościowej umożliwia interpretację przyczynową, a więc pozwala na wyciąganie wniosków co do głównych powodów drgań zwłaszcza w pasmach o dużej koncentracji energii wibroakustycznej. W obu przypadkach pomiarów przyjęto jako zasadę rejestrację w 3 kierunkach, zgodnie z prostokątnym układem współrzędnych, oznaczając zarejestrowane wartości:

- X_n - drgania poziome, poprzeczne do osi głównej układu napędowego,
- X_p - drgania poziome, wzdłuż osi głównej układu napędowego,
- X_v - drgania pionowe, poprzeczne do osi głównej układu napędowego.

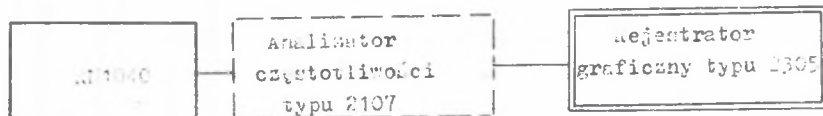


Rys. 2. Schemat układu pomiarowego drgań zespołu napędowego maszyny wyciągowej:

KD1 - akcelerometr piezoelektryczny o czułości 4 mV/ms^{-2} i paśmie częstotliwości $3 \text{ Hz} \div 15 \text{ kHz}$, SMD-132 - wzmacniacz pomiarowy o paśmie częstotliwości od 3 do 15 kHz , RM-1040 - rejestrator magnetyczny czterokanałowy o paśmie częstotliwości od $0 \div 5000 \text{ Hz}$

Fig. 2. Diagram of an instrument for measuring gear transmission vibrations in hoisting machine:

KD1 - piezoelectric accelerometer with 4 mV/ms^{-2} sensitivity and frequency band $3 \text{ Hz} \div 15 \text{ kHz}$, SMD-132 - measuring amplifier with frequency band from 3 Hz till 15 kHz , RM-1040 - four channel magnetic register with frequency from $0 \div 5000 \text{ Hz}$



Rys. 3. Schemat układu analizy częstotliwościowej zarejestrowanych sygnałów drgań zespołu napędowego maszyny wyciągowej:

RM1040 - rejestrator magnetyczny. Analizator częstotliwości firmy Brüel-Kjaer wykonujący analizę częstotliwościową sygnału pomiarowego drgań w zakresie częstotliwości od 20 Hz do 20 kHz w paśmie o szerokości 6%

Fig. 3. Diagram of frequency analysis instrument of recorded signals of power unit vibrations in hoisting machine:

RM1040 - magnetic recorder. Brüel-Kjaer frequency analyzer where frequency analysis of measuring signal vibrations in frequency range from 20 Hz to 20 kHz in 6% band width

4. WYNIKI POMIARÓW I ANALIZY WĄSKOPASMOWEJ DRGAŃ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Pomiary z zastosowaniem układu pomiarowego jak na rysunku 2, przeprowadzono przy pracy urządzenia wyciągowego z pełnym obciążeniem roboczym oraz przy pracy urządzenia wyciągowego bez obciążenia roboczego. Zapisu drgań dokonano przy ustalonej prędkości liniowej naozyc wyciągowych $V = 13,7 \text{ m/s}$.

Do rejestracji wybrano te punkty układu napędowego, z których sygnał diagnostyczny zawiera najwięcej informacji o stanie technicznym, a mianowicie (oznaczenia wg rys. 1):

- łożysko zewnętrzne L S1 i L S2 wału głównego,
- łożyskowanie wałów szybkobieżnych (napędzających) P i L,
- łożyskowanie wałów pośrednich PP i PL.

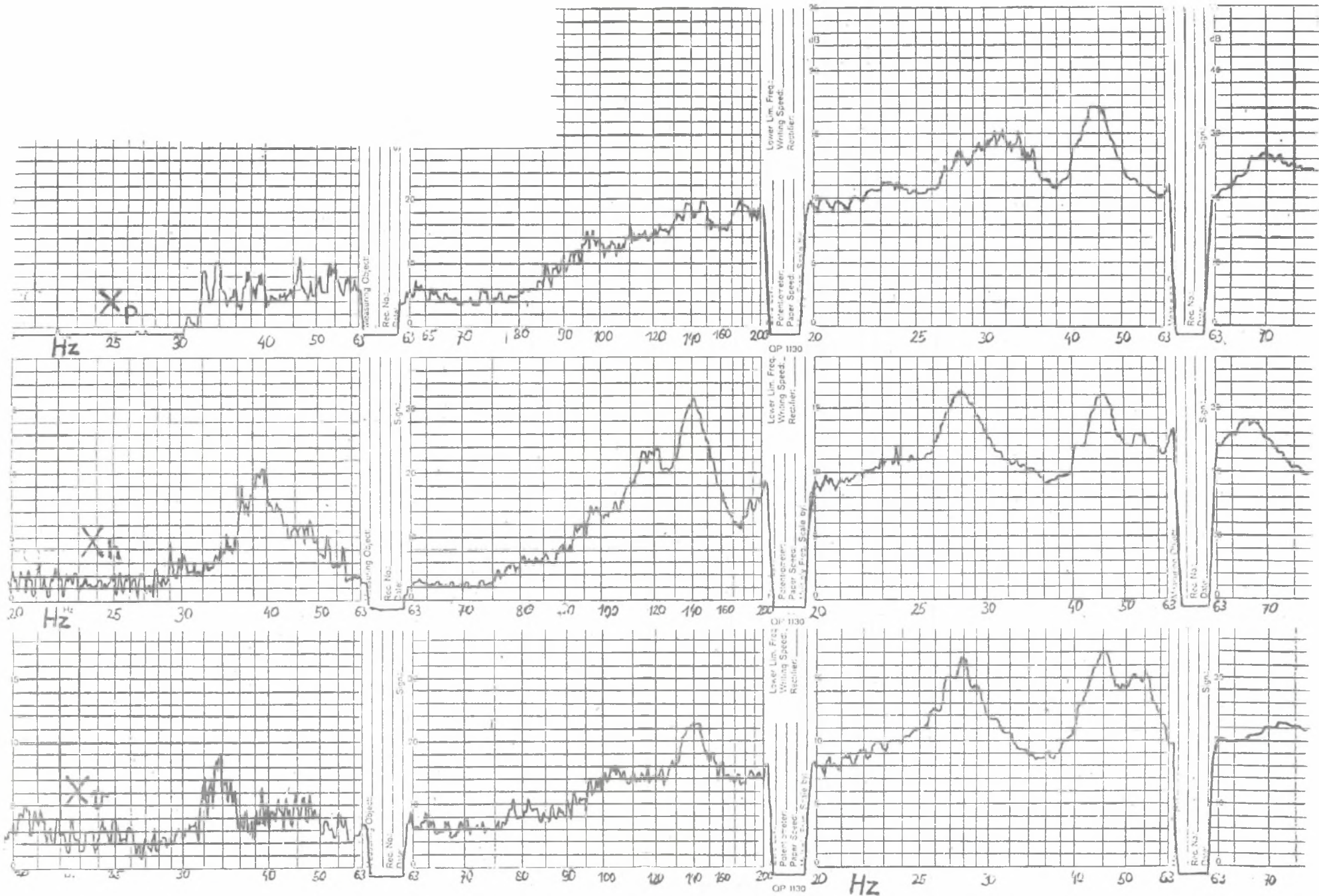
Zarejestrowanie w ww. punktach sygnały drganiowe poddano wąskopasmowej analizie częstotliwościowej, wykorzystując zestaw aparatury jak na rys.3. Wyniki analizy stanowią graficzne obrazy widm drgań w charakterystycznych punktach przekładni zębatej zarejestrowanych w trzech kierunkach układu współrzędnych prostokątnych: X_h , X_v , X_p . Przykładowy przebieg drganiowy dla pracy urządzenia wyciągowego z pełnym obciążeniem użytecznym oraz bez obciążenia użytecznego przedstawiono na rys. 4 i 5.

Analizując przebiegi drgań uzyskane z wąskopasmowej analizy częstotliwościowej stwierdzono, że:

- występuje bardzo istotna różnica w przebiegach drgań zarejestrowanych przy pracy urządzenia wyciągowego bez obciążenia roboczego i z obciążeniem roboczym. Przebiegi zarejestrowane w przypadku pracy urządzenia wyciągowego bez obciążenia roboczego nie ujawniają żadnych istotnych informacji diagnostycznych. Brak obszarów silnych skupień energii drgań (pików) potwierdza praktyczne obserwacje wizualne, iż w układzie nie występują nadmierne "luzy" w węzłach kinematycznych układu napędowego,
- w przebiegach zarejestrowanych dla przypadku pracy urządzenia wyciągowego z pełnym obciążeniem roboczym stwierdza się występowanie charakterystycznych skupień (ekstremów) energii w pasmach częstotliwości odpowiadających częstotliwości ząbień I i II stopnia 400 i 125 Hz, bądź ich nadharmonicznych,
- przebiegi drgań zarejestrowane dla "prawej" drogi przepływu mocy charakteryzują się bardziej wzmocnionym poziomem drgań niż przebiegi zarejestrowane dla "lewej" drogi przepływu mocy,
- zarejestrowany przebieg drgań łożyska wału wolnobieżnego (L S2) potwierdza fakt uzyskany z pomiaru hałasu, iż zasadniczą część energii skupia się w paśmie częstotliwości od 100 Hz do 500 Hz. Świadczy to również o tym, iż wymuszenia drgań przez ząbienia I i II stopnia przekładni są zasadniczym źródłem pobudzenia do drgań wału głównego maszyny wyciągowej.

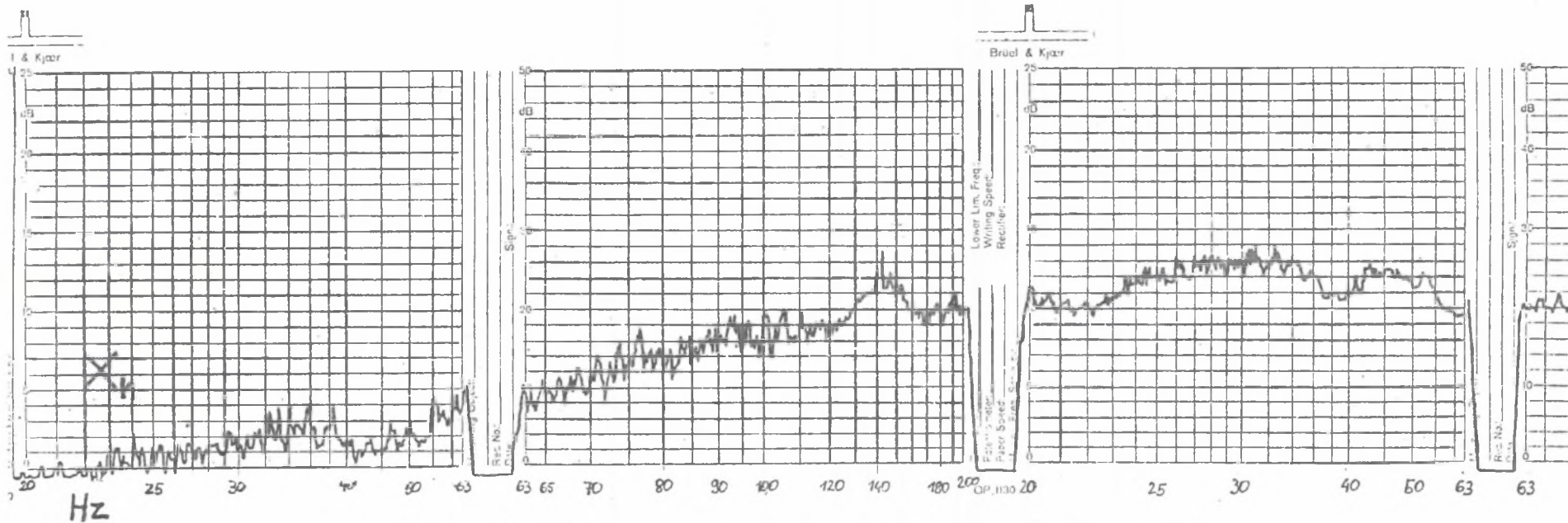
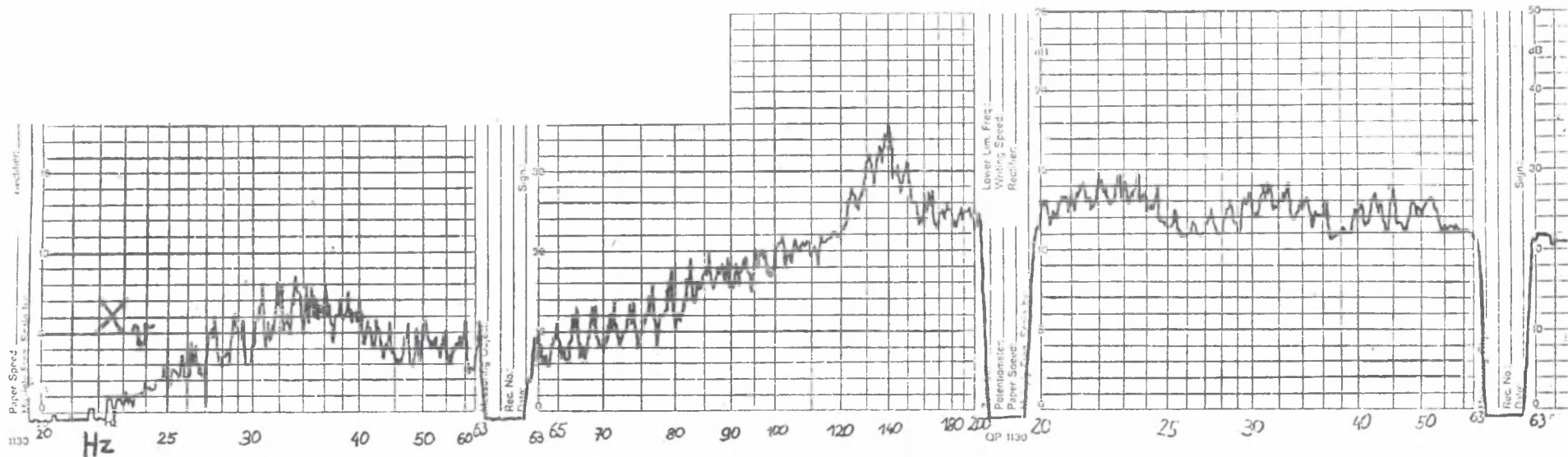
5. PODSUMOWANIE

Przedstawione opracowanie wskazuje na możliwość wykorzystania metody analizy wibroakustycznej do oceny stanu eksploatacyjnego przekładni zębatej maszyny wyciągowej.



Rys. 4. Fragment widma drgań (ruch urządzenia z pełnym obciążeniem użytym zarejestrowanego na kadłubie łożyska wału szybkoobrotowego)

Fig. 4. Fragment of vibration spectrum (movement of the system with full useful load) registered on frame of quick running tube bearing



Rys. 5. Fragment widma drgań (ruch bez obciążenia użytecznego) zarejestrowanego na kadłubie łożyska wału szybkoobrotowego

Fig. 5. Fragment of vibration spectrum (movement of the system without useful load) registered on frame of quick running tube bearing

Wnioskowanie na odpowiednio wysokim poziomie istotności można uzyskać wykonując okresowe rejestracje drgań w wybranych, charakterystycznych punktach przekładni i dokonując porównania wyników uzyskanych z analizy częstotliwościowej. Metoda ta wsparta ogólną analizą konstrukcyjną oraz oceną wizualną może w prosty sposób dostarczać informacji o stanie technicznym przekładni, jak również w pewnym zakresie o pracy całego układu napędowego maszyny wyciągowej. W analizowanym przypadku dwudrożnej przekładni zębatej układu napędowej maszyny wyciągowej szybu wydobywczego kopalni "Knurów" pomiary wibroakustyczne pozwoliły na postawienie diagnozy o możliwości dalszego użytkowania tej przekładni wraz z zachowaniem szczególnych zasad nadzoru i bieżącej obserwacji.

6. LITERATURA

- [1] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [2] Müller L.: Przekładnie zębate - badania. WNT, Warszawa 1984.
- [3] Ocena stanu wibroakustycznego układu napędowego maszyny wyciągowej szybu FOCH-II. Ekspertyza naukowa: cz.1 - 1987 i cz.2 - 1988, Centrum Postępu Technicznego SIMP, Rydzyna 1987 - 1988 (praca niepublikowana).

Recenzent: Doc. dr inż. Karol Reich

Wpłynęło do Redakcji w styczniu 1990

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Р е з ю м е

В статье представлены проблемы состояния технических объектов с применением диагностирования виброакустическим методом. Проблема представлена на примере зубчатой передачи приводной системы избранной подъемной машины угледобывающей шахты "Кнурув".

Представлена характеристика зубчатой передачи, метод испытания и результаты измерения и анализа колебаний передачи. На основе результатов исследований сделаны выводы по оценке технического состояния передачи и показаны возможности расширения применения виброакустических методов для диагностирования горных машин в условиях эксплуатации.

VIBROACOUSTIC DIAGNOSIS OF POWER-FEED GEAR
TRANSMISSION IN HOISTING MACHINE

S u m m a r y

In the paper evaluation of exploitational state of a technical object by means of vibroacoustic diagnosis method has been presented. The problem has been discussed on the example of power feed gear transmission in one of the drawing shafts of "Knurow" mine. Gear transmission has been characterized, the method described and the results given. An analysis of gear transmission vibration has also been made. Some conclusions have been drawn concerning the present state of gear transmission and possibilities of wider application of vibroacoustic diagnosis have been shown.