

Stanisław F. ŚCIESZKA

MODEL TARCIA W STYKOWYM WĘZLE USZCZELNIAJĄCYM WAŁY

Streszczenie. Dokonano przeglądu literatury na temat mechanizmu uszczelnienia dla uszczelek typu wargowego wałów obrotowych. Pokazano, że w wyniku okresowych wymuszeń tworzy się niejednorodna szczelina promieniowa jako rezultat lepko-sprężystych własności materiału, z którego wykonane są uszczelki. Występujący w otoczeniu uszczelki płyn, olej, wypełnia szczelinę i w rezultacie ściskania może wytworzyć siłę nośną wystarczająco dużą do przeniesienia obciążenia wstępnego między wargą i wałem.

THE FRICTION MODEL IN SHAFT SEAL CONTACT

Summary. A review on the sealing mechanism of radial lip seals has been done. It has been shown that under periodic excitation circumferentially nonuniform clearance develop due to viscous seal material behaviour. The nearby fluid will fill these gaps, so entrainment and squeeze effect can develop fluid pressures which are sufficiently high to overcome the radial preload.

МОДЕЛЬ ТРЕНИЯ В КОНТАКТНОМ УПЛОТНИТЕЛЬНОМ УЗЛЕ

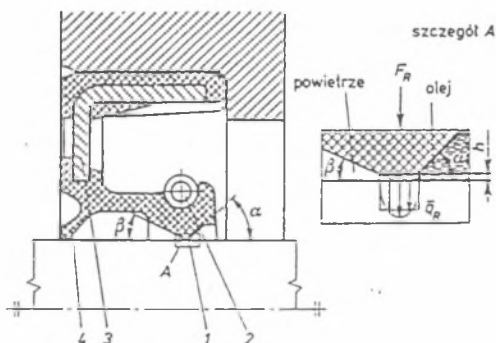
Резюме. Выполнен обзор литературы рассматривающей механизм уплотнения приводных валов фасонным уплотнением. Показано, что в результате периодических вынуждений формируется неоднородный радиальный зазор как результат липко-пружинных свойств материала из которого выполнено уплотнение. Выступающая в окружении уплотнения жидкость – масло заполняет зазор и в результате сжатия может создавать несущую силу достаточную для переноса предварительной нагрузки между уплотнением и валом.

1. USZCZELNIENIA WARGOWE - PODSTAWOWE PARAMETRY UŻYTKOWE

Cechą znaną uszczelnień wargowych jest warga, której płaszczyzny tworzą ostrą krawędź uszczelniającą. Proces uszczelniania zachodzi na powierzchni walcowej (rys.1) obejmowanej przez wargę z dociskiem spowodowanym przez wstępne rozciągnięcie wargi oraz przez działanie sprężyny dociskowej [1, 2].

Badania nad mechanizmem działania wargi uszczelniającej wskazują, że w czasie pracy krawędź wargi uszczelniającej ulega spłaszczeniu oraz że pomiędzy spłaszczoną krawędzią wargi i powierzchnią wałka utrzymuje się warstwa oleju o grubości od $1,0 \div 2,5 \mu\text{m}$. Wskutek oddziaływania napięcia powierzchniowego film olejowy między dwiema współpracującymi powierzchniami tworzy menisk tamujący przecieki [2, 5].

Obecność filmu olejowego na powierzchni wałka jest konieczna dla prawidłowej pracy uszczelnienia. Grubość filmu olejowego zależy od wartości nacisku promieniowego, prędkości, szerokości powierzchni zgarniającej, lepkości ciecży uszczelniającej, temperatury itd. Zbyt duży nacisk promieniowy może spowodować przerwanie filmu olejowego. Występuje wtedy tarcie suche gumy o metal, szybki wzrost temperatury na powierzchni styku i przyspieszone zużycie pierścienia uszczelniającego [6, 7].



Rys. 1. Budowa i zasada działania uszczelnienia wargowego:
 1 - warga uszczelniająca,
 2 - sprężyna dociskowa,
 3 - metalowa wkładka usztywniająca,
 4 - warga ochronna,
 F_R - wypadkowa siła promieniowa,
 q_R - średni nacisk promieniowy,
 h - szczelina promieniowa

Fig. 1. Typical lip type seal assembly:
 1 - seal lip,
 2 - gaster spring,
 3 - case,
 4 - protecting lip,
 F_R - resultant of radial force,
 q_R - radial contact stress,
 h - radial gap

2. MECHANIZM USZCZELNIENIA WARGOWEGO

Mechanizm uszczelnienia i smarowania wałów obrotowych za pomocą uszczelnień wargowych nie został ostatecznie opracowany i wciąż jest przedmiotem kontrowersji. Stakenborg [2] wyróżnia pasywny i aktywny model uszczelnienia. Przykładem na pierwszy, stacjonarny model jest koncepcja oparta na wpływie napięcia powierzchniowego. Natomiast do drugiej grupy - aktywnego modelu - należą:

- wiry Taylora w grubym filmie olejowym, dające efekt ssania,
- mikrobruzdy formowane na skutek stycznego odkształcenia stref kontakt, wywołujące efekt pompowania,
- posuwisto-zwrotny ruch wargi jako rezultat mimośrodowości wału lub pochylenia uszczelki,
- oscylacyjne, ściskające oddziaływanie na film olejowy, wywołujące efekt pompowania w warstwie oleju.

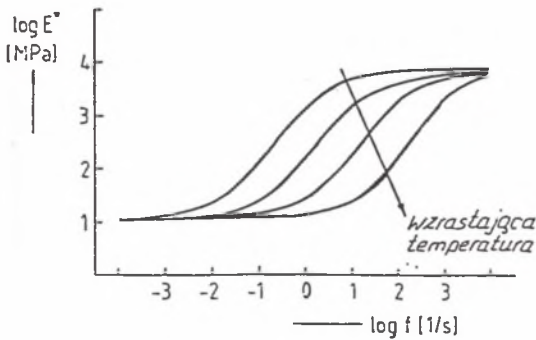
Obecnie przyjmowany jest ogólnie akceptowany fakt, że między uszczelnieniem a wałem tworzy się film hydrodynamiczny. Problem następcza pytanie, jak ten film się

tworzy, skoro teoretycznie powierzchnie smarowane są do siebie równoległe. Jedną z prób wytłumaczenia tego zjawiska jest model Jaggera i Walkera, bazujący na chropowatości wału i uszczelki. Do tego modelu włączony został mechanizm sprężystego spłaszczenia (odkształcania) nierówności uszczelki jako rezultat miejscowego rozkładu ciśnienia [3].

Przedstawiane wyniki badań wykazują, że film olejowy nie ma stałej grubości. Niejednorodność warstwy oleju jest przypisywana: 1) niewspółosiowości uszczelnienia i wału oraz 2) drganiom wału lub jego "nieokrągłości" przekroju. Sama niewspółosiowość uszczelnienia i wału mogła być źródłem tylko nieracjonalnie cienkiego filmu olejowego, dlatego większą akceptację ma koncepcja modelu zakładającego istnienie dynamicznego oddziaływania między uszczelnieniem i płynem. Jeżeli w tym modelu uwzględni się lepko-sprężyste własności materiału uszczelnienia oraz jego inercję, uzyska się zjawisko oderwania uszczelnienia (wargi) od powierzchni ślizgania i w konsekwencji porywanie, pompowanie płynu.

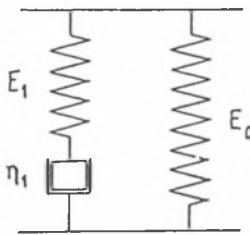
2.1. Dynamiczne własności elastomerów

W praktyce zawsze występują oddziaływania dynamiczne między obracającym się wałem i uszczelnieniem. Amplituda tych oddziaływań jest w normalnych warunkach mała, a do wytworzenia filmu jest niezbędne rozdzielanie przylegających do siebie powierzchni. Rozdzielenie powierzchni utrudnia fakt istnienia wstępnego obciążenia statycznego styku dla zapewnienia dopasowania powierzchni trących, nawet dla podwyższonych temperatur. Własności elastomerów mogą jednak sprzyjać wystąpieniu przerwania styku. Moduł sprężystości tych materiałów E^* zależy od temperatury i częstotliwości (rys.2). Dla niskich częstotliwości materiał ma niskie wartości E^* , natomiast dla wysokich częstotliwości wielokrotnie wyższe, przechodząc w istocie transformację typu "guma-szkliwo". To zjawisko może się przyczynić do wywołania rozdzielania powierzchni nawet dla niskich amplitud wymuszeń. Przykładowo, jeżeli dla modelu ciała lepkosprężystego typu Maxwell/Voigt (rys.3) wprowadzimy następujące dane liczbowe: $E_0 = 10$ MPa, $E_1 = 10^4$ MPa, $\tau_1 = 0,003$ s, $\eta = \tau_1 E_1 = 30$ MPa-s, to zmianę wielkości modułu zastępczego $|E^*|$ przedstawia rys.4. Z wykresu $\log E^* / \log f$ wynika, że zmienna sztywności z częstotliwością zmienia dynamiczną charakterystykę uszczelnienia i musi być rozpatrywana przy ocenie możliwości tworzenia się filmu olejowego [3].



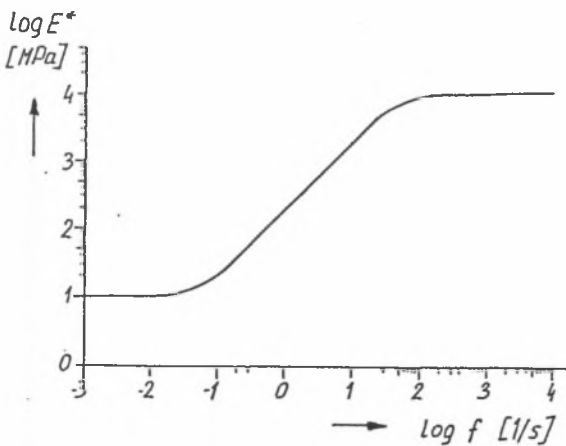
Rys.2. Zmiana dynamicznej sztywności E^* gumy nitylowej w funkcji częstotliwości wymuszeń dla różnych temperatur

Fig. 2. Schematic of the dynamic stiffness E^* of nitrile rubber as function of the excitation frequency at different temperatures



Rys.3. Trójparametrowy model ciała lepkosprężystego

Fig. 3. Three parameter viscoelastic solid model



Rys.4. Dynamiczna sztywność E^* ciała lepkosprężystego trójparametrowego

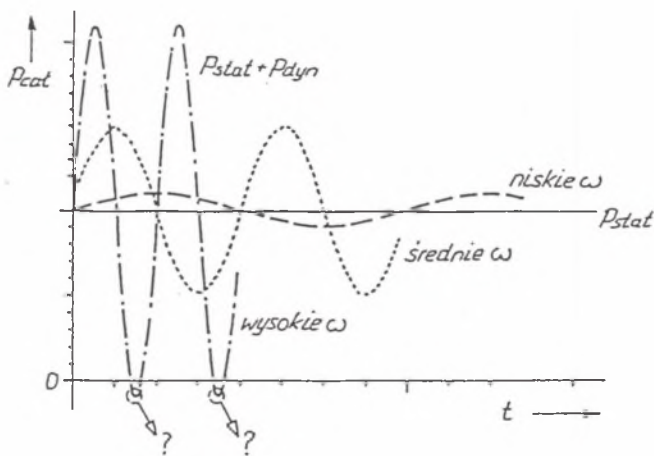
Fig. 4. Dynamic stiffness E^* for the three parameter viscoelastic solids

2.2. Dynamiczne własności układu wał-uszczelka

Zakłada się, że uszczelki wargowe są osiowo - symetryczne tak pod względem ich geometrii, jak również odkształcenia. To założenie nie odbiega istotnie od rzeczywistości, gdyż potwierdzono, że odkształcenie promieniowe dynamiczne jest wielokrotnie (około 2 rzędy wielkości) mniejsze od odkształcenia wynikającego z osiowo-symetrycznego obciążenia wstępnego. W modelach obliczeniowych obecnie stosowanych (opartych na metodach elementów skończonych - MES) wyróżnia się [8]:

- składnik statyczny (nieliniowy); odkształcenie styczne wywołuje określony rozkład nacisków w uszczelnieniu,
- składnik dynamiczny (zlinearyzowany).

Rysunek 5 przedstawia superpozycję tych dwóch składników. W warunkach obciążenia statycznego istnieją duże naciski powierzchniowe. Dla wymuszeń



Rys.5. Sumaryczne naciski jako funkcja częstotliwości zmian wymuszenia odkształcenia
Fig. 5. Total contact stress response as a function of excitation frequency

- wolnozmiennych (niska sztywność) zmiany wartości sumarycznej nacisków są małe. Dla bardzo dużej częstotliwości (duża sztywność) sumaryczne naciski mogą osiągnąć wartość ujemną (rozdzielenie powierzchni). Temu rozdzieleniu powierzchni towarzyszą negatywne wartości nacisku w szczelinie (podciśnienie), która będzie wypełniana przez ciecz pod warunkiem, że ciśnienie jest wyższe od ciśnienia wywołującego kawitację.

Naciski styczne w strefie styku można obliczyć stosując model materiału nieściśliwego, a składową dynamiczną nacisku stosując model lepko-sprężysty. To podejście można opisać przez:

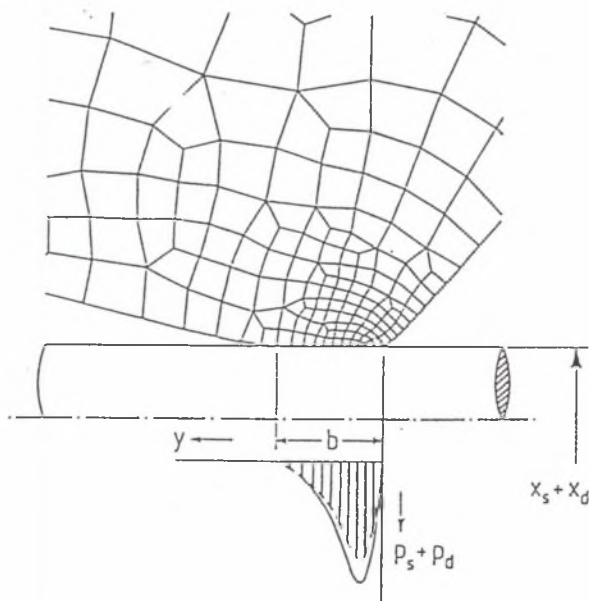
wejście:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_t(t) &= \mathbf{x}_s + \mathbf{x}_d(t) = \\ &= \mathbf{x}_s + |\mathbf{x}_d| \cos(\omega t) \end{aligned}$$

wyjście:

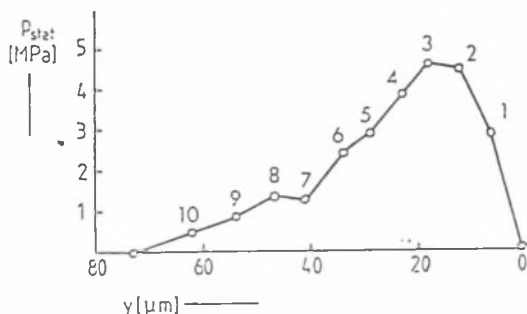
$$\begin{aligned} p_t(t, y) &= p_s(y) + p_d(t, y) = \\ &= p_s(y) + |p_d(y)| \cos(\omega t + \psi y) , \end{aligned}$$

gdzie statycznemu odkształceniu x_s odpowiada statyczny rozkład nacisków $p_s(y)$, a dynamicznemu odkształceniu $x_d(t)$ odpowiada dynamiczny rozkład nacisków $p_d(t, y)$ i kąt fazowy ψ (rys.6). Rezultaty obliczeń statycznych otrzymane przez



Rys.6. Model odkształcającego się fragmentu uszczelki wargowej, skonstruowany w oparciu o metodę elementów skończonych (MES)

Fig. 6. FEM seal model which includes only a significantly deforming part of the lip



Rys.7. Rozkład statycznych naprężeń stykowych
Fig. 7. Static contact stress distribution

Stakenborga [3] przedstawia wykres (rys.7). Widać z niego, że dla nowej uszczelki maksymalne naprężenie p_{stat} występuje na trzecim węźle (dla $y = 0,018$ mm) i wynosi 4,7 MPa, a całkowita szerokość styku b jest równa 0,075 mm. Ponieważ system jest liniowy w zakresie dynamicznej jego charakterystyki, to dynamiczne odkształcenie $\delta(t, y)$ może być przedstawione jako całka funkcji czasu:

$$\delta(t, y) = \int_{\tau=-\infty}^{\tau=0} g(t, y) \cdot p_d(t, y) d\tau ,$$

gdzie:

$$g(t, y) = \int_{\tau=-\infty}^{\tau=0} \left\{ \frac{1}{H(f, y)} \right\} \exp(j2\pi f t) df$$

$H(f, y)$ jest dynamiczną sztywnością w funkcji częstotliwości,

$g(t, y)$ - podatność w funkcji czasu,

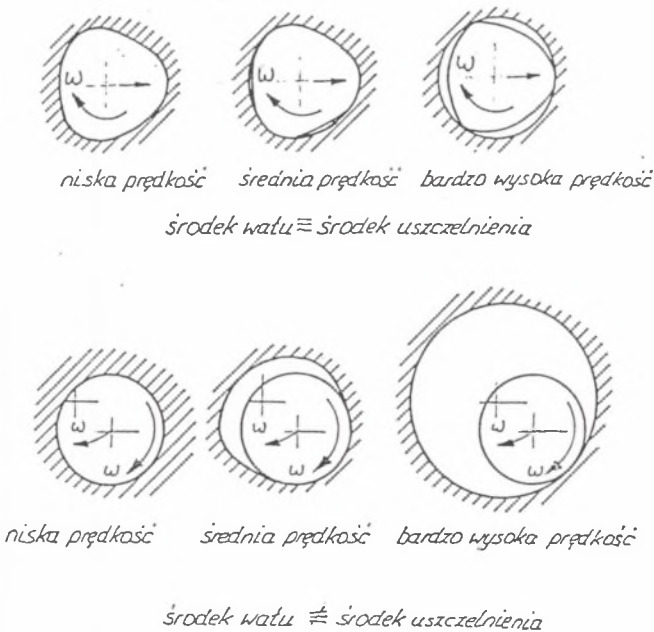
$p(t, y)$ - nacisk dynamiczny w obszarze styku.

Z chwilą gdy naciski statyczne i dynamiczne równoważą się, styk może ulec przerwaniu. Zachodzi to przy częstotliwości 1,8 Hz (przy założeniu przemieszczenia promieniowego $x_d = 0,01$ mm), co jest niską wartością częstotliwości. Stąd można wyciągnąć wniosek, że dla niesmarowanego styku oderwanie wargi może nastąpić dla wielu przypadków. A oznacza to nierównomierną geometrię szczeliny wzdłuż obwodu.

2.3. Oddziaływanie ośrodka płynnego na uszczelnienie

Jeżeli prędkość obrotowa wału jest wystarczająco duża (jest to bardzo łatwy do spełnienia warunek), to między wargą i wałem tworzy się szczelina. Ponieważ szerokość kontaktu b jest bardzo mała, opór przepływu przez szczelinę będzie mały, powodując szybkie napełnienie szczeliny. W wyniku oscylacji wału lub jego błędów kształtu na przekroju uszczelka jest zmuszona wykonywać drgania o małej amplitudzie wokół położenia wynikającego ze wstępnego obciążenia. Dynamiczne "odbijanie" wargi jest w tym przypadku tłumione przez lepkość i bezwładność materiału uszczelki. Ponieważ szczelina nie jest równoległa, to cykliczne wypięnięcie i wyciskanie może tworzyć film olejowy o określonej nośności.

Rysunek 8 przedstawia dwie możliwe drogi generowania filmu olejowego jako rezultat dynamicznego wymuszania. Jeżeli wał i uszczelka są współosiowe,

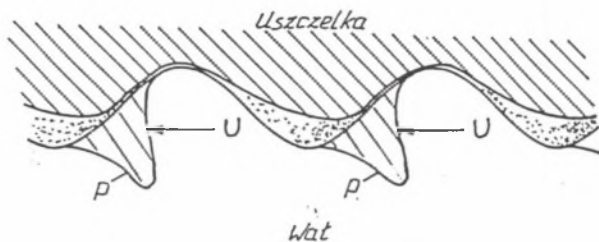


Rys.8. Wpływ błędów kształtu wału (część górna) i bicia wału (część dolna) na geometrię wargi przy różnych prędkościach

Fig. 8. Effect of shaft out-of-roundness (top) and radial shaft runout (below) on lip geometry at several speeds

to błędy kształtu (przekrój nieidealnie kołowy) mogą wywołać oderwanie. Dla prędkości bardzo dużych promieniowy ruch wargi będzie minimalny, a kształt uszczelki pozostanie kołowy. Podobnie będzie oddziaływał wał na uszczelkę w pozycji mimośrodowej.

Mechanizm tworzenia się filmu poprzez wypełnianie jest przedstawiony na rys.9.



Rys.9. Rozkład ciśnienia w styku ciała lepko-sprężystego z ciałem sztywnym

Fig. 9. Pressure development in a viscoelastic rigid contact through harmonic excitation

W tym modelu ciało sztywne o sinusoidalnym profilu makrofalistości jest wciskany w ciało lepko-sprężyste. Z chwilą rozpoczęcia ruchu stycznego ciało sztywne wywoływać będzie harmoniczne wymuszenie na uszczelkę. Przy pewnej prędkości cykliczne napelnienie szczelin wytworzy ciśnienie wystarczające do pokonania nacisku wstępnego statycznego. Ten mechanizm smarowania jest mechanizmem makrohydrodynamicznym.

Przedstawiony powyżej za van Leeuwenem i Stakenborgiem mechanizm smarowania jest tzw. viskoelastohydrodynamicznym (VEHD) smarowaniem. Nie rozwiązuje on wszystkich problemów związanych z uszczelnieniami wargowymi. Model ten tłumaczy zjawisko niejednorodności filmu wzdłuż obwodu, natomiast nie wyjaśnia zjawiska aktywnego pompowania w szczelinie. Do wyjaśnienia tego zjawiska potrzebne jest uwzględnienie roli mikronierówności i włączenie jego wpływu do ogólnego mechanizmu smarowania i uszczelnienia.

2.4. Wpływ chropowatości powierzchni na pracę uszczelnienia

Analiza wyników otrzymanych za pomocą optycznych metod badania strefy styku dynamicznego wargi-wał pozwoliła na wyciągnięcie następujących wniosków:

- a) chropowatość kompozytowa układu tribologicznego warg-a-wał odgrywa zasadniczą rolę w mechanizmie smarowania gumowych uszczelnień wargowych,
- b) chropowatość powierzchni ww. układu umożliwia doprowadzenie do strefy styku oleju, co daje efekt smarowania nawet dla bardzo małych prędkości obrotowych,
- c) mikronierówności w ww. układzie działają jak mikrołożyska, których klinowy kształt profilu wywołuje ciśnienie hydrodynamiczne podtrzymujące wargę,
- d) kształt tak wytworzonego filmu olejowego zależy od morfologii chropowatości powierzchni.

Obszerne badania nad wpływem mikrogeometrii styku układu warg-a-wał na mechanizm uszczelnienia wykonał K. Nakamura [9], K. Tonder [10]. Nakamura wprowadził szereg parametrów charakteryzujących mikrogeometrię kontaktu:

M_1 - moment osiowego rozkładu rzeczywistych powierzchni styku,

$\frac{N_1}{N_0}$ - stosunek rzeczywistej do nominalnej powierzchni styku,

$\frac{n}{N_0}$ - gęstość rzeczywistych powierzchni styku, liczba styków na $\text{mm}^{-2} \cdot 10^{-2}$,

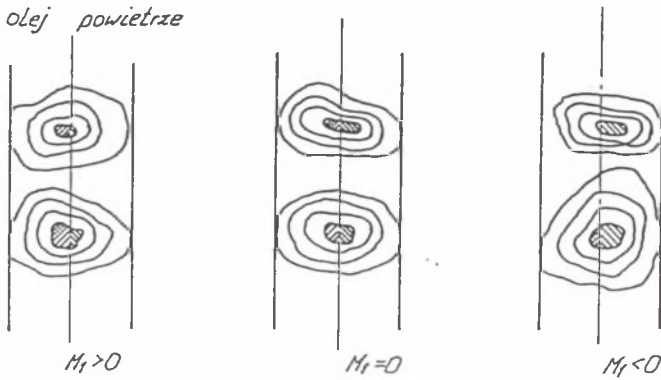
\bar{r}_1, \bar{r}_2 - wektory kierunkowe.

Nakamura eksperymentalnie wykazał, że uszczelnienie jest szczelne, jeżeli:

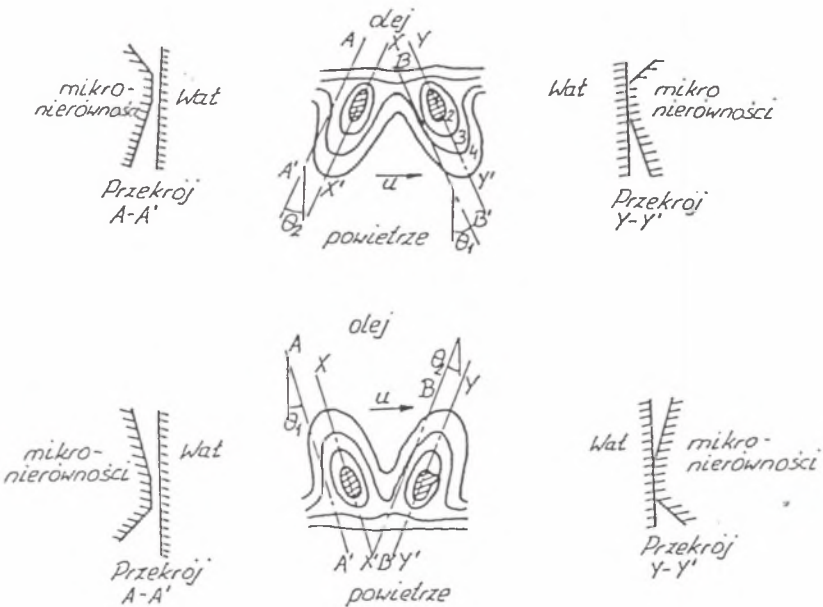
$$M_1 > 0, \frac{N_1}{N_0} < 0,05, \frac{n}{N_0} > 10^4 \text{ oraz } |\bar{r}_1| \sim |\bar{r}_2|$$

Warunek $M_1 > 0$ oznacza, że powierzchnie rzeczywiste styku powinny być usytuowane bliżej strony olejowej (rys.10). Warunek $N_1/N_0 < 0,05$ oznacza, że rzeczywista powierzchnia styku N_1 stanowi mniej niż 5% nominalnej powierzchni styku N_0 . Natomiast warunek $n/N_0 > 10^4$ oznacza, że dla zapewnienia szczelności niezbędne są wzajemne oddziaływania między wierzchołkami mikronierówności oraz że odległość między dwoma wierzchołkami powinna być mniejsza od 0,05 mm.

Mając na uwadze te warunki można przedstawić graficznie model mikronierówności w kontakcie dynamicznym typowy dla układu warg-a-wał (rys.11).



Rys. 10. Zależność między M_1 a topografią powierzchni uszczelnianej
 Fig. 10. Relation between M_1 and the topography of the sealing surface



Rys. 11. Model deterministyczny styku wargi-wał dla przypadku bez przecieków (część góra) i z przeciekami (część dolna)

Fig. 11. Typical deterministic microgeometry models of the contact surfaces of conventional oil seals under sealing (top) and leaking (below) conditions

3. BADANIE USZCZELNIEŃ WARGOWYCH

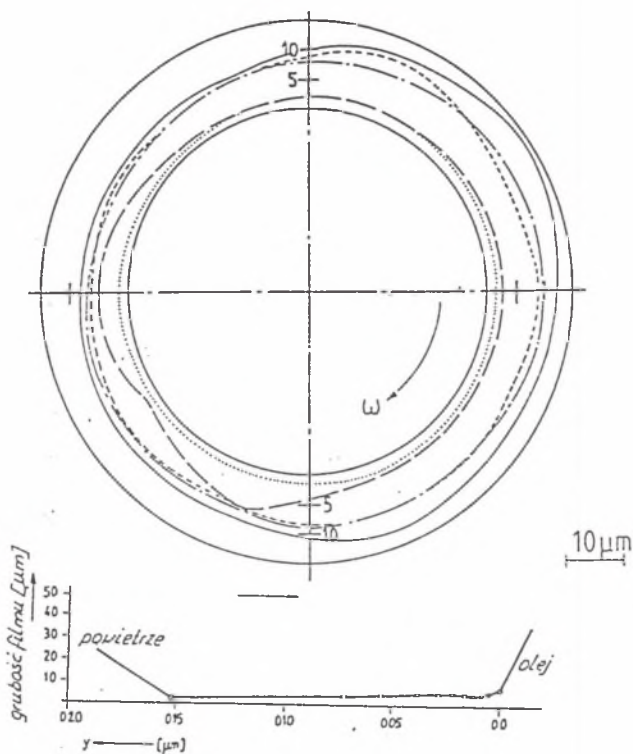
Badania eksperymentalne uszczelnień wargowych były prowadzone w wielu ośrodkach. Celem badań było uzyskanie potwierdzenia proponowanych mechanizmów smarowania, sprawdzenie momentu tarcia oraz trwałości i szczelności.

Iny i Cameron badali grubość filmu olejowego na stanowisku osiowym. Stwierdzili, że zmiany grubości szczeliny między wargą i wałem generują film, który jest zdolny przenieść znaczne obciążenia.

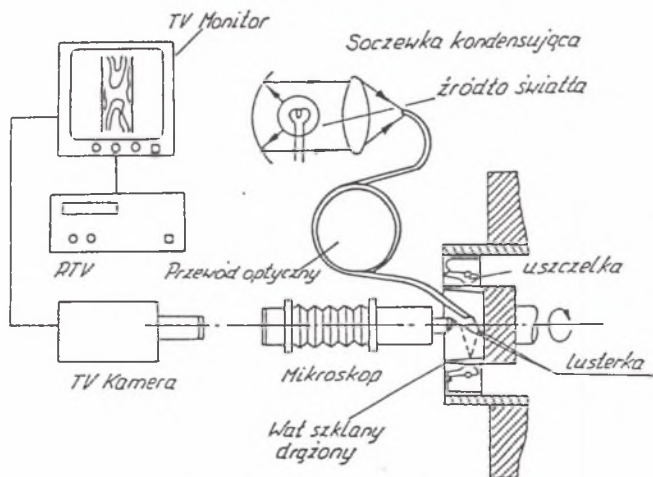
Ishiwato i Hirano rejestrowali ruch wargi uszczelnienia obserwując ruch światła odbitego przez kawałek szkła (lusterka) wbitego w ściankę czołową wargi. Symans [11] do badania ruchu wargi używał igły gramofonowej. Wszyscy oni potwierdzili ruch wargi oraz wpływ własności lepko-sprężystych materiału (gumy) na charakter tego ruchu.

Przykłady wyników pomiaru grubości filmu zawarte w pracy Gawlińskiego i Shoutena przedstawia rys.12. W pracy tej zastosowano metodę pojemnościową. Natomiast Poll i Gabelli [5] zastosowali ciecz magnetyczną do smarowania i wykorzystali czujniki pomiaru strumienia magnetycznego do pomiaru filmu (działające podobnie do głowic magnetofonowych). Metody optyczne pomiaru charakteru styku między wargą i wałem zastosowali Nakamura i Stakenborg [2,9]. Optyczny układ pomiarowy składał się ze źródła światła, układu soczewek, lustra, uszczelnienia, wału z wziernikiem szklanym, mikroskopu, kamery TV, monitora TV i rekordera TV (rys.13). Badania optyczne pozwoliły na wykazanie wystąpienia zjawiska kawitacji przy pewnych parametrach operacyjnych oraz wpływ mikrogeometrii stykających się ciał na film.

Wszystkie cytowane raporty z badań eksperymentalnych potwierdzają istnienie pełnego filmu VEHD w szerokim zakresie parametrów operacyjnych. Grubość filmu była rzędu $1\mu\text{m}$, a jego wymiary charakteryzowały się dużą niejednorodnością osiową, a także wzdłuż obwodu.



Rys. 12. Promieniowa i osiowa grubość filmu olejowego, wyniki pomiarów dla 5 Hz
 Fig. 12. Radial (top) and axial (below) local film thickness measurements at 5 Hz



Rys. 13. Aparatura do obserwacji warunków tarcia w strefie styku
 Fig. 13. Apparatus for observing the contact conditions

4. PODSUMOWANIE

Modele opisujące zjawiska smarowania i uszczelniania uszczelnień wargowych są bardzo skomplikowane, gdyż zjawiska te zdeterminowane są przez bardzo dużą liczbę parametrów makro- i mikroskopowych geometrycznych, materiałowych i dynamicznych tego węzła tarcia.

Jest wyraźna potrzeba opracowania prostej metody weryfikacji własności uszczelnień typu wargowego tak pod względem ich zdolności do tworzenia filmu olejowego (co decyduje o stratach tarcia i zużycia), jak również zdolności do utrzymania aktywnego hydrodynamicznego uszczelnienia.

LITERATURA

- [1] Blichar R., Gawlinski M. i inni: Uszczelnienia wargowe wałów obrotowych, Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, 1980 z.4, s.13-22
- [2] Stakenborg M.: On the Sealing mechanism of radial lip seals, Tribology International, vol.21, 1988 No 6, s.335-340
- [3] van Leeuwen H., Stakenborg M.: A new concept in rotary shaft seal lubrication: viscoelastohydrodynamic (VEHD) Lubrication. Vehicle Tribology, Elsevier 1991, s.373-380
- [4] van Leeuwen H., Stakenborg M.: Viscoelastohydrodynamic (VEHD) lubrication in radial lip seals: Part 2 - Fluid film formation. Transaction of the ASME. Journal of Tribology, 1990, vol.112 No 10, s.584-591
- [5] Gabelli A., Poll G.: Formation of lubricant film in rotary sealing contact. Part 1, 2. Transaction of the ASME. Journal of Tribology, 1992, vol.114 No 4, s.280-297
- [6] Shiomi S., at al.: Wear and blister formation on rubber lip-type stern tube seals. Lubrication Engineering, 1990, vol.46 No 9, s.591-596
- [7] Bras J.C.: Seals for passenger car wheel bearing units, Vehicle Tribology, Elsevier, 1991, s.243-248
- [8] MARC user Manuals FEM Software, wersja K2, 1986, Palo Alto, CA, USA

- [9] Nakamura K.: Sealing mechanism of rotary shaft lip-type seals, *Tribology International*, 1987, vol. 20 No 2, s.90-101
- [10] Tonder K.: Finely striated lip-seal surface. *Transaction ASME, Journal of Tribology*. 1993, vol.115 No 10, s.620-624
- [11] Symons J.: Lip motion - An important factor in seal design and performance. *ASLE Transaction*, 1976, vol.19 No 2, s.280-297

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jan BROŚ

Wpłynęło do Redakcji w kwietniu 1994 r.

Abstract

Rotary shaft seals are widely employed in industry to prevent fluid leakage and dirt and dust penetration in to the sealed fluid, at a rotating shaft/seal interface. This paper discusses the lubrication mechanism of a lip seal. One may distinguishes passive and active sealing models. The former indicate a stationary condition, whereas the latter denote a dynamic pumping effect. In practice rotary shaft seals will experience a small-amplitude dynamic excitation. It is shown that under periodic excitation circumferentially nonuniform clearances develop due to viscous seal material behaviour. The nearby fluid will fill these gaps, so entrainment and squeeze effects can develop fluid pressures which are sufficiently high to overcome the radial preload. Viscous seal properties are essential in this type of EHD lubrication. Hence it is designated VEHD lubrication. This lubrication concept is the only macrohydrodynamic theory that explains the existance of a consistant nonuniform film geometry of appreciable dimensions. The models of sealing surfaces were shown in order to characterize actual microgeometries for non-leaking and leaking oil seals.'