

第4章 多段往復動用シールにおける摩擦・密封特性

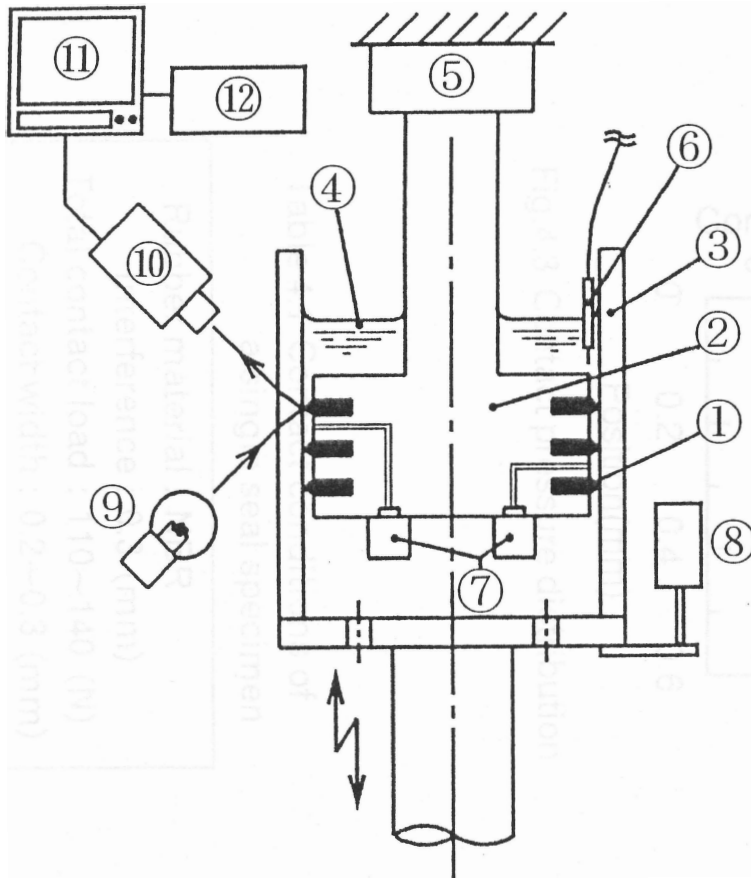
4.1 緒言

往復動用シールにおいては、漏れ防止、あるいは、異物混入防止の信頼度を高めるという観点からシールを複数個使用する多段式用法が多い。その結果、接触圧力分布形状によってはシール間に正または負の圧力が発生する場合があります、圧力発生機構の究明が課題とされている。G. J. Field、B. S. Nau⁽⁴⁹⁾ は、往復運動に伴って両シール間の圧力が異常に上昇し、それに伴ってシールのはみ出しが起きることを2個の角リングを用いた実験によって見出している。兼田⁽⁷⁶⁾は、2つのOリング装着溝底面の軸方向傾斜を変え、これらの組み合わせを変えることによって、複列に形成される種々の接触圧力分布形態の摩擦・密封特性に及ぼす影響を系統的な実験で求め、シール間での圧力発生を確認するとともに、その発生機構を逆問題によって説明している。

本章では、密封性を重視するオイルシールやリップパッキンなどの往復動用リップシールを念頭に置いて、くさび状の非対称接触形状をもつピストンシールを採用し、これらを多段に組み合わせて用いることによって、多段接触圧力分布形態の摩擦・密封特性に与える影響を系統的に明らかにするとともに、特定の組合せに見出されるシール間圧力の発生機構を逆問題に基づいて説明する。

4.2 実験装置および実験方法

図4.1に実験装置の概略図を示す。実験装置は縦型であり、シール試料は固定されたピストンの多段溝に装着され、その上側に油が保持されている。シールが挿入される内径110mmの供試シリンダは油圧によって正弦波状に往復運動される。そのストローク位置はポテンショメータで検出し、往復しゅう動時の摩擦力はピストン上部のロードセルで検出した。繰り返しの往復運動によって多段に配列されたシール間に発生する圧力は、図4.1に示すようにピストンに設けられた6mmごとのシール装着溝の間に加工されたφ1mmの穴と圧力変換器を接続することによって検出した。これらの計測信号は、それぞれ同時にシンクロ



- ① Seal specimen (NBR)
- ② Piston (Stationary)
- ③ Cylinder
- ④ Oil
- ⑤ Load cell (For measuring friction)
- ⑥ Thermocouple
- ⑦ Semi-conductor pressure transducer
(For measuring interseal pressure)
- ⑧ Potentiometer
- ⑨ Light source
- ⑩ Industrial TV camera
- ⑪ TV monitor
- ⑫ VCR

Fig.4.1 Schematic diagram of testing device

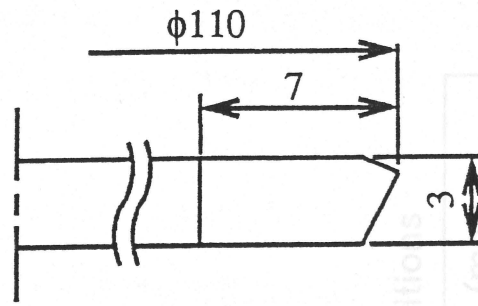


Fig.4.2 The shape and size of a lip seal

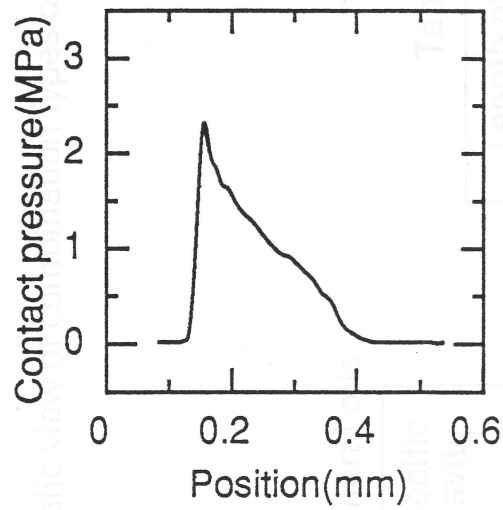


Fig.4.3 Contact pressure distribution

Table 4.1 Contact conditions of a single seal specimen

Rubber material : NBR
Interference : 0.3 (mm)
Total contact load : 110~140 (N)
Contact width : 0.2~0.3 (mm)

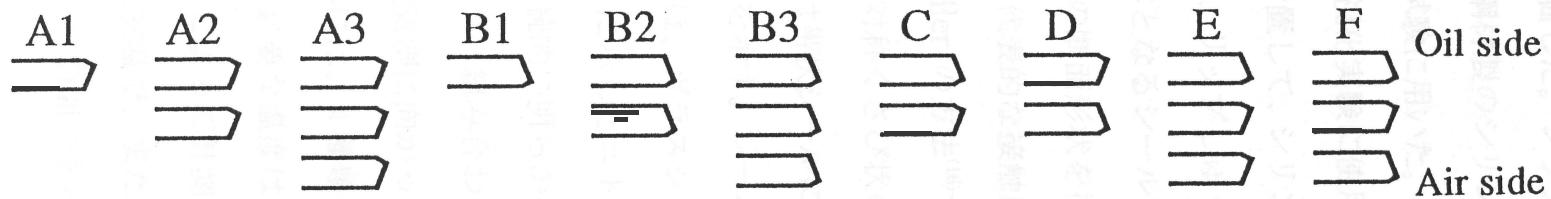


Fig.4.4 Schematic view of combination types of lip seals

Table 4.2 Properties of paraffinic mineral oils

Oil	Kinematic viscosity (mm ² /s)		Specific gravity
	313 (K)	373 (K)	
a	2.1	1.0	0.8750
b	10	2.5	0.8773
c	47	6.9	0.8768
d	320	24	0.8969

Table 4.3 Test conditions

Length of stroke : 10~50 (mm)
Number of cycles : 0.3~3 (Hz)
Temperature : Room temperature

スコープでモニタしながらデータレコーダに記録した。油漏れ量は、試験終了直後、大気側シリンダ壁面に流出した油をろ紙で拭き取り、最小秤量精度は 0.01mg の秤で秤量することによって評価した。シリンダは2種類を用いた。一方はしゅう動面に硬質クロムメッキが処理された鋼材製のシリンダ（しゅう動方向粗さ 0.2~0.3 μmRy ）で、主に摩擦・密封特性を評価する試験に用いた。他方は透明なガラスシリンダ（表面粗さ 0.1 μmRy 以下）で、しゅう動域の可視化実験に使用した。可視化実験は光源（キセノン光）と ITV カメラを図 4.1 のように設置して、シリンダ壁面に対する入射光と反射光の角度を同一にする全反射の手法を利用し、リップしゅう動部と油の挙動の観察像を VTR に記録した。

図 4.2 に基本となるシール試料の形状寸法の概略を示す。このゴムシールは、外径側に非対称くさび状の断面形状を持ち、シリンダ内径側との接触面で密封する構造になっている。図 4.3 には代表的な接触圧力分布の計測結果が示されている。この接触圧力分布は、前章と同じ Müller の方法⁽¹⁶⁾で静的に求めたものである。本シールの接触圧力分布は、第 3 章で用いた非対称くさび状の断面形状を持つ帯状シールとほぼ同様な形態であるが、その接触平均面圧は帯状シールに対して約 3/5 と低い値を示している。表 4.1 にシール試料の軸との接触状態を示す。シールの径方向しめしろは 0.3mm で、接触幅は 0.2~0.3mm である。接触幅の値は、ガラスシリンダとの接触状態を顕微鏡で読み取ったものである。ゴム材料は、表 3.1 に示したニトリル材を用いている。摩擦・密封特性に及ぼす多段接触圧力分布の影響を系統的に明らかにするため、図 4.4 に示すようにこのリップシールを 1 から 3 個まで 10 通りに組み合わせて実験に用いた。本章では、多段に組み合わせたシールの中、油側から大気側に向かって一段目、二段目、三段目シールと呼ぶことにする。

供試密封流体には、4 種類のパラフィン系鉱油を用いた。表 4.2 にその性状を示す。粘性係数の算出に必要な温度は、一段目シールのしゅう動部に近いピストン上面の円周対向 2 カ所を熱電対によって計測してその平均値を用いた。試験条件を表 4.3 に示す。試験時の雰囲気温度は室温で、また、試験は摩擦力が安定した後まで継続して行った。その試験時間は主として 30 分間であった。

4.3 多段往復動用シールへの逆問題の適用

シール試料が単列のときの接触圧力分布を図4.3に示したが、A1タイプの接触圧力分布は、最大圧力の点が油側に偏った形態となり、式(2-26c)を満足し、負の漏れ、つまり、大気側の油を油側に引き戻して密封状態を呈すると見なされる。一方、B1タイプの接触圧力分布は、これと反対向きに装着され、大気側に偏った接触圧力分布となるため、式(2-26a)を満足し、漏れを呈すると見なされる。その結果、Cタイプの場合には、A1タイプを2段目にB1タイプを1段目に組み合わせているため、押し・引き両行程でシール間に油が蓄積されることになり、正の圧力が発生するものと予測される。一方、Dタイプの場合には、A1タイプを1段目にB1タイプを2段目に組み合わせているため、押し・引き両行程でシール間から油が流出することになり、負の圧力が発生するものと予測される。

4.4 実験結果および考察

4.4.1 摩擦特性

図4.5にAタイプおよびBタイプシールの摩擦係数 f_m と無次元特性数 G の関係を示す。ここで、摩擦係数 f_m は押し・引き両行程中央での摩擦力の平均値を緊迫力で除すことによって求めた。 $G > 10^{-5}$ の領域では、シールの組合せによらず、逆問題から導いた式(2-20)に対応して $f_m \propto G^{1/2}$ の関係が成立している。このことは、 $G > 10^{-5}$ の領域で流体潤滑が支配的であることを示している。図4.6にA2およびB2タイプシールについて押し・引き各行程それぞれの摩擦係数 f と無次元特性数 G の関係を示す。A2タイプでは押し・引き両行程でほとんど差がないが、B2タイプにおいては引き行程に比べて押し行程の摩擦係数がかなり低下している。この摩擦変動は、前章における油膜挙動観察の結果と同一現象と考えられる。つまり、A2タイプにおいては押し行程で大気側へ薄い油膜しかもたらさず、次の引き行程で油量不足をもたらして押し・引き両行程でほぼ同じ摩擦係数となり、B2タイプにおいては押し行程で引き行程と比べて厚い膜が形成され、摩擦力が低減されたものと判断される。図4.7には、図4.5で示した(a)、(b)、(c)点での摩擦力と

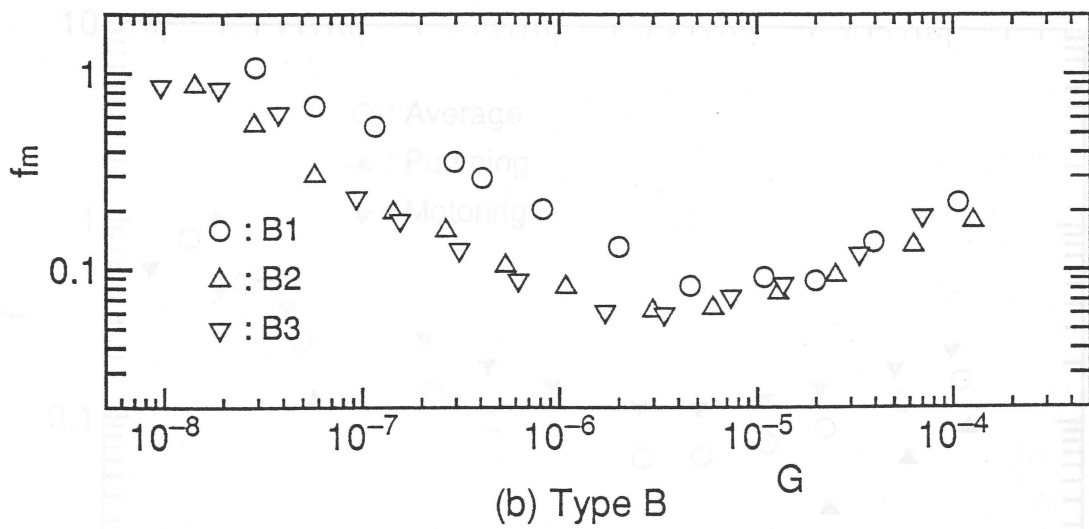
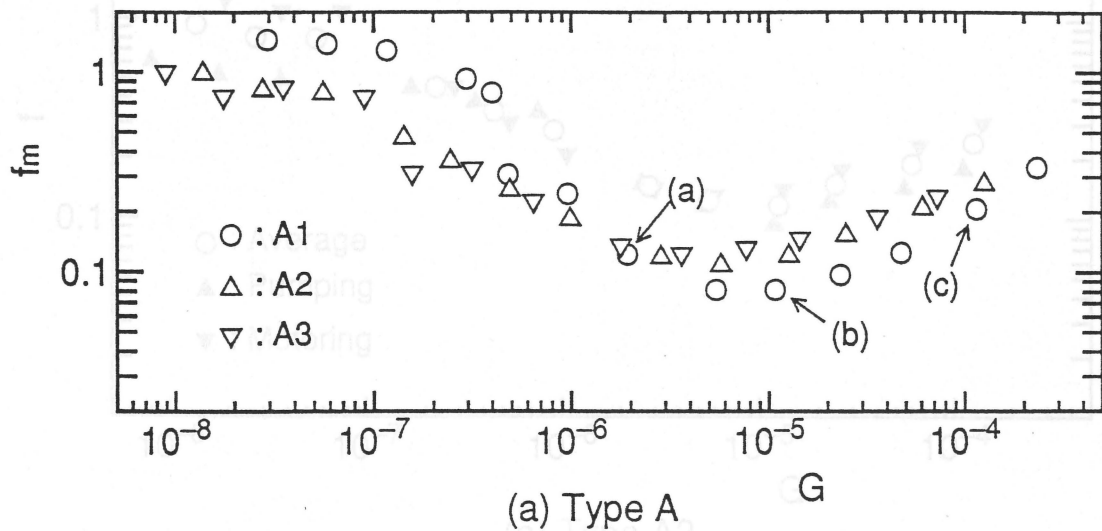
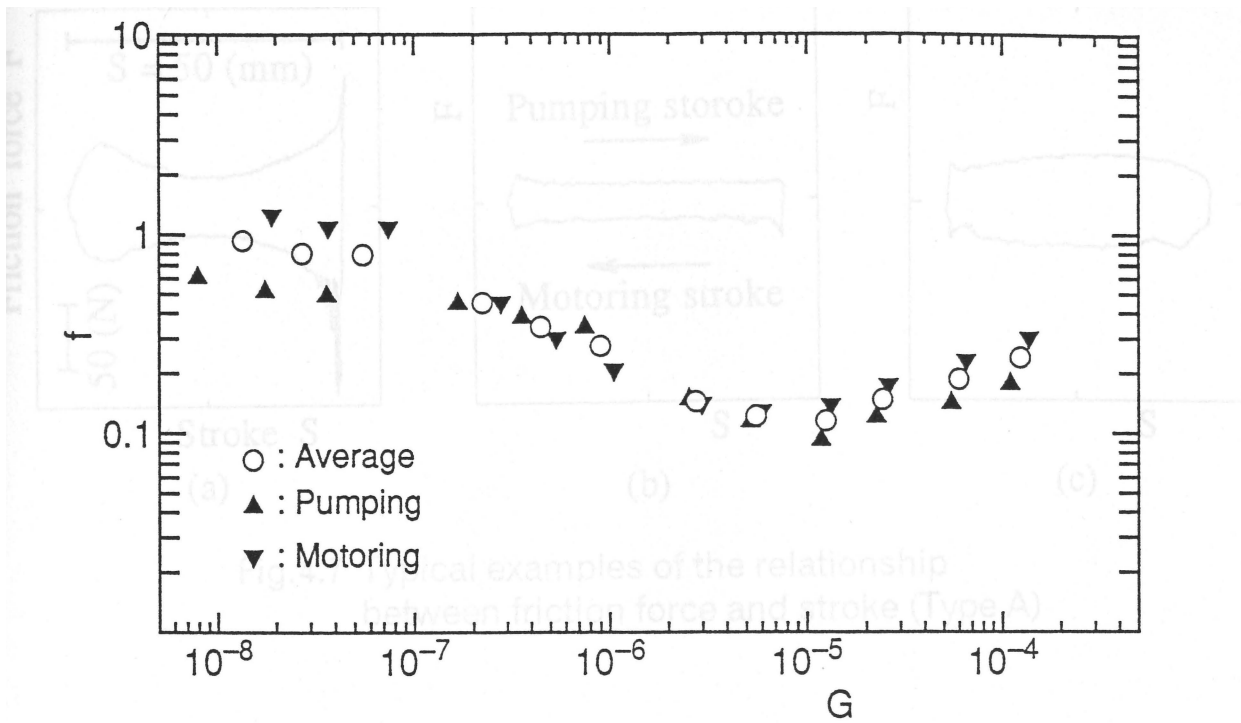
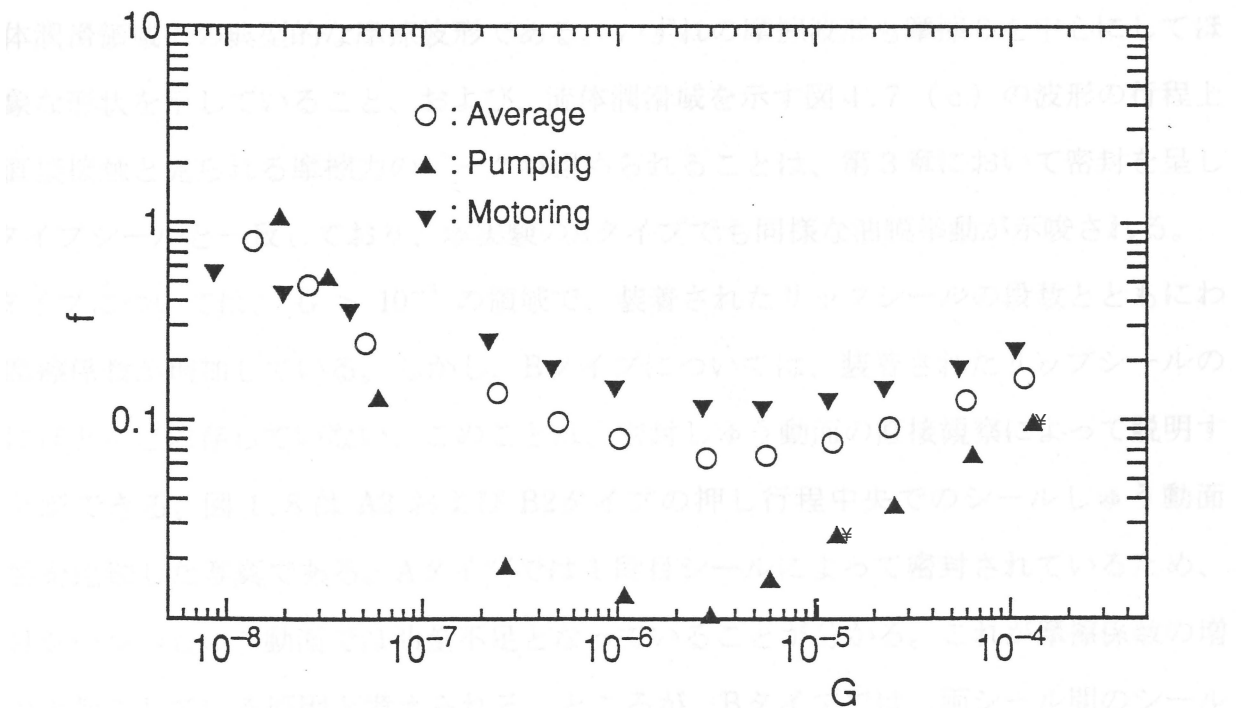


Fig.4.5 The relationship between coefficient of friction f_m and duty parameter G



(a) Type A2



(b) Type B2

Fig.4.6 The relationship between coefficient of friction f and duty parameter G

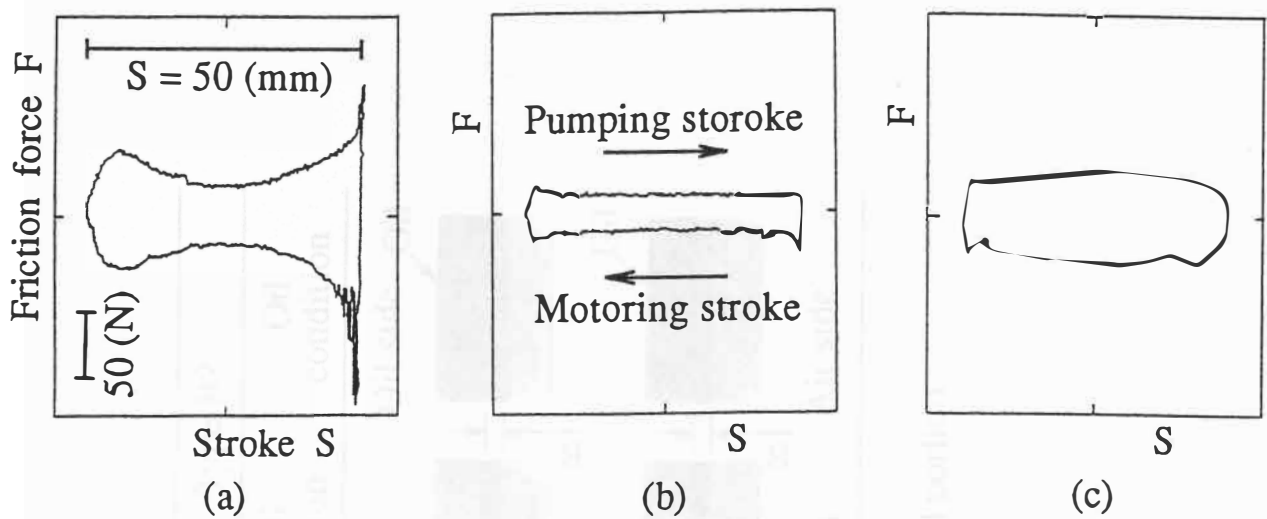


Fig.4.7 Typical examples of the relationship between friction force and stroke (Type A)

ストロークの関係を示している。図4.7 (a)と図4.7 (c)は、それぞれ非流体潤滑域と流体潤滑領域での典型的な摩擦波形である。いずれの摩擦波形も摩擦0を中心にしてほぼ対象な形状を示していること、および、流体潤滑域を示す図4.7 (c)の波形の行程上端で直接接触と見られる摩擦力のピークが認められることは、第3章において密封を呈したAタイプシールと一致しており、本実験のAタイプでも同様な油膜挙動が示唆される。

Aタイプについては、 $G > 10^{-5}$ の領域で、装着されたリップシールの段数とともにわずかに摩擦係数が増加している。しかし、Bタイプについては、装着されたリップシールの段数にほとんど依存していない。このことは、密封しゅう動面の直接観察によって説明することができる。図4.8はA2およびB2タイプの押し行程中央でのシールしゅう動面の状態を比較した写真である。Aタイプでは1段目シールによって密封されているため、2段目シールのしゅう動面では油量不足となっていることが分かる。これが摩擦係数の増加を引き起こしている原因と考えられる。ところが、Bタイプでは、両シール間のシール表面には多量の油が存在しており、それぞれのシールで同等の摩擦力が生じるものと考えられる。

C、E、Fタイプにおいては、後述するようにシール間圧力が、 $G > 10^{-6}$ の領域で計測された。予備実験において、シール間圧力が3MPa以上に上昇すると、シールのはみ出しや

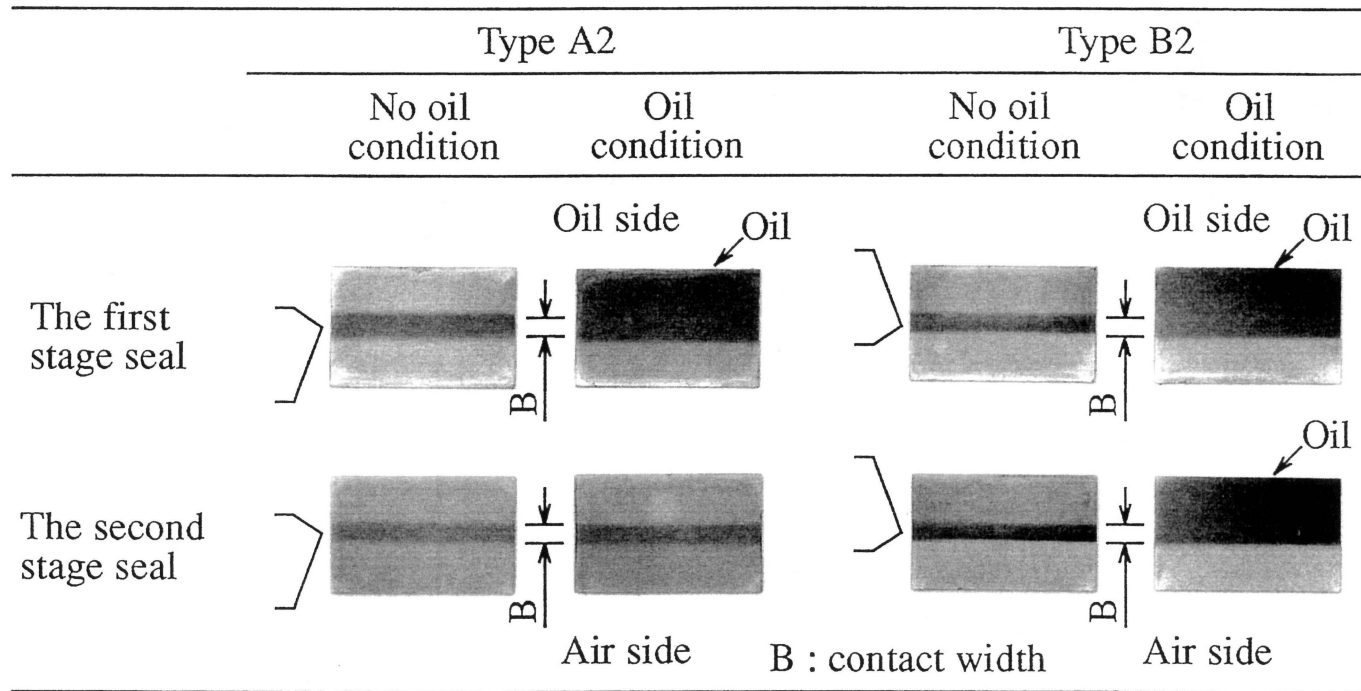


Fig.4.8 Photographs of seal surface at the central portion of the pumping stroke (Types A and B)

変形過大による脱落が発生することが判明したため、実験はシール間圧力が 2MPa になった時点で打ち切った。シール間圧力の増加とともに摩擦力も増加したが、これは、シール間圧力の増加に伴って緊迫力が増加するためと考えられるが、本実験では加圧時の緊迫力の計測は実施していない。Dタイプは A2タイプとほとんど同じ摩擦係数を示し、両シール間に流入した油は認められなかったが、A2タイプと相違して2段目シールの大気側へ油漏れが観察された。

4.4.2 シール間圧力

A および Bタイプにおいてはシール間圧力はほとんど検出できなかった。これは、それぞれのシールがほとんど同じ密封能力を持つためと考えられる。

Dタイプにおいては、シール間圧力が負になるものと逆問題から予測された。前節で述べたしゅう動域の直接観察の結果からもこの負の圧力の発生が妥当と考えられる。しかし、実際にはシール間圧力はほとんど変化せず、0 ~ -0.01MPa の値しか示さなかった。そのため、あらかじめリップ間に油を満たした後にしゅう動実験を行った。図 4.9 はその場合のリップ間圧力の時間変化を示したものである。時間経過に伴い両リップ間の油が流出するに従って、シール間圧力は減少していき、ほとんど完全に油が流出した時点で、-0.08MPa という最小値を示し、その後徐々にシール間圧力は上昇している。この実験結果は、逆問題の

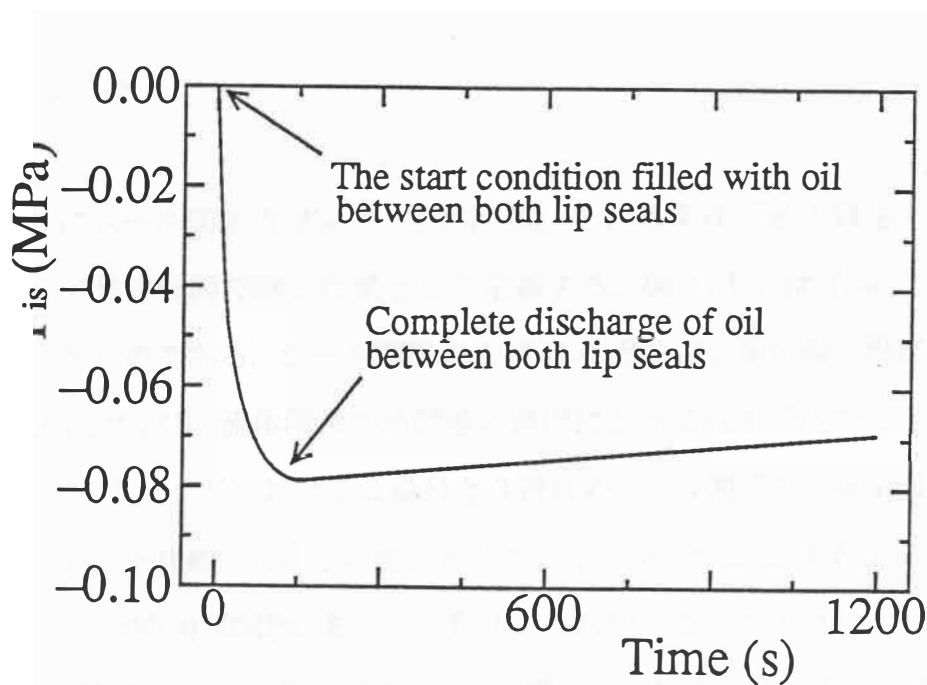


Fig.4.9 Generation test of negative interseal pressure P_{is} (Type D)

妥当性を裏付けるものである。

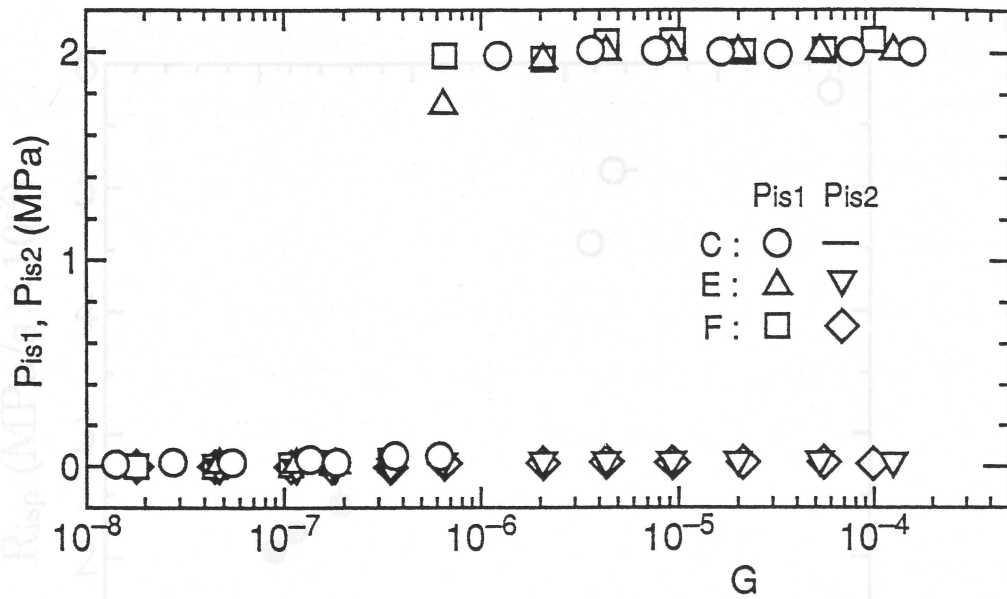
C、E、Fタイプにおいて、1段目と2段目のシール間で発生した正のシール間圧力 P_{is1} と無次元特性数 G との関係を図4.10に示す。前述したように、シールのはみ出し防止のため、シール間圧力が2MPaに到達した時点で実験は打ち切った。シール間圧力 P_{is1} は非流体潤滑から流体潤滑への遷移点に対応する $G \approx 10^{-5}$ よりも小さい $G > 10^{-6}$ の領域で発生していることが分かる。この事実は、往復両行程での流量差によって油がシール間に満たされてはじめてリップ間圧力 P_{is1} が発生すると考えれば、非流体潤滑よりの $10^{-6} < G < 10^{-5}$ の領域においても油膜が形成されていることを示しており、前章における油膜挙動の直接観察の結果を裏付けている。

$S=50\text{mm}$ の一定ストロークにおいて、往復周波数と油粘度を変えることによって得られたC、E、Fタイプのシール間圧力 P_{is1} の時間経過に伴う変化を図4.11に示す。シール間圧力 P_{is1} は時間経過とともに急激に増加している。なお、この図から、リップ間圧力 P_{is1} の増加率は、同一粘度に対しては往復周波数の増加とともに増大することが分かる。しかしながら、図4.11中に矢印で示したようにその増加率は、必ずしも無次元特性数 G の大きさの順序関係と一致していない。ところで、式(2-21)から単位幅、単位時間当たりの漏れ量 q は次式で表示される。

$$q \propto \mu^{1/2} (S \nu)^{3/2} \quad (4-1)$$

ここで、簡便的にシール間圧力 P_{is1} の増加率 R_{isp} を、各条件ごとに到達する最大シール間圧力をその圧力到達時間で除した値として定義する。図4.12は R_{isp} と $\mu^{1/2} (S \nu)^{3/2}$ との関係を示したものである。シール間圧力の増加率 R_{isp} は、単位幅、単位時間当たりの漏れ量 q に比例しており、流体潤滑の逆問題の適用によって説明可能なことを示している。

また、EおよびFタイプにおける2段目と3段目のシール間圧力 P_{is2} は1段目と2段目のシール間圧力 P_{is1} と比較して小さい値を示しており、シール間圧力 P_{is1} の増加に伴って、シール間圧力 P_{is2} は約0.03MPaまでしか到達してない。このことは、シール間圧力の増加率 R_{isp} は3段目のシールによってほとんど影響されないことを示している。



P_{is1} : interseal pressure between the first and second seals
 P_{is2} : interseal pressure between the second and third seals

Fig.4.10 The relationship between interseal pressure P_{is} and duty parameter G (Type C, E and F)

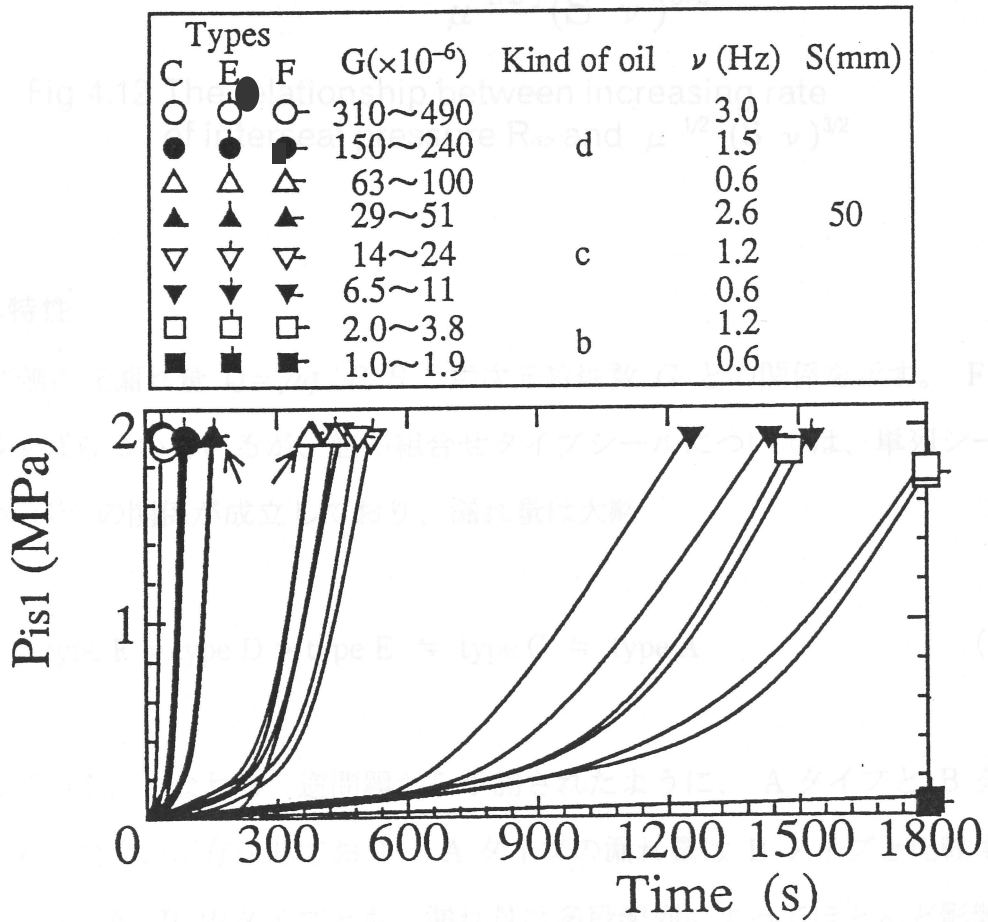


Fig.4.11 The relationship between the interseal pressure P_{is1} and testing time (Type C, E and F)

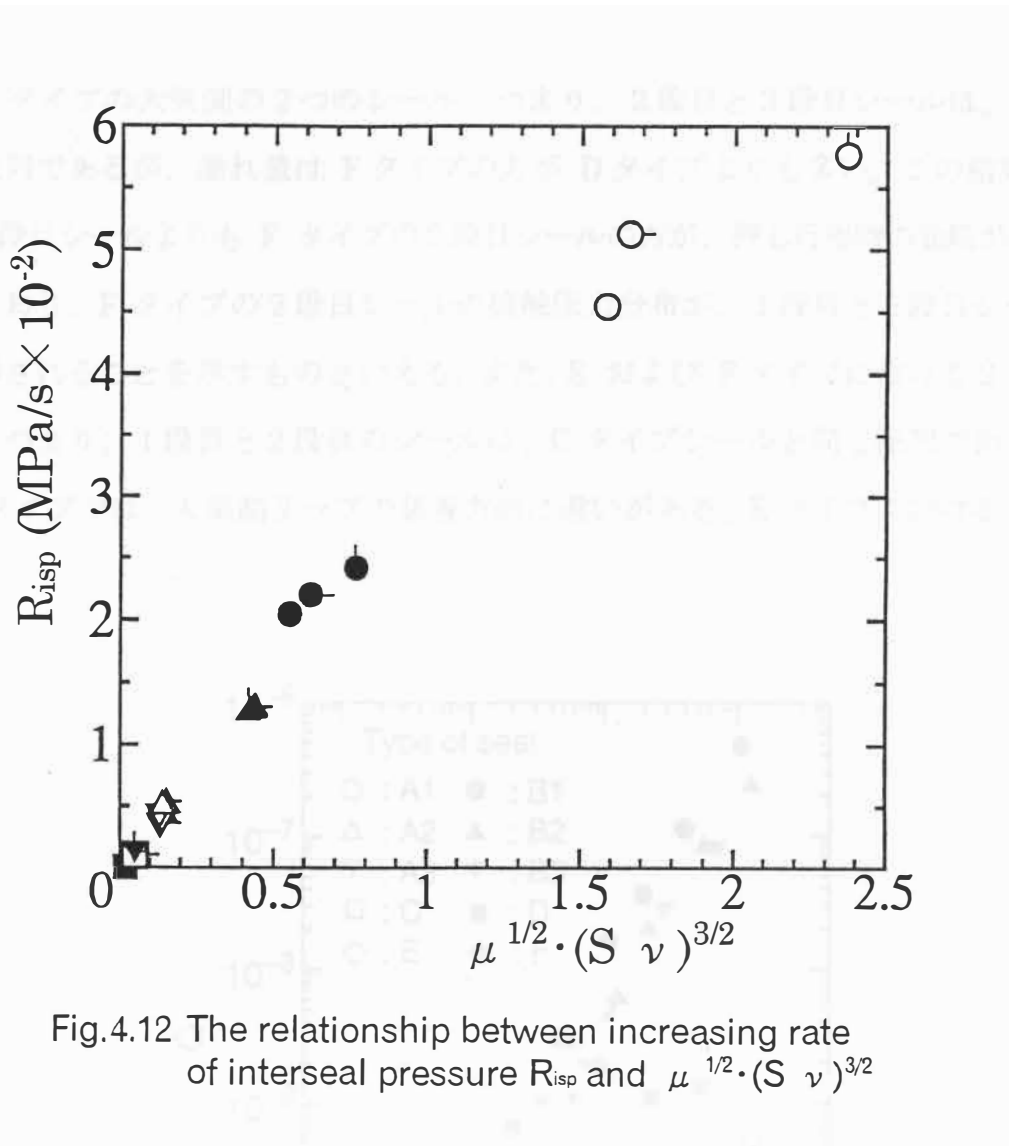


Fig.4.12 The relationship between increasing rate of interseal pressure R_{isp} and $\mu^{1/2} \cdot (S \nu)^{3/2}$

4.4.3 漏れ特性

図 4.1 3 に無次元漏れ量 $Q = \mu q / P_r B$ と無次元特性数 G との関係を示す。F タイプについては多少ばらついているが、他の組合せタイプシールについては、単列シールから導かれた $Q \propto G^{3/2}$ の関係が成立しており、漏れ量は大略

$$\text{type B} > \text{type F} > \text{type D} > \text{type E} \doteq \text{type C} \doteq \text{type A} \quad (4-2)$$

の順に減少している。すなわち、逆問題から予測されたように、A タイプと B タイプとには漏れ量に大きな違いが存在しており、A タイプの漏れ量は B タイプと比較すると格
 なお、A、B 両タイプとも、漏れ量は多段配列によってほとんど影響されて

さて、F タイプの大気側の2つのシール、つまり、2段目と3段目シールは、D タイプと同じ配列であるが、漏れ量は F タイプの方が D タイプよりも多い。この結果は、D タイプの1段目シールよりも F タイプの2段目シールの方が、押し行程時の油膜が厚いことを示唆しており、F タイプの2段目シールの接触圧力分布が、1段目と2段目シール間の圧力に影響されることを示すものといえる。また、E および F タイプにおける2つの油側のシール、つまり、1段目と2段目のシールは、C タイプシールと同じ配列である。E タイプと F タイプでは、大気側リップの装着方向に違いがある。E タイプにおける大気側シ

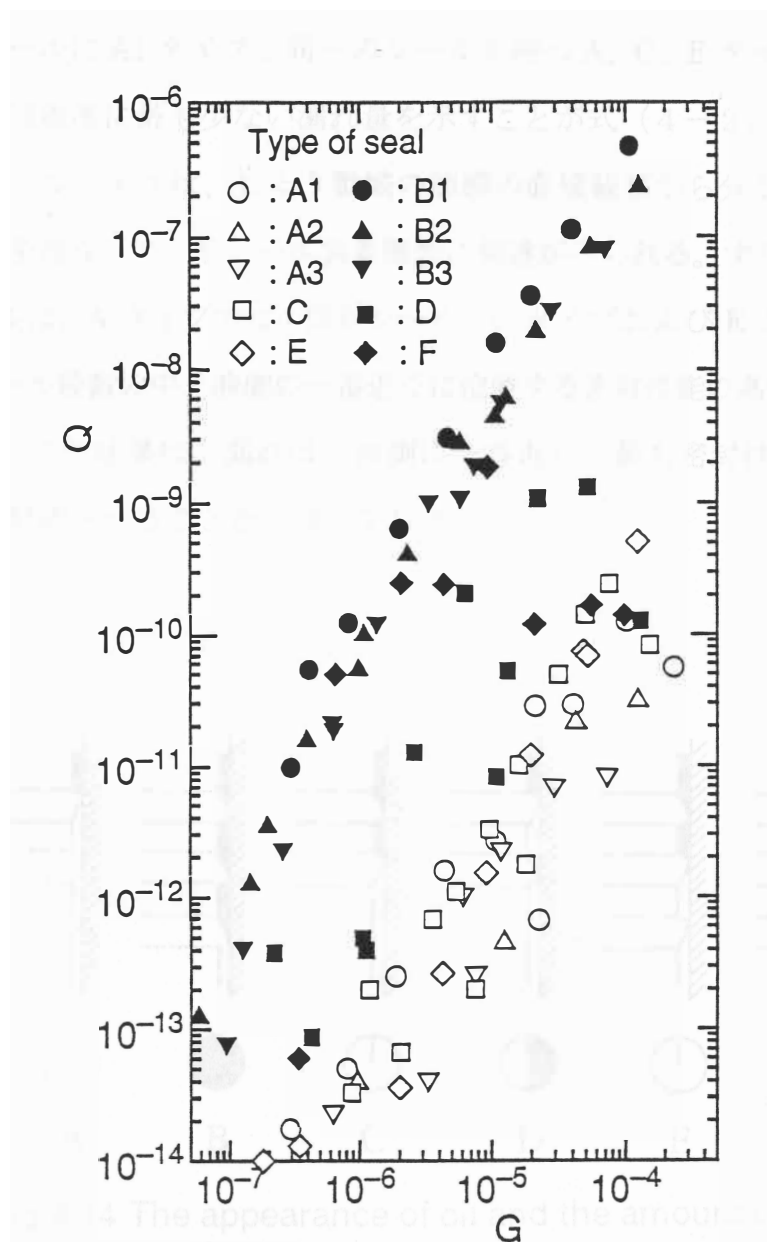


Fig.4.13 The relationship between dimensionless leakage Q and duty parameter G (All types)

ールでは、押し行程の最大圧力こう配の方が引き行程よりも大きい。一方、Fタイプの大気側シールはこれと逆の関係にある。すなわち、前者は、A1タイプと同一で、漏れを防止し、後者は、B1タイプと同一で、漏れを促進する。実際の漏れ量はFタイプの方がEタイプおよびCタイプより多い。すなわち、漏れ出た油は、引き行程時にEおよびCタイプの大気側シールを特徴づけるA1タイプシールの存在によって再び引き戻されるが、Fタイプのシールを特徴づけるB1タイプシールはその作用を妨げていることになる。この結果は、多段式シールの漏れは大気側シールによって影響されることを示すものといえる。

なお、大気側シールにA1タイプと同一のシールを持つA、C、Eタイプは、シール段数に依存せず、ほぼ同程度に最も少ない漏れ量を示すことが式(4-2)からも分かる。しかし、これらのシールタイプは、しゅう動域の油膜の直接観察から分かるように、全シール段数の中、密封を達成しているシール装着箇所にも相違がみられる。すなわち、密封を主に達成しているシールは、Aタイプでは1段目シール、CタイプおよびEタイプでは2段目シールであり、全シール段数の中、油側の一番近くに位置する密封性能の高いA1タイプと同一のシールであった。この結果は、漏れは、油側に一番近く、最も密封性能の高いシールによって、主として制御されることを示唆している。

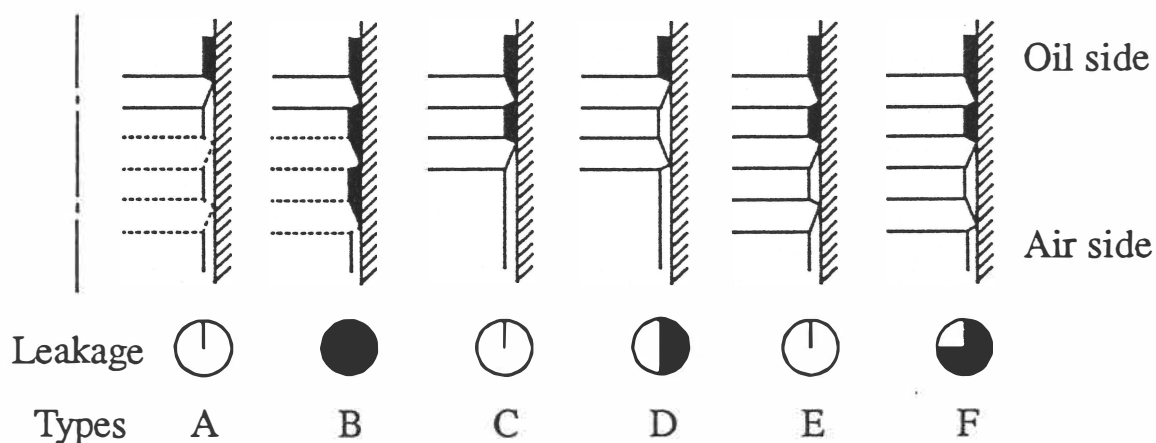


Fig.4.14 The appearance of oil and the amount of leakage

図4.14は実験結果の概要を示したものである。透明シリンダを用いて観察された油の状態と漏れ量が概略示されており、漏れの程度を示す丸印は黒の領域が多いほど漏れ量が多いことを示している。多段シールの漏れ量は、大気側シールに大きく影響されるが、漏れは油側に近く配置された最も密封性の高いシールによって主として制御されると結論づけられる。

4.5 結 言

多段接触圧力分布をもつ多段往復動用シールの基本的な摩擦・密封特性が、しゅう動表面の直接観察と、流体潤滑の逆問題の適用を通して、明らかにされた。本章で得られた主な結論は次のようにまとめられる。

- (1) 多段シールにおけるシール間圧力の発生機構と密封の程度は流体潤滑の逆問題によって説明できる。
- (2) 多段シールの漏れ量は、大気側シールに大きく影響されるが、漏れは油側近くに配置された最も密封性の高いシールによって主として制御される。