

**POLITECHNIKA GDAŃSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY
KATEDRA KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN**



WPŁYW SMAROWANIA NA TRWAŁOŚĆ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

**ĆWICZENIE LABORATORYJNE NR 4
Z EKSPLOATACJI**

Opracowali: dr inż. Bogusław SIWEK
dr inż. Wojciech MAJEWSKI

|

GDAŃSK 2000

1. WSTĘP

Przekładnie zębate znajdują zastosowanie w układach napędowych pracujących w bardzo zróżnicowanych warunkach. W każdym przypadku prawidłowa eksploatacja urządzenia w którym zastosowano przekładnię, rozumiana jako praca bez zakłóceń, gwarantująca produkcję na wymaganym poziomie jakości - jest uzależniona od trwałości przekładni,

W praktyce eksploatacyjnej przypadki wystąpienia niewystarczającej trwałości przekładni nie należą do rzadkości. Często trudno ustalić przyczyny tego stanu rzeczy ponieważ źródłem obniżenia trwałości przekładni mogą być uchybienia konstrukcyjne i eksploatacyjne dotyczące zarówno zazębienia jak i łożyskowania lub uszczelnień. W przypadku wystąpienia przedwczesnych objawów nieprawidłowej pracy przekładni, konieczne jest dokonanie analizy czynników wpływających na jej trwałość oraz usunięcie negatywnego działania tych czynników.

Spośród czynników mających duży wpływ na trwałość eksploatowanej przekładni należy wymienić:

- sposób smarowania kół zębatych oraz łożysk;
- ilość smaru znajdującą się w przekładni lub dostarczoną do niej;
- rodzaj smaru;
- obciążenie przekładni.

Podstawowe informacje umożliwiające analizę wpływu powyższych czynników na trwałość przekładni przedstawiono na wykładach oraz w materiałach pomocniczych pt. „Sposoby smarowania przekładni zębatych. Smary przekładniowe”.

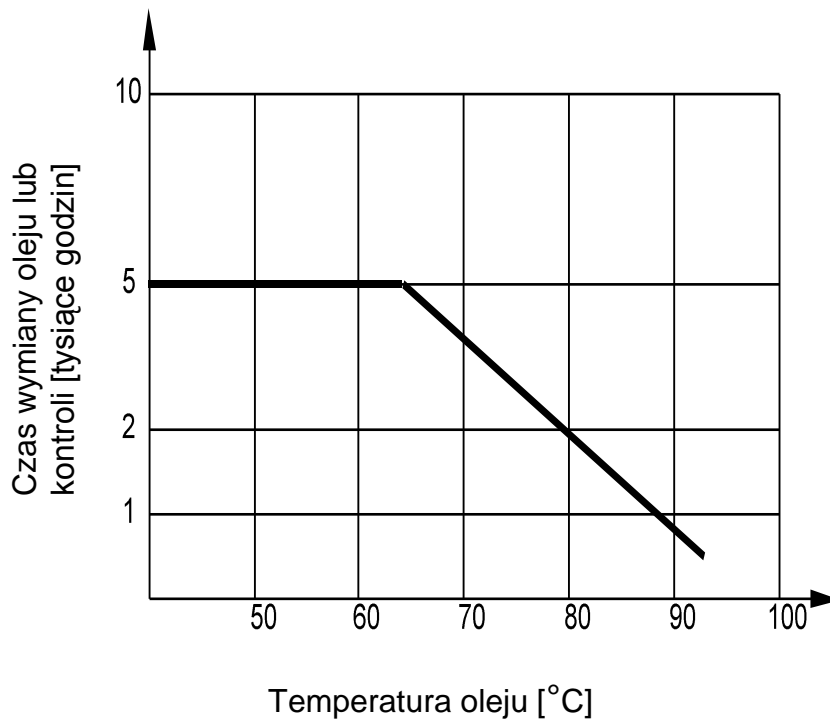
W czasie eksploatacji nieprawidłowa praca przekładni objawia się przede wszystkim wzrostem temperatury smaru powyżej wartości dopuszczalnej oraz wzrostem hałaśliwości. W celu zidentyfikowania przyczyn tego stanu rzeczy należy odpowiedzieć na szereg pytań, np. czy nie dopuszczono w czasie eksploatacji do przeciążenia przekładni lub, czy w czasie pracy przekładni nie była dodatkowo obciążana dynamicznie (na przykład z powodu zastosowania nieodpowiednich sprzęgieł). Ważne jest również czy prawidłowo działał przyjęty system smarowania a także filtry i odpowietrzniki, lub czy nie doszło do niekontrolowanego wycieku smaru.

Aby udzielić właściwej odpowiedzi na powyższe pytania konieczne jest ustalenie, które z czynników znaczących dla trwałości przekładni mogły negatywnie wpłynąć na jej obniżenie oraz dokonać szeregu czynności potwierdzających trafność przyjętych ustaleń.

Do podstawowych czynności można niewątpliwie zaliczyć sprawdzenie czy w przekładni zastosowano właściwy, tzw. zalecany przez producenta, smar oraz czy jest go wystarczająca ilość. Konieczne jest również ustalenie czy dokonywano wymiany smaru po upływie przewidzianego dla niego czasu eksploatacji. Sprawdzeniu podlega także skuteczność zastosowanego sposobu smarowania. Najważniejszym jednakże parametrem podlegającym kontroli w czasie pracy przekładni jest temperatura smaru; podstawowym obowiązkiem każdego eksploatatora jest okresowe dokonywanie jej pomiarów.

Temperaturę smaru w określonych warunkach eksploatacyjnych przekładni można nie tylko zmierzyć ale również obliczyć posługując się odpowiednimi metodami obliczeniowymi. W trakcie ćwiczenia będzie wykorzystana jedna z takich metod.

Wpływ temperatury smaru na jego trwałość przedstawiono na rysunku 1. W przypadku gdy temperatura przekracza zalecaną wartość dopuszczalną trzeba skrócić okres wymiany oleju, w przeciwnym razie nadmiernie zestarzony smar może nie spełniać właściwie swojej roli co objawia się zwiększeniem intensywności zużycia zębów, łożysk a nawet uszczelnień.



Rysunek 1. Trwałość smaru w zależności od temperatury eksploатовanego oleju.

2. CEL ĆWICZENIA

Celem ćwiczenia jest:

- analiza przyczyn niewystarczającej trwałości przekładni zębatych;
- wyznaczenie temperatury pracy standardowej przekładni zębatej dwustopniowej smarowanej zanurzeniowo;

3. ZADANIA DO WYKONANIA

W ramach ćwiczenia należy :

- zapoznać się z budową standardowej przekładni zębatej 2N-250-12,3-3;
- wskazać jakie mogą wystąpić uszkodzenia przekładni oraz jakie mogą być przyczyny ich wystąpienia;
- obliczyć temperatury smaru dla trzech różnych stanów obciążenia przekładni (z wykorzystaniem programu komputerowego) oraz wypełnić zamieszczoną poniżej tabelę;
- sformułować wnioski na podstawie przeprowadzonych obliczeń;

Wielkości obliczone	Parametry pracy przekładni 2N-250-12,3-3		
	N = n = t ₀ =	N = n = t ₀ =	N = n = t ₀ =
straty zazębienia P ₁ [kW]			
straty w łożyskach P ₂ [kW]			
straty w uszczelnieniach P ₃ [kW]			
straty od rozbryzgu P ₄ [kW]			
Suma strat Σ P _v [kW]			
Temperatura ekspl. smaru [°C]			
Zalecany czas wymiany smaru (lub kontroli) w tys. godz. (wg rysunku 1)			

4. INFORMACJE O BADANEJ PRZEKŁADNI

4.1. Dane techniczne przekładni 2N-250-12,3-3 (wg Katalogu Fabryki Przemysłu Precyzyjnego "PREMA-BEFARED") :

- moc przekładni N = 9,7 kW
- prędkość obrotowa (na wejściu) n = 25 obr/s.
- przełożenie całkowite i = 12,3

4.2. Dane uzupełniające

- liczba zębów małego koła I stopnia Z₁ =
- liczba zębów dużego koła I stopnia Z₂ =
- moduł kół I stopnia m_I =
- szerokość kół I stopnia B_I =
- liczba zębów małego koła II stopnia Z₃ =
- liczba zębów dużego koła II stopnia Z₄ =
- moduł kół II stopnia m_{II} =
- szerokość kół II stopnia B_{II} =
- pole powierzchni skrzyni przekładniowej A =
- rodzaj łożysk podpierających wałki łożyska kulkowe
- średnica czopa pod uszczelnienie wałka wejściowego d₁ =
- średnica czopa pod uszczelnienie wałka wyjściowego d₃ =
- rodzaj uszczelnień wału na wejściu i wyjściu pierścień gumowy
- rodzaj obróbki cieplno-chemicznej zębów hartowane

5. OMÓWIENIE PROGRAMU KOMPUTEROWEGO

Program umożliwia wyznaczenie w sposób przybliżony temperatury pracy przekładni jedno lub dwustopniowej smarowanej zanurzeniowo. Może być wykorzystany na etapie:

- obliczeń wstępnych, kiedy konstruktor dysponuje danymi umożliwiającymi obliczenie temperatury spowodowanej stratami energii w zazębieniu i łożyskach;
- obliczeń sprawdzających, kiedy konstruktor dysponuje również danymi umożliwiającymi obliczenia temperatury spowodowanej stratami w uszczelnieniach oraz stratami spowodowanymi rozbryzgiem.

Otrzymana w wyniku obliczeń temperatura smaru w zbiorniku przekładni jest porównywana z dopuszczalną, temperaturą pracy dla smaru przekładniowego. W praktyce przyjmuje się, że temperatura kąpeli smarowej nie powinna przekraczać wartości granicznej przyjmowanej dla przekładni stacjonarnych w granicach $60^{\circ} \div 80^{\circ}$. Na etapie obliczeń wstępnych, ze względu na nie uwzględnienie strat spowodowanych rozbryzgiem oraz strat w uszczelnieniach, przyjmuje się graniczną wartość temperatury eksploatacji równą 60°C . Przekroczenie temperatury granicznej jest sygnalizowane w obu przypadkach planszą na ekranie monitora.

Program został napisany w języku Super Basic QL na mikrokomputer Sinclair QL. Korzystna implementacja Super Basic QL, w której można deklarować podprogramy z obiektami lokalnymi i listą parametrów formalnych oraz wywoływać podprogramy z listą parametrów aktualnych (analogicznie do procedur pascalowych), ułatwiła posłużenie się metodą programowania strukturalnego (zstępującego). Wyraźnie wydzielone moduły procedur obliczeniowych i narzędziowych pozwalają traktować program jako otwarty, dla kolejnych opcji tworzonych dla potrzeb praktyki konstrukcyjnej i dydaktyki.

Konieczność wprowadzania danych na każdym etapie obliczeń jest sygnalizowana wydrukiem na ekranie monitora. Po wprowadzeniu danych należy wcisnąć klawisz „ENTER”. Wprowadzenie nowych danych odbywa się sekwencyjnie w kolejnych krokach obliczeń.

W trakcie wykonywania obliczeń należy :

- przestrzegać układu jednostek (podanych na początku programu oraz w niniejszym opracowaniu);
- przestrzegać właściwego zapisu ułamków dziesiętnych (np. $1/2$ to 0,5 lub .5),

6. UWAGI DOTYCZĄCE ZALICZENIA ĆWICZENIA

Warunkiem zaliczenia ćwiczenia jest wykazanie się znajomością poruszanej problematyki umożliwiającą zarówno czynny udział w ćwiczeniu jak i prawidłowe sformułowanie wniosków z przeprowadzonych obliczeń.

7. OZNACZENIA I JEDNOSTKI

P [kW]	-	moc przekładni
P ₁ [kW]	-	strata mocy w zazębieniu
P ₂ [kW]	-	strata mocy w łożyskowaniu
P ₃ [kW]	-	strata mocy w uszczelnieniu gumowym
P ₄ [kW]	-	strata mocy spowodowana rozbryzgiem
S	-	liczba stopni przekładni
n ₁ [obr/min]	-	liczba obrotów na wejściu
Z ₁	-	liczba zębów zębownika
Z ₂	-	liczba zębów koła
m [m]	-	moduł normalny
β [deg]	-	kąt nachylenia liczby zębów
B [m]	-	szerokość koła zębatego
D [m]	-	średnica wału pod uszczelnieniem gumowym
y [m]	-	głębokość zanurzenia koła
A [m ²]	-	powierzchnia korpusu odprowadzająca ciepło
V ₁ [m/s]	-	prędkość opływającego powietrza
T ₀ [°C]	-	temperatura otoczenia
T ₁ [°C]	-	temperatura oleju w zbiorniku
T ₂ [°C]	-	temperatura oleju na dolocie do przekładni
Q [dm ³ /min]	-	natężenie przepływu oleju

8. ZALEŻNOŚCI UŻYTE W PROGRAMIE

1. Straty w zazębieniu dla kół walcowych nawęglanych lub ulepszonych i szlifowanych :

$$P_1 = 0,8 \cdot P [i + 1/14 \cdot i \cdot z_1 + 0,05/z_1 \cdot \cos\beta + 0,015/(v_0 + 2)] \quad (1)$$

gdzie : $i = z_2/z_1$;

v_0 - prędkość obwodowa koła zębatego;

2. Straty w zazębieniu dla kół walcowych frezowanych i ulepszonych :

$$P_1 = 1,2 \cdot P [0,1/z_1 \cos\beta + 0,03/(v_0 + 2)] \quad (2)$$

3. Straty w łożyskach :

$$P_2 = f_3 \cdot P \cdot (v_0 + 5) \cdot 10E^{-4} \quad (3)$$

gdzie : f_3 - współczynnik zależny od liczby stopni;

4. Straty w uszczelnieniu gumowym :

$$P_3 = 8,1 \cdot 10E^{-3} \cdot n \cdot D \quad (4)$$

gdzie: n - liczba obrotów wałka z uszczelnieniem
 D - średnica wałka pod uszczelnieniem

5. Straty spowodowane rozbryzgiem :

$$P_4 = 1/2,72 \cdot b \cdot y \cdot v_0^{1,5} \cdot 10E^{-6} \quad (5)$$

6. Ciepło przekazywane do otoczenia:

$$P_{ot} = A \cdot K_1 \cdot (t_z - t_0) \quad (6)$$

gdzie :

$$K_1 = 0,36 \cdot (t_z - t_0)^{-0,3} \cdot 10^{(0,0228 \cdot V_{po})} \cdot f_5 \quad (7)$$

$$A = 2 \cdot 10E^{-5} \cdot a^2 \quad - \text{powierzchnia przekładni jednostopniowej} \quad (8)$$

(obliczenia wstępne)

$$A = 0,9 \cdot 10E^{-5} \cdot a^2 \quad - \text{powierzchnia przekładni dwustopniowej} \quad (9)$$

(obliczenia wstępne)

7. Ciepło przekazywane poza przekładnię przez olej przy smarowaniu ciśnieniowym :

$$P_{cht} = 0,028 \cdot Q_{ol} \cdot (t_2 - t_1) \quad (10)$$

8. Podstawowe równanie bilansu cieplnego :

$$P_v = P_{ot} + P_{cht} \quad (11)$$

gdzie :

ΣP_v - suma strat mocy w przekładni.