

JACEK SPAŁEK
INSTYTUT MECHANIZACJI GÓRNICCTWA
POLITECHNIKA ŚLĄSKA
GLIWICE

PROBLEMY TRWAŁOŚCI POWIERZCHNIOWEJ
WĘZŁÓW TARCIOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH W ŚWIETLE
TEORII ELASTOHYDRODYNAMICZNEGO SMAROWANIA

W opracowaniu przeprowadzono analizę trwałości powierzchniowej kół zębatach i łożysk tocznych w aspekcie elastohydrodynamicznej teorii smarowania /EHD/. Przedstawiono podstawowe związki analityczne i graficzne pozwalające na wykorzystanie teorii EHD w praktyce oraz wskazano na zależność trwałości od warunków tarcia.

1. Wstęp

Trwałość elementów i węzłów tarciowych maszyn górniczych określają 3 grupy czynników:

- czynniki konstrukcyjne: cechy geometryczne, struktura kinematyczna i dynamiczna węzła, uogólnione cechy materiałowe /własności tworzywa konstrukcyjnego i smaru/,
- czynniki technologiczne: stan i własności warstwy wierzchniej, dokładność wykonania, pasowanie elementów,
- czynniki eksploatacyjne: charakter obciążenia, własności makro - i mikrośrodowiska, jakość obsługi itp.

Wymienione czynniki determinują w ogólności trwałość węzłów konstrukcyjnych każdej maszyny roboczej, jednak w przypadku maszyn górniczych istnieją wyraźne związki pomiędzy przedwczesną utratą trwałości a wymuszeniami eksploatacyjnymi. Zagadnienie to w szczególności jest istotne w analizie niszczących procesów tribologicznych takich węzłów jak koła zębate i łożyska toczne. W tym opracowaniu pod pojęciem niszczących proce-

sów tribologicznych rozumie się:

- zmęczenie wykruszanie warstwy wierzchniej /pitting/,
- zużycie adhezyjno-termiczne /zatarcie/,
- zużycie tarciove z udziałem ścierniwa /zużycie ścierno/.

Trwałość powierzchniowa węzłów tarciowych zdeterminowana przez wymienione procesy niszczące oraz czynniki wymuszające, na etapie konstruowania, może być rozpatrywana na gruncie jednolitej teorii elastohydrodynamicznego smarowania.

2. Zastosowanie teorii EHD w projektowaniu węzłów tarciowych

Podstawę konstruowania smarowanych węzłów tarciowych maszyn z wykorzystaniem teorii EHD stanowi przyjęcie warunku:

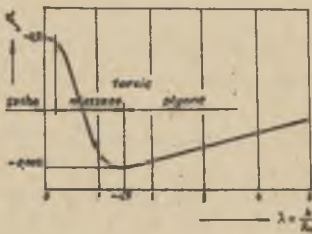
$$\lambda = \frac{h_{\min}}{R_a} \gg \lambda_{\text{wym.}} \quad /1/$$

gdzie:

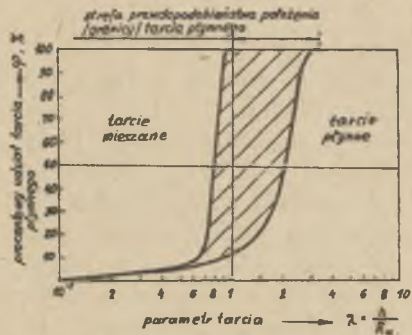
- λ - bezwymiarowy parametr rodzaju tarcia /rys.1/
- h_{\min} - minimalna grubość warstwy oleju pomiędzy współpracującymi powierzchniami określona w oparciu o teorię EHD
- R_a - średnia kwadratowa wysokość mikronierówności współpracujących powierzchni

$$R_a = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} \quad /1a/$$

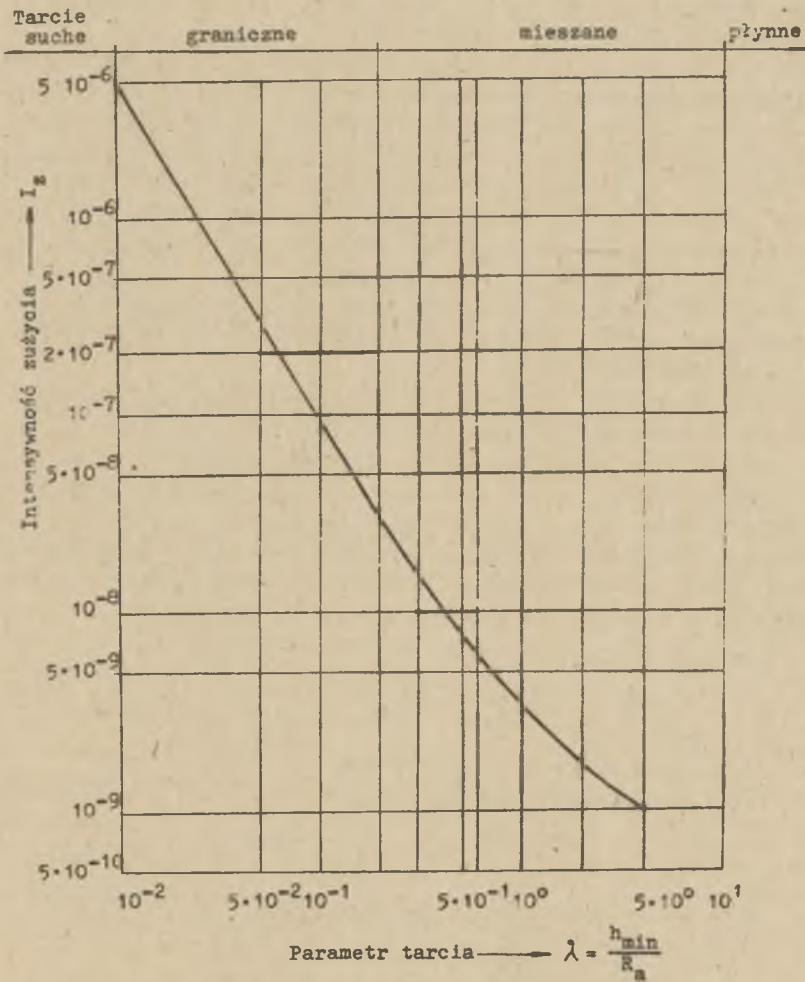
- λ_{wym} - wymagana wartość parametru tarcia zapewniająca z wysokim prawdopodobieństwem pracę węzła tarciowego w warunkach tarcia płynnego /rys.2/.



Rys.1. Przykładowa zależność współczynnika tarcia od bezwymiarowego parametru warunków tarcia λ



Rys.2. Udział tarcia płynnego w parze ślizgowo-toeznej w zależności od parametru tarcia λ



Rys.3. Intensywność zużycia liniowego kół zębatach I_L dla różnych rodzajów tarcia scharakteryzowanych bezwymiarowym parametrem λ

Należy zaznaczyć, że spełnienie warunku /1/ nie tylko obniża straty energii rozproszonej jak to wynika z rys.1, ale przede wszystkim może zabezpieczyć węzeł tarciowy przed zatarciem [L.2], podnieść granicę zmęczenia stykowego [L.3] oraz bardzo silnie zmniejszyć intensywność zużycia tarciowego /rys.3/ [L.4], [L.5].

Tak więc parametr tarcia λ może stanowić podstawową wielkość w prognozowaniu trwałości powierzchniowej węzłów tarcioowych, zwłaszcza kół zębatach. Parametr ten może być istotną wytyczną doboru skojarzeń materiałowych oraz środka smarnego. W przypadku bowiem, gdy zakłada się pracę węzłów tarcioowych w warunkach tarcia mieszanego /rys.2/ należy szczególną uwagę zwrócić na dobór materiałów gwarantujących najmniejszą intensywność zużycia przy jednoczesnym stosowaniu, jak to uzasadniono w pracy [L.6], oleju z dodatkami przeciwwzatarciowymi.

Praktyczne wykorzystanie warunku /1/ wiąże się z koniecznością określenia minimalnej grubości elastohydrodynamicznej warstwy oleju pomiędzy współpracującymi elementami.

Rozwiązania w zakresie teorii EHD, zapoczątkowane pracami Grubina /1949r/ i rozwinięte przez Dawsona i Higginsona /1966r/, Krzemieńskiego - Fredey /1971r/ i innych oraz sprawdzone doświadczalnie w wielu pracach Bartza [L.7], [L.8], mogą znaleźć obecnie zastosowanie w praktyce konstrukcyjnej. W przypadku kontaktu dwu walców o osiach równoległych /co odpowiada współpracy kół zębatach z zarysem ewolwentowym oraz łożysk tocznych wałeczkowych/ wzory na minimalną grubość warstwy oleju uzyskane przez wielu autorów można sprowadzić do wspólnej bezwymiarowej postaci:

$$\frac{h_{\min}}{\xi} = \epsilon \cdot G^x \cdot U^y \cdot W^z \quad /2/$$

Przy czym:

G - uogólniona stała materiałowa

$$G = \alpha \cdot E \quad /2a/$$

U - parametr ciśnienia hydrodynamicznego

$$U = \frac{\eta \cdot v_z}{s \cdot \xi} \quad /2b/$$

W - parametr obciążenia zewnętrznego

$$W = \frac{q}{E \cdot \xi} \quad /2c/$$

W zależnościach /2/, /2a/, /2b/, /2c/ poszczególne wielkości oznaczają:

α - współczynnik zmiany lepkości oleju z ciśnieniem w danej temperaturze /współczynnik ten w silnym stopniu zależy od temperatury/

$$\alpha = \frac{1}{\eta_0} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial p} \Big|_{T=\text{const}}$$

η_0 - współczynnik lepkości dynamicznej oleju w temperaturze pracy układu

E - zastępczy moduł sprężystości podłużnej materiałów walców 1 i 2

$$E = \frac{1}{1-\nu^2} \cdot \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

ν - liczba Poissona

q - obciążenie jednostkowe na długości styków walców

V_E - suma prędkości obwodowych walców

$$V_E = V_1 + V_2$$

ρ - zastępczy promień krzywizny walców

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

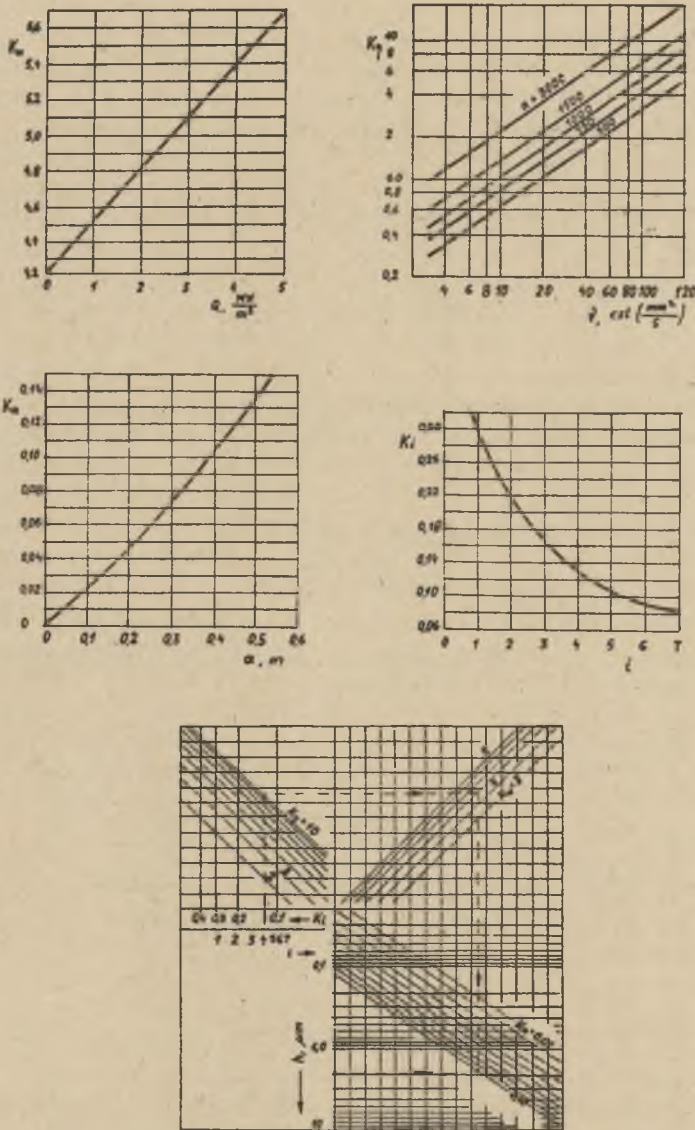
c, x, y, z - wartości liczbowe uzyskane w rozwiązaniach różnych autorów /tabl.1/

Tablica 1

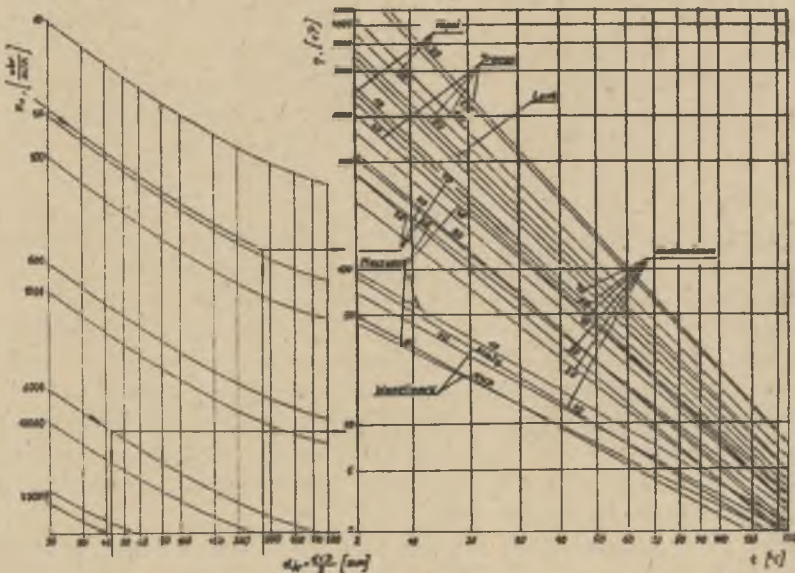
Wartości liczbowe współczynników c, x, y, z wg różnych autorów

Autor	Współczynniki			
	a	x	y	z
Gruhin	1,95	0,73	0,73	- 0,091
Dowson i Higgison	1,60	0,60	0,70	-0,13
Krzemiński- - Freda	1,63	0,61	0,70	-0,12

Wykorzystując podstawową zależność /2/ sporządzono dla technicznych węzłów tarczowych praktyczne rozwiązanie nomogramowe. Na rys.4 przedstawiono zaczerpnięty z pracy [L.1] uproszczony nomogram doboru lepkości oleju do smarowania łożysk tocznych wyznaczony w oparciu o teorię EHD, natomiast na rysunku 5 nomogram do wyznaczania minimalnej grubości elastohydrodynamicznej warstwy oleju w ząbieniu ewolwentowym. Nomogram ten omówiony jest dokładnie w pracy [L.2].



Kys.5. Nomogram do sprawdzenia warunków tarcia w zaszębieniu ewolwentowym kół zębatach. Kolejno wyznacza się współczynniki: K_w , K , K_m , K_l a następnie określa się minimalną grubość elastohydrodynamicznej warstwy oleju w zaszębieniu.



Rys.4. Nemogram do określenia wymaganej lepkości oleju do smarowania łożysk tocznych wyznaczony w oparciu o teorię EHD.

3. Wnioski

Z przeprowadzonej analizy zakresu zastosowania teorii elastohydrodynamicznego smarowania w prognozowaniu trwałości powierzchniowej węzłów tarciovych wynikają następujące wnioski:

- parametr tarcia λ , określony jako iloraz minimalnej grubości elasto-hydrodynamicznej warstwy oleju h_0 i średniej kwadratowej w wysokości mikronierówności współpracujących powierzchni $R_{a,0}$ może stanowić podstawową wielkość w ocenie warunków tarcia oraz przy doborze materiałów węzła tarciovego i środka smarnego,

- istnieje zdeterminowana zależność pomiędzy parametrem tarcia λ a trwałością powierzchniową rozumianą jako zużycie tarciove, zmęczenie stykowe, zatarcie,
- opracowane nomogramowe metody wyznaczania minimalnej grubości elasto-hydrodynamicznej warstwy oleju mogą być z dostateczną dokładnością stosowane w obliczeniach trwałościowych łożysk tocznych i kół zębatych przy założonej wymaganej wytrzymałości parametrów tarcia. Służyć mogą również do określenia optymalnej lepkości oleju smarującego.

LITERATURA

1. Krzemiński - Freda H.: Zastosowanie techniczne elasto-hydrodynamicznej teorii smarowania. Materiały seminarium "Zagadnienia elasto-hydrodynamicznego smarowania w konstrukcji maszyn" W-wa, 1976
2. Spałek J., Folwarczny B., Maj J.: Wykorzystanie teorii elasto-hydrodynamicznego smarowania do określenia stopnia bezpieczeństwa na zatarcie kół zębatych. Technika Smarownicza - Trybologia, nr 1, 1978
3. Spałek J., Skoć A., Maj J.: Określenie trwałości eksploatacyjnej łożysk tocznych górniczych przekładni zębatych. Materiały konferencji "Trwałość i niezawodność maszyn i systemów maszynowych w górnictwie", Gliwice, styczeń 1979
4. Spałek J.: Prognozowanie zużycia tarciovego kół zębatych przekładni maszyn górniczych. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo, Z 83, 1977
5. Wellauer E.J., Holloway G.A.: Application of EHD Film Theory to Industrial Gear Drives. Translation ASME, B 98, nr 2, 1976
6. Spałek J.: Wpływ dodatków przeciwzatarciowych w oleju na zmęczeniową wytrzymałość stykową kół zębatych. Technika Smarownicza, nr 6, 1975
7. Bartz W.: Zur Bedeutung der Elastohydrodynamik für das Auslegen von Zahnradpaarungen. Konstruktion, nr 7, 1971
8. Bartz W.: Primenienije teorii elasto-hydrodynamiczeskoj smazki zubczatych koles. Maszinowiedeniije, nr 3, 1977

PROBLEMS OF THE FRICTION PAIR
SURFACE LONGEVITY OF MINING MACHINES
IN THE VIEW OF THE EHD LUBRICATION
THEORY

S u m m a r y

The paper gives analysis of a surface longevity of toothed wheels and rolling bearings from the point of view of the EHD /elasto-hydrodynamic/ lubrication theory. There have been presented the basic analytic and graphical relations helpful in practical utilization of the EHD theory. An influence of the friction conditions on longevity has been also pointed out.