光干渉法による往復動用シールにおける油膜挙動の観察*

勘 崎 芳 行^{*1}, 河 原 由 夫^{*1}, 兼 田 槇 宏^{*2}Optical Interferometric Observations of Oil Film Behavior
in Reciprocating Rubber Seals

Yoshiyuki KANZAKI, Yoshio KAWAHARA and Motohiro KANETA

The behavior of oil films formed between two types of nitrile rubber seals and an oscillating glass plate is examined by means of optical interferometry. The friction force is also measured. The average oil film thickness takes a maximum near the center of the stroke and minima at both ends of the stroke, and their values increase with increasing reciprocation frequency. The friction force is markedly influenced by the thickness of oil film; generally, the thicker the oil film, the lower the friction force. In particular, the aeration produced at the oil side region near the end of the motoring stroke results in a large increase in the friction force in the succeeding pumping stroke. The results obtained are explained based on the inverse hydrodynamic lubrication theory and the observed oil film behavior.

Key Words: Tribology, Machine Element, Friction, Sealing, Lip Seal, Reciprocating Motion, Contact Pressure Distribution, Inverse Theory

1. 緒 言

技術の進歩と産業の発展は機器の使用条件の過酷化, 多様化をもたらし, 往復動用シールに対してもさらなる密封特性, 潤滑特性および信頼性の向上が要求されており, 多岐にわたる研究が続けられている。

往復動用シールにおいては, 往復両行程に対応する接触圧力分布が上昇変曲点(圧力こう配の極値)をもてば, 粘度×滑り速度/荷重で規定される無次元特性数がある値以上であれば, 連続流体膜が密封面間に形成され, 密封面の保護を図りながら密封機能を維持することが流体潤滑の逆問題⁽¹⁾⁽²⁾の適用によって説明されている^{(3)~(5)}。

しかしながら, 密封特性や潤滑特性のさらなる改善を図った設計指針を確立するためには, 密封面間に形成される油膜分布ならびにその挙動を直接観察するとともに, 油膜挙動と摩擦挙動との関係を正確に把握することが必要不可欠であると考えられる。この観点から, Block-Koens⁽⁶⁾やRobert Tabor⁽⁷⁾らは, 光干渉

法を用いて, Oリングとガラス面間に形成される油膜形状を観察し, 往復運動下においては, くさび膜作用とスクイズ膜作用の位相差のために周期的に変動する油膜が形成されることを示した。しかし, 彼らは油膜の変動と摩擦特性との関係については言及していない。

ところで, 実際に使用される往復動用シールの大半は, 密封性能を重視するため, くさび状の非対称な断面形状をもつリップ先端部を軸表面に押し付けるリップシールが採用されることが多い。しかし, このような往復動用リップシールで形成される油膜の直接観察は著者らの知る限りまだ実施されていない。

本研究の主目的は, くさび状の接触形状をもつ往復動用シールの密封面における油膜挙動を光干渉法を利用して直接観測し, 摩擦力の変動状態と関連づけることによって, 摩擦・密封特性に及ぼす接触圧力分布の影響を明らかにするとともに, その結果を流体潤滑の逆問題を適用して説明することである。なお, 実際の実験は, 光学上の制限のため, 円形断面をもつ軸とリップシールの組合せのかわりに, 往復運動するガラス平板とくさび状の接触形状をもつ比較的長い帯状ゴムとの組合せで実施した。したがって, 帯状ゴムの両端で側方漏れが存在する。この側方漏れの有無が実際のシールとの相違をもたらすと考えられるが, 往復動用

* 原稿受付 1995年11月20日。

^{*1} 正員, NOK(株) (〒251 藤沢市辻堂新町4-3-1)。^{*2} 正員, 九州工業大学工学部 (〒804 北九州市八幡区仙水町1-1)。

シールの基本特性を把握するための第1段階として、このような二次元モデルシールを採用した。

2. 実験装置および実験方法

図1に実験装置の概略図を示す。しゅう動部は、しゅう動領域の油膜挙動を直接観察できるように正弦波状の垂直往復運動をするガラス平板(150 mm 角、厚さ 10 mm、屈折率 1.5187)のクロムコーティングされた面にリップ形断面をもつ幅 3 mm、長さ 129 mm の帯状のシール試料(図2)を一定荷重で押し付けることによって構成されている。潤滑油は図1に示すようにガラス平板に向かって一面だけ解放された油容器を介し、その上方からシール試料に連続的に供給した。なお、シール試料両端部から下部へ回り込む潤滑油は、試料の下部内側より両端部外側に向けて圧縮空気を吹き付けることによって排除した。往復行程に伴う漏れ量は、試験終了直後、シール試料下部大気側のガラス平板表面へ流出した油をろ紙で拭き取り、最小秤量精度 0.01 mg のはかりで秤量することによって評価した。摩擦力はシール試料取付部に貼付されたひずみゲージによって検出し、ポテンショメータで検出したガラス平板のストローク位置とともにシンクロスコープでモニタしながらデータレコーダに同時記録した。

油膜厚さの観察には単色光干渉法⁽⁸⁾を用いた。すなわち、バンドパスフィルタを通して緑色光(波長 546 nm)とした水銀ランプ光によって得られる単色光の干渉像をITVカメラを介してVTRに収録し、解析し

た。

図2に供試シールの断面形状および寸法の概略を示し、表1にゴム材料の機械的特性を示す。AタイプおよびBタイプは同一の断面形状をもつが、図2に示すように、BタイプはAタイプに対して上下逆に装着されている。リップの金型成形された面の最大表面粗さは $0.8 \mu\text{m}$ である。また、リップ先端を構成する他方の面は通常のリップ状のリップシールと同様にメスカット成形されている。なお、実験には2時間ならし運転した後のシールを用いた。ならし運転後のリップ先端半径は 0.04 mm であった。この値は全実験終了後もほぼ同じであった。図2には、Müllerの方法⁽⁹⁾、つまり、軸に設けた微小スリット(軸方向幅 0.02 mm 、円周方向長さ 1.8 mm)の圧力をその接触位置($10 \mu\text{m}$ ピッチ)におけるシールの接触圧力と釣合せることによって計測された接触荷重 78 N における接触圧力分布が示されている。計測は往復動を考慮して、接触部に対する計測スリット位置の送りを上向きと下向きで実施した。上向き送りと下向き送りとは接触圧力分

Table 1 Mechanical properties of nitrile rubber

Hardness : 75 (IRHD)
Young's modulus : 7.2 (MPa)
Tensile strength : 23.1 (MPa)
Elongation : 280 (%)

Fig. 1 Schematic diagram of testing device

Fig. 2 Shape, size and contact pressure distribution of two types of seal specimens

Table 2 Properties of paraffinic mineral oil

Kinematic viscosity (mm ² /s)	Specific gravity	Refractive index
313 (K) 373 (K)		
320 24	0.8769	1.4933

Table 3 Test conditions

Total contact load P : 78 (N)
Length of stroke S : 30 (mm)
Number of cycle ν : 0.05~4.0 (Hz)
Temperature : Room temperature

布が若干相違しているが、これは送り方向に依存して発生するシールリップの変形のためである。なお、この方法で計測された静的な接触幅は約 0.35 mm であった。

供試潤滑油として用いたパラフィン系鉱油の性状を表 2 に示す。粘性係数の算出に必要な温度は、しゅう動部に近いゴム試料中に熱電対を埋め込み、試料両端から 40 mm の 2 箇所で計測してその平均値を用いた。

表 3 に実験条件を示す。実験は往復周波数を高い値の方から低い値のほうへ変えることによって実施した。各周波数での実験時間は約 10 分とした。

3. 流体潤滑の逆問題の適用

3.1 リップシールへの適用 リップ先端の接触圧力分布が図 3 のように与えられているとする。このとき、シールが密封流体側あるいは軸(ガラス板)が密封流体と反対側に向かう運動行程を押し行程(Pumping stroke)、その逆の場合を引き行程(Motoring stroke)と定義する。以下、それぞれの行程に対して P および M の添字を付すことにする。

動的逆問題⁽²⁾によれば、押し・引き両行程において流体潤滑膜が安定に形成されるためには、図 3 に示すように、圧力分布 p は運動方向座標 x に関して 2 個の変曲点すなわち上昇変曲点と下降変曲点をもつ必要がある^{(3)~(5)}。静止状態における接触圧力分布においてこのような変曲点が存在しなくても、動的状態下の往復動用シールではくさび効果によって発生する圧力のためにこれらの変曲点は自動的にもたらされ则认为てきしつかえない⁽¹⁾。さて、この両変曲点における最大圧力こう配を押し・引き両行程に対してそれぞれ $|dp/dx|_{\max,P}$ 、 $|dp/dx|_{\max,M}$ と表し、

$$G = \mu S \nu / (P/L) \quad \dots\dots\dots (1)$$

Fig. 3 Strokes and pressure distribution

μ : 粘性係数

S : 全振幅

ν : 往復周波数

P : 接触荷重

L : 試料長さ

なる無次元特性数 G を導入すれば、圧力分布の最大値 ($dp/dx=0$) を与える座標 x での往復行程中央部(滑り速度 u は最大値 $u_{\max}$ をとる)における膜厚 h_m は、

$$h_{mP} = \sqrt{\frac{8\mu u_{\max}}{9|dp/dx|_{\max,P}}} = \sqrt{\frac{8(\pi PL)}{9|dp/dx|_{\max,P}}} \cdot G^{1/2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

摩擦係数 f は

$$f_P = \sqrt{\frac{9\pi}{8}} \frac{|dp/dx|_{\max,P}}{p_a} \frac{B}{p_a} \cdot J_P \cdot G^{1/2}$$

$$J_P = \int \left[4 \left(\frac{h_m}{h} \right)_P - 3 \left(\frac{h_m}{h} \right)_P^2 \right] \frac{dx}{B}$$

(p_a : 平均面圧, B : 接触幅) (3)

と表示される^{(3)~(5)}。

単位時間当たりの漏れ量 q は、正弦波状の往復運動をなす場合においても、一様平均速度 $u = (2/\pi)u_{\max}$ で往復運動すると仮定して精度よく計算できることが知られており⁽⁴⁾⁽⁵⁾、無次元漏れ量 Q は次のように表示される。

$$Q = \mu q / (PB)$$

$$= \frac{2}{3} \left(\sqrt{\frac{p_a}{B(dp/dx)_{\max,P}}} - \sqrt{\frac{p_a}{B(dp/dx)_{\max,M}}} \right) G^{3/2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

すなわち、密封の条件は

$$|dp/dx|_{\max,P} < |dp/dx|_{\max,M} : \text{漏れ} \quad \dots\dots\dots (5\cdot a)$$

$$|dp/dx|_{\max,P} = |dp/dx|_{\max,M} : \text{密封} \quad \dots\dots\dots (5\cdot b)$$

$$|dp/dx|_{\max,P} > |dp/dx|_{\max,M} : \text{負の漏れ} \quad \dots\dots\dots (5\cdot c)$$

となる。

3.2 接触圧力分布形態の影響 図 2 に示した静的に測定された接触圧力分布から、A タイプシールでは油側に偏った分布形態で最大圧力こう配が

$|dp/dx|_{\max,P} > |dp/dx|_{\max,M}$ であるので、式(5・c)から負の漏れ、つまり、密封状態を呈し、B タイプシールでは逆に大気側に偏った分布形態で $|dp/dx|_{\max,P} < |dp/dx|_{\max,M}$ であるので、式(5・a)から漏れ状態になると推測される。また、往復各行程において A および B タイプシールを比較すれば、押し行程における最大圧力こう配 $|dp/dx|_{\max,P}$ は A タイプのほうが B タイプよりも大きいため、式(2)および(3)より、行程中央における流体膜厚 h_m は A タイプのほうが B タイプよりも薄く、摩擦係数 f は A タイプのほうが B タイプよりも高いと予測される。一方、引き行程における最大圧力こう配 $|dp/dx|_{\max,M}$ は押し行程の場合とは逆に A タイプのほうが B タイプよりも小さいため、大気側に十分な流体があると仮定すれば、行程中央での流体膜厚 h_m は A タイプのほうが B タイプよりも厚く、それに対応して摩擦係数 f は A タイプの方が B タイプよりも低いと予測される。

4. 実験結果および考察

4・1 リップシールの摩擦・密封特性 図4に押し・引き両行程中央における摩擦係数 f と無次元特性数 G の関係を示す。A タイプの摩擦係数 f は、押し・引き両行程でほとんど同じ値を示しており、 $G > 10^{-5}$ の範囲で式(3)に対応する $f \propto G^{1/2}$ の関係に漸近している。一方、B タイプでは引き行程時の摩擦係数 f は A タイプと同等であるが、押し行程時の f は引き行程よりも相当低下しており、 $G > 10^{-6}$ の範囲で式(3)に対応する $f \propto G^{1/2}$ の関係が成立し、この範囲で流体潤滑が支配的であることがわかる。

上記の結果は、密封流体を密封面に引き込む状態に対応する押し行程での摩擦係数は A タイプのほうが B タイプよりも高く、3章での予測を裏付けているが、引き行程では A タイプと B タイプの摩擦係数はほぼ

Fig. 4 Relationship between coefficient of friction f and duty parameter G

同等であり、3章の予測に反している。これは、A、B タイプを特徴づけるリップ形態に起因すると考えられる。すなわち、3章で予測したように A タイプは漏れを抑制し、B タイプは漏れを助長する。事実、往復周波数を高いほうから低いほうへ変化させて実施した一連の実験の終了後の漏れ量を計測した結果、A タイプでは大気側への漏れ量は検出不能であったが、B タイプの漏れ量は $1.70 \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s}$ と多量であった。つまり、A タイプの引き行程での摩擦係数 f は油量不足の影響を受けるため、予測値よりも高くなり、B タイプの f は十分な油量が存在するため、A タイプの押し行程での f とほぼ同等の値を示すことになり、結果的に A タイプ、B タイプの f が引き行程で同等の値になったものと結論できる。

図5は図4の代表点に対応する摩擦力 F とストローク S の関係を示したものである。A タイプの摩擦力 F は各往復周波数 ν において、押し・引き両行程で $F = 0$ に対してほぼ対称な波形を示し、ストローク上端付近で F が増大している。B タイプの摩擦力 F は各周波数 ν において、押し行程のほうが引き行程より小さい非対称な波形であり、ストローク端通過直後に F が大きくなっている。

Fig. 5 Typical relationship between friction force F and stroke s

4・2 光干渉法による油膜挙動の観察 光干渉法による油膜の直接観察は、シール試料のほぼ中央部で実施した。油膜厚さは得られた干渉像を画像処理することによって算出した。すなわち、実験装置における入射光と反射光の設定角度を 50° 、空気屈折率を 1 として Snell の法則を適用すると、明縞間あるいは暗縞間の相対膜厚は $0.198 \mu\text{m}$ と求められる。膜厚 $h=0$ に対応する干渉縞の位相は、油を除いたときの静的接触部における干渉像の画像輝度が最低輝度であることを確認し、この状態を膜厚 0 に対応する 1 次の暗縞とした。この 1 次の暗縞を基準として、対象となる干渉像の縞(しま)次数をカウントして相対的に膜厚を求めた。また、暗・明縞あるいは明・暗縞間での中間輝度をもつ干渉像の場合には、その輝度を計測して膜厚に換算した。本実験においては、 $1/30 \text{ s}$ の VTR 再生画像を解析対象として相対的に膜厚を求めたが、全実験条件中、往復周波数 $\nu=4.0 \text{ Hz}$ の解析は画像コマ数不足のために不可能であった。

4・2・1 摩擦力の変動に及ぼす油膜形成の影響

図 6 は往復周波数 $\nu=0.2 \text{ Hz}$ の条件の下で B タイプシールで観察された干渉像とそれらに対応した油膜形状を摩擦波形とともに示したものである。ストローク上端部 $s=15 \text{ mm}$ からストローク位置 $s=10 \text{ mm}$ までの押し行程時の油膜挙動が示されている。ストローク端部付近に対応する図 6 (a) および (b) の油側には、引き行程時に発生したエアレーション(写真上側の白色部分)が残留している。また、この場合の膜厚は薄く、摩擦力は高い。しかし、エアレーション領域がなくなり、密封部入口側に密封液が達すると[図 6 (c)], 膜厚は厚くなり[図 6 (c) から (e)], それに対応して摩擦力は急激に減少している。なお、図 6 (e) の干渉像に対応する膜厚は、図 6 (d) から (e) への干渉縞の変化が急激であるため、計測不可能であった。また、図 6 での干渉写真において大気側リップ面の一部に干渉縞が現れていない領域が存在しており、この部分の膜厚を正確に評価することはできなかった。これは、この部分がメスカット成形された粗い面であるため、この面での反射光強度が低下することが原因であると考えられる。なお、リップの先端は、ならし運転でわずかながら摩耗しており、メスカット領域と同様に膜厚解析ができない部分であることが静的接触状態によって確認されている。A タイプでは、B タイプとは逆の油側の位置にメスカット領域が存在する。

4・2・2 エアレーションの影響

4・2・1 項で示したように、本実験条件下では A および B タイプのいずれのシールを使用しても、引き行程でエアレーシ

ョンが発生し、これが引き続く押し行程に短時間残留して摩擦力に影響する。エアレーションの発生領域は往復周波数 ν が高いほど広く、その押し行程での残留領域も ν が高いほど広い。なお、この残留領域のばらつきは ν が高いほど大きく、シールの長手方向中央で $s=0 \sim 15 \text{ mm}$ に及んでいる。エアレーションは、実際のリング状のリップシールにおいても起こり得るが、この装置においては図 1 に示すようにシール試料上部の油容器両端とガラス平板の間にすきま 1 mm が存在するため、より発生しやすくなっているものと考えられる。また、それが原因で、発生したエアレーション

Fig. 6 Effect of formation of thick oil film on friction force F (Type B, $\nu=0.2 \text{ Hz}$)

Fig. 7 Effect of aeration on formation of oil film in pumping stroke (Portion A in Fig. 5 (a), $\nu=2.0$ Hz)

の形状は、シール両端部で広く、中央部で狭くなっている。

このエアレーションが押し行程初期に残留すると密封部入口へ導入される油量が不足する。図7(a)および(b)は、図5(a)に示したAおよびBタイプシールの摩擦波形の押し行程A部近傍における油膜形状を示す干渉写真である。密封面に形成される油膜厚さは、AおよびBタイプのいずれのシールにおいても、上流側にエアレーションが存在し、油量不足となる場合の方が、エアレーションの存在しない場合よりも薄いことがわかる。

さて、図5(a)に示したBタイプシールの押し行程初期における摩擦力は徐々に低下しており、急激に低下する他の摩擦波形と相違している。これは、エアレーションの発生領域が大きく、上述したエアレーション形状とも関連して、シール長手方向の中央部から両端に向かって、徐々に油が密封部に引き込まれるためである。すなわち、エアレーションの発生程度とその消滅状態は摩擦特性に大きい影響を与えるといえる。なお、西川ら⁽¹⁰⁾は鋼球を用いて往復しゅう動面のEHL油膜の直接観察を実施し、接触面下流に発生したエアレーション(気泡)が次行程での油量不足をもたらすことを明らかにしているが、この現象は本エアレーションと同一現象であると考えられる。

4・2・3 往復周波数の平均油膜厚さに及ぼす影響

往復周波数 ν が増加するとともに、しゅう動方向と直角方向の膜厚は、図7(a)に示すように波状になる傾向があり、その波状膜厚の差は実験範囲内で最大約

Fig. 8 Effects of number of cycle ν on mean oil film thickness $\bar{h}$

0.1 μm であった。このため、油膜厚さの評価は干渉像の観察された領域における平均油膜厚さ $\bar{h}$ で行った。

図8(a)、(b)にAタイプおよびBタイプシールそれぞれの平均油膜厚さ $\bar{h}$ を各往復周波数 ν (0.05~2.0 Hz)ごとに示す。4・2・2項で示したエアレーションのばらつきを考慮し、図には各往復周波数における平均的なエアレーションに対応する膜厚をプロットした。膜厚は、ストローク端($s=\pm 15$ mm)からストローク中央($s=0$ mm)にいくに従って、すなわち、滑り速度が増加するに伴って増加している。また、AおよびBタイプとも往復周波数 ν の増加とともに油膜厚さは増加率を増しながら増大している。図9に引き行程

Fig. 9 Relationship between mean oil film thickness h_m and duty parameter G at stroke center

中央における平均膜厚 $\bar{h}_m$ と特性数 G との関係を示す。 $h_m \propto G^{4/5}$ の関係が成立しており、式(2)の $h_m \propto G^{1/2}$ で示されるよりも G に対する膜厚の増加率が高い。この点に関しては、今後、リップ先端の膜厚計測を含めたより詳細な解析が必要であると考えられる。

ところで、A タイプでは、接触圧力分布形状から押し行程に比較して引き行程の油膜が厚いと予測されたにもかかわらず、実際には押し・引き両行程で形成される油膜厚さは各往復周波数でほぼ同じであった。これは、押し行程で形成される薄い油膜が大気側に流出し、この薄膜が次の引き行程での油膜形成に関与するため、油量不足となり、押し行程時と同じ膜厚が形成されたものと考えられる。この結果は摩擦係数が両行程でほぼ一致する図4の結果を説明している。

B タイプでは、引き行程の油膜厚さは、各往復周波数で A タイプの押し行程とほぼ同じである。この結果は、B タイプでの引き行程と A タイプでの押し行程の最大圧力こう配が同等であることから予測された油膜形成状態を裏付けている。また、B タイプの押し行程初期には、エアレーションによる油量不足のために、引き行程と同じ厚さの油膜が形成されているが、エアレーション消滅後には接触圧力分布形状から予測されたように膜厚が急激に増大している。しかし、この厚膜の計測は膜厚変化が急激であるために不可能であった。これらの結果は、摩擦力がストローク上端部付近(引き行程後期、押し行程初期)では、押し・引き両行程でほぼ等しく[図5(a), (b)参照]、ストローク中央付近では押し行程のほうが引き行程よりも小さい(図4参照)事実を説明している。

4・2・4 ストローク両端部における油膜と摩擦の変動 A タイプシールは図5に示すようにストローク上端部付近で摩擦力が増大する傾向が強い。この現象は通常のリング状のリップシールについても経験されている⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。図5(b)の A タイプに対応する引き行程終端近傍における干渉像と油膜形状を図10に示

Fig. 10 Effect of collapse of oil film on friction force (Type A, $\nu=0.5$ Hz)

Fig. 11 Schematic diagram showing difference in friction force between type A and B seals near top stroke end

す。この直後の押し行程では図10と逆の順序で干渉像が観察された。図5からわかるように、摩擦力は引き行程時の最大値から押し行程時の最大値まで直線的には推移していない。これは、干渉像(c)において油膜厚さ0、つまり、直接接触の領域が最も広がって最大摩擦力が働き、このしゅう動面内に干渉像(d)のように油が侵入するとともに、滑り速度が0に漸近することに起因して摩擦力が減少するためと考えられる。

つまり押し行程で密封液が十分に大気側に漏れ出ない場合には、干渉像(c)に見られるように直接接触が引き行程の終端近傍で発生すると結論できる。図11は、押し行程終端部と引き行程中の油膜状態を観察結果に基づいてモデル的に示したものである。Bタイプでは、押し行程中に大気側に漏れ出た多量の油が図10(b)に示すように引き行程中にかき集められる。その蓄積された油によってストローク上端近傍においても油量不足を呈することなく、密封面を潤滑することができるため、上端部での摩擦力の増大がAタイプと比較して小さくなると考えられる。Aタイプではこれとは逆に大気側に漏れ出る油は少なく、その漏れ出た油も、Bタイプと比較して密封液側に戻りやすいため、Bタイプのような大気側での油の蓄積はなく、油量不足の結果、油膜破断を起こしやすくなるものと考えられる。なお、図4の非流体潤滑域に対応する図5(c)のAタイプの波形では、ストローク下端部でも摩擦力の増大が見られるが、この場合にも上記と同様な油膜破断が観察されている。

ところで、作動が非流体潤滑と考えられる図5(c)に対応するBタイプシールの摩擦力は、押し行程初期の摩擦力のほうが、引き行程後期よりも高い。これは上端部付近の密封面で観察されたAタイプと同様の油膜破断が主たる原因であり、エアレーションがその油膜破断を促進したものと考えられる。

一方、下端部近傍(押し行程後期、引き行程初期)の摩擦力は、Aタイプシールでは油膜厚さが押し・引き両行程で同一であるため、押し・引き両行程で大きい差異はないが、Bタイプシールでは引き行程初期に摩擦力が急増している(図5参照)。これは、図8(a)、(b)の比較からわかるように、下端部近傍の最小平均膜厚がAタイプシールでは、滑り速度がほぼ0である行程端のごく近傍で発生しているのに対して、Bタイプシールでは引き行程に移った滑り速度の若干高い領域で発生しているに関係していると考えられる。すなわち、押し行程に対応する最大圧力こう配が低く、押し行程での圧力発生能力の高いBタイプシールでは、押し行程での圧力発生能力の低いAタイプシールよりも押し行程終端近くまで、図8からわかるように、厚い油膜を形成するために最小平均膜厚位置に関してこのような位相差が生じたものと考えられる。ただし、シールの弾性変形の影響も考えられ、詳細な検討が必要である。

5. 結 言

モデルリップシールを用いた密封面の直接観察によ

って往復動用リップシールの油膜挙動と摩擦特性との基本的関係を明らかにすることに成功した。本研究で得られたおもな結論は次のようにまとめられる。

(1) 往復動用シールの密封・摩擦特性は、押し・引き両行程における入口側の油膜状態と流体潤滑の逆問題を併用することによってより詳細に説明することができる。すなわち、シールの油膜挙動は基本的には接触圧力分布形態によって支配される。

(2) 負の漏れをもたらず接触圧力分布をもつシールでは、押し行程において大気側へ薄い油膜しかもたらないため、引き続く引き行程では油量不足をもたらず厚膜形成を困難とし、予測される値よりも高い摩擦係数をもたず。

(3) 往復各行程中の平均油膜厚さは、速度増加とともに増大し、行程中央付近で最大値をとる。

(4) また、往復周波数の増加に伴い油膜厚さは全体的に厚くなる。

(5) 往復両行程中での摩擦力の変動は、形成される油膜厚さに大きく依存する。

(6) 引き行程中において発生するエアレーションは、押し行程においても残留して押し行程初期に油量不足をもたらし、油膜の形成を阻害し、摩擦力に影響を与える。なお、エアレーションの押し行程での残留領域は往復周波数が高いほど大きくなる。

文 献

- (1) Blok, H., Inverse Problems in Hydrodynamic Lubrication and Design Directives for Lubricated Flexible Surfaces, *Symp. Lubric. & Wear, Houston*, (1963), 1-151.
- (2) Hirano, F., *Proc. 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing (ICFS)*, British Hydromechanics Research Association, F1 (1967), 1-16.
- (3) Hirano, F. and Kaneta, M., *Proc. 4th ICFS, BHRA*, (1969), 11-20.
- (4) Hirano, F. and Kaneta, M., *Proc. 5th ICFS, BHRA*, G2 (1971), 17-32.
- (5) Hirano, F. and Kaneta, M., *Proc. 5th ICFS, BHRA*, G3 (1971), 33-48.
- (6) Blok, H. and Koens, H. J., *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 180, pt. 3B (1965), 221-223.
- (7) Robert, A. D. and Taber, D., *Wear*, 11 (1968), 163-166.
- (8) Field, G. J. and Nau, B. S., *Trans. ASME, J. Lubric. Tech.*, 98 4 (1976), 486-490.
- (9) Müller, H. K., *Konstruktion*, 15 4 (1963), 149-157.
- (10) 西川宏志・半田孝太郎・兼田植宏, 機論, 58 550, C (1992), 225-232.
- (11) Kawahara, Y., Motohashi, H. and Ito, S., *Proc. 11th ICFS, BHRA*, G2, (1987), 467-480.
- (12) Kanzaki, Y., Kawahara, Y. and Kaneta, M., *Proc. 14th ICFS, BHRA*, (1994), 519-531.