

Jacék SPAŁEK

Jan SIÓDMOK

PROBLEMY OKREŚLENIA STANU TERMICZNEGO
GÓRNICZYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH,

Streszczenie: W pracy omówiono podstawowe problemy występujące w analizie stanu cieplnego przekładni zębatach napędów maszyn górniczych. Przedstawiono uogólnioną metodę kryterialnego opisu procesów cieplnych pozwalającą na szersze wnioskowanie teoretyczne oraz właściwe zaplanowanie badań doświadczalnych.

Opracowanie stanowi podsumowanie części wstępnej szerszego tematu, którego celem jest optymalizacja parametrów i cech konstrukcyjnych oraz warunków eksploatacyjnych przekładni z uwagi na procesy wydzielania i rozproszenia ciepła.

1. Wstęp

Prognozowanie stanu termicznego przekładni zębatach maszyn górniczych stanowi aktualne i istotne zagadnienie w problematyce racjonalnej eksploatacji maszyn. Głębsze naukowe poznanie tego zagadnienia jest istotne zarówno ze względów bezpieczeństwa pracy jak też z uwagi na poprawę trwałości i niezawodności napędów maszyn górniczych.

W ogólności eksploatacyjny stan termiczny przekładni zębatach zdeterminowany jest ich postacią konstrukcyjną oraz warunkami eksploatacyjnymi. Temperatura objętościowa przekładni zębatej jest określoną przez dynamiczną równowagę procesów wydzielania ciepła i jego rozproszenia. Na obecnym etapie podstawową trudność w obliczeniach cieplnych przekładni stanowi ocena intensywności rozproszenia ciepła, a zwłaszcza określenie współczynnika przekazywania ciepła K , stanowiącego charakterystykę ilościową procesów zachodzących między objętością cieplną smaru a otoczeniem. Wartości tego współczynnika [2] wahają się w granicach od 46,5 do 69,8 $W/m^2 deg$. Zwykle reguły zalecające wybór współczynnika K uzależniają jego wartość od cyrkulacji powietrza wokół przekładni, a liczne badania wykazały jego zależność od różnych procesów zachodzących wewnątrz skrzyni przekładniowej.

Wymiana ciepła wewnątrz skrzyni przekładniowej zachodzi głównie drogą konwekcji. Dokładne równania opisujące wymianę przez konwekcję są możliwe do rozwiązania tylko dla pewnych przypadków szczególnych.

Dlatego też podstawą badań procesów cieplnych w przekładni jest eksperyment, którego teoretyczną bazę stanowi teoria zmiennych uogólnionych i analiza wymiarowa. Na ogół przyjmuje się założenie, że całkowity strumień ciepła wydzielony w przekładni w wyniku strat mocy przejmie olej, a stąd dopiero prze-

nosi się na skrzynię przekładniową. W rzeczywistości część ciepła wytworzonego w ząbieniu i łożyskach przepływa przez wał do skrzyni lub z łożysk bezpośrednio do skrzyni omijając olej. Jak wynika z badań [1] przepływ ciepła przez wał do skrzyni jest znikomy i można go pominąć w obliczeniach inżynierskich.

W niniejszej pracy omówiono podstawowe problemy występujące w analizie stanu cieplnego przekładni zębatych. Przedstawiono uogólnioną metodę kryterialnego opisu procesów cieplnych, pozwalającą na szersze wynioskowanie teoretyczne oraz właściwe zaplanowanie badań doświadczalnych.

Opracowanie stanowi podsumowanie części wstępnej szerszego tematu, którego celem jest optymalizacja parametrów i cech konstrukcyjnych oraz warunków eksploatacyjnych przekładni zębatych z uwagi na procesy wydzielania i rozproszenia ciepła.

2. Ocena intensywności ciepła wydzielającego się wewnątrz przekładni

Ocena intensywności ciepła wydzielającego się jest możliwa przez jej uśrednienie, tj. odniesienie wartości współczynnika ciepła α_1 do całkowitej powierzchni skrzyni.

Wielkość współczynnika wydzielania ciepła określa się ze wzoru Newtona-Richmana:

$$\alpha_1 = \frac{Q}{S \cdot \Delta t_1} \quad /1/$$

gdzie:

Q - całkowity strumień ciepła w skrzyni przekładniowej,

S - pole powierzchni wewnętrznej skrzyni,

Δt_1 - zmierzona różnica temperatur pomiędzy smarem a ścianką.

W zasadzie pomiary temperatury prowadzone są w warunkach równowagi cieplnej [9] i [10], czyli wyznaczenie strumienia cieplnego sprowadza się do określenia strat mocy. Wyniki badań doświadczalnych świadczą o ważnej roli procesu wydzielania ciepła w przekładni w jego wymianie z otoczeniem. Badania wykazały, [10] i [1], że przy określonych warunkach - znacznej objętości oleju w skrzyni, małej głębokości zanurzenia kół, dostatecznie małej prędkości obwodowej kół $v < 15$ m/s - współczynnik oddawania ciepła ze skrzyni do otoczenia jest równy co do wartości współczynnika wydzielania ciepła α_1 .

3. Parametry wpływające na proces wewnętrznej wymiany ciepła.

Analiza wyników badań przekładni jednostopniowych pozwoliła ustalić parametry przekładni wpływające na wewnętrzną wymianę ciepła. Funkcję określającą współczynnik α_1 można zapisać w postaci:

$$\alpha_1 = f(\nu, a, \lambda, h, \omega, d_w, b, l_1, l_2, v_g) \quad /2/$$

gdzie:

- η - lepkość kinetyczna oleju,
- b - szerokość koła,
- a - współczynnik przewodzenia temperatury,
- λ - współczynnik przewodzenia ciepła oleju,
- h - głębokość zanurzenia koła w oleju,
- ω - prędkość kątowna zanurzonego koła,
- d_w - średnica koła wierzchołkowego,
- V_s - objętość smaru w skrzyni,

$l_1 = \frac{4 \cdot S_1}{P}$ - hydrauliczna długość poprzecznego /prostokątnego do osi wałów/ przekroju przekładni - charakteryzująca sztywność korpusu przekładni

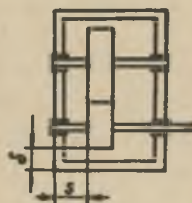
S_1 - pole przekroju

P - obwód przekroju

l_2 - odległość osi wałów od dna skrzyni

Można zauważyć, że w funkcji /2/ brak modułu koła zębatego. Badania wykazały, że intensywność wymiany cieplnej nie zależy od modułu koła a także od promieniowego i czołowego luzu między kołem a korpusem rys.1. Pogorszenie warunków wewnętrznej wymiany cieplnej pojawia się tylko przy zmniejszeniu luzów poniżej wartości granicznej. Jako graniczne wartości tych luzów można przyjąć odpowiednio:

$\frac{\delta}{d_w} = 0,1$ - dla luzów promieniowych, $\frac{s}{d_w} = 0,05$ - dla luzów czołowych



Rys. 1. Luzy promieniowe i czołowe w przekładni

4. Funkcyjna i kryterialna zależność wewnętrznej wymiany cieplnej przekładni od jej parametrów.

Wykorzystanie analizy wymiarowej pozwoliło uzyskać ogólne zależności o postaci [1], [10]:

$$N_u = f / R_e, P_r, \frac{h}{d_w}, \frac{V_z}{V_s}, \frac{b}{l_2}$$

/3/

gdzie:

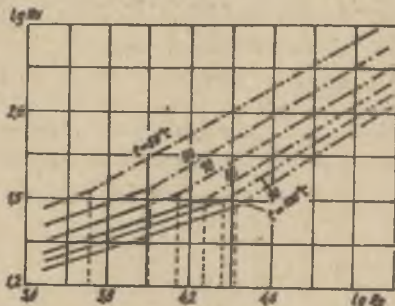
$$N_u = \alpha_1 \frac{l_1}{\lambda} - \text{kryterium Nusselta,}$$

$P_r = \frac{q}{a} -$ kryterium Prandtla,

$R_e = \frac{\omega \cdot d_w^2}{4\nu} -$ kryterium Reynoldsa,

V_z - objętość koła zanurzonego /obj. segmentu walca o strzałce h ./

Zależność $\log N_{u0} = f(\log R_e)$ przy stałych parametrach $h/d_w, V_z/V_B, l_1/l_2$ przedstawia rys. 2.

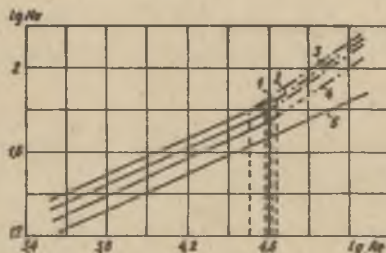


Rys. 2. Zależność $\log N_{u0} = f(\log R_e)$ przy $V_z/V_B = 0,0586$
 $h/d_w = 0,25$ $l_1/l_2 = 0,182$ dla różnych temperatur

Z rysunku 2 wynika, że dla każdej temperatury istnieją dwie strefy wymiany ciepła, charakteryzujące się różnymi wartościami R_e . Umownie można założyć, że strefa 1 odpowiada laminarnemu obciekaniu oleju z powierzchni bocznych korpusu, a strefa 2 - burzliwemu, o tym świadczy kryterium Prandtla /odległość między prostymi na wykresie/.

W badaniach [1] objętość skrzyni olejowej zmieniano wraz ze zmianą głębokości zanurzenia, a także dla przypadku gdy głębokość zanurzenia była stała.

Jak widać na rys. 2 granica między strefami zanika w zależności od głębokości zanurzenia koła w oleju i od względnej objętości koła zanurzonego.



Rys. 3. Zależność $\log N_u = f(\log R_e)$, $t = 90^\circ\text{C}$ przy

1. $V_z/V_B = 0,11$, $h/d_w = 0,25$, 2. $V/V_B = 0,11$, $h/d_w = 0,162$, 3. $V/V_B = 0,0586$, $h/d_w = 0,25$, 4. $V/V_B = 0,0375$, $h/d_w = 0,25$, 5. $V/V_B = 0,0122$, $h/d_w = 0,25$

W strefie I zmiana względnej głębokości zanurzenia koła przy jego stałej względnej głębokości zanurzeniowej na wymianę ciepła praktycznie nie wpływa. Zwiększenie objętości oleju w skrzyni /zmniejszenie V_z/V_s / powoduje, że przejście ze strefy I do II w ogóle nie zachodzi /rys. 3, prosta 5/.

Zmiana w szerokim zakresie luzu między kołem a korpusem /w przedziale powyżej wartości krytycznej/ nie zmienia uzyskanych zależności określających wymianę ciepła w przekładni.

Świadczy to o prawidłowym wyborze parametrów przekładni wchodzących w skład kryterium Reynoldsa i Nusselta.

Analiza rezultatów eksperymentów z różnymi głębokościami zanurzenia większej ilości kół w wannie olejowej, będących w zaziębieniu jak i osadzonych na jednym wale, obracających się z różnymi prędkościami kątowymi, przy różnych wymiarach kół i korpusu wykazała, że ogólne parametry wchodzące w skład równania kryterialnego uwzględniają sumaryczny wpływ oddziaływań wszystkich kół zanurzonych w oleju na wymianę ciepła. Uzyskane równanie kryterialne, opisujące wewnętrzną wymianę ciepła w przekładni dla strefy pierwszej, posiada postać:

$$N_u = 0,223 P_r^{0,33} \frac{V_\Sigma^{0,18}}{V_s} \frac{b_\Sigma^{0,2}}{l_2} \frac{\sum_{i=1}^n Re_i^{0,4}}{i=1} \quad /4/$$

dla strefy II:

$$N_u = 0,08 P_r^{0,43} \frac{V_\Sigma^{0,2}}{V_s} \frac{b_\Sigma^{0,22}}{l_2} \frac{\sum_{i=1}^n Re_i^{0,14} / \frac{2h}{d_w}}{i=1} \quad /5/$$

gdzie:

V_Σ - sumaryczna objętość zanurzonych kół w oleju,

b_Σ - sumaryczna szerokość kół nie leżących w jednej płaszczyźnie.

Granice między strefami I i II można w przybliżeniu wyznaczyć na podstawie zależności:

$$P_r \frac{V_\Sigma}{V_s} \bar{R}_e = 25 \cdot 10^4 \quad /6/$$

$$\bar{R}_e = \frac{\sum_{i=1}^n Re_i / \frac{2h}{d_w}}{n} \quad /7/$$

Badania wykazały, że zależności /4/ i /5/ mogą być stosowane do opisu procesów cieplnych w przekładniach samochodowych i ogólnego przeznaczenia z dokładnością nie mniejszą niż 15% do 18% na poziomie istotności $p_{05} = 0,95$.

5. Zależność temperatury objętościowej zęba od parametrów przekładni

W pracach [5], [6] określono objętościową temperaturę zęba lecz bez uwzględnienia wpływu smarowania.

Z uzyskanie związku między temperaturą zęba a temperaturą smaru z uwzględnieniem smarowania było możliwe do zrealizowania na drodze doświadczalnej oraz przy wprowadzeniu rachunku błędów i pewnych założeń /przepływ ciepła przez wał jest znikomy/. Badano [1] koła o różnych modułach, szerokościach, liczbach zębów, średnicach.

Konstrukcja stanowiska pozwalała zmieniać objętość skrzyni olejowej. Dla podtrzymania stałej temperatury smaru korzystano z chłodzenia przekładni wentylatorem ze zmienną wydajnością. Na skutek trudności w określeniu wielkości powierzchni wymiany cieplnej eksperymentalnie określono współczynniki wydzielania ciepła. Dlatego też w zależności od określonego parametru badano nagrzanie zęba w stosunku do temperatury ścianki kadłuba.

Obliczeniowa zależność temperatury nagrzania uwzględnia dwie grupy czynników: czynniki określające wytworzone ciepło w zazębieniu i czynniki, od których zależy intensywność odprowadzenia ciepła z zazębienia.

Ponieważ określenie wytworzonego ciepła w zazębieniu /straty na tarcie/ jest dostatecznie skomplikowane wprowadzono parametr strat mocy N_s w zazębieniu, który można obliczyć na podstawie zależności podanych w [5]. W ten sposób parametr N_s zastępuje całą grupę składników wpływających na wydzielanie ciepła (obciążenie, współczynnik tarcia, chropowatość kontaktujących się powierzchni itd.). Tak więc parametry wpływające na wielkość szukanego objętościowego nagrzania zęba, oprócz strat mocy, zawierają tylko czynniki charakteryzujące odprowadzenie ciepła z zazębienia. W ogólnym ujęciu można napisać:

$$\Delta t = f / N_s, v_o, h, \nu, \gamma, c, a, h_z, d_w, b, v_s / \quad /8/$$

gdzie:

- v_o - prędkość obwodowa koła,
- ν - gęstość właściwa smaru,
- c - właściwa pojemność cieplna smaru,
- h_z - wysokość zęba.

Stąd przechodząc do zmiennych uogólnionych

$$\frac{v_o h b c \gamma \Delta t}{N_s} = f / R_e; P_r; \frac{h}{d_w}; \frac{h_z}{d_w}; \frac{h_z}{b}; \frac{v_z}{v_s} / \quad /9/$$

Rozwiązując powyższą zależność otrzymujemy:

$$\frac{v_o h b c \gamma \Delta t}{N_s} = B \cdot R_e^{1,65} P_r^{1,31} / \frac{2h}{d_w}^{-0,6} \frac{v_z}{v_s}^{-0,25} \frac{h_z}{b}^{-0,45} \frac{2h_z}{d_w}^{1,95} / \quad /10/$$

gdzie:

B - współczynnik zależny od kierunku obrotów.

Przy zazępieniu po wyjściu z oleju $B = 0,151 \cdot 10^{-4}$ a przy przeciwnym $B = 0,125 \cdot 10^{-4}$.

Wyniki obliczeń wg zależności /10/ porównano z wynikami doświadczeń i z rezultatami z literatury [7], [10]. Maksymalne rozbieżności objętościowej temperatury obliczeniowej w stosunku do temperatury wyznaczonej w badaniach doświadczalnych wynoszą około 20%.

6. Podsumowanie

Przedstawiona analiza podstawowych procesów cieplnych w przekładni zębatej wskazuje, że stan termiczny przekładni jest złożoną funkcją materiałowych, geometrycznych i eksploatacyjnych cech kół zębatych, skrzyni przekładniowej oraz warunków smarowania i jakości smaru.

Przedstawiona zależność /3/ może być podstawą do ogólnej analizy, natomiast uściślenia wymagają zależności /4/, /5/ oraz /10/ dla typowych przekładni zębatych napędów przenośników taśmowych, dołowych, zgrzeblowych oraz kombajnów i strugów węglowych, których postać konstrukcyjna i warunki eksploatacyjne w znacznym stopniu są różne niż przekładni ogólnego przeznaczenia. Weryfikacja ta stanowi dalszy etap prac prowadzonych przez autorów.

Przeprowadzenie jej pozwoli między innymi na określenie optymalnej ilości oleju w przekładni danego typu przy zachowaniu warunku minimalnej temperatury ustalonej ścianek kadłuba i minimalnych strat energii rozprószonej.

LITERATURA

- [1] Tieriechow A.S., Babikow A.A., Guliczow S.S.: Ku ciepłomu rasczietu zubczatych rieduktorów, Wiestnik Maszynostrojenia, nr 3, 1976 r.
- [2] Sokołow J.N.: Temperaturnyje rascziety w stankostrojenii NTO Maszprom, Maszynostrojenie 1976 r.
- [3] Alfierow W.N., Sokołow J.N.: Tieploobmien dietaliej stankow s wozduchom ciecha. Stanki i instrument, nr 9, 1968 r.
- [4] Tieriechow A.S., Szpitko G.N.: Issledowanie gidrawliczieskich potier w korobkach pieriedacz so smazkoj okunaniem. Wiestnik Maszynostrojenia, nr 5, 1975 r.
- [5] Tieriechow A.S., Bojkow A.W.: K issledowanii wnieszniego tieploobmie-na korobok pieriedacz, Sbornik Chabarowskowo Instytutu, Wypusk 17, Chabarowsk 1970 r.
- [6] Pietrusowicz A.J.: Zubczatyje pieriedaczi. Dietalij maszin Wyp., Maszynostrojenia 1969 r.
- [7] Piestow A.J.: Tieplovoj rascziet zubczatych i czerwliacznych pieriedacz, Wiestnik Maszynostrojenia, nr 8, 1961 r.

- [8] Niemann G., Lechner G.: Die Erwärmung der Zahnräder im Betrieb Schmie-
rtechnik 14, nr 1, 1967 r.
- [9] Müller L.: Przekładnie zębate. Obliczenia wytrzymałościowe WNT, Warszawa
1972 r.
- [10] Reich K.: Problemy temperatur chwilowych styku pary czarnej w ujęciu
probabilistycznym. Prace ZKMPW z.89. Wydawnictwo Śląsk, Katowice, 1973 r.

ПРОБЛЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГОРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Резюме:

В статье обсуждаются основные проблемы вступающие в анализе теплового состояния зубчатых передач горных машин. Приводится обобщенный метод критериального описания тепловых процессов позволяющий на более широкие теоретические предпосылки и более соответственное планирование исследований.

Представленная работа является обобщением вводной части более широкой темы, целью которой является оптимализация параметров и конструктивных свойств, а также эксплуатационных условий работы зубчатых передач с точки зрения выделения и рассеивания тепла.

THE PROBLEMS OF DETERMINATING THE THERMIC STATE IN THE MINING TYPE GEAR TRAIN

Summary

The paper discusses basic problems of the thermic state analysis of the mining type gear trains in mining plants. The generalized method of the criterial description of thermic processes was presented, allowing for more evaluated conclusions in theory and proper planning of the empirical tests.

This research is a résumé of an introductory part to a wider subject which aims at optimization of the parameters, construction features, and exploitation conditions of a gear train undertaken from the point of view of heat emission and dispersion.