ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2000
Seria: GÓRNICTWO z. 246 Nr kol. 1480

Jacek SPAŁEK, Antoni SKOĆ
Politechnika Śląska, Gliwice

BADANIA DOŚWIADCZALNE PRZEKŁADNI PLANETARNYCH DUŻYCH MOCY[1)]

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki stanowiskowych badań prototypów wysokomomentowych przekładni planetarnych, przeznaczonych do napędów przenośników górniczych o dużej wydajności transportowej. Wykazano, że nowe przekładnie zaprojektowane i wyprodukowane w kraju mogą z powodzeniem znaleźć zastosowanie w praktyce górniczej.

EXPERIMENTAL TESTING OF HIGH-POWER PLANETARY GEARS

Summary. The paper presents findings of a design analysis and results of stand tests on prototypes of high-moment planetary gears designed for drives of heavy-duty mining conveyors. It has been shown that new gears made within the country are lilcely to find successful application in the mining practice.

1. Wstęp

Rozwój wysoko wydajnych systemów technologicznych w kopalniach węgla kamiennego, charakteryzujących się wyrobiskami ścianowymi o wysokiej koncentracji produkcji [1], stawia szczególne wymagania wobec przenośników odstawczych. Dotyczą one głównie spełnienia warunku uzyskania odpowiednio dużej wydajności transportowej, a to wiąże się z koniecznością zmiany w dużym stopniu dotychczasowego podejścia do zagadnień konstrukcji i eksploatacji napędów tych przenośników [2], [3]. Potrzeba nowego odniesienia się do tych problemów wynika przede wszystkim z dużego obciążenia maszyn; dotyczy to zwłaszcza stanów nieustalonych pojawiających się podczas rozruchu, których liczba w czasie „życia" przekładni jest znacząca. Stąd konieczność systemowego podejścia do poszczególnych elementów napędu: silnika, sprzęgła oraz przekładni zębatej.

[1)] Opracowanie oparte jest na uzyskanych wynikach badań przeprowadzonych w latach 1997-98 w ramach projektu celowego KBN nr 7 TO7C-036-96-C/2999. Wykonawca projektu - Rybnicka Fabryka Maszyn „RYFAMA S.A.". Realizator prac badawczo-rozwojowych projektu - Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej

Z przeprowadzonej analizy dotyczącej możliwości zastosowań przekładni w górnictwie i stawianych im wymagań wynika, że przekładnie klasyczne (z nieruchomymi osiami wałów) nie znajdują już technicznego uzasadnienia dla ich stosowania w układach napędowych nowoczesnych przenośników o dużej wydajności transportowej [4]. Szczególnie z uwagi na kryteria rozruchu, masy i wymiarów gabarytowych na obecnym etapie rozwoju techniki napędów dużej mocy konieczne jest stosowanie układów z przekładniami planetarnymi.

2. Uzasadnienie szczególne zastosowania przekładni planetarnych w napędach przenośników górniczych

Z korzystnych, w odniesieniu do przekładni klasycznych, ogólnie znanych cech użytkowych przekładni planetarnych [5, 6, 7, 8] niektóre z nich posiadają zasadnicze znaczenie dla nowoczesnych napędów wysoko wydajnych przenośników górniczych, a zwłaszcza dla ścianowych i podścianowych przenośników zgrzebłowych. Są to:

a) Zwarta budowa i małe wymiary gabarytowe - szczególnie pożądana cecha z uwagi na ograniczoną przestrzeń w wyrobisku górniczym, a zwłaszcza z punktu widzenia racjonalnego wykorzystania skrzyżowania ściana–chodnik.
b) Obniżona masa przekładni, co jest szczególną zaletą z punktu widzenia transportu, montażu oraz przy realizacji kolejnych cykli postępu ściany.
c) Zmniejszony moment bezwładności, co jest istotne z uwagi na znaczną liczbę stanów nieustalonych (rozruchów) w cyklu roboczym przenośnika. W tej sytuacji obniżony moment bezwładności powoduje zmniejszenie wartości energii pobieranej i występowania zaburzeń sieci zasilającej, a zarazem mniejsze straty energii rozproszonej, co przyczynia się do obniżenia intensywności nagrzewania się przekładni.
d) Zwiększona sprawność przekładni planetarnych powoduje znaczące oszczędności energii. Rola sprawności przekładni wzrasta, gdyż moce zainstalowane rosną, co oznacza zmniejszenie wydzielana ciepła i zmniejszenie strat energii rzędu kilku do kilkunastu kilowatów. Obniżony stan termiczny przekładni powoduje wzrost trwałości eksploatacyjnej zazębień, łożyskowań i uszczelnień oraz przedłuża okres trwałości oleju (spowolniony czas degradacji właściwości użytkowych oleju smarującego).
e) Kołowo-symetryczna postać konstrukcyjna korpusu przekładni jest szczególnie ważną cechą użytkową, gdyż przy zmiennym nachyleniu przekładni w napędzie zachowane są niezmienione warunki smarowania zanurzeniowo-rozbryzgowego zazębień. Cecha ta decyduje o możliwości zastosowania prostego sposobu smarowania, bez konieczności wprowadzania droższego i obniżającego niezawodność przekładni smarowania wymuszonego. Ponadto kołowo-symetryczna postać konstrukcyjna jest bardziej korzystna z uwagi na możliwość skutecznego odprowadzenia ciepła poprzez zastosowanie płaszcza wodnego, a także z powodu utrudnionego gromadzenia się urobku na kadłubie przekładni, co wpływa na zwiększenie efektywności wymiany ciepła z otoczeniem.
f) Zwiększona podatność na obciążenia udarowe jest bardzo ważną cecha z uwagi na występujące losowe stany zablokowań przenośnika.

Oprócz tych wymienionych cech użytkowych - wynikających z warunków pracy przenośników zgrzebłowych a charakterystycznych w przypadku przekładni o stałym przełożeniu - zastosowanie przekładni planetarnych umożliwia uzyskanie na drodze mechanicznej wielostopniowych napędów poprzez odpowiednią kombinację liczby redukujących stopni czynnych i biernych (przekładnie planetarne wielobiegowe).

3. Charakterystyka rozwiązań konstrukcyjnych nowych przekładni planetarnych

Bazując na określonych w p. 2 wymaganiach technicznych wynikających z parametrów technologicznych transportu urobku wysoko wydajnymi przenośnikami zgrzebłowymi w wyrobiskach ścianowych i podścianowych w Rybnickiej Fabryce Maszyn RYFAMA S.A. i Bytomskich Zakładach Urządzeń Technicznych BZUT opracowano typoszereg przekładni planetarnych dużej mocy w dwu odmianach konstrukcyjnych, a mianowicie:

- planetarne - do jednostek napędowych czołowych (prostopadłych),
- planetarnych ze stopniem stożkowym - do jednostek napędowych równoległych.

Jako nowe przedsięwzięcie w przemyśle krajowym tematyka ta uzyskała dotację Komitetu Badań Naukowych w ramach projektu celowego „Specjalizowane przekładnie planetarne dużych mocy do napędu wysoko wydajnych przenośników górniczych".

Przekładnie te są rozwiązaniami o szeregowej kombinacji przełożeń typu 2K-H z pływającymi zębnikami centralnymi, z zanurzeniowo-rozbryzgowym układem smarowania olejem przekładniowym i wymuszonym chłodzeniem wodą za pomocą odpowiednio dobranych płaszczy konwekcyjnych.

Konstrukcja przekładni spełnia pod względem wytrzymałościowo-trwałościowym wymagania normy ISO 6336 (DIN 3990) i wymagania technologiczne wg branżowej normy niemieckiej RAGN 335000 w zakresie: mocy nominalnej, krótkotrwałego (3-sekundowego) impulsu przeciążenia, dokładności zachowania przełożeń oraz cech geometrycznych przyłączy.

Postacie konstrukcyjne, podstawowe cechy geometryczne oraz główne parametry użytkowe przekładni wielkości „15" przedstawiono na rys. 1 a przekładni wielkości „25" na rys. 2.

Porównanie tych nowych rozwiązań z postaciami konstrukcyjnymi przekładni firm zagranicznych wskazuje na ich wzajemne podobieństwo, a zwłaszcza na porównywalność podstawowych cech geometrycznych oraz mas całkowitych. W tablicy 1 podano przykładowo porównanie masy przekładni oraz charakterystycznego wymiaru długości powierzchni walcowej kadłuba przekładni typowielkości „15" i „25", produkowanych przez RFM RYFAMA S.A. oraz BZUT z przekładniami kilku znanych producentów zagranicznych.

Jak wynika z tej tablicy, zarówno masa jak i długość (jedna z głównych cech geometrycznych) przekładni nowych rozwiązań produkcji RYFAMA i BZUT nie odbiegają od tych wielkości dla przekładni zagranicznych. Oczywiste jest, że takie porównanie jest bardzo ważne z punktu widzenia lokalizacji przekładni w ograniczonym wymiarowo układzie napędowym przenośnika.

Ta porównawcza informacja nie rozstrzyga jednak zasadniczych problemów określonych przez kryteria użytkowe takie, jak: trwałość, sprawność mechaniczna, stan termiczny czy stan wibroakustyczny rozważanych przekładni.

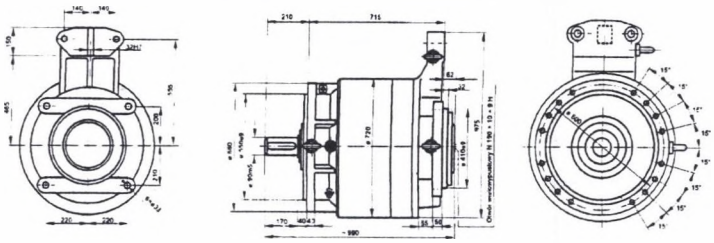
Weryfikacji przekładni z uwagi na te wymienione kryteria dokonano w następujących po sobie kolejnych etapach:

etap 1 - teoretyczna analiza wytrzymałościowo-trwałościowa wspomagana obliczeniami z wykorzystaniem specjalistycznych programów komputerowych,

etap 2 - programowane badania stanowiskowe przekładni w długotrwałym cyklu pracy, mające na celu pełną weryfikację zmęczeniową zazębień i łożysk, sprawdzenie hermetyczności uszczelnień, identyfikację procesów termicznych oraz przebiegów wibroakustycznych,

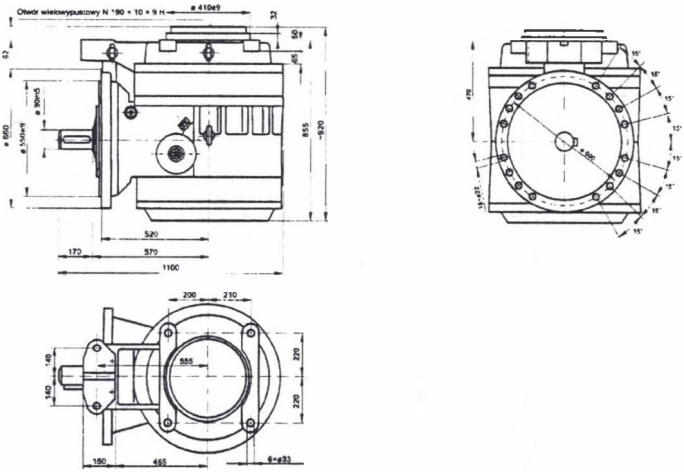
etap 3 - badania eksploatacyjne w układach napędowych przenośników ścianowych i podścianowych mające na celu weryfikację funkcjonalno-trwałościowo-niezawodnościową przekładni w rzeczywistych warunkach użytkowania.

REDUKTOR PLANETARNY 15 P



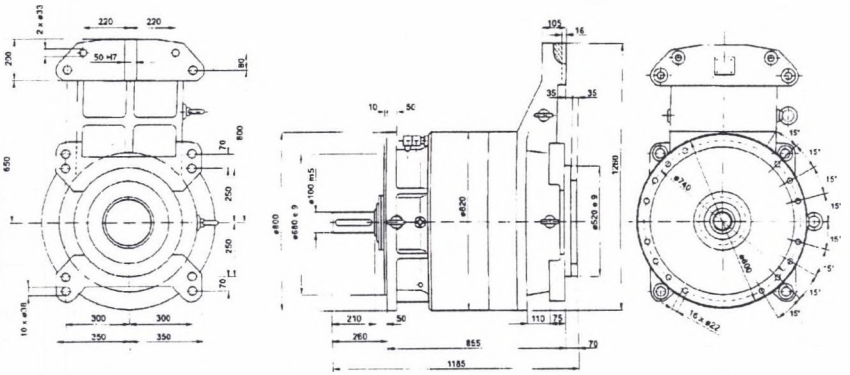
Symbol reduktora	Wielkość wg RAGN 335000	Układ kinematyczny	Przełożenie rzeczywiste	Moc [kW]	Masa [kg]
15 P28-250	15	P 2 stopnie planetarne	28,155	250	1250
15 P33-200			33,366	200	
15 P39-160			39,342	160	
15 KP28-250	15	K stopień kątowy P 2 stopnie planetarne	28,155	250	1750
15 KP33-200			33,366	200	
15 KP39-160			39,342	160	

REDUKTOR KĄTOWO-PLANETARNY 15 KP



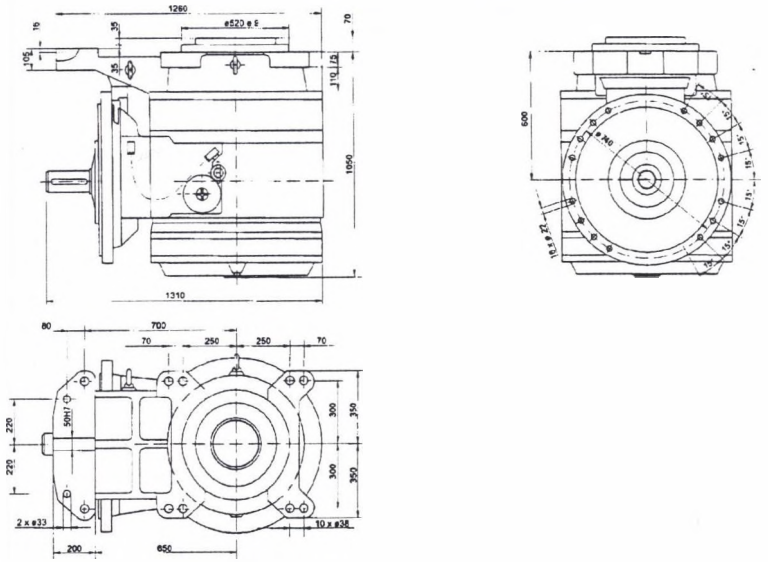
Rys.1. Postacie konstrukcyjne, cechy geometryczne i użytkowe przekładni planetarnych wielkości „15"
Fig.1. Design forms, geometric and functional features of planetary gears of „15" in size

Reduktor walcowo-planetarny typu-25P



Symbol reduktora	Wielkość wg RAGN 335000	Układ kinematyczny	Przełożenie rzeczywiste	Moc [kW]	Masa [kg]
25 P28-400	25	P- 2 stopnie planetarne	28,155	400	2180
25 P33-315			33,366	315	
25 P39-250			39,342	250	
25 KP28-400	25	K- stopień kątowy P- 2 stopnie planetarne	28,155	400	2940
25 KP33-315			33,366	315	
25 KP39-250			39,342	250	

Reduktor kątowo-planetarny typu-25KP



Rys.2. Postacie konstrukcyjne, cechy geometryczne i użytkowe przekładni planetarnych wielkości „25"
Fig.2. Design forms, geometric and functional features of planetary gears of „25" in size

Tablica 1

Porównanie masy i charakterystycznego wymiaru długości przekładni planetarnych i stożkowo-planetarnych wytwarzanych przez różnych producentów

Lp.	Producent	Typowielkość 15				Typowielkość 25			
		planetarna		stożkowo-planetarna		planetarna		Stożkowo-planetarna	
		masa kg	długość mm	masa kg	długość mm	masa kg	długość mm	masa kg	długość mm
1	PREINFALK	1350	720	1800	830	1920	855	2850	970
2	BRÄUTIGAM	1170	730	1665	800	1920	890	2450	950
3	EICKHOFF	-	-	-	-	1870	(825)	-	-
4	MARBAISE	1200	730	2000	800	2000	880	3100	950
5	BZUT	1250	780	1750	920	-	-	-	-
6	RYFAMA	-	-	-	-	2180	855	2940	1050

Uwagi: 1. Wymiar określony jako długość jest tworzącą walcowej powłoki przekładni.
2. Przekładnie charakteryzują się nominalnymi momentami roboczymi (wyjściowymi):
- typowielkość 15 - 45.500 kNm, - typowielkość 25 - 63.375 kNm

4. Syntetyczne ujęcie wyników analizy wytrzymałościowo-trwałościowej węzłów i elementów konstrukcyjnych przekładni

Przeprowadzona szeroka analiza [9] typoszeregu przekładni stożkowo-planetarnych oraz planetarnych o wyróżnikach obciążenia impulsowego „15" i „25" objęła łącznie 12 postaci konstrukcyjnych dla mocy nominalnych:

- 160, 200 i 250 kW - przekładnie wielkości „15",
- 250, 315 i 400 kW - przekładnie wielkości „25"

i kolejno przypisanych tym mocom przełożeniach nominalnych: 39, 33, 28.

Analiza potwierdziła:

- poprawność przyjętego schematu kinematycznego i tzw. przełożenia bazowego poszczególnych stopni planetarnych przekładni z uwagi na:
  * wyrównanie trwałości zazębień poszczególnych stopni przekładni,
  * minimalizację gabarytów, masy oraz zredukowanego momentu bezwładności elementów wirujących przekładni,
- odpowiednią trwałość zmęczeniową i statyczną zazębień kół poszczególnych stopni obu wielkości „15" i „25" przekładni i obu odmian, tj. stożkowo-planetarnej i walco-wo-planetarnej,
- wymaganą trwałość łożysk poszczególnych węzłów konstrukcyjnych - łożyskowań wałów, osi kół zębatych i jarzm,
- odpowiednią trwałość zmęczeniową i wytrzymałość statyczną wałów oraz wymaganą wysoką nośność połączeń wpustowych i wielowypustowych.

Należy przy tym podkreślić, że analiza przeprowadzona została dla zakładanego (gwarantowanego) zasobu trwałości przekładni T = 20.000 h. Z tego założenia wynika, że dla przyjętego silnika napędowego o nominalnej prędkości obrotowej n_{nom} = 1470 min^{-1} i największego z analizowanych przełożeń u_c = 39 jarzmo wyjściowe przekładni wykona około $44 \cdot 10^6$ obrotów. Oznacza to, że dla wszystkich elementów przekładni należy postawić wymagania spełnienia trwałej wytrzymałości zmęczeniowej, uzyskiwanej po przekroczeniu $3 \cdot 10^6$ cykli obciążenia.

Aby osiągnąć ten cel, przy jednoczesnej minimalizacji gabarytów i masy przekładni, na etapie weryfikacji projektowej postawiono zaostrzone wymagania, a mianowicie założono:

- względnie wysokie dokładności wykonania i montażu,
- wysoki standard materiałów na poszczególne elementy (atestowane materiały o tzw. małym rozrzucie danych wytrzymałościowych),
- stan obciążenia jako wynikający ze sporządzonego histogramu obciążenia eksploatacyjnego przenośnika ścianowego. Określony wg tego histogramu moment równoważny (ekwiwalentny) dla prawa trwałości w postaci $F^q \cdot N = const$ (gdzie: F - obciążenie, N - liczba cykli zmian obciążenia) wyniesie:

  $M_{eq} \cong 0.970$ Mn dla q = 3 (kryterium trwałości łożysk),

  $M_{eq} \cong 1{,}317$ Mn dla q = 8 (kryterium trwałości zmęczeniowej zębów na złamanie),
- niekorzystne warunki smarowania łożysk związane z dopuszczeniem możliwego, znacznego zanieczyszczenia czynnika smarującego pyłem urobku przy jednoczesnym postawieniu wymagania zachowania zwiększonej do p = 95% niezawodności (względem ogólnie przyjmowanej nominalnej wartości p = 90%).

Przy powyższych założeniach uzyskane wyniki analiz zdefiniowane współczynnikami bezpieczeństwa wskazują, że przekładnie te należą do obiektów o silnym wytężeniu, a zatem podniesienie ich niezawodności możliwe jest przede wszystkim w trakcie procesu użytkowania. Można to uzyskać zwłaszcza przez zachowanie dokładności montażu układu napędowego i zastosowanie do smarowania przekładni wysokojakościowego oleju przekładniowego oraz zapewnienie jego bieżącej czystości eksploatacyjnej [10].

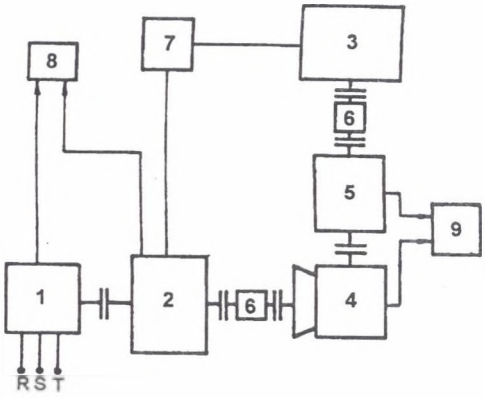
5. Badania stanowiskowe prototypowych przekładni planetarnych i stożkowo-planetarnych wielkości „15" i „25"

Omówione w p. 3 nowe postacie konstrukcyjne przekładni stały się podstawą wykonania prototypów przez:

a) RFM „RYFAMA" - wielkość „25" o symbolach;
   - przekładnia planetarna 25 P 39-250,
   - przekładnia stożkowo-planetarna 25 KP 39-250.

b) BZUT - wielkości „15" o symbolach;
   - przekładnia planetarna 15 P 39-160,
   - przekładnia stożkowo-planetarna 15 KP 39-160.

Prototypy te poddano programowanym badaniom stanowiskowym w układzie mocy zamkniętej, którego istotę przedstawiono na rys. 3.



Rys.3. Stanowisko do badań przekładni w układzie mocy zamkniętej:
1 - silnik asynchroniczny, 2 - silnik prądu stałego, 3 - prądnica prądu stałego, 4 – przekładnia pracująca jako reduktor, 5 - przekładnia pracująca jako multiplikator, 6 - momentomierze, 7 - układ pomiarowy w obwodzie prądu stałego (obwodzie wywoływania obciążenia), 8 - układ zasilająco-sterujacy, 9 - układ pomiarowy temperatury przekładni i układu chłodzenia wodnego oraz drgań przekładni

Fig.3. Stand for testing of gears in a closed system of power

Zrealizowany program obejmował badania trwałościowe 4 prototypowych przekładni (w parach: przekładnia stożkowo-planetarna ↔ przekładnia planetarna) w tzw. pełnym cyklu obciążenia nominalnego, tzn. przy mocy nominalnej P_{nom} (odpowiednio: 160 kW i 250 kW), przez okres czasu około 800 godzin. Dla tak przyjętego długotrwałego czasu badań liczba obrotów (zmian obciążenia) wału wejściowego przekładni wynosiła $L_{we} = 127 \cdot 10^6$, co przy przełożeniu $u_c = 39$ odpowiada około $3{,}25 \cdot 10^6$ obciążeń (obrotów) jarzma wyjściowego przekładni.

Tak więc spełniony został warunek przyjmowany jako konieczny przy doświadczalnej weryfikacji trwałej wytrzymałości zmęczeniowej, a mianowicie, by każdy z elementów doznał co najmniej $3 \cdot 10^6$ zmian obciążenia (wg ISO 6336 - DIN 3990), czyli by została przekroczona tzw. bazowa liczba cykli zmęczeniowych.

W czasie realizowanych badań w cyklu ciągłym prowadzony był monitoring głównych parametrów, takich jak: obciążenie (moment obrotowy) i prędkość obrotowa badanych przekładni oraz wielkości elektryczne w głównym układzie mocy krążącej (napięcie, natężenie i moc prądu stałego) oraz w układzie elektrycznym „rozruchowego" silnika asynchronicznego. Ponadto prowadzono ciągłą rejestrację przepływu i temperatury wody chłodzącej przekładnie oraz temperatur w wybranych charakterystycznych punktach przekładni – reduktora i przekładni - multiplikatora. Okresowo przeprowadzano pomiary i rejestrację drgań w wybranych charakterystycznych punktach obu przekładni. Dla rozpoznania rozkładu temperatury oraz dynamiki jego zmian, a zwłaszcza skuteczności układu wodnego chłodzenia przekładni, przeprowadzono pomiary z wykorzystaniem metody termowizyjnej.

5.1. Przykładowe wyniki badań stanowiskowych

5.1.1. Stan termiczny przekładni 15 - KP 39-160

Stan termiczny przekładni - reduktora stożkowo-planetarnego i multiplikatora planetarnego kontrolowano w sposób ciągły przez pomiar temperatury czujnikami elektrooporowymi

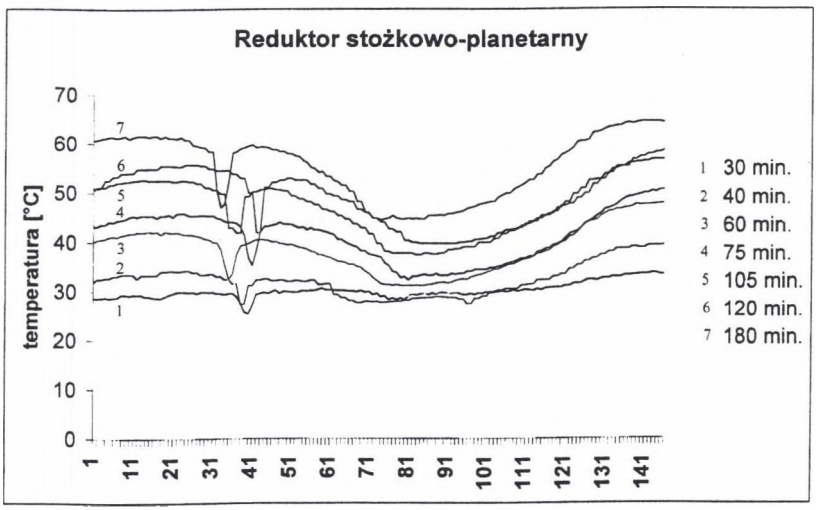
oraz z wykorzystaniem metody termowizyjnej. W metodzie termowizyjnej wykorzystano system INFRAMETRICS 760 złożony z kamery termowizyjnej chłodzonej helem w obiegu Sterlinga, jednostki centralnej (komputera) z oprogramowaniem i ciekło-krystalicznym kolorowym monitorem oraz zespołu zasilającego. Zakresy pomiarowe w podczerwieni: 8÷12 μm i 3÷12 μm z dokładnością 0,1°C ; 3÷5 μm z dokładnością 0,2°C.

System INFRAMETRICS 760 umożliwiał określenie, już w czasie trwania sesji pomiarowej, wielu parametrów obserwowanego obiektu, a w szczególności:

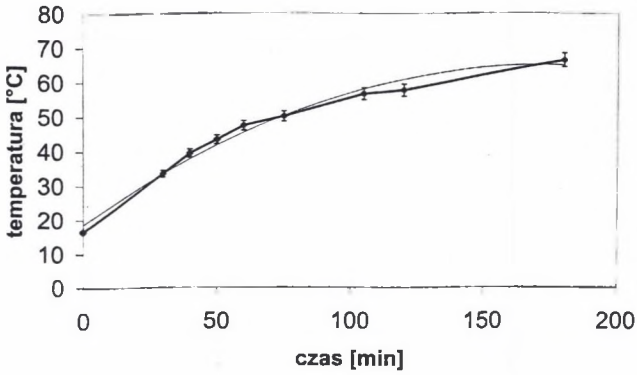
- średniej temperatury wybranego obszaru kadłuba przekładni,
- rozkładu temperatury wzdłuż określonego, wybranego odcinka na kadłubie,
- temperatury danego punktu.

Wynikiem pomiarów termowizyjnych jest zestaw termogramów obrazujących rozkład i dynamikę zmiany temperatury na korpusie. Przykładowy rozkład temperatury wzdłuż tworzącej powierzchni walcowej korpusu przekładni oraz jej narastanie w funkcji czasu badań przedstawiono na rysunku 4. Widoczne na rysunku charakterystyczne miejsce wyraźnego obniżenia temperatury odpowiada usytuowaniu króćca doprowadzającego wodę do płaszcza wodnego przekładni.

Na rysunku 5 przedstawiono narastanie temperatury kadłuba tej przekładni na początku cyklu badawczego przy natężeniu przepływu wody chłodzącej Q = 4 dm^3/min i temperaturze na dopływie t_d = 18°C. Okazało się, że w przypadku przekładni 15 KP ta wielkość przyjętego natężenia przepływu wody jest wystarczająca do zapewnienia temperatury oleju w przekładni niższej od 80°C.



Rys.4. Rozkład temperatury wzdłuż tworzącej powłoki walcowej korpusu przekładni w funkcji czasu badań
Fig.4. Temperature distribution along a generator of cylindrical coat of planetary gear stages versus time of testing

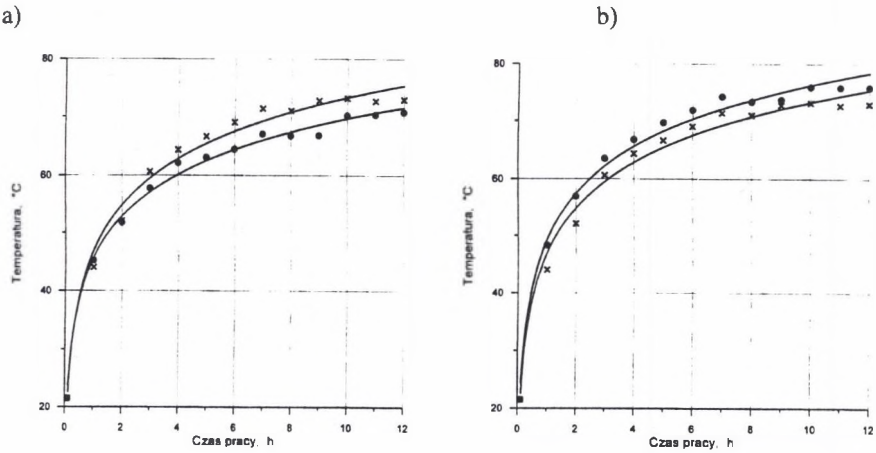


Rys.5. Wykres ilustrujący nagrzewanie się kadłuba przekładni stożkowo-planetarnej 15 KP o mocy P = 160kW i przełożeniu u = 39 w początkowej fazie pracy dla natężenia przepływu wody chłodzącej Q = 4 dm^3/min i temperatury otoczenia około 20°C.

Fig.5. Diagram illustrating how bevel – planetary gear 15 KP with power P = 160kW and ratio u = 39 becomes heated in the initial phase of operation in case of cooling water flow rate of Q = 4 dm^3/min and ambient temperature of abont 20°C

5.1.2. Stan termiczny przekładni 25 - KP 39 - 250

Stan termiczny przekładni wielkości „25" określono poprzez pomiar temperatury dotykowym miernikiem termistorowym w charakterystycznych 3 punktach kadłuba, tj. w obudowie stopnia stożkowego i na powłokach kół o uzębieniu wewnętrznym stopnia I i II planetarnego. Przebiegi temperatury w funkcji czasu na przekładni-reduktorze i przekładni-multiplikatorze przedstawiono na rys. 6a i 6b.



Rys. 6. Wykres ilustrujący nagrzewanie się kadłuba przekładni stożkowo-planetarnej 25 KP, przy natężeniu przepływu wody chłodzącej 4,5 dm^3/min i temperaturze otoczenia 21,5°C: a) przekładnia pracująca jako reduktor, b) przekładnia pracująca jako multiplikator, x - temperatura na powłoce I stopnia planetarnego, o - temperatura na powłoce II stopnia planetarnego

Fig.6. Diagram illustrating how a bevel – planetary gear 25 KP becomes heated in case of cooling water flow rate of 4,5 dm^3/min and ambient temperature of 21,5°C

5.2. Przykładowe wyniki określające stan wibroakustyczny przekładni zarejestrowane podczas badań stanowiskowych

Badania drgań przekładni prowadzono w aspekcie ich wykorzystania do diagnozowania jej bieżącego stanu technicznego. W skład układów służących do pomiaru drgań i ich analizy wchodziły:

- trójosiowy czujnik przyspieszeń,
- rejestrator magnetyczny,
- analizator,
- komputer osobisty z oprogramowaniem do opracowania i wizualizacji wyników analiz drganiowych przebiegów w dziedzinie czasu i częstotliwości.

Drgania przekładni zarejestrowano w wybranych charakterystycznych punktach kadłuba reduktora stożkowo-planetarnego, a mianowicie: w okolicy łożyska wału szybkobieżnego (P.1), na powierzchni zewnętrznej koła I o uzębieniu wewnętrznym (P.2) i koła II o uzębieniu wewnętrznym (P.3) stopni planetarnych przekładni, na powłoce drugiego stopnia (P4) oraz pierwszego stopnia planetarnego (P5) przekładni walcowo-planetarnej pracującej w układzie badawczym jako multiplikator.

Należy przy tym zaznaczyć, że częstotliwości zazębienia dla analizowanej przekładni prototypowej kątowo-planetarnej 15-KP 39-160, pracującej jako reduktor, wynoszą odpowiednio:

- dla stopnia stożkowego f_{ZS} = 416,5 Hz,
- dla pierwszego stopnia planetarnego f_{Z1P} = 304,8 Hz,
- dla drugiego stopnia planetarnego f_{Z2P} = 44,2 Hz.

Natomiast dla przekładni walcowo-planetarnej dwustopniowej KP 560-39, pracującej w układzie badawczym jako multiplikator, częstotliwości te wynoszą:

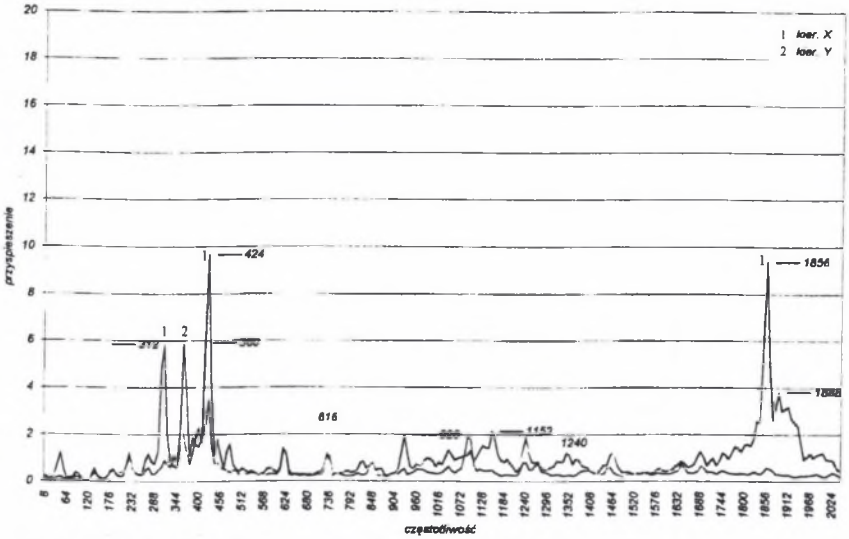
$$f_{Z1} = 359 \text{ Hz}; \qquad f_{Z2} = 44{,}2 \text{ Hz}.$$

Zaobserwowane w czasie badań istotne zmiany w zarejestrowanych przebiegach drgań wskazywały na postępujące zużycie zarówno zazębień, jak i łożysk kół zębatych I stopnia planetarnego. Te wnioski diagnostyczne uzyskały potwierdzenie podczas szczegółowych oględzin elementów przekładni dokonanych po zakończonym cyklu badawczym.

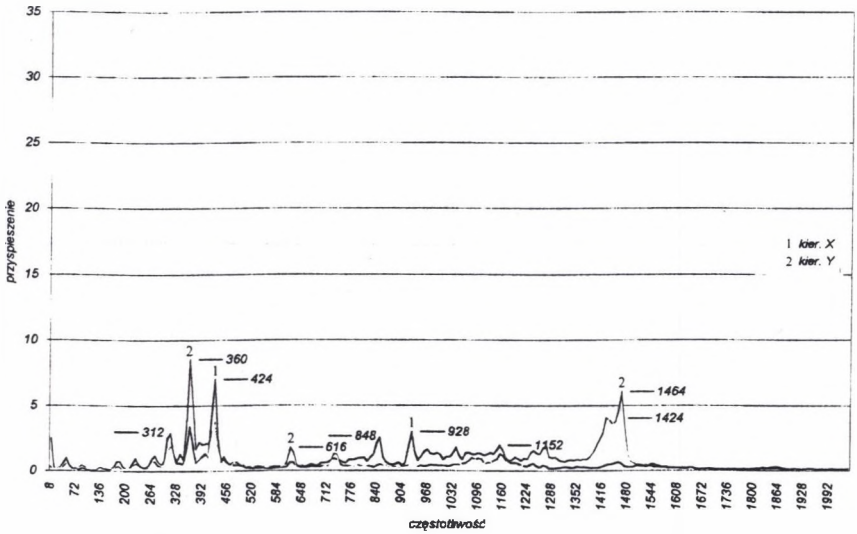
Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono przebiegi drgań zarejestrowane w końcowej fazie badań na kadłubie przekładni (reduktora) stożkowo-planetarnego KP39-160 w określonych punktach stopni szybkobieżnych: P1 (stopień stożkowy) i P2 (I stopień planetarny). Na rysunku 9 przedstawiono natomiast przebieg drgań zarejestrowany na kadłubie stopnia I (P4) przekładni walcowo-planetarnej, pracującej jako multiplikator. Widać charakterystyczne skupienia (ekstrema) w paśmie niższych częstotliwości pochodzących od zazębień oraz w paśmie wysokich częstotliwości, odpowiadających wymuszeniu od łożysk kół obiegowych.

Natomiast rysunek 10 obrazuje przykładowe przebiegi drgań jako funkcja czasu badań. Charakterystyczny jest znaczny w szerokim paśmie częstotliwości wzrost poziomu drgań po czasie 440 h pracy przekładni na stanowisku badawczym przy obciążeniu nominalnym. Ten

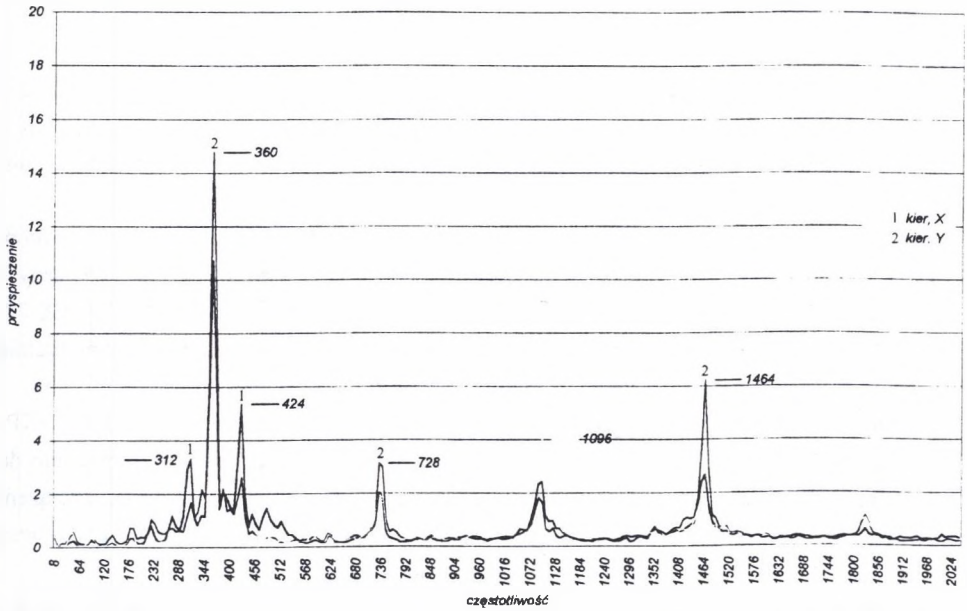
silny wzrost drgań wynikał (jak się okazało podczas wizualnego badania elementów przekładni) z postępującego zużycia zazębień i łożysk I stopnia planetarnego przekładni.



Rys.7. Przebiegi drgań zarejestrowanych w końcowej fazie badań (po 600h) w punkcie P1 kadłuba reduktora
Fig.7. Courses of vibrations recorded in the final phase of tests (after passage of 600h) in point P1 of the reduction gear casing

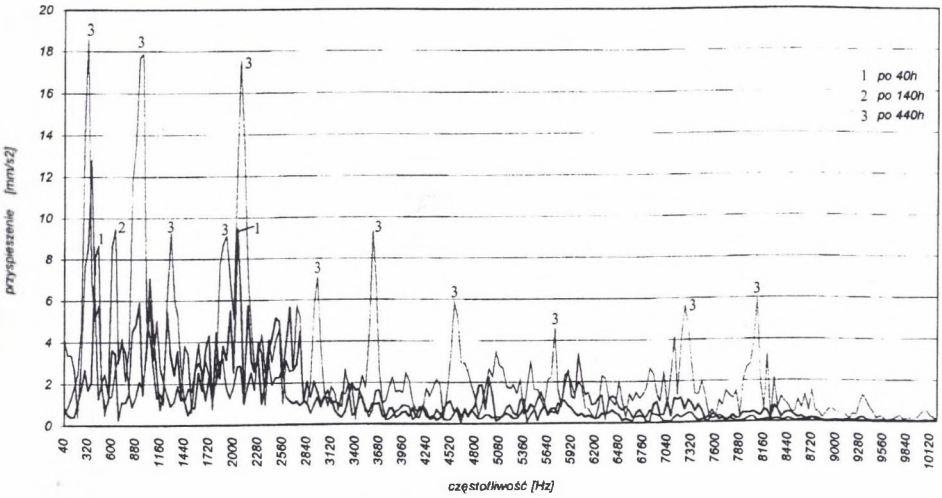


Rys.8. Przebiegi drgań zarejestrowanych w końcowej fazie badań (po 600h) w punkcie P2 kadłuba reduktora stożkowo planetarnego
Fig.8. Courses of vibrations recorded in the final phase of tests (after passage of 600h) in point P2 of bevel – planetary reduction gear



Rys.9. Przebiegi drgań zarejestrowanych w końcowej fazie badań (po 600h) w punkcie P4 multiplikatora planetarnego

Fig.9. Courses of vibrations recorded in the final phase of tests (after passage of 600h) in point P4 of planetary multiplicator



Rys. 10. Przykładowe przebiegi drgań jako funkcja czasu stanowiskowych badań przekładni

Fig. 10. Exemplary courses of vibrations (radial component) versus time of stand tests of gears

6. Podsumowanie

Na obecnym etapie aktualnej technologii wydobycia węgla niezbędne jest stosowanie w napędach przenośników o wysokiej wydajności transportowej nowoczesnych przekładni planetarnych, cechujących się korzystniejszymi właściwościami użytkowymi niż przekładnie klasyczne.

Zaprojektowane nowe postacie konstrukcyjne i wykonane przez krajowych producentów (RFM „RYFAMA" i BZUT) prototypy przekładni planetarnych oraz stożkowo-planetarnych o wielkościach 25 i 15 - wg normy RAGN 335.000 i parametrach: 160/39, 200/33, 250/28, 250/39, 315/33, 400/28 (moc w kW / przełożenie nominalne) są obiektami mogącymi spełnić wymagania stawiane napędom wysoko wydajnych przenośników zgrzebłowych.

Przeprowadzone badania stanowiskowe przekładni prototypowych 15-P-160/39, 15-KP-160/39, 25-P-250/39 i 25-KP-250/39 wykazały, że przekładnie te spełniają, odpowiednio do stanu obciążenia, warunki wymaganej trwałości zmęczeniowej ($N > 3 \cdot 10^6$ cykli obciążeń) oraz wymagania w odniesieniu do stanu termicznego - temperatura kadłuba nie przekracza 80°C przy chłodzeniu wodą o natężeniu przepływu większym od 4 dm^3/min.

Zastosowane w badaniach stanowiskowych nowoczesne metody diagnostyki termowizyjnej i drganiowej wykazały ich dużą przydatność do identyfikacji bieżącego stanu technicznego przekładni. Uzyskane tymi metodami wyniki dostarczyły też wielu istotnych informacji wykorzystanych do wprowadzenia zmian konstrukcyjnych, mających na celu poprawę skuteczności chłodzenia oraz zwiększenie trwałości zazębień i łożyskowań tych nowych przekładni, stosowanych już obecnie w wielu polskich kopalniach węgla kamiennego.

LITERATURA

1. Sikora W., Dolipski M., i in.: Systemy mechanizacyjne w przodkach o wysokiej koncentracji produkcji. Skrypt Politechniki Śląskiej nr 2089, Gliwice 1998
2. Antoniak J.: Tendencje rozwojowe w budowie napędów przenośników zgrzebłowych o dużej wydajności transportowej. Projekt celowy 7TO7C-036-96-C/2999-Zad.1.1. Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice 1998 (praca niepublikowana)
3. Antoniak J.: Rozruch ciężkiego przenośnika zgrzebłowego z użyciem sprzęgła hydrodynamicznego o zmiennym wypełnieniu cieczą roboczą. VII Sympozjum - RYFAMEX '98, Rybnik, czerwiec 1998. Mat.: s. 1÷18
4. Skoć A., Spałek J., Stachurski J., Suchoń J.: Nowej generacji przekładnie planetarne do napędu wysoko wydajnych przenośników. VI Konferencja „TEMAG'97", Gliwice-Ustroń, listopad 1997. Mat.: s. 147÷154
5. Niemann G., Winter H.: Maschinenelemente. B. II, 2 Auflage, Springer - Verlag, Berlin-Heidelberg -Tokyo, 1989.

6. Linke H. (red.): Stirnradverzannung. Berechnung - Werkstoffe - Fertigung. Hanser - Verlag, München - Wien, 1996
7. Müller L., Wilk A.: Zębate przekładnie obiegowe. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996
8. Müller H.W.: Die Umlaufgetriebe. Auslegung und vielseitige Anwendungen. Springer - Verlag, Berlin - Heidelberg - New York, 1998
9. Wilk A. (kier.): Budowa algorytmu i programu optymalizacji postaci konstrukcyjnych, przeprowadzenie obliczeń. Projekt celowy 7TO7C-036-96-C/2999-Zad.1.5. Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice 1998 (praca niepublikowana)
10. Spałek J.: Smarowanie maszyn w górnictwie - zagadnienia smarowania przekładni zębatych. Politechnika Śląska, Konferencja TEMAG '96, Gliwice 1996

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Karol F.Reich

Abstract

Selected results of experimental testing of new prototypes of high-power planetary gears designed and made by domestic manufacturers: the RYFAMA Machinery Factory of Rybnik and the Bytom Works of Technical Equipment (BZUT) have been presented in the paper.

The tests were carried out at the Institute for Mining Mechanization of the Silesian Technical University. A testing stand functioning in the so called closed power system was used for this purpose. The assessment of the gear was based on the fundamental criteria:

- fatigue and static life of the gear elements verified in the space of 800 hours of stand tests,
- thermal state of the gear determined by temperature of lubricating oil in a gearcase and by temperature of the gear's water cooling system,
- vibroacoustic state determined in characteristic points of the gear by the run of vibrations in the domain of time and frequency.

The performed stand tests (as well as results of theoretical analyses) of prototypes of the planetary and intersecting axis planetary gears of the type size 15" and 25" have indicated that the new designs of gears meet the requirements resulting from the general criteria set forth for high-power drives and that they can be incorporated in drive systems of heavy-duty conveyors used in mining applications.