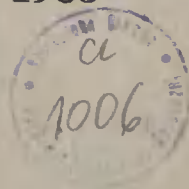


AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE NR 128

MECHANIKA 29

OGÓLNOPOLSKIE SYMPOZJUM
nt. ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH • 1983



BYDGOSZCZ — 1986

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY



ZESZYTY NAUKOWE NR 128

MECHANIKA 29

OGÓLNOPOLSKIE SYMPOZJUM
nt. ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH • 1983

BYDGOSZCZ — 1986

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
doc. dr hab. Juliusz Skonieczny

REDAKTOR NAUKOWY
doc. dr inż. Krzysztof Wernerowski

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE
mgr Halina Koziolkiewicz, Zbigniew Gackowski

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

ISSN 0208-6395

**WYDAWNICTWA UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ
W BYDGOSZCZY**

Wyd. I. Nakład 100 + 50. Ark. wyd. 3,73. Ark. druk. 3,75. Papier kl. V.
Oddano do druku w czerwcu 1986 r. Druk ukończono w lipcu 1986 r.
MNSzW Cena 54 zł
Prasowe Zakłady Graficzne RSW „Prasa-Książka-Ruch” w Bydgoszczy,
ul. Dworcowa 13
Zam. 2043/86, M-4.

Spis treści

	str.
1. Czesław Koziarski - Badanie połączeń przegubowych. Stanowisko badawcze i modelowanie warunków kopalnianych	5
2. Franciszek Rudol, Czesław Kundera - Problem szczelności niektórych łożysk ślizgowych	21
3. Zygmunt Rymuza - Prognozowanie zużycia miniaturowych polimerowych łożysk ślizgowych	36
4. Jerzy Sawicki, Edward Walicki - Ferromagnetyczny przepływ cieczy lepkiej w szczelinie krzywoliniowego łożyska wzdłużnego	40
5. Krzysztof Wernerowski - Tribologiczna macierz modelowa łożysk gazowych	51

Czesław Koziański

BADANIE POŁĄCZEŃ PRZEGUBOWYCH

STANOWISKO BADAWCZE I MODELOWANIE WARUNKÓW KOPALNIANYCH

Zbudowano stanowisko badawcze do realizacji analizy połączeń w maszynach budowlanych. Modelowanie warunków kopalnianych polegało na umieszczeniu badanego sworznia i panewek w wannie częściowo wypełnionej szlamem z kopalni dolomitowej. Stwierdzono, że możliwości stosowania stali w warunkach kopalnianych są ograniczone. Natomiast wyniki badań poliamidu 11 są w pełni pozytywne.

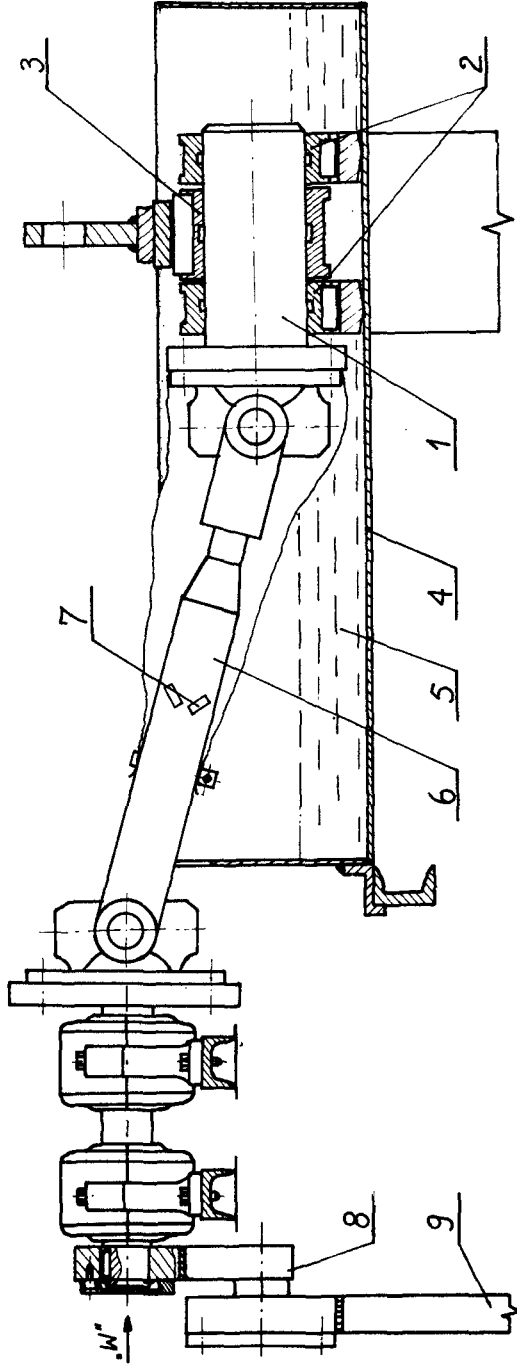
1. STANOWISKO BADAWCZE

Przedstawione schematycznie na rysunku 1 stanowisko badawcze służy do realizacji badania połączeń w maszynach kopalnianych. Na stanowisku tym napęd z silnika asynchronicznego 1 przenoszony jest za pomocą sprzęgła 2 i reduktora 3 na koło napędowe 4. Na kole tym wykonano otwory w różnej odległości od jego środka obrotu. W otworach tych umocowany jest sworzень 15, co umożliwia realizację zmiany długości ramienia jego działania. Pozwala to na uzyskanie różnych kątów wahań korby 6, napędzanej za pomocą korbowodu 5. Wartość amplitudy wahań tej korby można ustalać dzięki temu na 60, 90, 120 i 150°. Korba ta napędza wał Cardana 8, który z kolei napędza sworzень 9 połączenia przegubowego, umieszczonego w wannie 10, a która jest częściowo wypełniona kopalnianym szlamem. Dźwignia 12 służy do wielokrotnienia siły nacisku uzyskiwanej za pomocą siłowników 11.

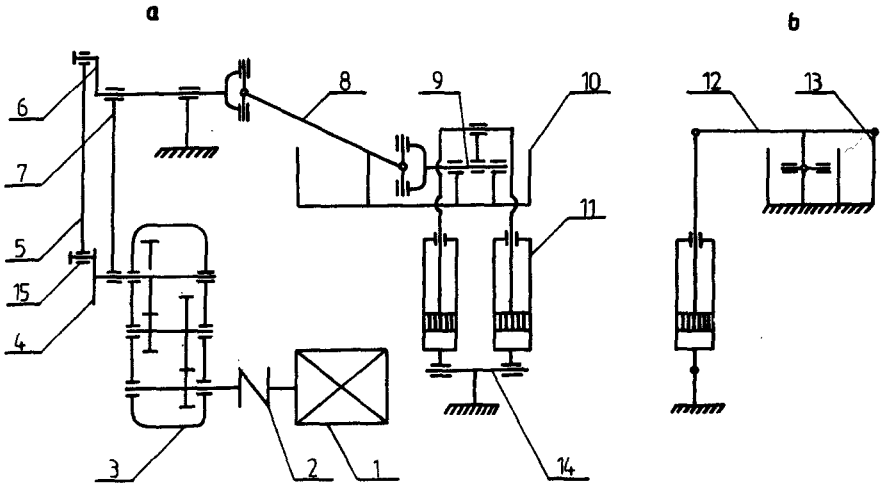
Przedstawiony schematycznie na rysunku 2 układ hydrauliczny, wchodzący w skład omawianego stanowiska składa się z dwóch siłowników 1, zbiornika oleju 2, silnika asynchronicznego 3, który napędza pompę 5 olej przez filtr olejowy 6, pompę i zawór zwrotny 4 przepływa do rozdzielaczy 7 i 8.

Rozdzielacz 7 sterowany elektromagnetycznie służy do ustalenia chwilowej wartości ciśnienia w układzie, natomiast rozdzielacz 8 - do zmiany kierunku działania siłowników lub obniżenia ciśnienia w układzie i jest sterowany ręcznie. Zawory przelewowe współpracują z rozdzielaczami 7 i na ruch jest nastawiona chwilowa wartość ciśnienia.

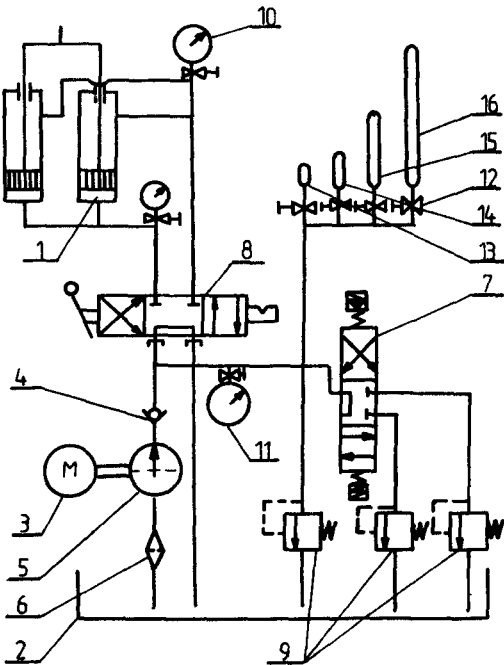
Manometry 10 służą do wzrokowej kontroli ciśnienia w siłownikach, manometr stykowy 11 służy też i do ograniczenia zakresu ciśnień w układzie. Zawory odcinające 12 służą do włączania i wyłączania poszczególnych akumulatorów 12, 14, 15 i 16. Akumulatory te służą do uzyskiwania odpowied-



Rys. 1 Przekrój badanego układu i jego usytuowanie na stanowisku badawczym



Rys.2 Schemat stanowiska badawczego : 1 - silnik, 2 - sprzęgło, 3 - skrzynia przekładniowa, 4 - koło napędowe, 5 - korbowód, 6 - korba, 7 - wspornik, 8 - wał Cardana, 9 - badany sworzeń z panewkami, 10 - zbiornik ze szlamem, 11 - siłownik, 12 - dźwignia, 13 - ucho dźwigni, 14 - zawieszenie siłowników



Rys.3 Schemat układu hydraulicznego

- 1 - siłowniki hydrauliczne,
- 2 - zbiornik oleju,
- 3 - silnik elektryczny,
- 4 - zawór zwrotny,
- 5 - pompa zębata,
- 6 - filtr oleju,
- 7 i 8 - rozdzielacze hydrauliczne,
- 9 - zawory przelewowe,
- 10 - manometry,
- 11 - manometr stykowy,
- 12 - zawory odcinające,
- 13, 14, 15 i 16 - akumulatory.

niej częstotliwości drgań własnych układu przy zmiennym obciążeniu badanego sworznia oraz do stabilizacji ciśnień przy stałym obciążeniu.



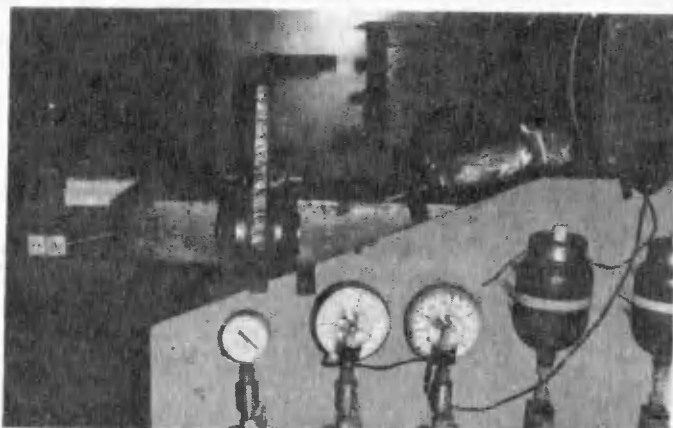
Rys.4 Widok układu badanego

W omawianym stanowisku badawczym rozróżniamy następujące układy elektryczne :

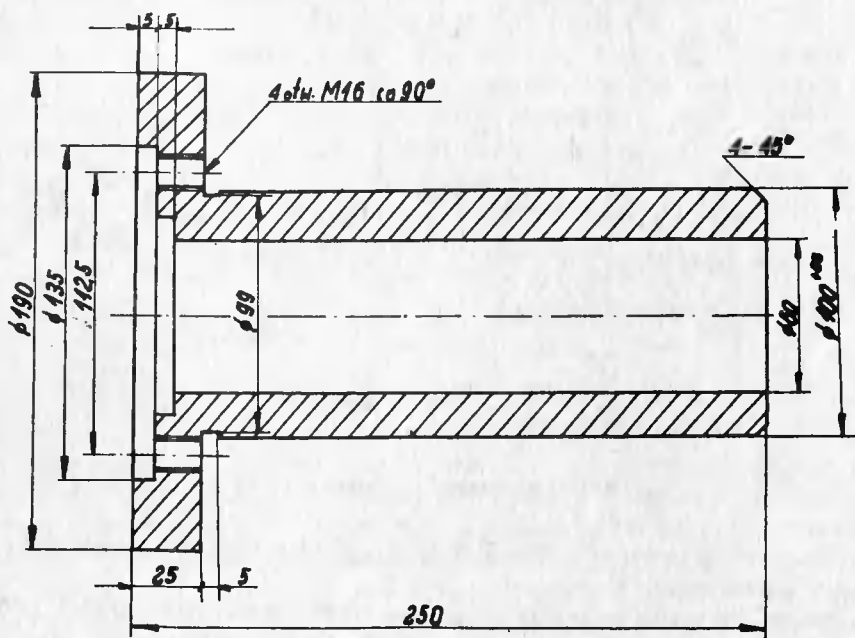
- 1 - układ zasilania silnika napędowego,
- 2 - układ zasilania silnika pompy zębatej,
- 3 - układ zasilania elektromagnesu rozdzielacza 7,
- 4 - tensometryczny układ pomiarowy momentu występującego na wale Cardana 8,
- 5 - układ zasilania dwóch przekaźników programowych : 12 krzywkowych, oraz 2 styczniki,
- 6 - układ termopary z kompensatorem temperatury.

2. MODELOWANIE WARUNKÓW KOPALNIANYCH

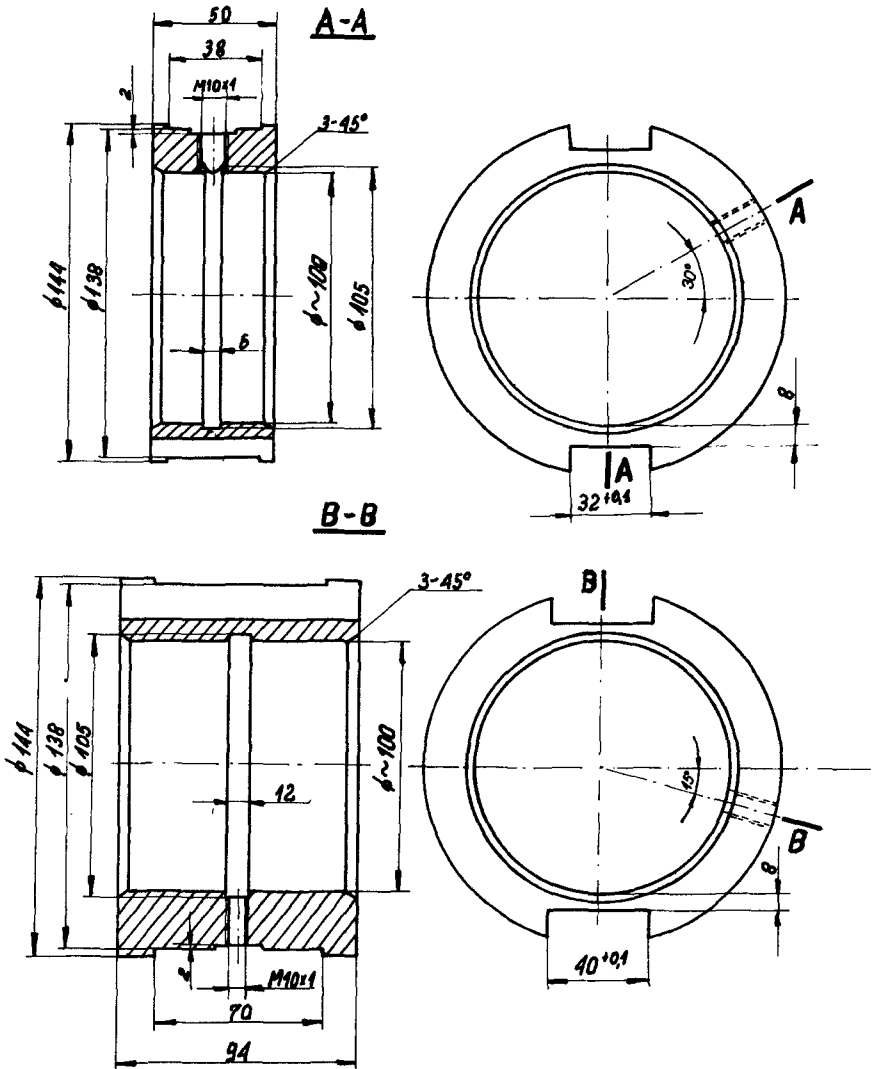
Modelowanie warunków kopalnianych polega na umieszczeniu badanego sworznia i panewek w wannie częściowo wypełnionej szlamem kopalnianym z kopalni dolomitowej /rys.4 i 5/. Szlam z takiej kopalni najbardziej wpływa na warunki pracy maszyn i urządzeń. Jako model przyjęto skojarzenie czopa o średnicy nominalnej 100 mm /rys.6/ oraz panewek o czynnej szerokości 2 x 40 oraz 80 mm /rys.7/. Panewki te mają obwodowe rowki, do których smar jest dostarczany okresowo poprzez smarowniczki kulkowe /zob. rys.5/.



Rys.5 Przekrój układu badanego i jego usytuowanie na stanowisku badawczym



Rys.6 Przekrój badanego sworznia



Rys.7 Przekrój badanych panewek

Do badań rozpoznawczych i porównawczych przyjęto smar ZT4 powszechnie stosowany w kopalniach miedzi.

W wyniku przeprowadzonych wywiadów wśród pracowników szybów Legnicko-Głogowskiego Okręgu Miedziowego ustalono, że główną przyczyną awarii przegubowych połączeń w samojednych maszynach jest zakleszczanie się ich w wyniku zatarcia się powierzchni roboczych. Zatarcia występują często w sposób przypadkowy, niezależnie od okresu eksploatacji maszyny. Zakleszczanie

będące skutkiem zatarcia jest szczególnie trudną do usunięcia awarią w wielu połączeniach przegubowych. Dlatego też są przedsięwzięte środki zaradcze, które mają nie tyle zapobiegać zatarciu, co przede wszystkim zakleszczaniu się ich lub ułatwiać demontaż tych połączeń. Stosuje się w tych połączeniach bardzo duży luz od 0,38-2,4, a nawet i więcej procent. Luz ten niekorzystnie wpływa na pracę wysięgników i innych elementów samosjednych maszyn roboczych. Wskutek występowania w takich przypadkach dużego nacisku miejscowego, duży luz prowadzi do szybkiego zacierania się przegubów, które w związku z tym pracują z dużym oporem. Opór ten w połączeniu z możliwością osiągnięcia przez nadmierne luzy martwych punktów w wysięgnikach maszyn roboczych, może być przyczyną awarii samych wysięgników. Duży luz wpływa też i na szybsze zużywanie się tych połączeń, na których intensyfikację zużycia wpływają poza tym ciężkie warunki pracy w środowisku kopalni.

Środowisko to, szczególnie w kopalniach dolomitowych, intensyfikuje zużycie cierne oraz powoduje bardzo szybkie korodowanie elementów metalowych. Korozja ta szczególnie atakuje elementy aluminiowe oraz stalowe nie pokryte warstwą ochronną. Dotyczy to też sworzni oraz panewek połączeń przegubowych. Warstwą ochronną czynnych powierzchni w tych elementach jest smar, dlatego jego jakość oraz sposób i intensywność smarowania mają duży wpływ na ich trwałość.

Planowana częstotliwość smarowania wynosi raz na dwie zmiany. Na ogół używa się smarowni o napędzie nożnym, które w warunkach kopalnianych nie zdają egzaminu. Wytwarzają one zbyt małe ciśnienie i dlatego w wielu wypadkach nie można przy ich pomocy odpowiednio nasmarować wszystkich węzłów roboczych. Dzieje się tak dlatego, że szlam kopalniany wraz z użytym smarem tworzy na roboczych powierzchniach sworzni i panewek bardzo gęstą pulpę, trudną do usunięcia, szczególnie gdy szacopuje ona otwór smarujący. Celem uniknięcia tego zjawiska stosuje się w niektórych maszynach sworznie pływające. W praktyce jednak to rozwiązanie nie zdaje egzaminu i większość połączeń przegubowych pracuje przy zacierających się powierzchniach. Dlatego też najważniejszym problemem konstrukcyjnym jest dobór odpowiednich par materiałów na połączenia przegubowe, co też było celem pierwszej serii badań.

3. PRZEBIEG I WYNIKI BADAŃ PORÓWNAWCZYCH

Przy okazji dokonywania prób i pomiarów stanowiska badawczego przeprowadzono badania modelu połączenia przegubowego, wykonanego ze stali 40 H i hartowanego do twardości 54-58^o HRC. Badania, które można uznać za rozpoznawcze wykazały, że tego rodzaju skojarzenie par materiałów konstrukcyjnych nie nadaje się do tego typu konstrukcji. Przy kącie wahań 60^o i częstotliwości 15 cykli na minutę, już przy nacisku 3,75 MPa, następowało zacieranie się powierzchni przy bardzo krótkim czasie trwania próby.

Opierając się na powyższych oraz innych wynikach badań, prowadzonych w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej przyjęto do pierwszej serii badań następujący zestaw par materiałów :

1. Materiał sworznia - stal nawęglana i hartowana,
materiał panewek - stal nawęglana i hartowana.
2. Materiał sworznia - stal hartowana i pokryta chromem technicznym
mlecznym,
materiał panewek - stal hartowana 40 H.
3. Materiał sworznia - stal hartowana,
materiał panewek - stal powleczona poliamidem 11.

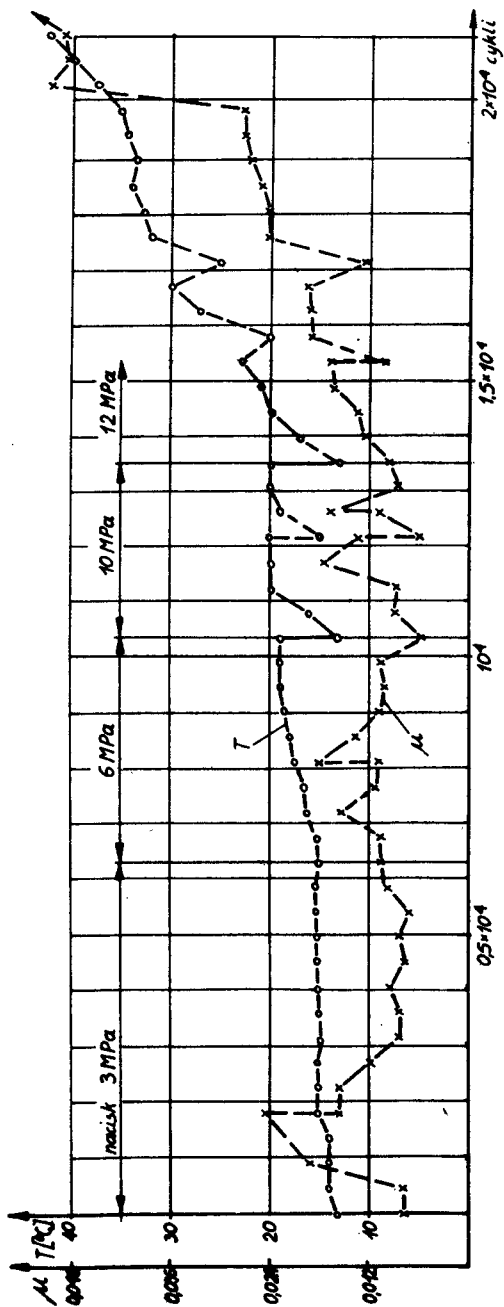
Do smarowania stosowano smar ZT4, który jest identycznym smarem, jakiego użyto w badaniach rozpoznawczych, a który jest powszechnie stosowany w zagłębieniu miedziozym. Cechy konstrukcyjne powyższych elementów przedstawia tabela 1. Wszystkie badania prowadzono przy kącie wahań 60° i częstotliwości 15 cykli na minutę.

TABELA 1

Typ połączenia	Element połączenia	Wymiary ϕ	Chropowatość Ra mm	Twardość	Materiał powierzchni pracującej
Stal nawęglana i hartowana po stali nawęglanej i hartowanej	Sworzeń	97,24	0,12	62-63°HRC	Stal nawęglana
	Panewka wąska 1	97,49	0,12	63-64°HRC	Stal nawęglana
		97,50			
	Panewka wąska 2	97,50	0,12	63-64°HRC	Stal nawęglana
97,50					
Panewka szeroka	97,51	0,12	63-64°HRC	Stal nawęglana	
	97,51				
Stal hartowana i chromowana po stali hartowanej	Sworzeń	101,01	0,16	700-800°HB	Chrom mleczny
	Panewka wąska 1	101,60	0,16	56-57°HRC	40 H
		101,60			
	Panewka wąska 2	101,60	0,16	56-57°HRC	40 H
101,60					
Panewka szeroka	101,57	0,16	56-57°HRC	40 H	
	101,57				
Stal hartowana po poliamidzie 11	Sworzeń	99,46	0,16	54-55°HRC	40 H
	Panewka wąska 1	99,96			
		99,95			
	Panewka wąska 2	99,95			
99,96					
Panewka szeroka	100,02	100,03	Poliamid 11 produkcji francuskiej "Rilsan" grubość warstwy 0,35 mm naniesiona metodą fludyzacyjną		
	100,03				

Jak wynika z przedstawionych przebiegów badań porównawczych skojarzenie elementów stalowych nie nadaje się na wysoko obciążone połączenia przegubowe. Nacisk 12 MPa udało się przekroczyć przy użyciu bardzo wysoko utwardzonych stali nawęglanych.

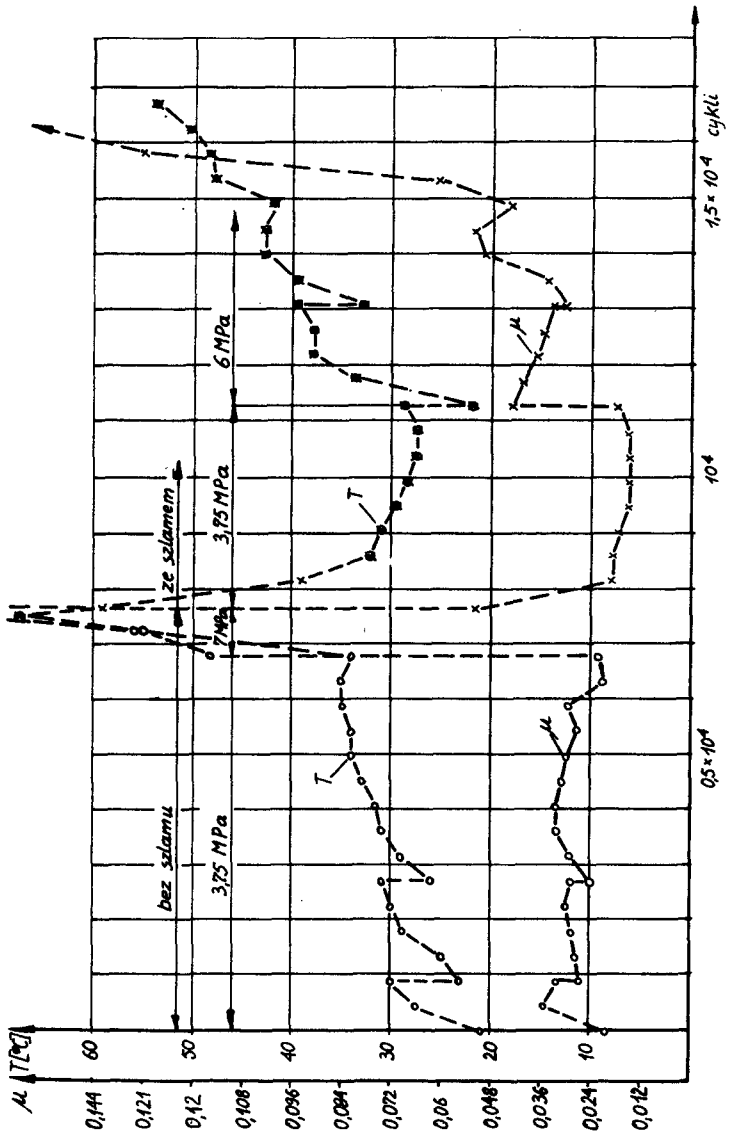
Chromowanie hartowanego sworznia nie przyniosło w tym przypadku pożądanego rezultatu, zwiększył się współczynnik tarcia, a dłuższa praca przy nacisku 6 MPa doprowadziła do zatarcia współpracujących elementów. Próby pracy przy nacisku 7 MPa prowadziły do szybkiego zacierania się połączenia. Przy małych naciskach wszystkie skojarzenia metali z metalami pracowały le-



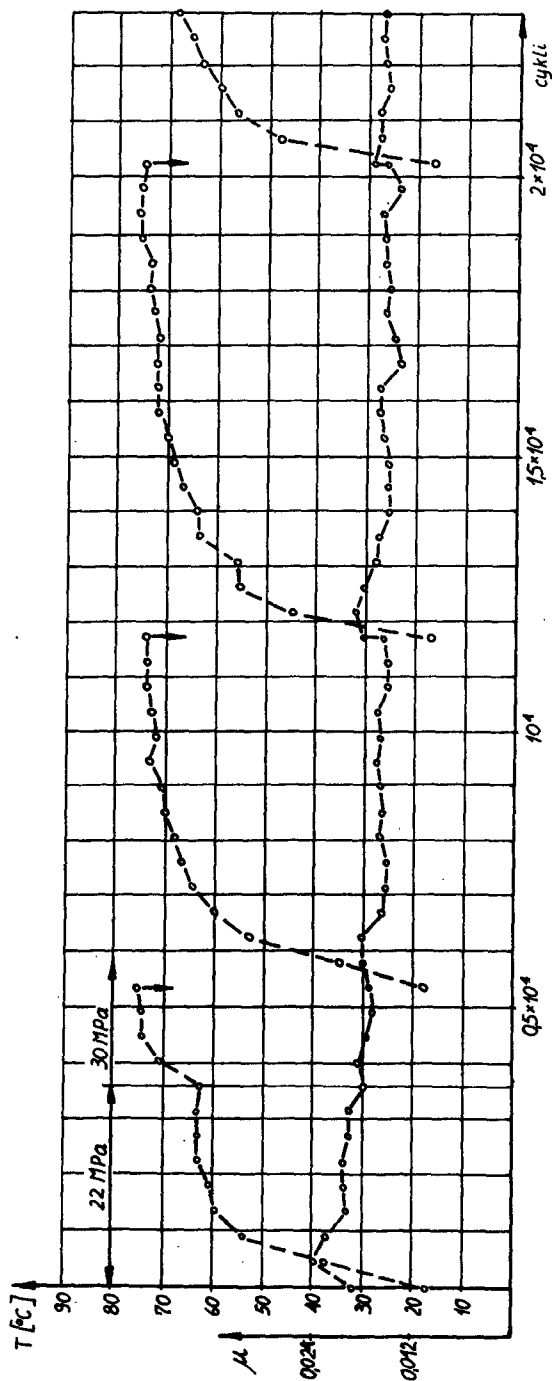
Rys.8 Przebieg badania połączenia przegubowego - stal nawęglana i hartowana po stali nawęglanej i hartowanej w obecności szlamu kopalnianego

μ - współczynnik tarcia,

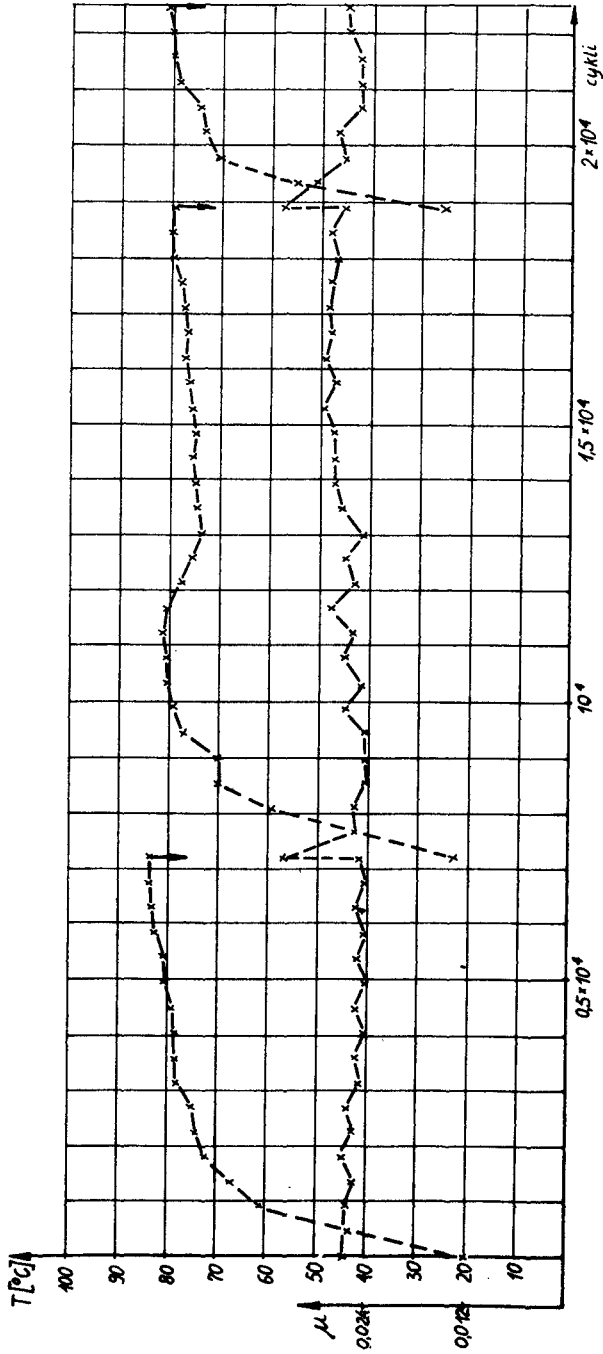
T - temperatura pracy panewki



Rys.9 Przebieg badania połączenia przegubowego - stal 40 H hartowana i chromowana po stali hartowanej 40 H



Rys. 10 Przebieg badania połączenia przegubowego - stal hartowana po poliamidzie 11 w otoczeniu laboratoryjnym. Smarowanie co 900 cykli

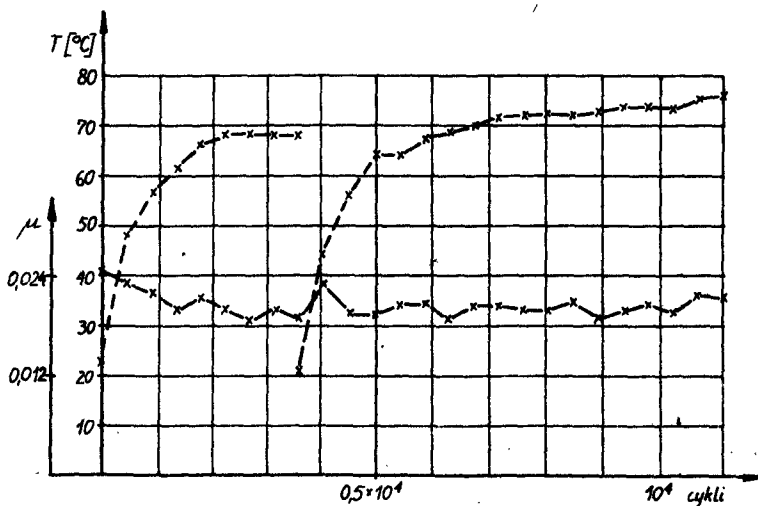


Rys. 11 Przebieg badania połączenia przegubowego - stal hartowana po poliamidzie 11 w obecności szlamu. Smarowanie montażowe. Nacisk 30 MPa

piej w obecności szlamu. Szlam ten służył w tym przypadku za pastę do docierania powierzchni. Całkowicie zadowalające wyniki prób osiągnięto natomiast przy użyciu panewek, których powierzchnie robocze nafluizowano poliamidem 11 produkcji francuskiej, znanego pod nazwą Rilsan. Panewki te nie wykazały żadnego zużycia, pomimo stosowania dużego nacisku 30 MPa, gdy smarowano je co 900 cykli. Charakteryzują się też niskim współczynnikiem tarcia i dość znaczną odpornością na temperaturę pracy. Temperaturę tę mierzono termoparą w odległości 1 mm od powierzchni panewki w miejscu największego nacisku.

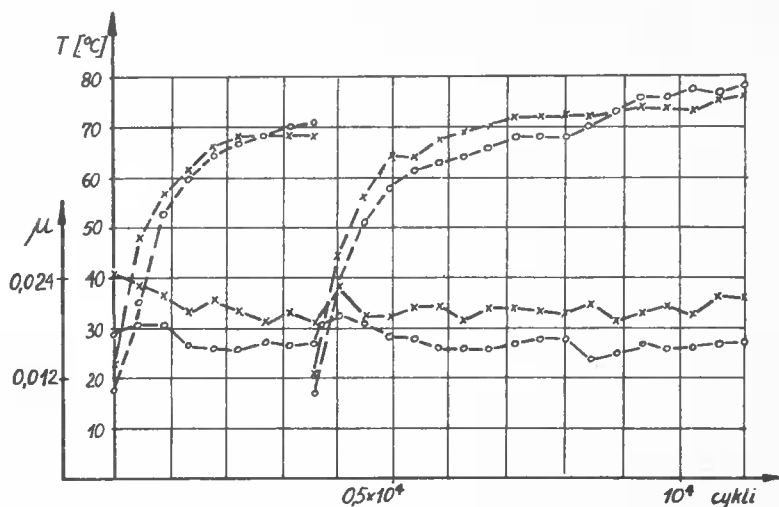
4. WNIOSKI

Z przeprowadzonych wywiadów i badań wynika, że w warunkach kopalnianych stosowanie stali o twardości mniejszej niż 60⁰HRC w połączeniach przegubowych jest dopuszczalne tylko przy małych obciążeniach. Stal o większej twardości też jednak nie bardzo nadaje się do dużych obciążeń. Wszystkie połączenia przegubowe, do których budowy użyto jedynie metali, należy regularnie i odpowiednio smarować.

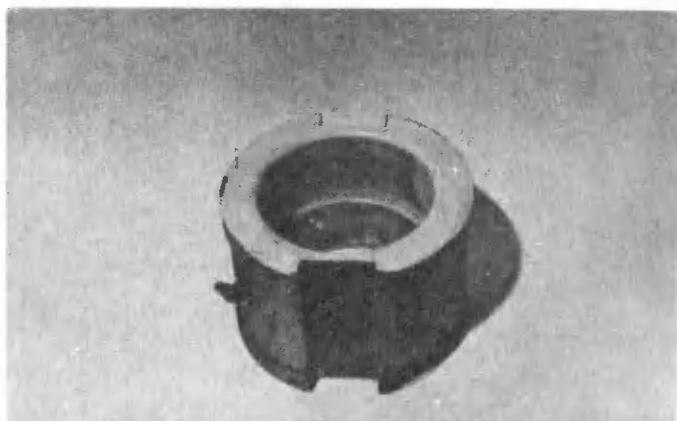


Rys.12 Przebieg badania połączenia przegubowego - stal hartowana po poliamidzie 11 w obecności szlamu. Smarowanie co 900 cykli, nacisk 30 MPa

Celem zabezpieczenia się przed skutkami niewłaściwego smarowania, można stosować na powierzchnie robocze przegubów materiały, które nie wymagają smarowania lub wymagają smarowania rzadko. Te pierwsze, ogólnie dostępne, nie przynoszą jednak wysokich nacisków. Do drugich natomiast zaliczają się między innymi poliamidy, które naniesione metodą f' dyzacyjną tworzą bardzo odporne na ścieranie i na uderzenia dynamiczne cienkie warstwy, które tłumią

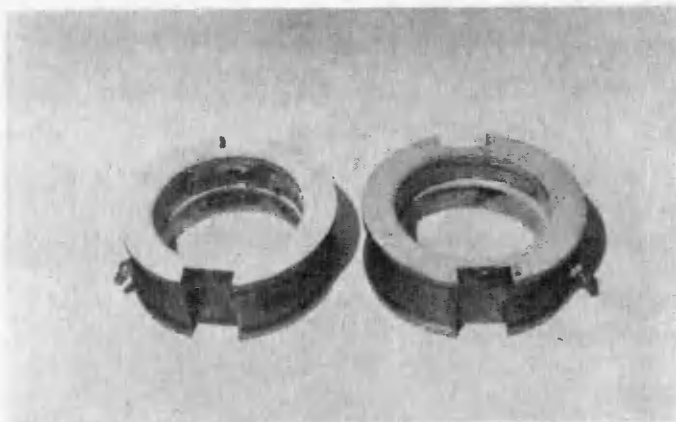


Rys.13 Porównanie współczynników tarcia w różnych warunkach pracy przy podobnej temperaturze w połączeniach - stal hartowana po poliamidzie 11. Smarowanie co 900 cykli, nacisk 30 MPa
o-o-o - atmosfera laboratoryjna, x-x-x - obecność szlamu



Rys.14 Widok przebadanej szerokiej panewki pokrytej poliamidem 11

drżania i hałas. Jak wynika z przeprowadzonych badań panewki z tą powłoką pracowały 67,5 tysięcy cykli i zostały zniszczone raczej w wyniku przerywania smarowania, a nie normalnego zużycia. Przy regularnym smarowaniu, panewki pokryte poliamidem nie wykazywały uchwytne zużycia, niezależnie od warunków pracy. Dopiero przerywanie dopływu smaru spowodowało porysowanie i przerywanie powłoki poliamidowej, i to dopiero po 22,5 tys. cykli pracy w szlamie. Powłoki poliamidowe prawie przez cały czas badań pracowały przy



Rys.15 Widok przebadanych wąskich panewek pokrytych poliamidem 11

nacisku 30 MPa, czego nie udało się osiągnąć przy użyciu innych materiałów. Chociaż użyty w tym przypadku poliamid 11 jest powszechnie w Polsce używany na powłoki w urządzeniach chłodniczych, to celowym wydaje się być zbadanie możliwości zastąpienia go produkowanym w Polsce Tarnamidem P.

LITERATURA

- [1] Koziański C. : Układy napędowe i robocze samojednych maszyn górniczych. Część D. Badania połączeń przegubowych. I.K. i E.M.Politechniki Wrocławskiej Raport Nr 050/665/80 Wrocław 1980
- [2] Krawiec S., Lawrowski Z. : Badania przydatności smaru plastycznego w warunkach tarcia mieszanego, "Łożyska Ślizgowe", zbiór referatów. wyd. BIMET Gdańsk 1979, s.1
- [3] Lawrowski Z. : Badanie własności materiałów łożyskowych dla wysoko obciążonych łożysk ślizgowych przy ruchu wahadłowym, Technika Smarownicza nr 4/72, s.1
- [4] Lawrowski Z., Pietrzyk E. : Untersuchungen über den Einfluss der Schmierfettart auf das Betriebsverhalten von Gleitlagern bei Pendelbewegung, Schmierungstechnik nr 5/79, s.138

TESTING PIVOTAL JOINTS, TEST STAND AND MODELLING MINING CONDITIONS

Summary

A test stand for making an analysis of joints in building machines was constructed. Modelling mining conditions included placing a tested pin and bearing shells in a tank partly filled with slime from a dolo-

mite mine. It was stated that possibilities of using steel under mining conditions were limited. However, the results of polyamide 11 testing were absolutely positive.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД И МОДЕЛИРОВАНИЕ

Резюме

Построен испытательный стенд для проведения анализа соединений в строительных машинах. Моделирование условий шахты заключалось в помещении исследуемого болта и вкладышей в ванну наполненную частично шламом из доломитового рудника.

Определено, что возможности применения стали в условиях шахты ограничены. Одновременно результаты исследования полиамида целиком положительны.

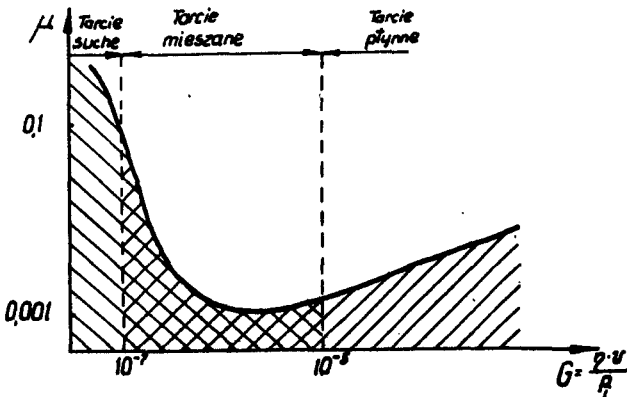
Franciszek Rudol
 Czesław Kundera

PROBLEM SZCZELNOŚCI NIEKTÓRYCH ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH

W oparciu o badania na specjalnym stanowisku tribologicznym wykazano, że istnieje w łożyskach ślizgowych typu uszczelnienia odczołowe, stan graniczny charakteryzujący pary cierne przeznaczone na w/w węzły kinematyczne. Stosując statyczny, kompletny program badań PS/DK-2¹, ustalono funkcje regresji dla określonych parametrów stanu granicznego. Otrzymane wyniki są zgodne z badaniami Mayera, Hockela i innych.

1. WSTĘP

Podstawowe charakterystyki łożysk ślizgowych, takie jak : rozkład ciśnienia, nośność, straty tarcia, natężenie przepływu medium smarującego - otrzymuje się w oparciu o teorię smarowania hydrodynamicznego, wychodząc z równań ruchu, ciągłości i energii [3,5]. Jednym z podstawowych zależności przy wyprowadzaniu tych charakterystyk, jest odpowiednia grubość warstewki medium smarującego tak, aby można było zaniedbać wpływ chropowatości współpracujących powierzchni i aby łożysko pracowało w warunkach tarcia płynnego, dającego małe wartości współczynnika tarcia oraz minimalne suszyście pary ciernej. Układ zasilający można poważnie uprościć i ograniczyć przepływ medium smarującego, poprzez zmniejszenie grubości warstewki medium do wartości odpowiadającej chropowatości współpracujących powierzchni. W tej sytuacji zachodzi tarcie mieszane w okolicach punktu przegięcia, występującego na krzywej Striebecka [2] /rys.1/.



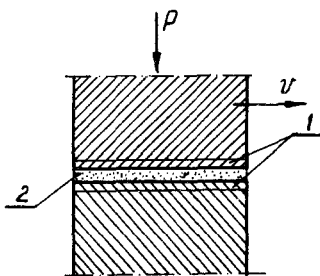
Rys.1 Krzywa tarcia, gdzie : ρ - lepkość medium smarującego, v - prędkość ślizgania, p - nacisk jednostkowy

W warunkach tarcia mieszane warstewka medium smarującego nie jest ciągła, lecz występują bezpośrednie kontakty nierówności powierzchni.

W naszych rozważaniach istota problemu polega na tym, aby film ciernej wytworzony w danych warunkach tarcia, uniemożliwiał przepływ medium smarującego w kierunku prostopadłym do kierunku obrotu pary ciernej, tj. aby zapewnił szczelność.

Jak wykazano w pracy [8], pod pojęciem filmu ciernego rozumie się przestrzeń między trącymi się powierzchniami pary ciernej, wypełnioną składnikami celowo wprowadzonymi między te powierzchnie, produktami zużycia oraz produktami oddziaływania środowiska /rys.2/.

Pod pojęciem szczelności filmu ciernego rozumie się zabezpieczenie przed przejściem medium ze strefy o ciśnieniu wyższym do strefy o ciśnieniu niższym.



Rys.2 Schemat węzła ciernego : 1 - warstwy wierzchnie współpracujących powierzchni, 2 - film ciernej, P - siła obciążająca, v - prędkość ślizgania

W pracy przedstawiono badania szczelności filmu ciernego wytwarzanego w procesie tarcia ślizgowego, które miały na celu ustalenie parametrów charakteryzujących film ciernej i znalezienie zależności funkcyjnych między tymi parametrami a warunkami procesu tarcia.

2. METODYKA BADAŃ

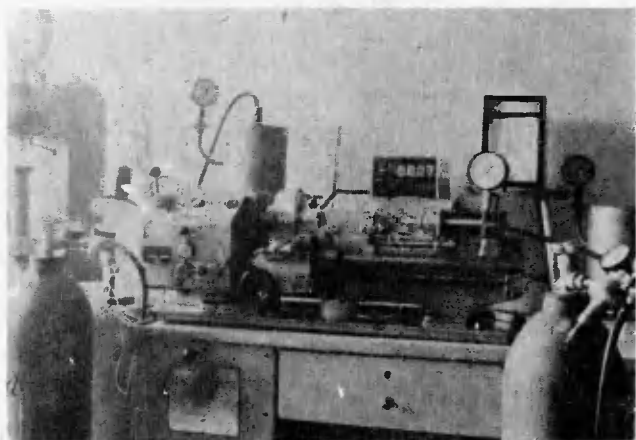
2.1. S t a n o w i s k o b a d a w c z e

Do realizacji badań zaprojektowano i wykonano specjalne stanowisko tribologiczne. Zasadniczo składa się ono z następujących podzespołów :

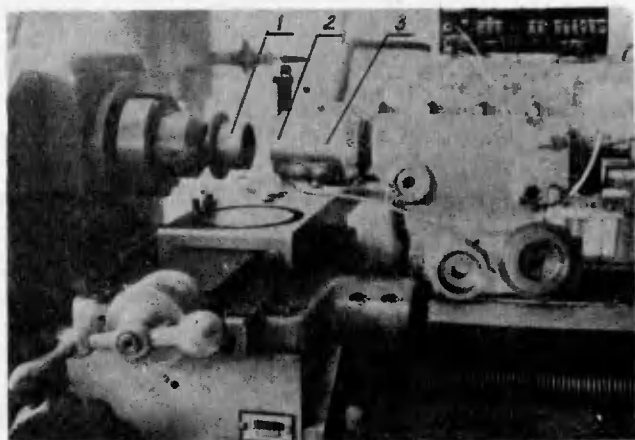
- strefa robocza wraz z układem pomiarowym,
- jednostka napędzająca,
- układ obciążający,
- układ wytwarzający żądane ciśnienie medium.

W strefie roboczej /badawczej/ podstawowym elementem jest głowica pomiarowa [9]. Zamocowanie próbki w wrzecionie i przeciwpróbki w głowicy pokazane jest na rysunku 4.

Głowica pomiarowa umożliwia bezpośredni odczyt wielkości momentu tarcia. Temperatura w pobliżu powierzchni tarcia /w odległości około 1 mm od



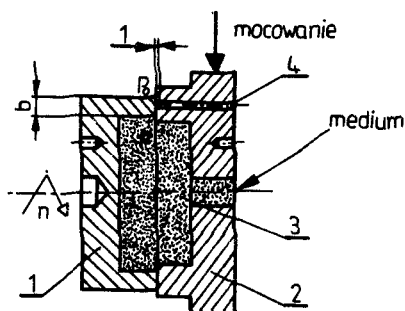
Rys.3 Ogólny widok stanowiska badawczego



Rys.4 Strefa robocza stanowiska badawczego :
1 - próbka, 2 - przeciwpróbka, 3 - głowica

powierzchni tarcia /mierzona była za pomocą termoelementu i odczytywana na miliwoltomierzu oraz zapisywana na rejestratorze.

Obciążenie pary cieiernej realizuje siłownik pneumatyczny zasilany sprężonym powietrzem z butli poprzez zbiornik wyrównawczy. Próbka zamocowana we wrzecionie otrzymuje napęd z silnika elektrycznego poprzez przekładnie pasowe. Do strefy tarcia podawane było medium pod zadaniem ciśnieniem poprzez głowicę pomiarową. Wytwarzanie odpowiedniego ciśnienia medium zapewnia układ hydrauliczny. Charakterystyka przedstawionego stanowiska :



Rys.5 Schemat badanej pary ciernej: 1 - próbka, 2 - przeciwpróbka, 3 - medium, 4 - termopara

- a/ prędkość obrotowa próbki - 125-2200 /obr/min/; 13,1-230,3 /l/s/,
- b/ obciążenie - 0-3150 /N/; ciągła regulacja ,
- c/ ciśnienie podawanego medium - 0-1 /MPa/; ciągła regulacja ,
- d/ dopuszczalne średnice próbki i przeciwpróbki - 20-100/mm/,
- e/ pomiar momentu tarcia - dynamometr sprężynowy ,
- f/ pomiar temperatury w pobliżu tarcia - termoelement.

Cechą charakterystyczną przedstawionego stanowiska jest możliwość bezpośredniej obserwacji pracy pary ciernej, co pozwala odpowiednio sterować procesem tarcia.

2.2. Badane pary cierne

Kierując się podobieństwem geometrii i kinematyki do znanych węzłów ciernych /uszczelnienie ślizgowe, łożysko ślizgowe/ oraz przeprowadzonymi badaniami wstępnymi [7] do badań zasadniczych, wybrano następujące pary cierne :

- 1/ tworzywo węglowe WME nasycone babbitem, HB = 75 /MPa/ - stal 2H13, 50 HRC - środek smarujący, woda - podobieństwo do uszczelnienia ślizgowego,
- 2/ brąz B555, HB = 110 /MPa/ - żeliwo Ż1 200, HB = 240 MPa - olej selektol super plus CCMC SE-SAE-15W/40 - podobieństwo do łożyska ślizgowego.

Ponadto przy kojarzeniu pary ciernej kierowano się zasadą : materiał na próbkę powinien posiadać niższą twardość w stosunku do materiału na przeciwpróbkę.

Powierzchnie tarcia próbki i przeciwpróbki po szlifowaniu były docierane na papierach ściernych 800 i 1000. Po dotarciu chropowatość powierzchni tarcia R_a była rzędu 0,16-0,63 / μm / Według prac doktorskich [1, 10] , chropowatość powierzchni tarcia $R_a = 0,16-0,63 /\mu\text{m}/$ jest optymalna ze względu na minimalne zużycie w okresie docierania. Optymalny stopień wypełniania profilu według cytowanych prac wynosi 0,35-0,40.

2.3. Metoda prowadzenia badań

Schemat badanej pary ciernej oraz kinematyka tej pracy pokazany jest na rysunku 5. W czasie badań przy założonych warunkach pracy /ciśnienie medium - p , prędkość obrotowa próbki - n , szerokość powierzchni tarcia - b /, regulowano siłą dociskającą przeciwpóbkę do próbki tak, aby między trącymi powierzchniami utrzymywała się warstewka medium smarującego i jednocześnie nie było żadnych wycieków medium na zewnątrz. Warstewka medium była na tyle mała, że okresami nie była widoczna, a o jej istnieniu świadczył ustabilizowany niski moment tarcia oraz minimalna temperatura tarcia.

Wytwarzano w ten sposób równowagi między szczelnością a trwałością filmu smarnego, przy którym ilość ciepła doprowadzonego do układu równała się ilości ciepła odprowadzonego ze strefy tarcia. Stan ten nazwano stanem granicznym /SG/. Wskaźnikami, na podstawie których stwierdzono istnienie stanu granicznego, była stabilizacja temperatury oraz momentu tarcia. Typowe przebiegi zmian temperatury tarcia t , momentu tarcia M_T oraz nacisku jednostkowego p_j dla par olejnych, tworzywo węglowe WME - stal 2H13 oraz brąz B555 - żeliwo Ż1200, przy założonych warunkach pracy przedstawiają rysunki 6 i 7. Na wykresach można wyodrębnić dwa okresy pracy pary ciernej.

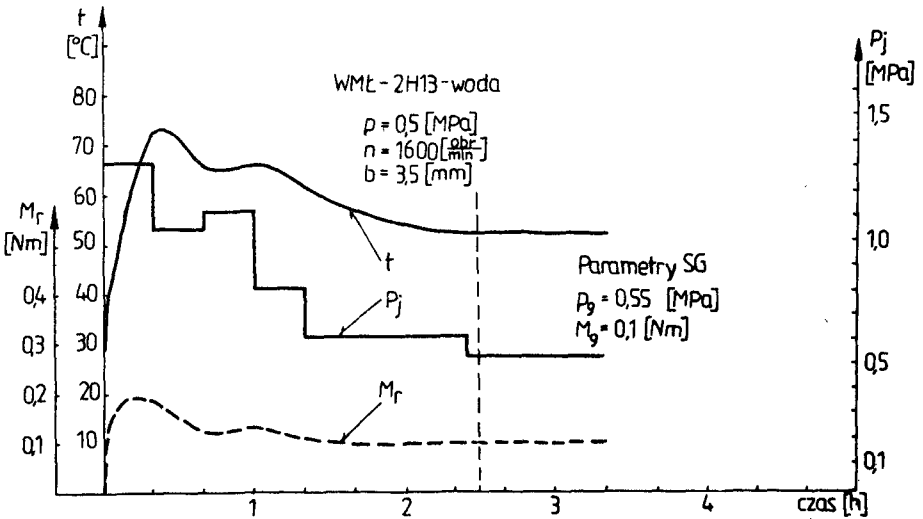
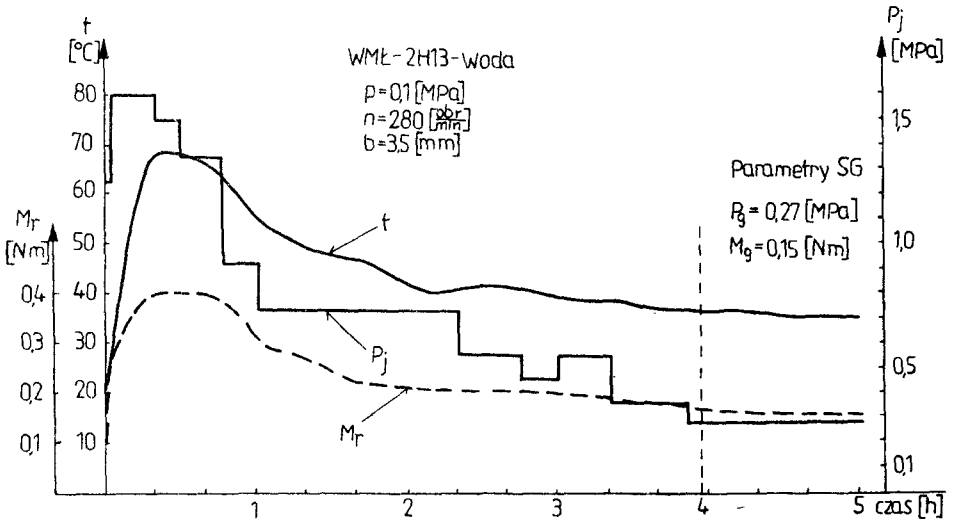
Pierwszy okres - docieranie, cechuje się dużymi wahaniami temperatury i momentu tarcia. Okres ten można nazwać dochodzeniem do stanu granicznego. Czas trwania tego okresu zależy od własności materiałowych pary ciernej, mikrogeometrii powierzchni tarcia oraz warunków pracy i wynosił od 2,5 do 4 godz. W cytowanej już pracy doktorskiej [10] czas dotarcia podobnych par ciernych przyjęto 3 godz. stwierdzając, że o skuteczności działania uszczelnienia ślizgowego można wnioskować na podstawie jego pracy w okresie dotarcia.

Drugi okres ustalonej pracy to ten, w którym rejestrowana temperatura oraz moment tarcia ustabilizowały się lub podlegają zmianom ale ze znacznie mniejszą amplitudą i częstością. Do określenia tego okresu pracy, przyjęto następujące parametry: graniczny nacisk jednostkowy p_g oraz graniczny moment tarcia M_g . Parametry stanu granicznego p_g, M_g zależą podobnie jak czas dotarcia, od cech materiałowych pary ciernej oraz warunków pracy.

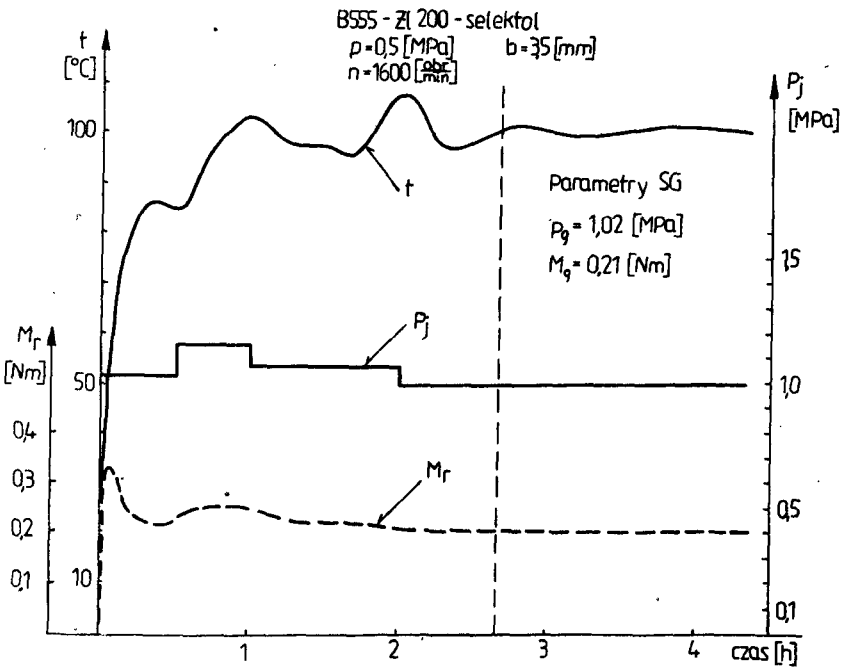
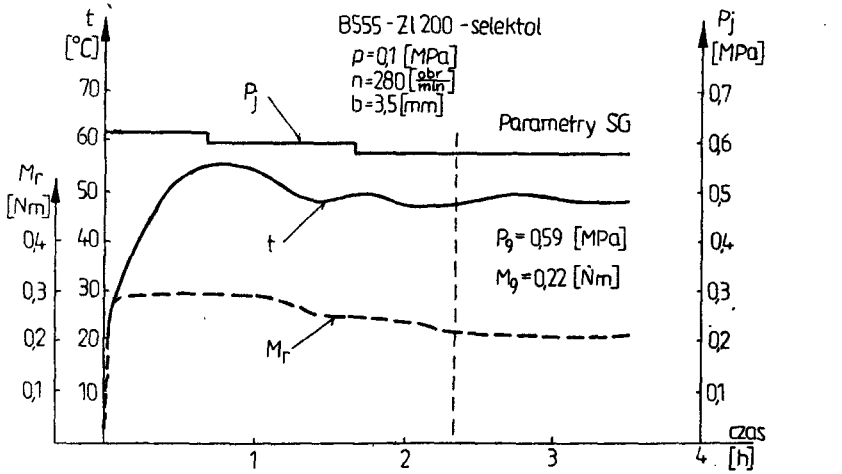
2.4. Program badań zasadniczych

W celu znalezienia korelacji między parametrami stanu granicznego a warunkami pracy, badania przeprowadzono w oparciu o program statyczny - kompletny PS/DK-2¹ z trzykrotnym powtórzeniem każdej próby [6]. Na rysunku 8 pokazano schemat badań. Czynniki wejściowe /warunki pracy/ ustalone na dwóch skrajnych poziomach:

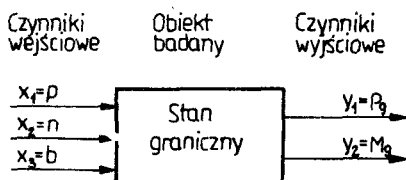
- 1/ ciśnienie medium $x_1 - p = 0,1-0,5$ /MPa/,
- 2/ prędkość obrotowa $x_2 - n = 280-1600$ /obr/min/, $\omega = 29,3-167,5$ /1/s/,
- 3/ szerokość powierzchni tarcia $x_3 - b = 3,5-5$ /mm/.



Rys.6 Przebieg zmian temperatury tarcia - t , momentu tarcia - M_r , nacisków jednostkowych - p_j w funkcji czasu pracy, gdzie : SG - stan graniczny



Rys.7 Przebieg zmian temperatury tarcia - t , momentu tarcia - M_r , nacisków jednostkowych - p_j w funkcji czasu pracy, gdzie : SG - stan graniczny



Rys.8 Schemat badań

Zakres zmienności czynników wejściowych ustalono doświadczalnie, kierując się możliwościami stanowiska badawczego oraz warunkami stanu granicznego dla wybranych par ciernych. Czynniki wyjściowe :

- 1/ graniczny nacisk jednostkowy $y_1 - p_g$ MPa ,
- 2/ graniczny moment tarcia $y_2 - M_g$ Nm .

Liczba prób dla jednego zestawu materiałów wynosi

$$N = r \cdot 2^3 = 24 \text{ próby ; gdzie : } r - \text{liczba powtórzeń, } r = 3$$

Funkcję regresji przyjęto w postaci równania liniowego :

$$y_n = b_0 + \sum_{i=1}^3 x_i b_i ; n = 1, 2 \quad (1)$$

lub niepełnego równania drugiego stopnia

$$y_n = b_0 + \sum_{i=1}^3 b_i x_i + \sum_{1 \leq j < k \leq 3} b_{1j} x_{1j} ; n = 1, 2 \quad (2)$$

3. WYNIKI BADAŃ

3.1. Funkcje regresji

Przykład planu przeprowadzonych badań, uzyskane wyniki wraz z analizą statystyczną dla pary ciernej WML - 2H13, podano w tabeli 1. Funkcje regresji dla każdej pary ciernej są następujące :

I para cierna WML - 2H13 - woda

$$p_g = y_1 = 4,9 + 2,8x_1 - 1,44x_2 - 1,14x_1x_2 \quad (3)$$

$$M_g = y_2 = 1,46 + 0,45x_1 - 0,67x_2 + 0,2x_3 - 0,19x_1x_2 - 0,1x_2x_3 \quad (4)$$

Tabela 1

WME - 2H13 woda	Czynniki badane							Czynnik wynikowy				
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$y = P_g$					
	p	n	b				1	2	3	\bar{y}	$s^2/y/$	
$x/-1/$	0,1	280	3,5									
$x/+1/$	0,5	1600	5,0									
Pomiary według programu PS/DK-2 ¹	1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	1,82	3,02	2,72	2,52	0,390
	2	+1	-1	+1	-1	+1	-1	10,6	9,7	10,9	10,4	0,390
	3	-1	+1	+1	-1	-1	+1	2,42	1,22	2,12	1,92	0,390
	4	+1	+1	+1	+1	+1	+1	4,28	3,98	4,58	4,28	0,09
	5	-1	-1	-1	+1	+1	+1	2,72	2,27	1,8	2,27	0,202
	6	+1	-1	-1	-1	-1	+1	10,9	9,1	10,47	10,17	1,516
	7	-1	+1	-1	-1	+1	-1	1,37	1,8	1,8	1,67	0,062
	8	+1	+1	-1	+1	-1	-1	5,51	6,41	5,96	5,96	0,202
	0	0,3	940	4,25				4,12	4,57	5,46	4,72	
Współczynnik regresji b_k, b_{kg}	2,804	-1,44	-0,119	-1,14	-0,244	-0,239	$b_0 = 4,899$			$s/b =$ $= 0,35$		
Współczynnik testu t_k	8,01	4,11	0,34	3,26	0,696	0,682	α	0,01	0,05	0,10	$f_t = 7$	
Wynik testu	1	1	1	1	1	1	t_{α, f_t}	3,499	2,364	1,895		
Funkcja regresji	$y = 4,9 + 2,8x_1 - 1,44x_2 - 1,14x_3$										$\alpha \leq 0,05$	

II para cierna B555 - 21200 - selektel

$$P_g = y_1 = 8,55 + 3,12x_1 - 0,9x_2 \quad (5)$$

$$M_g = y_2 = 2,34 + 0,26x_1 - 0,44x_2 - 0,19x_1x_2 \quad (6)$$

gdzie :

$$x_1 = \frac{x_1 - 0,3}{0,2} ; x_2 = \frac{x_2 - 940}{660} ; x_3 = \frac{x_3 - 4,25}{1,25}$$

Przeprowadzona analiza statystyczna i w jej wyniku obliczone testy istotności t i F wykazały, że wielomiany drugiego stopnia stanowią adekwatne modele matematyczne stanu granicznego, obowiązujące w warunkach zrealiz-

wanych badań doświadczalnych. W celu ujęcia graficznego zależności parametrów stanu granicznego od warunków tarcia /ciśnienie medium, prędkość obrotowa próbki/, wykonano dodatkowo próby według programu statycznego selekcyjnego PS/DS. Otrzymane w wyniku tych badań krzywe przedstawiają cięcia powierzchni odpowiedzi opisanych równaniami 3-6, odpowiednimi płaszczyznami.

3.2. Graniczne naciski jednostkowe

Wpływ warunków tarcia na graniczny nacisk jednostkowy p_g przedstawia rysunek 9. Ogólnie można stwierdzić zdecydowanie wyższe wartości nacisków jednostkowych dla II pary ciernej. Wpływ prędkości obrotowej jest odwrotny niż ciśnienie medium. Współczynniki regresji przy czynniku x_2 w równaniach 3 i 5 mają wartość ujemną. Wpływ prędkości obrotowej jest większy dla wyższych ciśnień medium $p = 0,5$ MPa. Różnica wartości nacisku jednostkowego dla I pary ciernej przy ciśnieniu medium $p = 0,1$ MPa wynosi $\Delta p_{g1} = 0,06$ MPa, a dla $p = 0,5$ MPa - $\Delta p_{g2} = 0,42$ MPa/rys.9a/. Przy pięciokrotnym wzroście ciśnienia medium, różnica nacisku jednostkowego Δp_g wzrosła blisko siedmiokrotnie. Dla II pary ciernej wspomniana wyżej różnica Δp_g wzrosła około dwa razy. Wyższe parametry pracy/ostrzejsze warunki/ wywołują wzrost wydzielanego ciepła, co prowadzi do zaniku smarującej warstewki medium. Wartość ciepła tarcia wyliczona ze wzoru Mayera [4], podano w tabeli 2 /wzór (7) /.

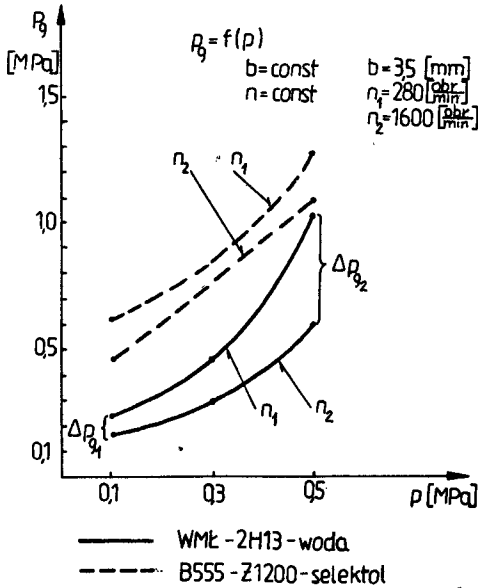
Tabela 2

	p_{x_1}	n_{x_2}	b_{x_3}		
/-1/	0,1	280	3,5	Ciepło tarcia [J/s]	Współczynnik tarcia μ
/+1/	0,5	1600	5,0		
	-1	-1	+1	4,02	0,065
	+1	-1	+1	7,26	0,029
	-1	+1	+1	8,24	0,03
	+1	+1	+1	15,89	0,026
	-1	-1	-1	2,94	0,08
	+1	-1	-1	5,39	0,033
	-1	+1	-1	5,98	0,041
	+1	+1	-1	12,16	0,022

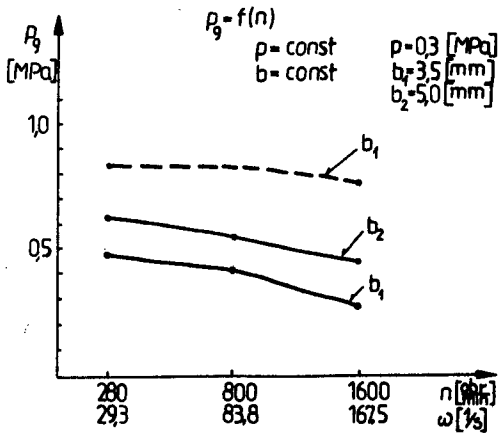
$$Q = \mu \cdot p_j \cdot v \cdot S \quad \text{[J/s]}$$

(7)

a)



b)



Rys.9 Graniczne naciski jednostkowe - p_g w funkcji :
 a/ ciśnienia medium - p ,
 b/ prędkości obrotowej próbki - n

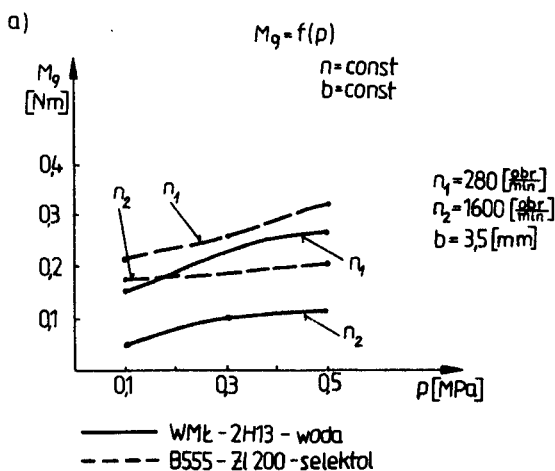
gdzie : μ - współczynniki tarcia,
 p_j - nacisk jednostkowy,
 v - prędkość ślizgania,
 S - powierzchnia tarcia.

Dla danego zestawu materiałowego pary cieiernej i warunków cieplnych, istnieje dopuszczalna wartość wydzielonego ciepła tarcia, przy której możliwe jest uzyskanie stanu granicznego. Film cieierny przybiera własności ściierne, następuje intensywne zużycie warstw wierzchnich współpracujących powierzchni i w rezultacie brak szczelności.

3.3. Graniczny moment tarcia

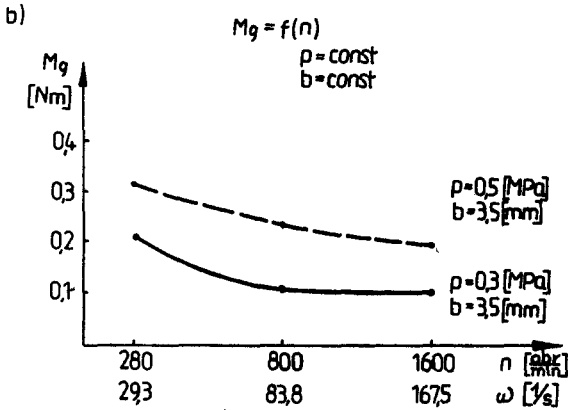
Wpływ warunków tarcia na graniczny moment tarcia M_g jest podobny, jak na graniczny nacisk jednostkowy /rys.10/. Prędkość obrotowa wywołuje zmniejszenie momentu tarcia przy ustalonym ciśnieniu medium /rys.10 b/. Tłumaczyć to można większym udziałem w procesie tarcia efektu wyporu hydrodynamicznego.

Dla prędkości obrotowej $n_2 = 1600$ /obr/min/, zmiany momentu tarcia ze wzrostem ciśnienia medium zarówno dla I jak i II pary cieiernej, są mniejsze niż przy prędkości $n_1 = 280$ /obr/min/. Przyrosty wartości momentu tarcia ΔM_g dla I pary cieiernej są następujące : dla prędkości n_2 wynosi $\Delta M_{g2} = 0,06$ /Nm/, a dla n_1 - $\Delta M_{g1} = 0,15$ /Nm/. Zestawienie współczynników tarcia obliczonych według wzoru Amontonsa dla poszczególnych prób ujmuje tabela 2. Na rysunku 11 pokazano zależność współczynnika tarcia od ciśnienia medium dla I pary cieiernej.

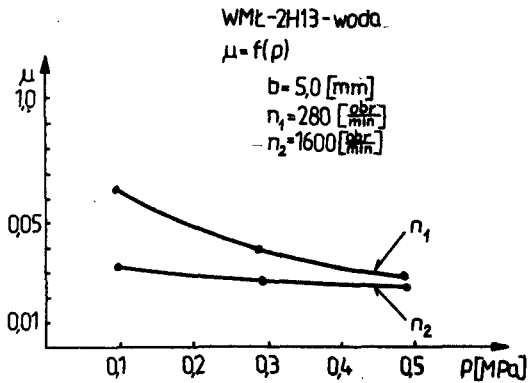


Rys.10 Graniczny moment tarcia w funkcji :
 a/ ciśnienia medium - p

Ze wzrostem ciśnienia medium, a tym samym nacisków jednostkowych /rys.9a/, współczynnik tarcia maleje do wartości charakterystycznej dla danego ses-



Rys.10cd Graniczny moment tarcia w funkcji :
 b/ prędkości obrotowej próbki - n



Rys.11 Współczynnik tarcia w funkcji
 ciśnienia medium smarującego p

stawu materiałowego. Wyniki te pokrywają się z badaniami Mayera i innych [4]. Hockel [4] stwierdził w swoich badaniach, że dla pary ciernej stal - żeliwo - woda, współczynnik tarcia maleje do momentu, gdy naciski jednostkowe osiągną wartość około 0,7 /MPa/. Poczynając od tej wartości nacisków, współczynnik tarcia według Hockela jest stały, dopóki ciepło tarcia nie zagraża filmowi smarującemu, tzn. dopóki nie zostanie przekroczona wartość temperatury parowania filmu smarnego.

4. WNIOSKI

1. Przedstawione stanowisko badawcze w zupełności umożliwiło przeprowadzenie oryginalnych badań szczelności filmu ciernego.
2. Zaproponowana metoda badań może być podstawą wyboru optymalnych warunków pracy uszczelnień ślizgowych.
3. Parametry stanu granicznego stanowią istotny wskaźnik doboru materiałów na rzeczywiste węzły cierne.
4. Ze wzrostem momentu tarcia oraz temperatury znacznie wzrasta ilość wydzielonego ciepła tarcia, a warunek cieplny obok własności materiałowych pary cierniej stanowi podstawę uzyskania stanu granicznego.
5. Możliwe jest sterowanie procesem tarcia w celu osiągnięcia założonego efektu, np. : szczelność filmu ciernego, odpowiedni współczynnik tarcia itp. przez zmianę poszczególnych parametrów wpływających na ten proces.
6. Uzyskane charakterystyki tribologiczne stanu granicznego mogą być wykorzystane przy projektowaniu uszczelnień ślizgowych.
7. Istnieje konieczność prowadzenia dalszych badań celem określenia wpływu na stan graniczny innych czynników, np. :
 - cech materiałowych /twardość, moduł sprężystości, przewodność cieplna/,
 - własności medium smarującego /lepkość, napięcie powierzchniowe, kąt zwilżania/ i inne.

LITERATURA

- [1] Gawliński M. : Wpływ wybranych cech konstrukcyjnych na działanie uszczelnień ślizgowych. Praca doktorska. Politechnika Wrocławska. 1972
- [2] Habig K.H. : Verschleiss und Härte von Werkstoffen. Wien 1980
- [3] Koźmogorow B. i inni : Gidrodinamiczieskaja podacza smazki. Metalurgia. Moskwa 1975
- [4] Mayer E. : Uszczelnienie czołowe. Warszawa 1970
- [5] Pinkus O., Stenlicht B. : Theory of Hydrodynamic Lubrication. New York 1970
- [6] Polański Z. : Metody optymalizacyjne w budowie maszyn. Warszawa 1977
- [7] Rudol F., Kundera Cz., Bochnia J. : Odporność na zużycie ściernie materiałów węglografitowych. Przegląd Mechaniczny 21-22/81, s.8-11
- [8] Rudol F., Kundera Cz., Bochnia J. : Własności filmu ciernego występującego w procesie tarcia ślizgowego. Przegląd Mechaniczny 18/52, s.15-19
- [9] Rudol F. : Uchwyt do maszyny. Patent PRL Nr 8625
- [10] Wilczek M. : Analiza metodologiczna wpływu cech konstrukcyjnych czołowych uszczelnień ślizgowych na ich cechy użytkowe. Praca doktorska. Politechnika Wrocławska. 1978

PROBLEMS OF SLIDE BEARINGS TIGHTNESS

Summary

On the basis of testing slide bearings of the front seal type on a special tribological stand it has been shown that there is the boundary state which characterizes frictional pairs designed for w/w_1 kinematic pairs. Making use of a static, complete programme of the research PS/DK-2, regression functions were determined for given parameters of the boundary state. The results obtained are compatible with those given by Mayer, Hockel and others.

ПРОБЛЕМЫ ПЛОТНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

Резюме

На основании исследований на специальном трибологическом стенде установлено, что существует в подшипниках скольжения типа лобового уплотнения, предельное состояние, характеризующие фрикционные пары предназначенные на вышеупомянутые кинематические пары. Применяя статическую комплексную программу исследований PS/DK-2¹, установлены функции регрессии для определенных параметров предельного состояния. Полученные результаты соответствуют исследованиям Маера, Носкела и других.

Zygmunt Rymuza
Politechnika Warszawska

PROGNOZOWANIE ZUŻYCIA MINIATUROWYCH POLIMEROWYCH ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH

W pracy przedstawiono wzory umożliwiające prognozowanie zużycia miniaturowych łożysk ślizgowych o czopie stalowym i panewce z tworzywa sztucznego, pracujących bez smarowania.

1. WPROWADZENIE

Miniaturowe polimerowe łożyska ślizgowe są coraz częściej stosowane w mechanizmach drobnych. Brak dotąd metod racjonalnego ich konstruowania. Dotyczy to w szczególności prognozowania, na etapie konstruowania, zużycia i oceny trwałości takich łożysk.

2. PROBLEM PROGNOZOWANIA ZUŻYCIA ŁOŻYSK

Zagadnienie prognozowania zużycia miniaturowych, a także maszynowych łożysk polimerowych nie znalazło dotychczas pełnego rozwiązania. Wymaga to rozwiązania zagadnienia kontaktowego dla skojarzenia czop-panewka, z uwzględnieniem zużywania się elementów trących w procesie współpracy. W kilku ostatnich pracach [1, 3, 4, 5] nie rozwiązano w sposób zadawalający problemu. Poza tym rozwiązania dotyczą przede wszystkim pary odwróconej /ruchoma panewka - nieruchomy wał/. Problem miniaturowych polimerowych łożysk o specyficznych cechach konstrukcyjnych /mały promień krzywizny powierzchni otworu łożyskowego, duży luz względny, duża grubość ścianki panewki polimerowej/ nie został w ogóle dotąd rozważony. Zagadnienie to jest złożone, trudne i pracochłonne. W tej sytuacji postanowiono zweryfikować przydatność formuł ustalonych eksperymentalnie, a umożliwiających prognozowanie zużycia w parach metal/stal/ - polimer dla prognozowania zużycia interesujących nas łożysk miniaturowych o czopie stalowym i panewce z tworzywa sztucznego. Za najlepszą formułę uznano zweryfikowaną eksperymentalnie /dla pary stal-POM i stal-POM + PTFE/ formułę podaną przez Kara i Behadurę [2].

3. PROCEDURA PROGNOZOWANIA

Objętość usuniętego wskutek zużycia materiału polimerowego panewki /jak wykazały badania eksperymentalne zużycie czopa stalowego jest pomi-

jalne małe/ oblicza się wykorzystując wzór zaproponowany przez Kara i Ba - hadura :

$$V_p = K p^{1,47} v^{1,14} t^{1,225} \gamma^{1,86} \frac{1}{E^{3,245}} \left| \frac{c}{\lambda} \right|^{0,085} \quad (1)$$

gdzie : V_p - objętość usuniętego materiału polimerowego panewki mm^3 ,
 K - stała zużycia, zależna od rodzaju materiału polimerowego,
 t - czas pracy /godzina/,
 p - naciski obliczeniowe /MPa/,
 v - prędkość poślizgu $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$,
 E - energia powierzchniowa materiału polimerowego $[\text{mJ} \cdot \text{m}^{-2}]$,
 E - moduł sprężystości materiału polimerowego /MPa/,
 c - ciepło właściwe polimeru $[\text{J} \cdot \text{g}^{-1} \text{K}^{-1}]$,
 λ - przewodność cieplna materiału polimerowego $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}]$.

Objętość usuniętego /wskutek zużycia/ materiału polimerowego można również wyznaczyć korzystając z zależności :

$$V_p = \frac{1}{8} l \left[\frac{d-s}{2} \sin^2 \varphi_0 - \frac{1}{2} \sin 2 \varphi_0 - \frac{d^2}{\alpha_0} - \frac{1}{2} \sin \alpha_0 \right] \quad (2)$$

gdzie :

$$\cos \frac{\alpha_0}{2} = \frac{s/d + 2z/l + 2z^2}{d/s + 2z/l}$$

$$\sin \varphi_0 = \frac{d}{d-s} \sin \frac{\alpha_0}{2}$$

gdzie : z - zużycie plus odkształcenie promieniowe panewki,
 α_0 - kąt /w płaszczyźnie prostopadłej do osi wałka /pod którym widać ze środka otworu łożyskowego panewki strefę styku czopa z panewką /rys.1/,
 φ_0 - półkąt styku,
 d - średnica otworu łożyskowego panewki,
 s - luz średnicowy,
 l - długość panewki.

Zależność (2) może być stosowana wtedy, jeśli $2 \varphi_0 < \pi$, gdy $2 \varphi_0 = \pi$ wtedy $z = z_g$. Wartość z_g można wyznaczyć korzystając ze wzoru

$$z_g = \frac{1}{2} \left[-s + \sqrt{s/2d - s'} \right] \quad (3)$$

Gdy $z > z_g$ wartości V_p oblicza się według następującego wzoru :

$$V_p = \sqrt{V_p/z} = z_g + \sqrt{(d-s)/(z-z_g)} \quad (4)$$

W celu wyznaczenia wartości z potrzebna jest znajomość odkształcenia panewki a skutek nacisku p . Wyznacza się ją korzystając z następującego układu równań :

$$p = \frac{E^a}{g} \frac{\cos \varphi_0}{n^2 - 1}$$

$$n = \frac{90^\circ}{\frac{\varphi_0}{2}} \quad (5)$$

$$\cos \varphi_0 = \frac{s/d-s/ + 2a /s-a/}{/d-s/ /s + 2a/}$$

gdzie : g - grubość ścianki panewki.

Porównanie przy użyciu EMU uanych eksperymentalnych /własnych badań, wyników badań innych ośrodków : Uniwersytetu w Stuttgarcie, Laboratorium firmy Landis i Gyr /Zug w Szwajcarii/, Politechniki /w Zurychu/ wykazało, że zależność 1 może być wykorzystana dla prognozowania zużycia /promieniowego/ panewek łożysk miniaturowych / $d \leq$ ok. 3 mm/ o czopie stalowym / $R_a \leq 0,2 \mu m$ / i panewce z tworzywa sztucznego pracujących bez smarowania. Stwierdzono, że gdy panewka wykonana jest z POM należy przyjmować $K = 1,5 \cdot 10^6$. Dla panewek z PA 6 i PA 6 + WS stałe zużycia wynoszą odpowiednio $1 \cdot 10^6$ i $5,5 \cdot 10^6$.

Trwałość łożyska określa się, jeśli znane jest dopuszczalne zużycie promieniowe. Można wtedy korzystać ze wzoru :

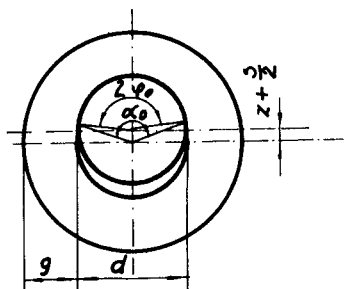
$$t_m = \frac{z_d - a - \frac{s}{2}}{\left| \frac{dz}{dl} \right| v^{3,6}} \cdot 10^3 \quad (6)$$

gdzie : t_m - maksymalny czas eksploatacji /godziny/,
 z_d - dopuszczalne zużycie /mm/,
 $\frac{dz}{dl}$ - intensywność zużycia /mm·km⁻¹/ /L - droga tarcia w km/,
 a, s - w mm ,
 v - w m·s⁻¹ .

4. WNIOSKI

Zweryfikowana eksperymentalnie formuła Kara i Bahadura (1) może być wykorzystana do prognozowania zużycia występującego w miniaturowych poli-merowych łożyskach ślizgowych w czopie stalowym i panewce z tworzywa sztu- cznego. W zależności tej uwzględnione są głównie cechy materiałowe i ob-

ciążenie mające, jak wykazały badania eksperymentalne, decydujący wpływ na zużycie miniaturowych polimerowych łożysk ślizgowych.



Rys.1 Schemat kontaktu csopa z panewką

LITERATURA

- [1] Bogatin O.B., Kanibolskij M.A. : Issledovanije i identyfikacija processa iznaszivaniija wtużki podszipnika skolżienija. Trenie i Iznos, 1980, t.1, Nr 3
- [2] Kar M.K., Bahadur S. : The wear equation for unfilled and filled polyoxymethylene. Wear 1974, t.30, s.337
- [3] Kowaljenko E.W., Tiepłyj M.I. : Kontaktnyje zadaczi pri nieliniejnem zakonie iznaszivaniija dlja tież s pokrytijami. Trenie i Iznis 1983, t.4, Nr 4
- [4] Kuzmienko A.G. : Kontaktnyje zadaczi s ucziatom iznosa dlja cilindriczeskich opor skolżienija. Trenie i Iznos, 1981, t.2, Nr 3
- [5] Tiepłyj M.I. : Opriedielenie iznosa w parcie trenija wał-wtużka. Trenie i Iznos, 1983, t.4, Nr 2

FORECASTING OF MINIATURE POLYMER SLIDE BEARING WEAR

Summary

The paper presents formulae enabling the forecasting of the wear of miniature slide bearings with a steel journal and plastic setting operating without lubrication.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА МИНИАТУРНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Резюме

В работе представлены образцы дающие возможность прогнозирования износа миниатюрных подшипников скольжения со стальным шипом и вкладышем из пластмасс, работающих без смазывания.

Jerzy Sawicki
Edward Walicki

FERROMAGNETYCZNY PRZEPŁYW CIECZY LEPKIEJ W SZCZELINIE
KRZYWOLINIOWEGO ŁOŻYSKA WZDŁUŻNEGO

W pracy przedstawiono laminarny, ustalony przepływ ferromagnetyczny cieczy lepkiej w szczelinie krzywoliniowego łożyska wzdłużnego. Dokonując stosownych oszacowań, zlinearyzowane równania ruchu przedstawione w krzywoliniowym układzie współrzędnych x, θ, y . Zbadano wpływ parametru ciśnienia magnetycznego R_p na rozkład ciśnienia oraz nośność łożyska. Otrzymano formuły, określające następujące parametry: składowe prędkości v_x, v_θ, v_y , ciśnienie p , nośność N , moment tarcia M_T , natężenie objętościowe przepływu Q .

1. WSTĘP

Przepływ cieczy lepkich w rozmaitych łożyskach były i są nadal przedmiotem badań teoretycznych i eksperymentalnych. Istniejąca znaczna zgodność wyników badań eksperymentalnych z wynikami prac teoretycznych świadczy o słuszności założeń czynionych w celu uproszczenia równań ruchu cieczy lepkiej dla przepływów w cienkich warstwach właściwych dla łożysk ślizgowych.

Zmienność warunków pracy łożysk ślizgowych spowodowała pojawienie się w ostatnich latach wielu niekonwencjonalnych mediów smarnych, jak choćby cieczy ferromagnetycznych, zwanych potocznie ferrocieczami.

Budowę i strukturę cieczy ferromagnetycznych, jak również opisy niektórych zastosowań technicznych można znaleźć w pracach [1,3,4,5]. Natomiast w pracy [2] podano opis interesujących rozwiązań równań ruchu cieczy ferromagnetycznej w szczelinie stożkowego łożyska wzdłużnego.

Celem tej pracy jest zbadanie ferromagnetycznego przepływu cieczy lepkiej w szczelinie krzywoliniowego łożyska wzdłużnego.

2. RÓWNIANIA RUCHU CIECZY FERROMAGNETYCZNEJ

Równaniami ruchu ustalonego ferromagnetycznego przepływu cieczy lepkiej są następujące równania [1] :

równanie ciągłości

równanie pędu *

$$\rho(\bar{v} \nabla) \bar{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \bar{v} + \mu_0 (\bar{M} \nabla) \bar{H} \quad (2.2)$$

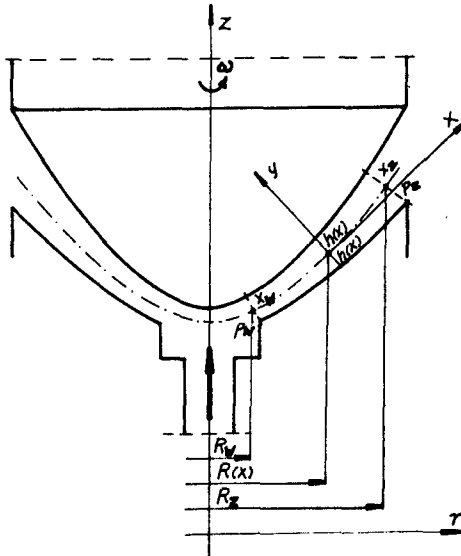
równania pola magnetycznego

$$\nabla \cdot \bar{H} = 0 \quad (2.3)$$

$$\nabla \cdot \bar{B} = 0 \quad (2.4)$$

$$\bar{B} = \mu_0 (\bar{H} + \bar{M}) \quad (2.5)$$

Równań tych użyjemy do zbadania ferromagnetycznego przepływu cieczy lepkiej w szczelinie krzywoliniowego łożyska wzdłużnego /rys.1/.



Wprowadzmy dodatkowe założenia :

- przepływ jest osiowoosymetryczny,
- przepływ jest izotermiczny,
- ciecz nie przewodzi prądu elektrycznego,
- istnieje zgodność kierunków wektora namagnesowania \bar{M} i wektora natężenia pola magnetycznego \bar{H} .

Aby rozpatrzeć badany ferromagnetyczny przepływ cieczy lepkiej w szczelinie krzywoliniowego łożyska wzdłużnego - wprowadzimy krzywoliniowy ortogonalny układ współrzędnych x, θ, y związany z powierzchnią śred-

* W równaniu tym μ - jest współczynnikiem lepkości dynamicznej, μ_0 - jest współczynnikiem przenikalności magnetycznej próżni, ρ - gęstością ferrociecicy.

kową szczeliny. Niech ta powierzchnia będzie opisana funkcją $R = R(x)$ oznaczającą jej promień, zaś grubość szczeliny $2h/h = h(x)$ - spełniająca zależność $h \ll R$ - niech oznacza odległość między czopem i panewką mierzona wzdłuż normalnej do powierzchni środkowej.

Dokonując w równaniach (2.1)-(2.5) odpowiednich przejść asymptotycznych, charakterystycznych dla przepływów w cienkich warstwach [6] można sprowadzić te równania do układu :

$$\frac{1}{R} \frac{\partial /R v_x/}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

$$-\varphi \frac{R'}{R} v_\Theta^2 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \mu_0 M_x \frac{\partial H_x}{\partial x} \quad (2.7)$$

$$0 = \frac{\partial^2 v_\Theta}{\partial y^2} \quad (2.8)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial y}$$

"primem" - oznaczono tutaj pochodną względem x .

3. CAŁKI RÓWNAŃ RUCHU

Rozwiązania równań ruchu winny spełniać warunki brzegowe :

- dla składowych prędkości

$$v_x = v_y = 0 \quad \text{dla } y = \pm h$$

$$v_\Theta = 0 \quad \text{dla } y = -h ; v_\Theta = \omega R \quad \text{dla } y = +h \quad (3.1)$$

- dla ciśnienia

$$\begin{aligned} p &= p_w \quad \text{dla } x = x_w \\ p &= p_z \quad \text{dla } x = x_z \end{aligned} \quad (3.2)$$

Tutaj :

x_w - współrzędna wlotu

x_z - współrzędna wylotu z łożyska

Przyjmując

$$H_x = \frac{R}{R} H_0, \quad M_x = M_0$$

a następnie całkując równania (2.6)-(2.8) oraz wyznaczając stałe całkowania z warunków brzegowych (3.1) i (3.2) otrzymamy następujące formuły opisujące pole fizyczne przepływu :

$$V_x = \frac{1}{2\mu} \frac{[B_w - B_z / -D_w - D_z /]}{A_w - A_z} \frac{1}{Rh^3} /y^2 - 1/ - \frac{1}{240} \frac{\rho}{\mu} \frac{\omega^2 R R'}{h^2} [5 y^4 - 6 h^2 y^2 + h^4 / + 20 /y^3 h - h^3 y /] \quad (3.3)$$

$$V_y = \frac{1}{2\mu} \frac{[B_w - B_z / -D_w - D_z /]}{A_w - A_z} \frac{h^3}{Rh^4} /y^3 - h^2 y / + \frac{1}{240} \frac{\rho \omega^2}{\mu} \frac{1}{R} \left\{ \frac{R^2 R'}{h^2} \cdot \cdot [/y^5 - 2h^2 y^3 + h^4 y / + 5/hy^4 - 2h^3 y^2 + h^5 /] + \frac{h^3 R^2 R'}{h^2} [4/h^3 y - hy^3 / + 5/y^4 - 6 h^2 y^2 + 5 h^4 /] \right\} \quad (3.4)$$

$$V_\theta = \frac{\omega R}{2} / \frac{y}{h} + 1 / \quad (3.5)$$

$$P = 0,15 \rho \omega^2 R^2 + \mu_0 M_0 H_0 \frac{R_z}{R} + \frac{[A/x/ - A_z] B_w - D_w / - [A/x/ - A_w] B_z - D_z /}{A_w - A_z} \quad (3.6)$$

gdzie :

$$A/x/ = \int \frac{dx}{R/x/ [h/x/]^3}$$

$$A_w = A/x_w/ ; A_z = A/x_z/$$

$$B_w = P_w - 0,15 \rho \omega^2 R_w^2 ; B_z = P_z - 0,15 \rho \omega^2 R_z^2 \quad (3.7)$$

$$D_w = \mu_0 M_0 H_0 \frac{R_z}{R_w} ; D_z = \mu_0 M_0 H_0$$

4. MECHANICZNE PARAMETRY ŁOŻYSKA

Znając składowe prędkości pola przepływu oraz funkcję ciśnienia możemy określić mechaniczne parametry łożyska.

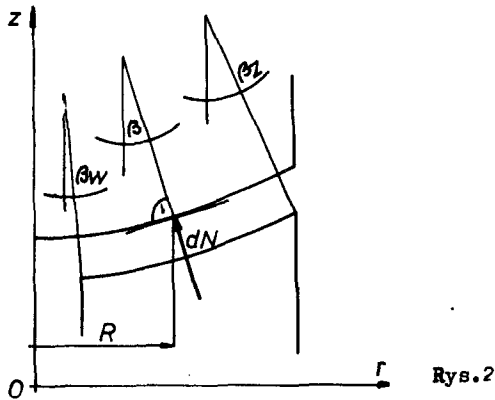
Moment tarcia M_T oraz siła nośna łożyska N określone są odpowiednio wzorami :

$$M_T = 2\pi\mu \int_{x_w}^{x_z} R^2 \frac{\partial v_\theta}{\partial y} dx \quad (4.1)$$

$$N = \pi R_w^2 p_w + 2\pi \int_{x_w}^{x_z} p R \cos \beta dx \quad (4.2)$$

przy czym :

β - oznacza kąt między elementarną siłą dN a osią łożyska /rys.2/.



Natężenie objętościowe przepływu określone jest zależnością :

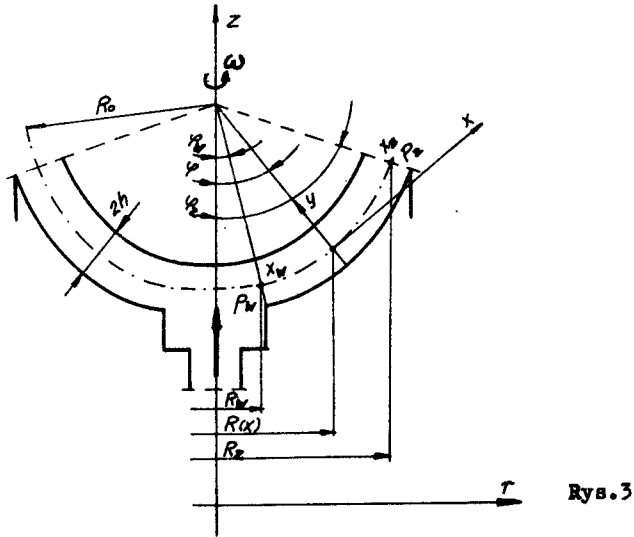
$$Q = 2\pi \int_{-h}^{+h} R v_x dy \quad (4.3)$$

w ogólnym przypadku całek (4.1) i (4.2) nie można wyznaczyć. Wynika stąd, że mechaniczne parametry łożyska można jedynie określić dla zadanych kształtów współpracujących powierzchni rozważanego łożyska.

5. DYSKUSJA OTRZYMANÝCH WYNIKÓW

Przedstawione wyżej zależności opisują parametry przepływu cieczy i parametry mechaniczne wzdłużnego łożyska ślizgowego o krzywoliniowym zarysie powierzchni roboczej.

Zależności tych użyjemy do obliczeń łożyska ślizgowego o kulistym zarysie powierzchni roboczych, przyjmując stałą grubość szczeliny $h = \text{const}$ /rys.3/.



Aby uprościć wzory wprowadzimy pomocniczą bezwymiarową zmienną :

$$\eta = \frac{y}{h} \tag{5.1}$$

Biorąc pod uwagę zależności geometryczne opisujące szczelinę łożyska kulistego

$$R = R_0 \sin \varphi ; R_w = R_0 \sin \varphi_w ; R_z = R_0 \sin \varphi_z ; R' = R_0 \cos \varphi ;$$

$$\varphi = \frac{x}{R_0} \tag{5.2}$$

otrzymamy wzory określające parametry fizyczne przepływu w postaci następującej :

$$V_x = \frac{h^2}{2\mu R_0 \sin \varphi} \cdot \frac{\left[p_w - p_z - 0,15 \varphi \omega^2 R_0^2 / \sin^2 \varphi_w - \sin^2 \varphi_z / -\mu_0 M_0 H_0 / \frac{\sin \varphi_z}{\sin \varphi_w} - 1 \right]}{\text{Intg} \frac{\varphi_w}{2} - \text{Intg} \frac{\varphi_z}{2}}$$

$$\cdot \left[\eta^2 - 1 \right] - \frac{\varphi \omega^2 R_0^2 h^2 \sin 2\varphi}{480\mu} \left[15\eta^4 - 6\eta^2 + 1 + 20/\eta^3 - \eta \right] \tag{5.3}$$

$$v_y = \frac{\varrho \omega^2 h^3}{240 \mu} / 2-3 \sin^2 \varphi / [\eta^5 - 2 \eta^3 + \eta / + 5 / \eta^4 - 2 \eta^2 + 1] \quad (5.4)$$

$$v_G = \frac{\omega R_o \sin \varphi}{2} / \eta + 1 / \quad (5.5)$$

$$p = 0,15 \varrho \omega^2 R_o^2 \sin^2 \varphi + \mu_o M_o H_o \frac{\sin \varphi_z}{\sin \varphi} +$$

$$+ \frac{p_w - 0,15 \varrho \omega^2 R_o^2 \sin^2 \varphi_w - \mu_o M_o H_o \frac{\sin \varphi_z}{\sin \varphi_w} // \operatorname{Intg} \frac{\varphi}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_z}{2}}{\operatorname{Intg} \frac{\varphi_w}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_z}{2}} +$$

$$- \frac{p_z - 0,15 \varrho \omega^2 R_o^2 \sin^2 \varphi_z - \mu_o M_o H_o // \operatorname{Intg} \frac{\varphi}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_w}{2}}{\operatorname{Intg} \frac{\varphi_w}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_z}{2}} \quad (5.6)$$

Wprowadzając zależność (5.3) do wzoru (4.3) mając na uwadze (5.2) można funkcję ciśnienia p po stosownych przekształceniach przedstawić następująco :

$$p = -0,75 \frac{\mu Q}{\pi h^3} \left[\operatorname{Intg} \frac{\varphi}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_z}{2} \right] + \mu_o M_o H_o \left/ \frac{\sin \varphi_z}{\sin \varphi} - 1 \right/ +$$

$$+ 0,15 \varrho \omega^2 R_o^2 / \sin^2 \varphi - \sin^2 \varphi_z / + p_z \quad (5.7)$$

Wzory pozwalające wyznaczyć moment tarcia, siłę nośną łożyska oraz natężenie objętościowe przepływu możemy zapisać jak następuje :

$$M_T = \frac{2 \pi \mu R_o^3}{h} \int_{\varphi_w}^{\varphi_z} \frac{\partial v_G}{\partial \eta} \sin^2 \varphi \, d \varphi \quad (5.8)$$

$$N = \pi R_o^2 \sin^2 \varphi_w p_w + \pi R_o^2 \int_{\varphi_w}^{\varphi_z} p \sin 2 \varphi \, d \varphi \quad (5.9)$$

$$Q = 2 \pi h R_o \int_{-1}^{+1} v_x \sin \varphi \, d \eta \quad (5.10)$$

Wstawiając do zależności (5.8) - (5.10) odpowiednio (5.3), (5.5) i (5.7)

otrzymamy :

$$M_T = \left[\frac{\pi \mu \omega R_0^4}{h} \frac{1}{3} / \cos^3 \varphi_z - \cos^3 \varphi_w / - \cos \varphi_z - \cos \varphi_w \right] \quad (5.11)$$

$$N = \pi R_0^2 \sin^2 \varphi_z p_z - \frac{0,15 \varrho \omega^2 R_0^4 \pi / \sin^4 \varphi_z - \sin^4 \varphi_w /}{2} + \\ + \mu_0 M_0 H_0 \pi R_0^2 \sin \varphi_z / \sin \varphi_z - \sin \varphi_w / - 0,75 \frac{\mu_0 R^2}{h^3} / \cos \varphi_z - \cos \varphi_w / \quad (5.12)$$

$$Q = \frac{4 \pi h^3}{3 \mu} \frac{/p_w - p_z/}{\operatorname{Intg} \frac{\varphi_z}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_w}{2}} +$$

$$\frac{0,15 \varrho \omega^2 R_0^2 / \sin^2 \varphi_w - \sin^2 \varphi_z / + \mu_0 M_0 H_0 / \frac{\sin \varphi_z}{\sin \varphi_w} - 1 /}{\operatorname{Intg} \frac{\varphi_z}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_w}{2}} \quad (5.13)$$

6. UWAGI KOŃCOWE

Rozważając przepływ cieczy ferromagnetycznej w szczelinie łożyska ślizgowego kulistego, analizie poddamy funkcję ciśnienia oraz siłę nośną łożyska.

Wzory opisujące ciśnienie i siłę nośną łożyska można przedstawić w prostej, bezwymiarowej postaci :

$$\bar{p} = \frac{p}{p_z} = - 0,75 \bar{Q} / \operatorname{Intg} \frac{\varphi}{2} - \operatorname{Intg} \frac{\varphi_z}{2} / + R_F / \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi} - 1 / + \\ + 0,15 \Omega / \sin^2 \varphi - \sin^2 \varphi_z / + 1 \quad (6.1)$$

$$\bar{N} = \frac{N}{\pi R_0 p_z} = \sin^2 \varphi_z - \frac{0,15 \Omega / \sin^4 \varphi_z - \sin^4 \varphi_w /}{2} + R_F \sin \varphi_z \cdot \\ \cdot / \sin \varphi_z - \sin \varphi_w / - 0,75 \bar{Q} / \cos \varphi_z - \cos \varphi_w / \quad (6.2)$$

gdzie :

$$R_F = \frac{\mu_o M_o H_o}{P_z} \quad - \text{ parametr /liczba/ ciśnienia magnetycznego}$$

$$\bar{Q} = \frac{\mu Q}{\pi h^3 P_z} \quad - \text{ natężenie objętościowe przepływu} \quad (6.3)$$

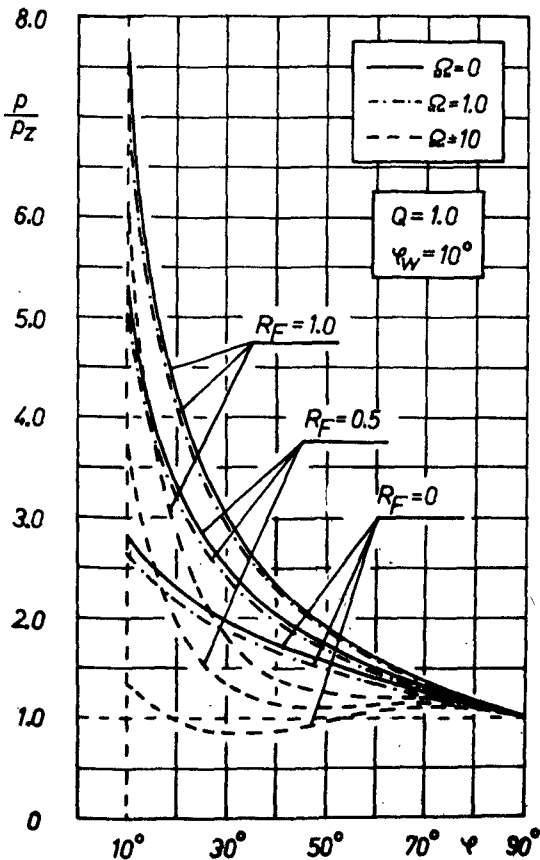
$$\Omega = \frac{\varphi \omega^2 R_o^2}{P_z}$$

Dla zilustrowania powyższych wzorów na wykresach /rys. 4, 5, 6/ przyjęto następujące wartości bezwymiarowych parametrów \bar{Q} , Ω , R_F :

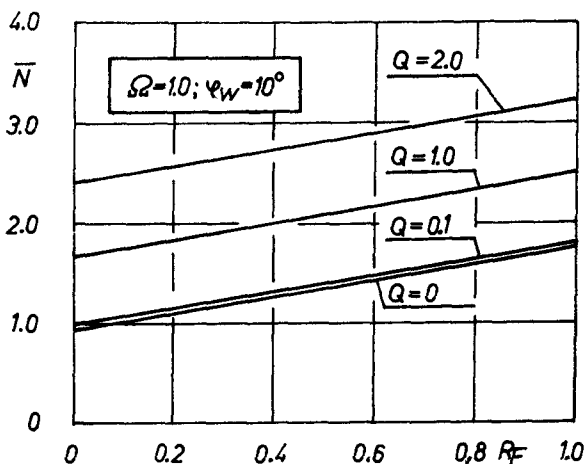
$$R_F = 0; 0,5; 1,0 \text{ przy } \bar{Q} = 1,0; \varphi_w = 10^\circ; \Omega = 0; 1,0; 10$$

$$\bar{Q} = 0; 0,1; 1,0; 2,0 \text{ przy } \Omega = 1,0; \varphi_w = 10^\circ$$

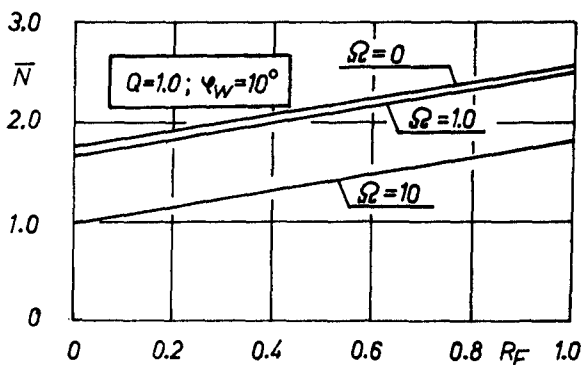
$$\Omega = 0; 1,0; 10 \text{ przy } \bar{Q} = 1,0; \varphi_w = 10^\circ$$



Rys. 4



Rys. 5



Rys. 6

Rysunek 4 przedstawia rozkład ciśnienia w szczelinie łożyska ślizgowego kulistego. Z wykresu wynika, że :

- wzrost natężenia pola magnetycznego, wyrażający się wzrostem parametru ciśnienia magnetycznego R_F powoduje zwiększenie wartości ciśnienia w szczelinie,
- odśrodkowe siły bezwładności, których wpływ opisuje parametr Ω powodują znaczne spadki ciśnienia w szczelinie.

Rysunki 5 i 6 ilustrują wpływ pola magnetycznego na nośność łożyska kulistego. Wzrost wartości parametru ciśnienia magnetycznego R_F powoduje liniowy wzrost siły nośnej łożyska.

Łożysko smarowane cieczą ferromagnetyczną w obecności pola magnetycznego, może przenosić obciążenia nawet, gdy natężenie objętościowe przepływu

wającej cieczy równe jest zeru /rys.5/.

Odsrodkowe siły bezwładności powodują spadek siły nośnej dla danej wartości parametru R_F /rys.6/.

LITERATURA

- [1] Ezeziel F.D. : Ferrolubricants : new applications, Mechanical Engineering, 4, 1975
- [2] Janiszewski R., Pytko S., Wierzcholski K. : Ferromagnetyczny przepływ smarujący, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 15, 1, 1980
- [3] Moskowicz R. : Designing with ferrofluids, Mechanical Engineering, 4, 1975
- [4] Neuringer J.L., Rosensweig R.E. : Ferrohydrodynamics, Physics of Fluids, 7, 12, 1964
- [5] Rosensweig R.E., Kaiser R., Miskolczy G. : Viscosity of magnetic fluid in a magnetic field, Journal of Colloid and Interface Science, 29, 4, 1969
- [6] Walicki E. : Przepływ cieczy lepkiej w szczelinie między wirującymi powierzchniami obrotowymi, Mechanika Teoretyczna i Stosowana, 1, 12, 1974

FERROMAGNETIC FLOW OF VISCOUS FLUID THROUGH A SLOT OF CURVILINEAR BEARING Summary

In this paper, a steady laminar flow of viscous ferromagnetic fluid through a slot of the curvilinear bearing is considered.

Boundary layer equations are expressed in terms of the intrinsic curvilinear orthogonal coordinate system x, θ, y .

The influence of the parameter magnetic pressure R_F on the pressure distribution and the capacity of the bearing was examined.

As a result, the formulae defining such parameters of the flow as : the velocity components v_x, v_θ, v_y , pressure p , frictional torque M_T , load capacity N , volumetric flow rate were obtained.

ФЕРРОМАГНИТНОЕ ТЕЧЕНИЕ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В ЩЕЛИ КРИВОЛИНЕЙНОГО ПРОДОЛЬНОГО ПОДШИПНИКА

Резюме

В работе представлено стационарное ламинарное течение ферромагнитной жидкости в зазоре криволинейного подшипника.

Для решения задачи применено линеаризованные уравнения движения ферромагнитной жидкости в системе криволинейных координат x, θ, y .

Исследовано влияние параметра магнитного давления R_F на распределение давления и предельной нагрузки подшипника.

Получены формулы, определяющие следующие параметры: компоненты скорости v_x, v_θ, v_y , давление p , удельное давление N , момент трения M_T , объемная интенсивность течения Q .

Krzysztof Wernerowski

TRIBOLOGICZNA MACIERZ MODELOWA ŁOŻYSK GAZOWYCH

Opracowano podstawowy model tribologiczny łożyska gazowego z rdzeniem, warstwą wierzchnią, otoczeniem i wymuszeniem zewnętrznym. Przedstawiono uporządkowany zbiór układów tworzących system tribologiczny ułożyskowania gazowego. Opracowano macierz określającą układ kinematyczny węzłów gazowych i zbiór relacji opisujących oddziaływanie pomiędzy elementami układu. Działanie kinematycznych węzłów gazowych jest uzależnione od wielu zmiennych. Macierzowe powiązanie jest dla takiego systemu szczególnie uzasadnione i umożliwia precyzowanie istotnych dla dalszego rozwoju wniosków naukowych oraz technicznych.

1. WPROWADZENIE

Tribologiczne modelowanie łożysk gazowych łączy wnikliwą teorię i zagadnienia techniczno-praktyczne.

Celem pracy jest model tribologiczny łożyska gazowego z rdzeniem, warstwą wierzchnią, otoczeniem i wymuszeniem zewnętrznym.

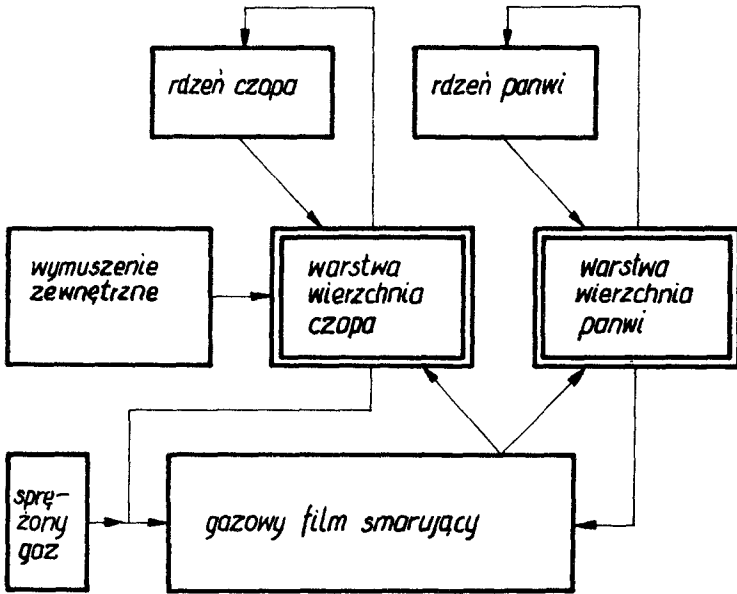
Blokowy schemat modelu tribologicznego z pełnym działaniem gazowego filmu smarującego pokazano na rysunku 1. Wymuszenie zewnętrzne działa na warstwę wierzchnią czopa. Często rdzeń czopa łożyska gazowego jest wykonany z innego materiału niż warstwa wierzchnia.

Z punktu widzenia zużycia ważniejszy jest model /rys.2/ analizowanego łożyska podczas tarcia mieszanego i suchego. System tribologiczny ujmuje syntetycznie oddziaływanie siły wymuszającej, warstw wierzchnich, rdzenia i nośnej warstwy gazowej. Oczywiście podczas tarcia suchego nie występuje realny wpływ filmu smarującego.

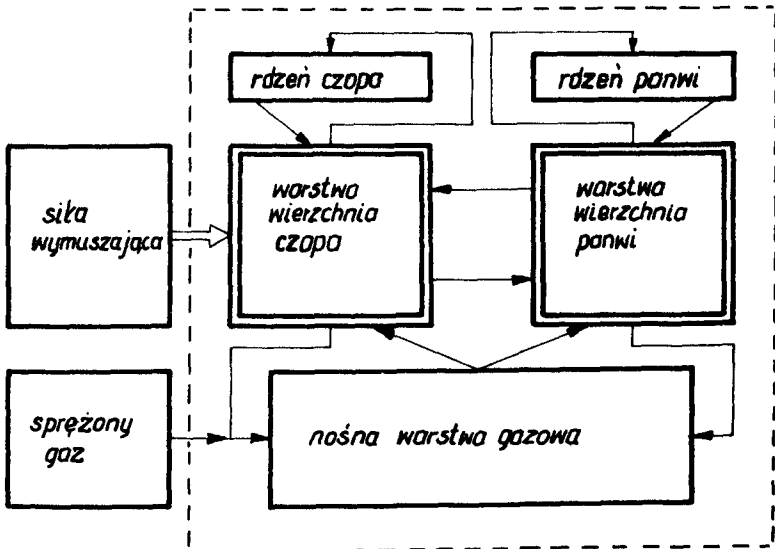
Przedstawiono uporządkowany zbiór układów tworzących system tribologiczny ułożyskowania gazowego. Opracowano macierz określającą układ kinematyczny węzłów gazowych i zbiór relacji opisujący oddziaływanie między elementami układu.

Badanie kinematycznych węzłów gazowych jest uzależnione od wielu zmiennych [1,2,13]. Macierzowe powiązanie jest dla takiego systemu szczególnie uzasadnione i umożliwia określenie istotnych dla dalszego rozwoju wniosków naukowych oraz technicznych. Podczas normalnej eksploatacji występuje tarcie płynne.

Szczególnie istotne są relacje między nośną warstwą gazową i warstwami wierzchnimi.



Rys.1 Schemat modelu tribologicznego hybrydowego łożyska gazowego podczas eksploatacji z tarcie płynnym



Rys.2 Model systemu tribologicznego łożyska gazowego podczas tarcia mieszanego i suchego

2. OGÓLNE ZALEŻNOŚCI

Modele tribologiczne łożyska gazowego zalicza się do systemów typu

[3]

$$S_{WZ-R1}^2 = \langle WZ^1, Z, WW^1, R^1, WW^2, R^2, NG, I \rangle \quad (2.1)$$

gdzie : WZ^1 - wymuszenie zewnętrzne, siła,

Z - zasilanie sprężonym gazem,

WW^1 - warstwa wierzchnia czopa,

R^1 - rdzeń czopa,

WW^2 - warstwa wierzchnia panwi,

R^2 - rdzeń panwi,

NG - nośna warstwa gazowa,

I - zbiór relacji określających działanie między analizowanymi wielkościami łożyska gazowego.

Oczywiście dla pierwszego modelu nie występuje bezpośrednie oddziaływanie warstw wierzchnich. Natomiast podczas tarcia mieszanego i suchego /rys.2/ istotne jest bezpośrednie działanie WW^1, WW^2 .

Zależność (2.1) można również określić w postaci

$$S_{WZ-R1} = \langle S_{W2}, S_2, R_{R1}, S_{WG}, S_{R2}, S_{RW} \rangle \quad (2.2)$$

gdzie : $S_{W2}, S_2, S_{R1}, S_{WG}$ - system składowych,

S_{R2} - system relacji zewnętrznych,

S_{RW} - system relacji wewnętrznych.

Z analizy szczegółowej wynika

$$S_{Rz} = \left\{ R_z^E, R_z^W, R_z^I \right\} \quad (2.3)$$

gdzie : R_z - zasilanie sprężonym gazem,

R_z^W - więź dotycząca wymuszenia zewnętrznego,

R_z^I - ogólne więzi informacyjne zewnętrzne.

$$S_{RW} = \left\{ R_W^1, R_W^2, R_W^R, R_W^R, R_W^{NG} \right\} \quad (2.4)$$

gdzie : R_W - odpowisanie więzi wewnętrzne.

Każdy podsystem składa się z dwóch składowych

$$S_w^i = S_{ws}^i \cup S_{wy}^i \quad (2.5)$$

gdzie : S_{we}^i - wejścia,
 S_{wy}^i - wyjścia.

Systemowe ujęcie morfologiczne, funkcjonalne i parametryczne umożliwia właściwy rozwój łożysk gazowych [4+12].

3. ANALIZA PROCESU ZUŻYCIA WARSTW WIERZCHNICH PODCZAS EKSPLOATACJI

Czysto teoretycznie podczas działania tarcia płynnego /rys.1/ nie występuje zużycie. Jednak podczas eksploatacji rzeczywistych łożysk gazowych mogą występować losowo przeciążenia. Wówczas mamy do czynienia z tarcie mieszanym i suchym. Proces zużycia może być chwilowo bardzo intensywny.

Losowo zużycie masowe można opisać wzorem

$$Z = C_1 X_1^{a_1} X_2^{a_2} \dots + C_2 Y_1^{b_1} Y_2^{b_2} \dots \quad (3.1)$$

gdzie : X_i, Y_i - zmienne losowe,

C_i, a_i, b_i - wielkości zdeterminowane.

Korzystne są rozkłady stateczne względem określonego działania. W zakresie mnożenia uwzględnia się rozkłady log - normalne.

Istotne jest również zagadnienie przeciążenia chwilowego. Dla gausowskiego procesu obciążenia określonego funkcją

$$y = (\sigma \sqrt{2\pi})^{-1} \exp \left[-x^2 / 2\sigma^2 \right] \quad (3.2)$$

gdzie : σ - parametr rozkładu,

ryzyko jest następujące

$$r = AN \left| \frac{d\bar{p}}{dt} \right| = /2\pi/^{-1} \sqrt{\left| -\frac{d^2 k_0}{dt^2} \right|} \exp \left[-/N - \bar{p}_0/^{-2} /2 B_0^2/^{-1} \right] \quad (3.3)$$

gdzie : A - gęstość prawdopodobieństwa obciążenia łożyska gazowego,
 N - dopuszczalne obciążenie dla tarcia płynnego,
 p - obciążenie rzeczywiste,
 p_0 - obciążenie chwilowe,
 B_0 - parametr,
 k_0 - funkcja autokorelacyjna.

Przy danym ryzyku mamy następującą dystrybuantę

$$D/t/ = 1 - e^{-rt} \quad (3.4)$$

Obciążenie graniczne oblicza się ze wzoru

$$F_{gr} = \bar{p}_0 \left\{ 1 + v \sqrt{2 \ln \left[T / 2\pi \sqrt{\frac{d^2 k_0}{dt^2}} \ln 2\pi \sqrt{\left| -\frac{d^2 k_0}{dt^2} \right|^{-1}} \right]} \right\} \quad (3.5)$$

Miernikiem zniszczenia warstwy wierzchniej czopa i panwi jest zależność

$$z_m = \int_{p_0}^p \frac{e_2}{f} dp \quad (3.6)$$

gdzie : p - prawdopodobieństwo przeciążenia podczas eksploatacji,
 e_2 - zużycie chwilowe,
 f - koszt obróbki warstwy wierzchniej.

4. MACIERZE WYMIAROWE ZUŻYCIA ŁOŻYSK GAZOWYCH

Podczas tarcia mieszanego i suchego proces zużycia jest bardzo intensywny. Dla jednego cyklu przyjmuje się

$$z_j = \frac{Z}{n} [g] \quad (4.1)$$

gdzie : Z - całkowite zużycie,
 n - ilość dopuszczalnych cykli.

Przyjęto następujące zmienne niezależne :

$t_{s 1,2}$	- $[NM^{-2}]$	- jednostkowy opór odkształcenia sprężystego czopa i panwi,
$t_p^{1,2}$	- $[Nm^{-2} \frac{n_1}{K}]$	- jednostkowy opór odkształcenia plastycznego czopa i panwi,
$t_r^{1,2}$	- $[Nm^{-2} \frac{n_2}{K}]$	- jednostkowy opór oddzielenia nierówności czopa i panwi,
$t_{pt}^{1,2}$	- $[Nm^{-2} \frac{n_3}{K}]$	- jednostkowy opór ścinania połączeń tarciovych czopa i panwi,
$t_m^{1,2}$	- $[Nm^{-2}]$	- jednostkowy opór molekularny przemieszczenia czopa i panwi,
v	- $[ms^{-1}]$	- prędkość względna poślizgu,
p	- $[Nm^{-2}]$	- nacisk jednostkowy nominalny /obliczeniowy/,
p_s	- $[Nm^{-2}]$	- ciśnienie sprężonego gazu,
$L_{s 1,2}$	- $[J]$	- praca tarcia odkształcenia sprężystego czopa i panwi,
$L_{pl}^{1,2}$	- $[J]$	- praca tarcia odkształcenia plastycznego czopa i panwi,

$L_{r1,2}$	- [J]	- praca tarcia oddzielenia nierówności czopa i panwi,
$L_{pt}^{1,2}$	- [J]	- praca tarcia ścinania połączeń tarczowych czopa i panwi,
$L_{m1,2}$	- [J]	- praca tarcia molekularnego przemieszczenia czopa i panwi.

Równanie definicyjne ujmuje wpływ przedstawionych wielkości

$$Z_j = f / t_{s1}, t_{s2}, t_{p1}^1, t_{p1}^2, t_{r1}, t_{r2}, t_{pt}^1, t_{pt}^2, t_{m1}, t_{m2},$$

$$v, p, p_s, L_{s1}, L_{s2}, L_{p1}^1, L_{p1}^2, L_{r1}, L_{r2}, L_{pt}^1, L_{pt}^2, L_{m1}, L_{m2} /$$

Wielkości zmienne zależne łożyska gazowego są następujące :

t - /K/ - temperatura

L - /m/ - długość

M - /g/ - masa

T - /s/ - czas

Tabela 4:1

Macierz wymiarowa

S_1	P_0	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	P_{10}	P_{11}	P_{12}	P_{13}	P_{14}
S_2	Z_j	t_{s1}	t_{s2}	t_{p1}^1	t_{p1}^2	t_{r1}	t_{r2}	t_{pt}^1	t_{pt}^2	t_{m1}	t_{m2}	v	p	p_s	L_{s1}
t	0	0	0	n_1	n_1	n_2	n_2	n_3	n_3	0	0	0	0	0	0
L	0	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	2
M	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1
T	0	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-1	-2	-2	-2
			P_{15}	P_{16}	P_{17}	P_{18}	P_{19}	P_{20}	P_{21}	P_{22}	P_{23}				
			L_{s1}	L_{p1}^1	L_{p1}^2	L_{r1}	L_{r2}	L_{pt}^1	L_{pt}^2	L_{m1}	L_{m2}				
			0	0	0	0	0	0	0	0	0				
			2	2	2	2	2	2	2	2	2				
			1	1	1	1	1	1	1	1	1				
			-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2	-2				

Sprawdzono założenia stosowalności metody macierzowej

a/

$$m = 4$$

$$n + 1 = 24$$

$$m < n - 1$$

(4.3)

b/

$r = 4 = m$, wobec tego macierz nie jest osobliwa

c/ niezerowy wyznacznik rzędu r można wyjąć z kolumn 3+6 macierzy wymiarowej /tabl. 4.1/.

$$W = \begin{vmatrix} n_1 & n_1 & n_2 & n_2 \\ -1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ -2 & -2 & -2 & -2 \end{vmatrix} \neq 0 \quad (4.4)$$

Na podstawie twierdzenia Buckingham'a określono działanie-łożyska gazowego równaniem bezwymiarowym

$$\delta_0 = \Gamma / \delta_0, \dots, \delta_n = \Gamma / \delta_1 / \quad (4.5)$$

$$i = 0, 1, \dots, n$$

gdzie : δ_1 - zupełny układ liczb kryterialnych zmiennych.

Z macierzy wymiarowej /tabl.4.1/ łożyska gazowego wynikają wzory

$$n_1/p_3 + p_4/ + n_2/p_5 + p_6/ + n_3/p_7 + p_8/ = 0 \quad (4.6a)$$

$$-\left(\sum_{j=1}^{10} p_j + p_{12} + p_{13} \right) + p_{11} + 2 \sum_{k=14}^{23} p_k = 0 \quad (4.6b)$$

$$\sum_{i=0}^{10} p_i + \sum_{m=12}^{23} p_m = 0 \quad (4.6c)$$

$$-\left[2 \left(\sum_{q=1}^{10} p_q + \sum_{s=12}^{23} p_s \right) + p_{11} \right] = 0 \quad (4.6d)$$

Zupełny układ liczb kryterialnych jest następujący :

$$\delta_0 = z_j \cdot v^{h_{1,0}} \cdot p^{h_{2,0} \dots L_{m2}^{h_{13,0}}} \quad (4.7.1)$$

$$\delta_1 = t_{s1} \cdot v^{h_{1,1}} \cdot p^{h_{2,1} \dots L_{m2}^{h_{13,1}}} \quad (4.7.2)$$

Tabela 4.2

Macierz rozwiązań

S_3	Z_j	t_{s1}	t_{s2}	t_{p1}^1	t_{p1}^2	t_{r1}	t_{r2}	t_{pt}^1	t_{pt}^2	t_{m1}	t_{m2}	v
δ_0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$h_{1,0}$
δ_1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$h_{1,1}$
δ_2	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	$h_{1,2}$
δ_3	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	$h_{1,3}$
δ_4	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	$h_{1,4}$
δ_5	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	$h_{1,5}$
δ_6	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	$h_{1,6}$
δ_7	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	$h_{1,7}$
δ_8	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	$h_{1,8}$
δ_9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	$h_{1,9}$
δ_{10}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	$h_{1,10}$
S_3	p	p_s	L_{s1}	L_{s2}	L_{p1}^1	L_{p1}^2	L_{r1}	L_{r2}	L_{pt}^1	L_{pt}^2	L_{m1}	L_{m2}
δ_0	$h_{2,0}$	$h_{3,0}$	$h_{4,0}$	$h_{5,0}$	$h_{6,0}$	$h_{7,0}$	$h_{8,0}$	$h_{9,0}$	$h_{10,0}$	$h_{11,0}$	$h_{12,0}$	$h_{13,0}$
δ_1	$h_{2,1}$	$h_{3,1}$	$h_{4,1}$	$h_{5,1}$	$h_{6,1}$	$h_{7,1}$	$h_{8,1}$	$h_{9,1}$	$h_{10,1}$	$h_{11,1}$	$h_{12,1}$	$h_{13,1}$
δ_2	$h_{2,2}$	$h_{3,2}$	$h_{4,2}$	$h_{5,2}$	$h_{6,2}$	$h_{7,2}$	$h_{8,2}$	$h_{9,2}$	$h_{10,2}$	$h_{11,2}$	$h_{12,2}$	$h_{13,2}$
δ_3	$h_{2,3}$	$h_{3,3}$	$h_{4,3}$	$h_{5,3}$	$h_{6,3}$	$h_{7,3}$	$h_{8,3}$	$h_{9,3}$	$h_{10,3}$	$h_{11,3}$	$h_{12,3}$	$h_{13,3}$
δ_4	$h_{2,4}$	$h_{3,4}$	$h_{4,4}$	$h_{5,4}$	$h_{6,4}$	$h_{7,4}$	$h_{8,4}$	$h_{9,4}$	$h_{10,4}$	$h_{11,4}$	$h_{12,4}$	$h_{13,4}$
δ_5	$h_{2,5}$	$h_{3,5}$	$h_{4,5}$	$h_{5,5}$	$h_{6,5}$	$h_{7,5}$	$h_{8,5}$	$h_{9,5}$	$h_{10,5}$	$h_{11,5}$	$h_{12,5}$	$h_{13,5}$
δ_6	$h_{2,6}$	$h_{3,6}$	$h_{4,6}$	$h_{5,6}$	$h_{6,6}$	$h_{7,6}$	$h_{8,6}$	$h_{9,6}$	$h_{10,6}$	$h_{11,6}$	$h_{12,6}$	$h_{13,6}$
δ_7	$h_{2,7}$	$h_{3,7}$	$h_{4,7}$	$h_{5,7}$	$h_{6,7}$	$h_{7,7}$	$h_{8,7}$	$h_{9,7}$	$h_{10,7}$	$h_{11,7}$	$h_{12,7}$	$h_{13,7}$
δ_8	$h_{2,8}$	$h_{3,8}$	$h_{4,8}$	$h_{5,8}$	$h_{6,8}$	$h_{7,8}$	$h_{8,8}$	$h_{9,8}$	$h_{10,8}$	$h_{11,8}$	$h_{12,8}$	$h_{13,8}$
δ_9	$h_{2,9}$	$h_{3,9}$	$h_{4,9}$	$h_{5,9}$	$h_{6,9}$	$h_{7,9}$	$h_{8,9}$	$h_{9,9}$	$h_{10,9}$	$h_{11,9}$	$h_{12,9}$	$h_{13,9}$
δ_{10}	$h_{2,10}$	$h_{3,10}$	$h_{4,10}$	$h_{5,10}$	$h_{6,10}$	$h_{7,10}$	$h_{8,10}$	$h_{9,10}$	$h_{10,10}$	$h_{11,10}$	$h_{12,10}$	$h_{13,10}$

$$\delta_2 = t_{s2} \cdot v_{1,2} \cdot p_{2,2} \dots L_{m2}^{h_{13,2}} \quad (4.7.3)$$

$$\delta_3 = t_{p1}^1 \cdot v_{1,3} \cdot p_{2,3} \dots L_{m2}^{h_{13,3}} \quad (4.7.4)$$

$$\delta_4 = t_{p1}^2 \cdot v_{1,4} \cdot p_{2,4} \dots L_{m2}^{h_{13,4}} \quad (4.7.5)$$

$$\delta_5 = t_{r1} \cdot v_{1,5} \cdot p_{2,5} \dots L_{m2}^{h_{13,5}} \quad (4.7.6)$$

$$\delta_6 = t_{r2} \cdot v^{h_{1,6}} \cdot p^{h_{2,6}} \dots L_{m2}^{h_{13,6}} \quad (4.7.7)$$

$$\delta_7 = t_{pt}^1 \cdot v^{h_{1,7}} \cdot p^{h_{2,7}} \dots L_{m2}^{h_{13,7}} \quad (4.7.8)$$

$$\delta_8 = t_{pt}^2 \cdot v^{h_{1,8}} \cdot p^{h_{2,8}} \dots L_{m2}^{h_{13,8}} \quad (4.7.9)$$

$$\delta_9 = t_{m1} \cdot v^{h_{1,9}} \cdot p^{h_{2,9}} \dots L_{m2}^{h_{13,9}} \quad (4.7.10)$$

$$\delta_{10} = t_{m2} \cdot v^{h_{1,10}} \cdot p^{h_{2,10}} \dots L_{m2}^{h_{13,10}}$$

Korzystne jest stosowanie względnych liczb kryterialnych :

$$\delta'_0 = L_{zj} \quad - \text{liczba zużycia jednostkowego} \quad (4.8.1)$$

$$\delta'_1 = \frac{t_{s1}}{t_{s2}} = L_s \quad - \text{liczba odkształcenia sprężystego} \quad (4.8.2)$$

$$\delta'_2 = \frac{t_{p1}}{t_{p1}^2} = L_{p1} \quad - \text{liczba odkształcenia plastycznego} \quad (4.8.3)$$

$$\delta'_3 = \frac{t_{r1}}{t_{r2}} = L_r \quad - \text{liczba oddzielenia nierówności} \quad (4.8.4)$$

$$\delta'_4 = \frac{t_{m1}}{t_{m2}} = L_m \quad - \text{liczba ścinania połączeń tarciovych} \quad (4.8.5)$$

Wypadkowe równanie kryterialne zużycia jest wynikiem działania operatora funkcyjnego Γ na liczby łożyska gazowego

$$L_{zj} = \Gamma / L_s, L_{p1}, L_r, L_m / \quad (4.9)$$

Syntetyczna analiza macierzowa umożliwia wyznaczenie ścisłego wpływu poszczególnych składowych tarcia oraz innych parametrów na działanie analizowanego modelu. Ilościowy opis tarcia, zużycia i ogólnej eksploatacji jest podstawą właściwego stosowania łożysk gazowych.

LITERATURA

- [1] Kamiński E., Ziemia S. : O możliwościach etosowania tłumienia powietrznego w przyrządach bezwładnościowych. Zesz.Nauk Politechniki Poznańskiej, Mech. i El. Roln. nr 7/1966
- [2] Lehmann R., Wiemer A., Rogal R. : Żożyska powietrzne, Pomiary, A., K., nr 4/1962
- [3] Marczak R., Ziemia S. : Tribologia jako nauka - kierunki i perspektywy jej rozwoju.Mat.Szkoły Tribologicznej, Żłoty Potok 1973

- [4] Neale M.J. : Tribology Handbook. Londyn : Publ.Butterworths 1973
- [5] Newgard P.M., Kiang R.L. : Elastic Orifices for Pressurized Gas Bearings, Transactions of the ASLE, No 3/July 1966
- [6] Osiński Z. : Tłumienie drgań mechanicznych. PWN, Warszawa 1979
- [7] Pan C.H.T., Malanoski S.B., Broussard P.H., Broussard J.L. Jr.: Theory and Experiments of Squeeze - Film Gas Bearings, Part 1. Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, March 1966
- [8] Popowicz Z., Machnikowski R. : Pomiar położenia czopa w łożysku gazowym w funkcji obciążenia i prędkości obrotowej. Prace Inst. Maszyn Przem., nr 35/1967
- [9] Raimondi A.A. : A Numerical Solution for the Gas Lubricated Full Journal Bearing of Finite Length, ASLE, Trans., no 4/1961
- [10] Rothe M.C. : Investigation of Inherent Gas - Bearing - Torques Acting on a Spinning Sphere Gyro. Transactions of the ASLE, no 3/1966
- [11] Sasaki T., Mori H., Kondo M., Sato C. : On the Effects of a Restrictor before the Air - Hole of an Air - Lubricated Bearing. Transactions of the JSME, no 90/1954
- [12] Wernerowski K. : Analiza odkształceń i ciśnienia gazowego łożyska z membraną. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn nr 2/42/, 1980
- [13] Ziemia S., Romanowski E., Witczak Z., Pilecki S. : Fizyka uszkodzeń w procesach tarcia, zużycia i zmęczenia materiałów. Mat. IV-ego Sympozjum Tribologicznego, Złoty Potok 1974

TRIBOLOGICAL MODEL MATRIX OF GAS BEARINGS

Summary

There is presented a basic gas bearing tribological model with a core, surface layer, surroundings input function.

An analysis of a tribological gas bearing system and matrix was made.

The connections presented in the matrix are suitable for this system and make the scientific and practical progress possible.

ТРИБОЛОГИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬНАЯ МАТРИЦА ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Резюме

Разработана основная трибологическая модель газового подшипника со стержнем, верхним слоем, внешней средой и внешним воздействием. Представлено упорядоченное множество систем образующих трибологическую систему газового подшипникования. Разработана матрица определяющая кинематическую систему газовых узлов и множество соотношений описывающих воздействие между элементами системы. Действие кинематических газовых узлов зависит от многочисленных переменных. Матрицовая связь для такой системы особенно оправдана и дает возможность уточнения существенных научных и технических предложений для дальнейшего развития.

Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy

	1006
Cz	29 1986

ISSN 0208-6395