

Jacek SPAŁEK, Antoni SKOĆ,
Krzysztof FILIPOWICZ, Roman HAŁAS
Instytut Mechanizacji Górnictwa
Politechniki Śląskiej

DOŚWIADCZALNE OKREŚLENIE MOMENTU TARCIA POMIĘDZY WARGOWYM PIERSCIENIEM USZCZELNIAJĄCYM A WAŁEM

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono nową, oryginalną koncepcję stanowiska, pozwalającego wyznaczyć eksperymentalnie wartość momentu tarcia pomiędzy wargowym pierścieniem uszczelniającym a wałem, jako funkcję cech geometrycznych, materiałowych i eksploatacyjnych węzła uszczelniającego. Przedstawione wyniki badań wstępnych wskazują na możliwość stosowania tego stanowiska zarówno do badań poznawczych, jak też o charakterze użytkowym, w zakresie prognozowania hermetyczności typoszeregu, pierścieni uszczelniających wały.

EXPERIMENTAL DEFINITION OF FRICTION MOMENT BETWEEN LIP PACKING RING AND SHAFT

Summary. A new, original conception of a stand to define experimentally value of friction moment between lip packing ring and the shaft as a function of geometrical, material and exploitation characteristic features of packing point has been presented. The results of introductory testes prove that the stand may be used to carry on all kinds of utilitarian and functional tests to forecast air-tight sealing of all series of types of shaft packing rings.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ МЕЖДУ УПЛОТНЯЮЩИМ КОЛЬЦОМ И ВАЛОМ

Резюме. В статье представлена конструкция оригинального стенда, который позволяет измерить значение момента трения между уплотняющим кольцом и валом как функцию геометрических, материальных и эксплуатационных характеристик уплотняющего узла. Представленные первой серии испытаний показывают, что стенд может быть использован для научных исследований, а также для практической проверки и прогнозирования герметичности колец, уплотняющих вал.

1. WSTĘP

Teoretyczne rozwiązanie zagadnienia strat tarcia w wargowym pierścieniu uszczelniającym może opierać się na analizie kontaktu ciała lepko-sprężystego (model Voigta lub Maxwella). W ogólności można przyjąć, że funkcja określająca współczynnik tarcia μ pomiędzy wargowym pierścieniem uszczelniającym a wałem (rys. 1, 2) dla pewnego prostego modelu izotermicznego kontaktu [L.1] przyjmuje postać:

$$\mu = \Phi(z) \left(\frac{\eta v}{q} \right)^{1/3} \quad (1)$$

gdzie:

$$\Phi(z) = \left(\frac{h_{\max}}{\lambda} \right)^{2/3} \left(\frac{R}{h_{\max}} \right)^{1/3} \exp \left[k \frac{\lambda}{h_{\max}} \left(\frac{\bar{p}}{E} \right) \right] \quad (2)$$

przy czym:

- η - lepkość dynamiczna oleju smarującego,
- v - prędkość obwodowa wału,
- q - obciążenie jednostkowe wargi pierścienia,

$$q = \frac{F}{2\pi R},$$

gdzie:

- F - siła promieniowa działająca na wargę pierścienia,
- R - promień wału,
- \bar{p} - średnie ciśnienie medium pomiędzy wargą pierścienia a wałem,

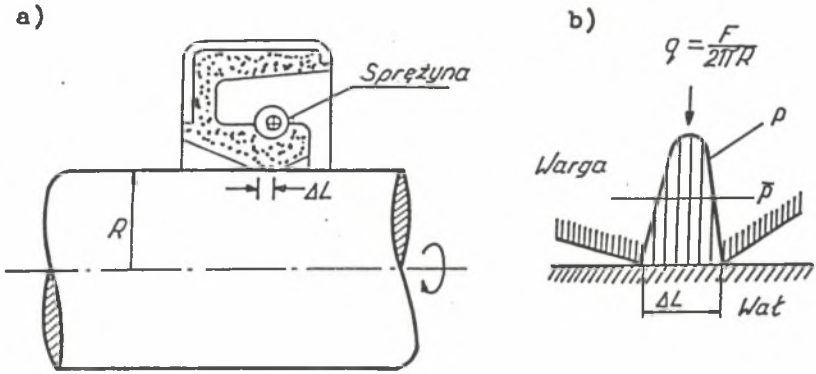
$$\bar{p} = \frac{F}{2\pi R \Delta L},$$

- ΔL - szerokość styku wargi pierścienia z wałem,
- λ, h_{\max} - parametry mikro-nierówności wału.

Analizując przytoczone równanie określające współczynnik tarcia ciała lepko-sprężystego (pierścienia) z ciałem sprężystym (wał), można wskazać na to, że:

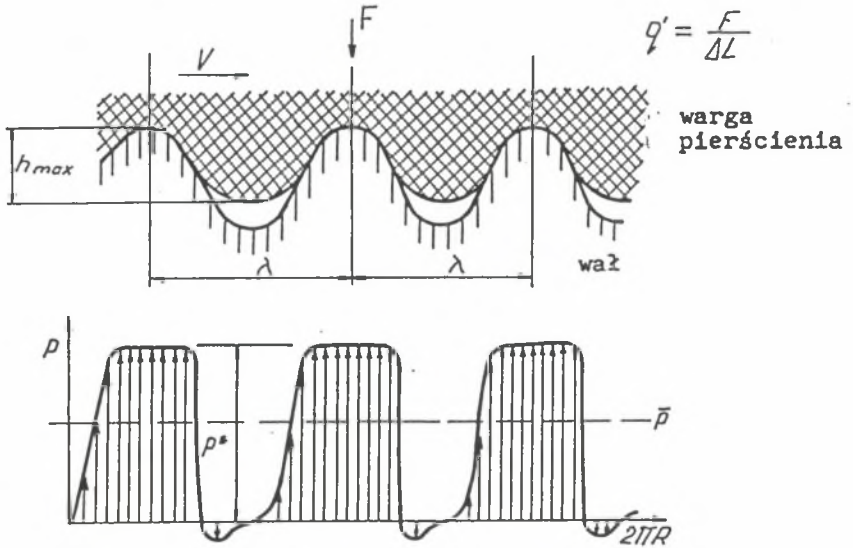
- współczynnik tarcia pierścienia zależy od znanego z teorii hydrodynamicznego smarowania, charakterystycznego bezwymiarowego parametru (zw. liczbą Herseya $\frac{\eta v}{q}$,

- postać funkcji $\Phi(z)$ wskazuje, że wartość współczynnika tarcia w istotny sposób zależy od parametrów chropowatości (h_{max}, λ) oraz sprężystej charakterystyki pierścienia uszczelniającego (E),
- stałą k wyznaczyć należy w badaniach doświadczalnych.



Rys. 1. Uszczelnienie wału za pomocą pierścienia wargowego (a) oraz rozkład ciśnienia pomiędzy wargą pierścienia a wałem (b)

Fig. 1. Sealing the shaft with lip ring (a) and distribution of pressure between ring's lip and shaft



Rys. 2. Schematyczne ujęcie kontaktu pierścienia uszczelniającego z wałem (w skali mikro) oraz odpowiadający jemu rozkład ciśnienia

Fig. 2. Schematic presentation sealing with shaft (in micro scale) and corresponding pressure distribution

Należy też podkreślić, że występujący iloraz $\frac{\bar{P}}{E}$ charakteryzuje opory tarcia wynikające z histerezy sprężystej pierścienia uszczelniającego. Istnieje bowiem zależność o postaci [L.2]:

$$\frac{\mu_H}{\operatorname{tg} \delta} = \operatorname{const} \frac{\bar{P}}{E} \quad (3)$$

gdzie:

$\frac{\mu_H}{\operatorname{tg} \delta}$ - uogólniony współczynnik tarcia wynikający z "histerezowej" teorii tarcia.

Przytoczona formuła (1) bazująca na założeniu stałości wielu parametrów, a zwłaszcza lepkości, modułu sprężystości, ciśnienia w strefie styku nie pozwala na praktyczne wykorzystanie jej do określenia tarcia pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a wałem. Może znaleźć jedynie zastosowanie do orientacyjnej oceny hermetyczności węzła uszczelniającego.

W niniejszym opracowaniu zagadnienie tarcia pomiędzy wargowym pierścieniem uszczelniającym a wałem postanowiono rozwiązać na drodze badań eksperymentalnych poprzez określenie momentu tarcia na oryginalnym, własnej konstrukcji stanowisku badawczym.

Takie podejście prócz możliwości uzyskania rozwiązania omawianego, problemu o charakterze poznawczym stanowi postawę do osiągnięcia celu użytkowego, jakim jest testowe określenie hermetyczności i trwałości różnych postaci konstrukcyjnych węzłów uszczelniających.

W Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej opracowano wcześniej [L.3] oryginalne stanowisko do badań trwałości węzłów uszczelniających wały. Określenie trwałości w tym przypadku wymaga jednak długotrwałego (do kilkudziesięciu godzin) testu badawczego.

Posiadając informację o charakterystyce tarciowej pierścienia, można będzie znaleźć doświadczalną korelację pomiędzy momentem tarcia a hermetycznością węzła uszczelniającego. Korelacja tych uzyskanych wyników pozwoli na budowę modelu prognozującego trwałość uszczelnienia jako funkcji momentu tarcia, a zatem ograniczenie długotrwałych testów trwałościowych do wybranych badań o charakterze weryfikującym.

2. KONCEPCJA I OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Hermetyczność węzła uszczelniającego z wargowym pierścieniem uszczelniającym wynika z istnienia szczeliny o długości Δl tłumiącej wpływ płynu roboczego. Długość szczeliny tłumiącej Δl odpowiada wielkości odkształcenia sprężystego wargi pierścienia powstałego wskutek działania nacisku p (rys.1). Nacisk ten jest superpozycją nacisków składowych: ciśnienia medium p_m , oddziaływania sprężyny p_s oraz sprężystego oddziaływania elastomerowego pierścienia p_e .

Istnieje zatem zależność:

$$p = p_m + p_s + p_e \quad (4)$$

Suma $(p_s + p_e)$ zależy głównie od rodzaju pasowania pierścienia na wale i od charakterystyki sprężyny oraz od postaci konstrukcyjnej i od reologiczno-sprężystych własności elastomerowego pierścienia. Teoretyczne określenie własności składników tej sumy może posiadać jedynie przybliżony charakter i nie wystarcza do odpowiedzi na pytanie co do jej wartości optymalnej z uwagi na kryterium szczelności i kryterium trwałości pierścienia. Nadmierna wartość nacisku p pomiędzy wargami pierścienia a wałem nie sprzyja powstawaniu hydrodynamicznej warstwy tłumiącej wypływ oleju i tarcia płynnego, a zatem powoduje niską trwałość pierścienia uszczelniającego. Zbyt mały zaś nacisk p nie gwarantuje spełnienia warunku szczelności.

Wobec trudności w teoretycznym rozwiązaniu tego zagadnienia proponuje się w niniejszym opracowaniu oryginalny doświadczalny sposób polegający na:

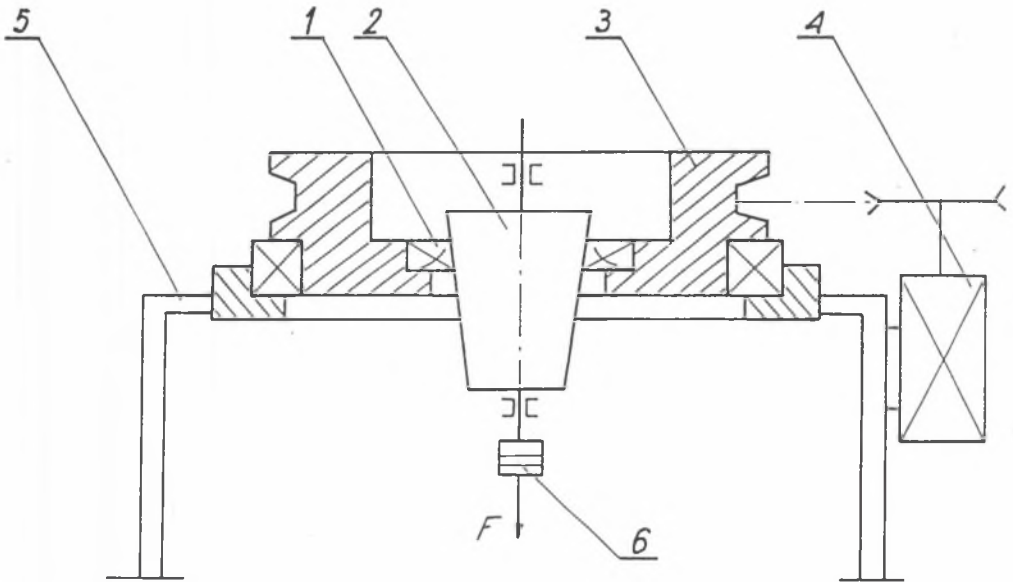
- wyznaczeniu momentu tarcia M_t pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym (dla określonej postaci konstrukcyjnej pierścienia) jako funkcji wielkości nacisku promieniowego p ,
- znalezieniu korelacji pomiędzy wyznaczonym momentem tarcia M_t a trwałością (szczelnością) pierścienia, określoną w badaniach trwałościowych [L.3,1,4].

Koncepcja stanowiska przeznaczonego do doświadczalnego określenia momentu tarcia opiera się na następujących założeniach:

- rozwiązanie konstrukcyjne węzła uszczelniającego powinno pozwalać na określenie momentu tarcia dla możliwie szerokiego zakresu postaci konstrukcyjnych i wielkości pierścieni; przyjmuje się zakresy wielkości od średnic wewnętrznych 20 mm do 200 mm,

- określenie momentu tarcia winno być możliwe dla zakresu prędkości obrotowych odpowiadających większości praktycznych przypadków; przyjmuje się zatem regulację bezstopniową prędkości obrotowej, poprzez zastosowanie silnika prądu stałego z napięciowym układem regulacji. Umożliwia to zmiany prędkości obrotowej w zakresie od 30 do 3000 obr./min,
- sposób wywołania nacisków pomiędzy wargą pierścienia a czopem winien gwarantować jednoznaczne ich określenie. Przewiduje się oryginalny sposób spełnienia tego warunku poprzez zastosowanie czopa stożkowego obciążonego osiowo odpowiednio dobranymi ciężarkami, umożliwiającymi uzyskanie nacisków w zakresie od 0 do 0,05 MPa. Nacisk uzyskany poprzez obciążenie czopa stożkowego w praktyce odpowiada określonemu pasowaniu pierścienia na wale,
- sposób określenia momentu tarcia winien gwarantować głowicy pomiarowej z czujnikami elektrooporowymi (tensometrami) i układami rejestrującymi.

Bazując na tych założeniach, opracowano stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Koncepcja stanowiska badawczego:

1 - badany pierścień, 2 - wymienny czop stożkowy, 3 - ułożyskowane koło pasowe, 4 - silnik prądu stałego, 5 - podstawa stanowiska, 6 - obciążenie czopa stożkowego

Fig. 3. A conception of testing stand

1 - tested ring, 2 - replacable conical pin, 3 - belt pulley on bearings, 4 - DC engine, 5 - a base of stand, 6 - conical pin loading

3. METODA OKREŚLENIA MOMENTU TARCIA POMIĘDZY WAŁEM A PIERŚCIENIEM USZCZELNIAJĄCYM

Badany pierścień uszczelniający 1 osadzony jest w gnieździe obrotowej pokrywy, będącej jednocześnie pasowym kołem klinowym 3 - rys. 3.

Koło pasowe wraz z osadzonym w gnieździe pierścieniem napędzane jest silnikiem prądu stałego 4. Nieruchomy czop stożkowy obciążony jest odpowiednio dobranymi ciężarkami 6, a więc określoną siłą osiową F . W stanie ustalonym zachodzi równowaga zapisana relacją:

$$F = \int_0^{2\pi} p_k r(\Delta l) \operatorname{tg}\beta \, d\alpha = 2\pi r(\Delta l) p_k \operatorname{tg}\beta \quad (5)$$

gdzie:

- p_k - nacisk pomiędzy wargą pierścienia a czopem będącym sumą nacisku od sprężyny p_s i sprężystego oddziaływania pierścienia p_e ,
- r, β - odpowiednio: promień czopa w miejscu osadzenia pierścienia i kąt pochyleń tworzącej czop stożkowego (rys. 4),
- Δl - wielkość odkształcenia wargi pierścienia w kierunku osiowym (szerokość styku pierścienia z czopem).

Z przekształcenia (5) uzyskujemy zależność określającą naciski p_k pomiędzy wargą pierścienia a czopem:

$$p_k = \frac{F}{\pi D(\Delta l) \operatorname{tg}\beta} \quad (6)$$

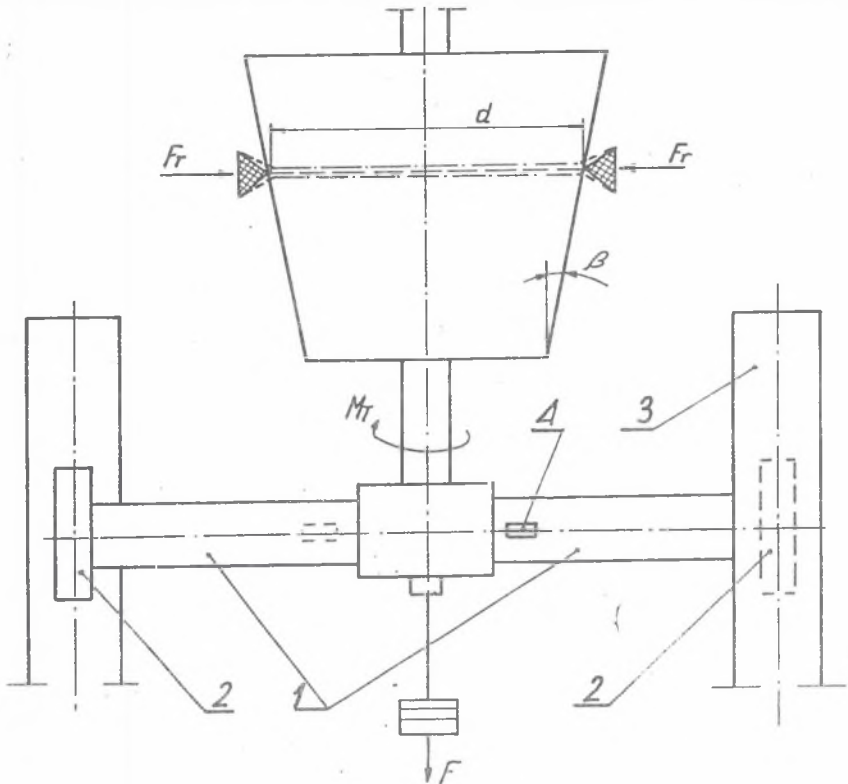
gdzie:

- D - rzeczywista średnica wewnętrzna pierścienia uszczelniającego pozostającego we współpracy z wałem

$$D = D_0 + 2h \operatorname{tg}\beta$$

przy czym:

- D_0 - średnica "swobodna" (nominalna) pierścienia,
- h - osiowe przemieszczenie czopa stożkowego pod wpływem siły obciążającej F .



Rys. 4. Zasada pomiaru momentu tarcia M_T :

1 - listwy pomiarowe, 2 - końcówki stykowe, 3 - belki podporowe, 4 - tenzometry elektrooporowe

Fig. 4. Principle of measurement of friction moment M_T :

1 - strain gauge bar, 2 - kontakt tip, 3 - supporting bar, 4 - electric resistance wire strain gauge

Nacisk promieniowy p_k określony zależnością (6) powoduje powstanie momentu tarcia M_T o wartości:

$$M_T = \frac{1}{2} \mu \pi D^2 (\Delta L) p_k = \frac{1}{2} \mu \pi (D_o + h \operatorname{tg} \beta)^2 \Delta L p_k \quad (7)$$

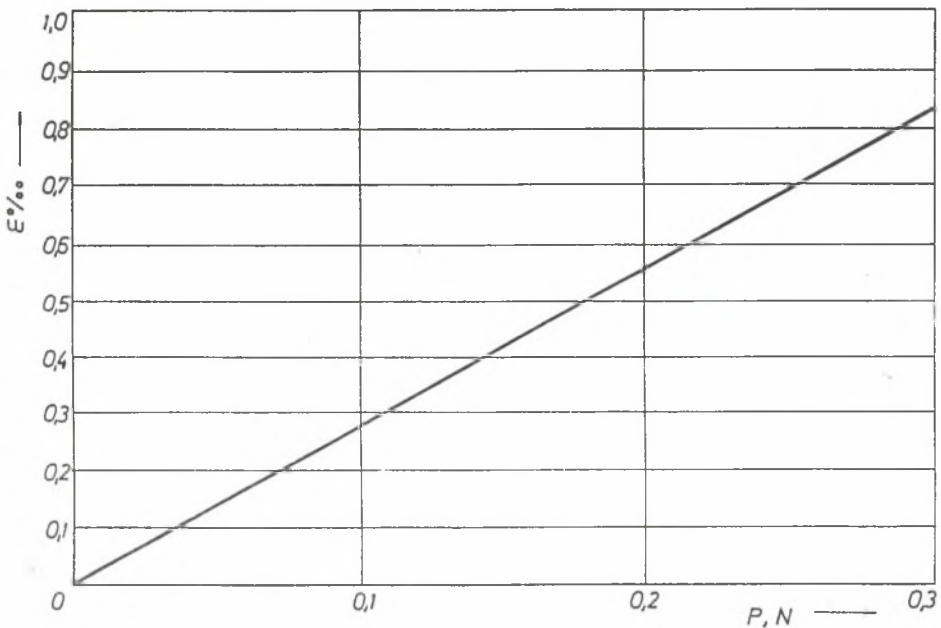
Zakładając, że znane są parametry geometryczne $D_o, h, \beta, \Delta L$ oraz współczynnik tarcia μ (wyznaczony w oddzielnym eksperymencie), możemy zapisać:

$$M_T = f(D_o, h, \beta, \Delta L, \mu) p_k \quad (8)$$

Zatem wyznaczenie momentu tarcia pozwala na określenie nieznannej wartości nacisków P_k , a w dalszej kolejności znalezienie związku pomiędzy rodzajem pasowania pierścienia na wale a tym naciskiem.

4. WYZNACZENIE MOMENTU TARCIA NA PODSTAWIE POMIARU ODKSZTAŁCEŃ LISTWY POMIAROWEJ

Istota określenia momentu tarcia pomiędzy pierścieniem a wałem na podstawie pomiaru odkształceń wynika ze schematu przedstawionego na rys. 4.



Rys. 5. Zależność obciążenie - odkształcenie układu pomiarowego odkształceń zastosowanego w badaniach momentu tarcia w węźle uszczelniającym

Fig. 5. Characteristic of measuring bears

Odpowiednio dobrane listwy (o charakterystyce obciążenie-odkształcenie jak na rys. 5) pomiarowe 1 zakończone końcówkami stykowymi 2 opierają się o trzpienie oporowe 3. Powstający przy współpracy pierścienia z czopem stożkowym obciążonym siłą osiową F moment tarcia M_T równoważony jest przez moment oporowy M_O . Powstająca w miejscu styku listwy pomiarowej z trzpieniem oporowym reakcja R powoduje wystąpienie momentu gnącego $M_g = Re$

w miejscu naklejenia tensometru 4. Wyznaczając z pomiarów tensometrycznych wartość odkształcenia względnego ϵ , można obliczyć poszukiwaną wartość momentu tarcia M_T , korzystając z zależności:

$$M_T = \frac{\epsilon ELW_g}{e} \quad (9)$$

gdzie:

- ϵ - odkształcenie względne wyznaczone z pomiarów tensometrycznych,
- E - moduł sprężystości podłużnej (przyjęto $E = 2.1 \times 10^5$ MPa),
- L - ramię działania siły tarcia wywołującej moment zginający ($L = 400$ mm),
- e - ramię efektywne ($e = 150$ mm),
- W_g - wskaźnik zginania,
 - * $W_{gx} = 1.67 \text{ mm}^3$,
 - * $W_{gy} = 3.67 \text{ mm}^3$.

Badania wstępne dla danego typu pierścienia uszczelniającego miały na celu:

- wyznaczenie zależności momentu tarcia w funkcji prędkości obrotowej wały,
- wyznaczenie zależności momentu tarcia dla różnych wartości obciążenia (nacisku) promieniowego pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a wałem,
- określenie momentu tarcia dla przypadku, gdy skojarzenie: wargę pierścienia-wał smarowane są olejem Hipol 15 oraz dla przypadku smarowania smarem plastycznym ŁT-41.

Do badań wstępnych wybrano pierścień uszczelniający z zewnętrzną obudową metalową - pierścień typ Ba 85 wg PN-72/M-86970.

Wyniki pomiarów odkształceń i obliczeń momentu tarcia podano w tablicach 1 i 2, a zbiorczy wykres oparty na tych wynikach przedstawiono na rys. 6. Z przedstawionych na rys. 6 graficznych przebiegów momentu tarcia pomiędzy wałem a pierścieniem uszczelniającym wynikają następujące wnioski:

- ze wzrostem nacisku promieniowego pomiędzy wargą pierścienia a wałem rośnie moment tarcia,
- moment tarcia w sposób istotny zależy od rodzaju środka smarnego wprowadzonego na powierzchnie tarcia. Dla dwu przypadków smarowania: olejem Hipol 15 i smarem plastycznym ŁT-41 różnice w wartości momentu tarcia są większe przy większej prędkości obrotowej (powyżej $n = 500$ obr./min, co odpowiada prędkości obwodowej $V = 0.22 \text{ m} \times \text{s}^{-1}$). Wniosek ten praktycznie nie dotyczy przypadku małych nacisków ($p = 1.83$ MPa).

Tablica 1

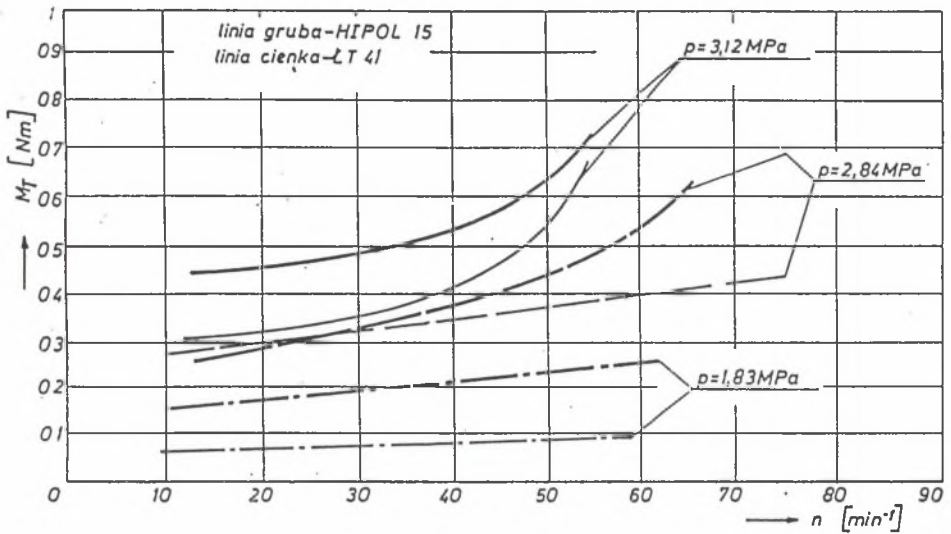
Wyniki pomiarów momentu tarcia przy smarowaniu smarem plastycznym ŁT-41 pierścieni uszczelniających (typ/odmiana/średnica [mm]) - B/a/85

OBCIĄŻENIE Q [N]	NACISK p [MPa]	PRĘDKOŚĆ OBROTOWA n [1/min]	ODKSZTAŁCENIE $\epsilon_{1,2} \cdot 10^{-3}$ LISTWA:		ŚREDNIA WARTOŚĆ ODKSZTAŁ- CENIA $\bar{\epsilon} \cdot 10^{-3}$	MOMENT TARCIA M _T [Nm]
			1	2		
11.28	1.83	12.25	0.070 0.075 0.081	0.070 0.081 0.065	0.074	0.069
		25.50	0.081 0.070 0.070	0.080 0.068 0.081	0.075	0.070
		45.00	0.075 0.070 0.068	0.094 0.098 0.112	0.086	0.080
		56.25	0.070 0.075 0.075	0.117 0.108 0.112	0.092	0.086
23.25	2.84	12.25	0.314 0.319 0.314	0.277 0.282 0.286	0.298	0.278
		25.50	0.357 0.361 0.361	0.347 0.338 0.343	0.351	0.328
		45.00	0.437 0.404 0.399	0.413 0.404 0.399	0.398	0.394
		56.25	0.437 0.418 0.423	0.413 0.423 0.418	0.422	0.394
		67.50	0.451 0.418 0.427	0.451 0.455 0.460	0.443	0.414
		82.50	0.488 0.465 0.507	0.498 0.484 0.502	0.490	0.458
28.55	3.12	12.25	0.319 0.296 0.310	0.310 0.324 0.329	0.314	0.293
		25.50	0.347 0.375 0.347	0.352 0.371 0.361	0.355	0.332
		45.00	0.465 0.498 0.479	0.465 0.488 0.474	0.478	0.447
		56.25	0.822 0.799 0.813	0.789 0.799 0.794	0.802	0.750

Tablica 2

Wyniki pomiarów momentu tarcia przy smarowaniu olejem HIPOL 15
 pierścień uszczelniający (typ/odmiana/średnica [mm]) - B/a/85

OBCIĄŻENIE Q [N]	NACISK p [MPa]	PRĘDKOŚĆ OBROTOWA n [1/min]	ODKSZTAŁCENIE $\varepsilon_{1,2} \cdot 10^{-3}$ LISTWA:		ŚREDNIA WARTOŚĆ ODKSZTAŁ- CENIA $\bar{\varepsilon} \cdot 10^{-3}$	MOMENT TARCIA M_T [Nm]
			1	2		
11.28	1.83	12.25	0.123	0.131	0.124	0.116
			0.108	0.136		
			0.117	0.131		
		25.50	0.178	0.235	0.207	0.193
0.173	0.230					
0.183	0.244					
23.25	2.84	12.25	0.216	0.267	0.246	0.229
			0.211	0.277		
			0.216	0.286		
		45.00	0.253	0.286	0.273	0.255
0.267	0.291					
0.267	0.277					
23.25	2.84	12.25	0.272	0.263	0.273	0.255
			0.267	0.286		
			0.277	0.277		
		25.50	0.347	0.347	0.349	0.327
			0.329	0.357		
			0.361	0.343		
45.00	0.427	0.427	0.436	0.408		
	0.441	0.441				
	0.446	0.437				
56.25	0.493	0.502	0.491	0.459		
	0.484	0.484				
	0.493	0.493				
67.50	0.728	0.752	0.750	0.702		
	0.742	0.770				
	0.752	0.761				
82.50	0.911	0.921	0.912	0.852		
	0.897	0.925				
	0.907	0.911				
28.55	3.12	12.25	0.488	0.474	0.471	0.440
			0.465	0.465		
			0.465	0.470		
		25.50	0.535	0.592	0.555	0.519
0.531	0.559					
0.545	0.573					
45.00	0.611	0.620	0.619	0.579		
	0.625	0.629				
	0.620	0.611				
56.25	0.822	0.784	0.806	0.753		
	0.813	0.794				
	0.827	0.799				



Rys. 6. Przykładowa zależność momentu tarcia " M_T " od prędkości obrotowej wału " n " oraz nacisku " p " przy smarowaniu olejem przekładniowym HIPOL 15 i smarem plastycznym ŁT-41

Fig. 6. Friction moment " M_T " dependence on shaft rotational speed " n " and pressure " p " with HIPOL 15 oil and plastic smear ŁT 41

5. WNIOSKI

W podsumowaniu przedstawionego opracowania stwierdza się:

- zaprojektowane i wykonane stanowisko badawcze jest nowym, unikalnym rozwiązaniem konstrukcyjnym pozwalającym w szerokim zakresie prowadzić badania momentu tarcia pomiędzy wargowymi pierścieniami uszczelniającymi a wałem. Wymienne czopy stożkowe wałów oraz pokrywy zapewniają możliwość prowadzenia badań dla całego typoszeregu pierścieni grupy A i B w zakresie średnic wewnętrznych od 40 do 120 mm,
- oryginalne podejście do wywołania obciążenia promieniowego pomiędzy wałem a pierścieniem przez zastosowanie czopów stożkowych obciążonych siłą osiową pozwala na dokładne zdefiniowanie nacisku promieniowego i symulację rodzaju pasowania pierścienia na wale poprzez odpowiedni dobór obciążenia,

- zastosowanie układu płynnej regulacji prędkości obrotowej wału pozwala na prowadzenie badań momentu tarcia w całym zakresie stosowania wargowych pierścieni uszczelniających, tj. do prędkości obwodowej granicznej $V = 15 \text{ m/s}$,
- zastosowanie elektronicznego układu tensometrycznych czujników oporowych do pomiaru odkształceń wywołanych działaniem poszukiwanego momentu tarcia pozwala na uzyskanie dużych dokładności jego określenia,
- przeprowadzone badania wstępne wykazały pełną przydatność stanowiska do doświadczalnego określenia momentu tarcia pomiędzy wargowym pierścieniem uszczelniającym a wałem jako funkcji nacisków promieniowych, prędkości i rodzaju smarowania. W badaniach tych uzyskano potwierdzenie stwierdzonego wcześniej doświadczalnego faktu jakościowego o wzroście momentu tarcia ze wzrostem nacisku promieniowego i prędkości obwodowej. Uzyskane ilościowe wyniki stanowią istotną informację pozwalającą na racjonalizację węzłów uszczelniających pod względem materiałowym, konstrukcyjnym i eksploatacyjnym.

LITERATURA

- [1] Moore D.F.: Principles and applications of tribology. Pergamon-press. Oxford-N.York 1975 (tłumaczenie rosyjskie: Osnovy i primieneniya tribologii. Izd. "Mir", Moskwa 1978.
- [2] Moore D.F.: Trijenije i smazka elastomerow. Izd. "Chimia", Moskwa 1977 (tłum. z ang.).
- [3] Spałek J.: Stanowisko do badań trwałości pierścieni uszczelniających wałki ruchowe z programowaną symulacją warunków eksploatacyjnych. Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej, Górnictwo, z. 113, Gliwice 1981.
- [4] Spałek J., Pająk J.: Badania trwałości pierścieni uszczelniających do sprzęgieł hydrokinetycznych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 4/180, Katowice 1984.

Recenzent: Doc. dr hab.inż. Karol REICH

Wpłynęło do Redakcji we wrześniu 1992 r.

A b s t r a c t

Considering model of a contact packing ring with a shaft as a viscoelastic body one may define friction moment according to formula 1 and 2 but only if some parameters resulting from material, geometrical and kinematic properties of packing point have been experimentally defined.

Usually to define the parameters very complex tests must be carried on and the result is limited to the given model only.

In this work a different approach has been applied to determine straightaway friction moment in packing, using an original (a new) experimental stand (Fig. 3 and 4).

In the conception of the stand:

- precise definition of radial force effecting the lip (edge) of the packing is given by combining cone pin with a small draft angle and packing ring
- there is carefully selected electronic System recording the measuring bar deformation caused by friction moment M_T .

Presented here conception has been the base to build a testing stand. The results of initial tests performed (Table 1 and 2) prove that the stand may be used in experimental cognitive tests as well as for testing all series of types of packing rings in rotary shafts.