ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI SLĄSKIEJ 1998
Seria: TRANSPORT z. 34 Nr kol. 1396

Henryk MADEJ
Bogusław ŁAZARZ

MONITOROWANIE STANU PRZEKŁADNI NAPĘDU PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki badań diagnostycznych przeprowadzonych w trakcie eksploatacji przekładni napędu przenośnika taśmowego. Obiektem badań były przekładnie dwustopniowe napędzane silnikiem elektrycznym o mocy 55 kW. Na podstawie zarejestrowanych (podczas okresowych pomiarów) wartości skutecznych przyspieszeń drgań w paśmie częstości zazębienia f_z oraz jej harmonicznych określono współczynnik zawartości harmonicznych.

CONDITION MONITORING OF THE GEAR OF BELT-CONVEYOR'S DRIVE

Summary. The results of diagnostic researches carried out during exploitation of the gear in a belt conveyor's drive are presented in this paper. The two-speed gear powered by 55 kW electric engine were the object of the researches. On the ground of RMS value of acceleration of vibration recorded during periodical measurement discriminant of vibration harmonic contents factor was defined.

1. WPROWADZENIE

Ocena stanu dynamicznego w trakcie eksploatacji przekładni jest bardzo złożonym zagadnieniem. Głównym zadaniem diagnostyki jest wykrycie wad we wczesnym stadium, nim doprowadzą do uszkodzenia przekładni. Podstawowymi metodami stosowanymi do diagnozowania przekładni zębatych są metody wibroakustyczne. Próby oceny stanu dynamicznego przekładni na podstawie analizy generowanych przez nie sygnałów wibroakustycznych podejmowano w wielu pracach. Badania symulacyjne zużycia zębów kół wskazują, że istnieje liniowa zależność pomiędzy nadwyżką dynamiczną w zazębieniu a wartością skuteczną przyspieszeń drgań skrętnych kół. Na podstawie tej tezy zaproponowano

ogólną metodę diagnozowania przekładni zębatych [4]. Znając wartości współczynnika sił dynamicznych K_V oraz współczynnika bezpieczeństwa ze względu na złamanie zmęczeniowe zęba X_Z i wartość skuteczną przyspieszeń drgań a_{RMS}, dla nowej przekładni można obliczyć współczynnik b

$$K_V = 1 + b \cdot a_{RMS} \tag{1}$$

a następnie

$$K_{Vgr} = X_Z \cdot K_{Vpocz} \tag{2}$$

Biorąc pod uwagę graniczną wartość współczynnika K_{Vgr}, można obliczyć graniczną wartość symptomu drganiowego (a_{RMS}).

Istniejące normy i zalecenia biorą pod uwagę jedynie względy wytrzymałości zmęczeniowej nie wnikając w charakter uszkodzeń przekładni. Norma (ISO 3945) [2] za podstawę oceny stanu przekładni przyjmuje wartość skuteczną prędkości drgań obudowy v_{RMS} w paśmie 10÷1000 Hz. W powyższym paśmie częstotliwości znajdują się składowe f_{n1} (obrotowe) wału szybkoobrotowego i jej harmoniczne oraz składowe częstotliwości zazębienia. Z doświadczeń pomiarowych wynika, że największy wpływ na poziom drgań mają składowe dwóch pierwszych stopni przekładni.

Norma kanadyjska [6] zaleca pomiar wartości skutecznej przyśpieszeń drgań obudowy w przedziale 10÷10000 Hz. Rozszerzony w tym przypadku zakres częstotliwości obejmuje oddziaływania wywołane uszkodzeniami łożysk tocznych.

W pracy [1] przedstawiono klasyfikacje stanów przekładni na podstawie pomiarów a_{RMS} i v_{RMS} w 3 zakresach częstotliwości: 10÷100, 100÷3500, 3500÷10000 Hz. Dla oceny prawidłowości pracy wału szybkoobrotowego zaleca się pomiar v_{RMS} w przedziale 10÷100 Hz, a dla oceny stanu zazębienia v_{RMS} i a_{RMS} w zakresie 100÷3500 Hz. Natomiast do oceny stanu łożysk tocznych zaleca się pomiar a_{RMS} w zakresie 3.5÷10 kHz.

Należy zwrócić uwagę, że na wartość poziomu sygnału drganiowego mają wpływ zmiany wartości obciążenia zewnętrznego. W warunkach zmienności obciążenia zewnętrznego konieczna jest normalizacja sygnału diagnostycznego.

Badając związki pomiędzy stanem przekładni zębatej a postacią sygnału wibroakustycznego uzyskuje się niejednoznaczność co do przyczyn generacji drgań. Identyfikację rodzaju uszkodzeń przekładni oraz stopnia ich zaawansowania trudno jest

przeprowadzić na podstawie pomiarów amplitudy drgań. Konieczne jest stosowanie zaawansowanych metod przetwarzania sygnałów drganiowych [7].

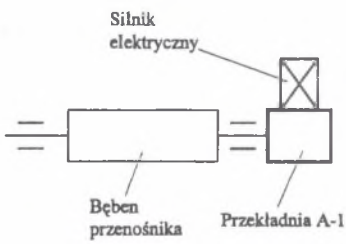
Jedną z najprostszych metod stosowanych w diagnostyce przekładni jest analiza widmowa. W badaniach diagnostycznych z powodzeniem jest wykorzystywana wąskopasmowa analiza widmowa oparta na FFT oraz analiza szerokopasmowa z wykorzystaniem filtrów tercjowych i oktawowych [3].

W analizie drgań przekładni często potrzebna jest duża rozdzielczość w niewielkim przedziale częstotliwości. W takim przypadku znajduje zastosowanie funkcja powiększenia (zoom). Technika ta pozwala na dokładną analizę widma wokół pewnej częstotliwości centralnej. Funkcja powiększania (zoom) staje się szczególnie przydatna do wykrywania zjawisk modulacji sygnału wokół częstotliwości zazębienia. Jedną z bardziej przydatnych metod analizy widmowej stosowanych w diagnostyce przekładni jest analiza cepstralna [7.8].

2. PRZEDMIOT I METODA BADAŃ

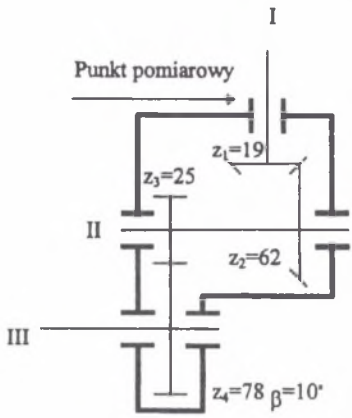
Obiektem badań diagnostycznych była przekładnia napędzająca przenośnik taśmowy mieszalników bębnowych przygotowujących topniki dla procesu wielkopiecowego.

Przekładnia jest napędzana poprzez sprzęgło elektrycznym silnikiem asynchronicznym o mocy 55 kW i prędkości obrotowej 730 obr/min. Schemat układu napędowego przedstawiono na rys. 1.



Rys.1. Schemat układu napędowego przenośnika taśmowego
Fig.1. Scheme of drive system of belt conveyor

Przekładnia składa się z dwóch stopni: stożkowego i walcowego z kołami o zębach skośnych (rys. 2).

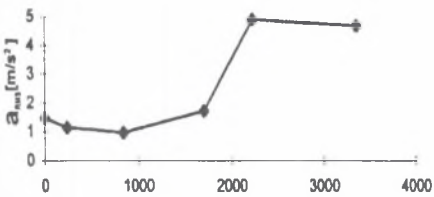


Rys.2. Schemat kinematyczny przekładni napędu przenośnika taśmowego
Fig.2. Kinematic scheme of gear transmission of belt conveyor

Zestaw pomiarowy wykorzystywany podczas badań składał się z sejsmicznego przetwornika przyspieszenia mocowanego na obudowach łożysk wałów (rys. 2). Przetwornik ten współpracował poprzez przedwzmacniacz B&K 2635 z przenośnym analizatorem widmowym B&K 2515. Zarejestrowane dane gromadzono w pamięci masowej komputera, gdzie podlegały dalszej analizie. Za pomocą programu wyselekcjonowano informacje dotyczące zmiany wartości skutecznej drgań w pasmach zawierających następujące częstotliwości:

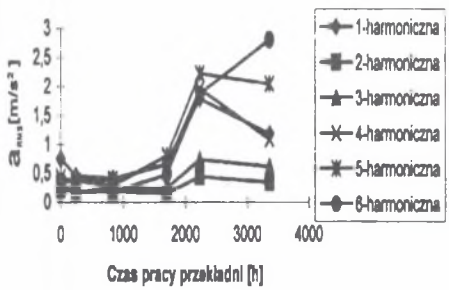
- częstotliwość obrotową wału napędowego f_{n1} i jej harmoniczne,
- częstotliwość zazębienia pierwszego stopnia przekładni f_{z12} i jej harmoniczne,
- częstotliwość zazębienia drugiego stopnia przekładni f_{z34} i jej harmoniczne.

3. WYNIKI



Rys.3. Wartość skuteczna przyspieszeń drgań a_{RMS} obudowy przekładni A-1/1 w funkcji czasu pracy określona w paśmie 183 ÷ 1425 Hz

Fig.3. Root-mean-square value of acceleration of oscillations arms of gear casing A-1/1 as the function of operation time in band 183-1425 Hz



Rys.4. Przebiegi zmian wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} dla częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych $n \cdot f_z$, I stopnia przekładni A-1/1 w funkcji czasu pracy

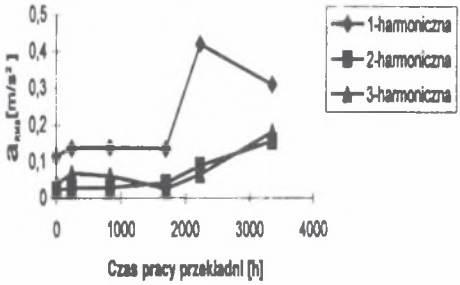
Fig.4. Courses of changes of root-mean-square value of acceleration of oscillations arms for meshing frequency and its harmonics $n \cdot f_z$ I stage of gear transmission A-1/1 as the function of operation time

Rys.6. Wartość skuteczna przyspieszeń drgań a_{RMS} obudowy przekładni A-1/3 w funkcji czasu pracy określona w paśmie 183 ÷ 1425 Hz

Fig.6. Root-mean-square value of acceleration of oscillations arms of gear casing A-1/3 as the function of operation time in band 183-1425 Hz

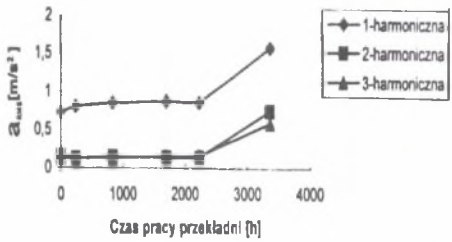
Rys.7. Przebiegi zmian wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS}, dla częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych $n \cdot f_z$, I stopnia przekładni A-1/3 w funkcji czasu pracy

Fig.7. Courses of changes of root-mean-square value of acceleration of oscillations arms for meshing frequency and its harmonics $n \cdot f_z$ I stage of gear transmission A-1/3 as the function of operation time



Rys.5. Przebiegi zmian wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} dla częstotliwości obrotowej I wału przekładni i jej harmonicznych, I stopnia przekładni A-1/1 w funkcji czasu pracy

Fig.5. Courses of changes of root-mean-square value of acceleration of oscillations a_{RMS} for rotational frequency I shaft of gear transmission and it's harmonic I stage of gear transmission A-1/1 as the function of operating time

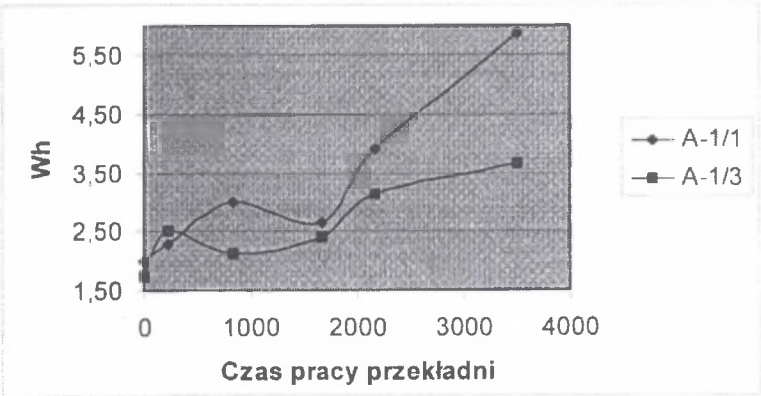


Rys.8. Przebiegi zmian wartości skutecznej przyspieszeń drgań a_{RMS} dla częstotliwości obrotowej I walu przekładni i jej harmonicznych, I stopnia przekładni A-1/3 w funkcji czasu pracy

Fig.8. Courses of changes of root-mean-square value of acceleration of oscillations a_{RMS} for rotational frequency I shaft of gear transmission and it's harmonic I stage of gear transmission A-1/3 as the function of operating time

Wyniki pomiarów dwóch identycznych przekładni oznaczonych symbolami A-1/1 oraz A-1/3 przedstawiono na rysunkach 3 - 8. Z badań diagnostycznych wynika, że poziom drgań przekładni w funkcji czasu ulegał trendowi wzrostowemu. Zmiany te szczególnie nasilały się po upływie 2000 godzin pracy. Może to być spowodowane zwiększoną intensywnością eksploatacyjnego zużycia powierzchni roboczych zębów. Po upływie 3500 godzin pracy najmniejszym zmianom uległy amplitudy 2 i 3 harmonicznej f_{z12}, natomiast największy wzrost poziomu drgań nastąpił w paśmie 6 harmonicznej f_{z12}. Prowadzenie okresowego nadzoru diagnostycznego od zainstalowania przekładni umożliwia łatwiejszą i bardziej trafną ocenę stanu technicznego obiektu dzięki możliwości odniesienia stanu aktualnego do danych początkowych. W diagnostyce eksploatacyjnej przekładni zębatych wykorzystuje się różne miary zjawisk drganiowych tzw. miary uszkodzeniowo-zorientowane, jak współczynnik szczytu, współczynnik modulacji amplitudowej w paśmie f_z oraz współczynnik zawartości harmonicznych.

Z przeprowadzonych badań diagnostycznych (rys. 3 - 8) wynika, że do oceny stanu badanych przekładni można z powodzeniem wykorzystać współczynnik zawartości harmonicznych zazębienia w_h zdefiniowany jako iloraz mocy zawartej we wszystkich harmonicznych zazębienia do mocy w paśmie częstotliwości podstawowej f_z .



Rys.9. Zmiany współczynnika zawartości harmonicznych zazębienia w_h w funkcji czasu pracy przekładni
Fig.9. Changes of coeficient of harmonic content of meshing w_h as the function of operation time of gear transmission

4. PODSUMOWANIE

W praktyce diagnostycznej bardzo ważne jest stosowanie prostych miar zjawisk drganiowych, które są łatwe do wyznaczenia i pozwalają wstępnie ocenić rodzaj powstającego uszkodzenia. Do najczęściej stosowanych miar należy współczynnik szczytu ukierunkowany na uszkodzenie lub wyłamanie zęba, współczynnik modulacji amplitudowej w paśmie f_z odzwierciedlający bicie lub nieosiowość oraz współczynnik zawartości harmonicznych pozwalający wykryć zużycie zębów. Przeprowadzone badania potwierdziły celowość wyznaczania współczynnika zawartości harmonicznych w diagnozowaniu stanu zazębienia przekładni przemysłowych.

LITERATURA

1. Bartelmus W.: diagnostyka drganiowa przekładni stożkowych. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Nr 4/89.

3. Jasiński M., Mączak J., Radkowski S.: Zastosowanie filtracji tercjowej sygnału WA w wykrywaniu błędów montażu przekładni zębatej. Przegląd Mechaniczny nr 11-12/98.
4. Muller L.: Diagnozowanie przekładni zębatych dużych mocy. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej nr 21, Gliwice 1992.
5. Wilk A., Łazarz B.: Badania symulacyjne zużycia kół zębatych na potrzeby diagnostyki przekładni. Przegląd Mechaniczny nr 3-4/97.
6. Vibration Limites for Maintenance. Canadian Goverment Specification CDA/MS/NVSH 107 Criteria for Vibration Measurements (10-10000 Hz).
7. Łazarz B., Madej H., Kochańczyk M.: Diagnozowanie niektórych miejscowych uszkodzeń przekładni zębatych. III Seninarium "Wibroakustyka w systemach technicznych", Warszawa 1998.
8. Gardulski J., Madej H.: Wykorzystanie analizy cepstrum w diagnostyce przekładni przemysłowych. XVI Ogólnopolska Konferencja N-T "Przekładnie zębate". II Międzynarodowa Konferencja ICESA'97, Ustroń, maj 1997.

Recenzent: Dr hab.inż. Eugeniusz Kałuża
Prof.Politechniki Śląskiej

Abstract

There are presented the results of diagnostic researches concerning the gear of belt-conveyor's drive in this paper. The existing methods and standards applied to examination of the industrial gears technical condition were discussed. Periodically examined gears worked in continuous motion. Figures 3 ÷ 8 present the results of measurement of vibration in time function of gear's work.. Figure 9 illustrates the course of harmonic contents factor in the work time function of 2 chosen gears. As results from the researches harmonic contents factor can be the symptom of wear of working surfaces of teeth.