

高圧オートクレーブ用軸封装置しゅう動面に関する二,三の実験

Some Experiments on Sealing Surfaces of Mechanical Seal for High Pressure Autoclave

高井 昭*
Akira Takai

内 容 梗 概

化学工業用オートクレーブはますます高圧が要求されるので、使用圧力 300 kg/cm^2 の場合の軸封装置について、最も問題になるしゅう動面の焼付摩耗と漏えい防止の研究を行った。シールする液体が潤滑油の場合について行った実験結果では、しゅう動面を軸心に対し適当に偏心させたものが、低摩擦でよく高圧に耐えている。低摩擦の状態では油の漏えいはきわめて少ないが、しゅう動面には流体潤滑に近い現象がみられる。流体潤滑になる機構は定量的に説明できないが、十分な再現性があり、この実験によって 300 kg/cm^2 の圧力にたえる軸封装置の製作が可能であることの確信を得た。

1. 緒 言

20~30年前までは、ポンプのように液体を内蔵する機械の回転部のシールはすべてグランドパッキングが用いられていたが、仕様が過酷になるに従ってメカニカルシールに移行してきた。日立製作所においても、化学工業用オートクレーブの軸封装置として昭和26年塩化ビニール重合缶をはじめとして今日までに200基以上のオートクレーブに装着納入した。中でも昭和33年以来圧力 100 kg/cm^2 、温度 300°C のオートクレーブの軸封に偏心しゅう動面をもつメカニカルシール⁽¹⁾を用い、従来よりも寿命、漏えいの点で好成績をあげている。しかるにオートクレーブはますます高圧が要求されるので、 300 kg/cm^2 に耐えるメカニカルシールの研究を行ってきた。

高圧にした場合の問題点はもちろん漏えいおよび面の寿命である。漏えいに関しては面の焼付摩耗、軸ぶれが原因となるが、後者はパッキングの剛性とバネ力を適当に選ぶことによって解決できるから、前者を研究の対象とした。

オートクレーブに多く用いられる軸封装置の構造の一例を第1図に示す。この方式はダブルシール形と呼ばれ、上下2組の回転座、固定座によって高圧ガスと高圧液体および高圧液体と大気間をシールするもので、高圧液体はオートクレーブ内の反応物質によって種々のものが使用されるが、ここでは多く用いられる潤滑油の場合について実験を行った。この場合高圧ガスと高圧液体間をシールする下部軸封部は、液圧とガス圧が常に同一であり、しゅう動面圧は液圧のいかにかわらずほとんどバネ圧のみをうけることになるから、上部軸封部に比べれば密封そのものは容易である。そこで以下には最も技術的に困難な高圧液体と大気間をシールする上部回転座、固定座のみの実験を行い、軸心に対して適当に偏心させたしゅう動面をもつ回転座が軸径 85ϕ 、回転数 150 rpm 、圧力 300 kg/cm^2 の条件に十分耐えうることを確認した。

2. 実験の方法

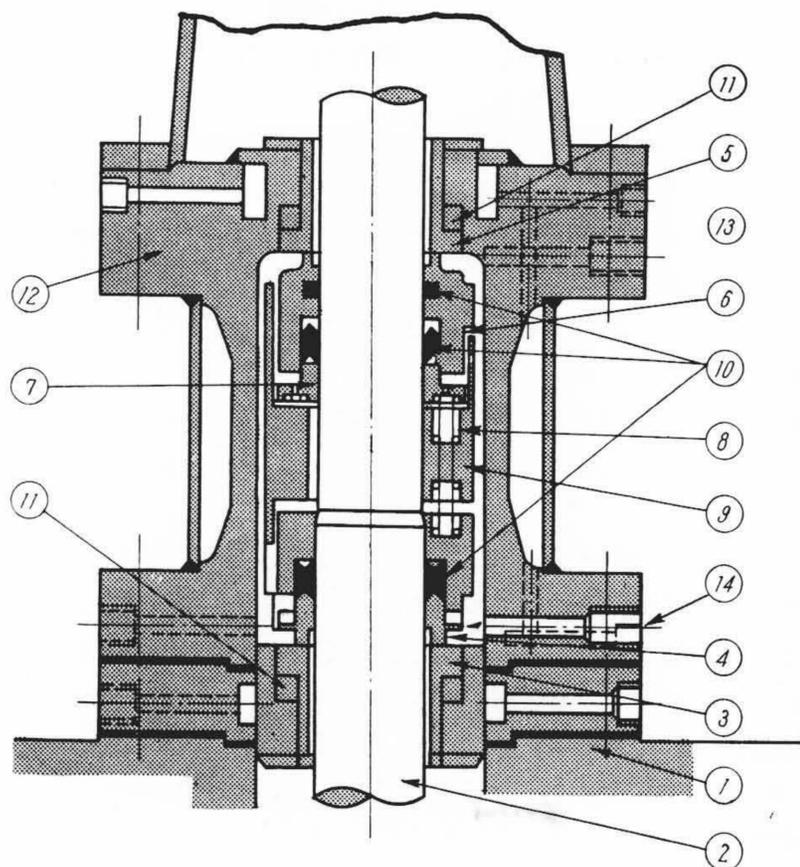
2.1 実験装置の構造

第2図はしゅう動面の摩擦摩耗に関する実験装置、第3図はその内部構造を示したものである。回転座に相当する部分は軟鋼円板に回転座リングをはめこんだものであり、固定座は実物と同じであるが、上部に冷却管を設けている。回転座、固定座は軸封胴体内の油圧によって圧着されしゅう動する。軸封胴体内部は窒素ポンプによ

って加圧される高圧油タンクにたわみパイプで連結されている。軸封胴体の外周近くは冷却水が通してあり、冷却水量の変化によってある程度の放熱量の調整を行いうる。固定座にはしゅう動面に近い部分の温度を測定するため、 3ϕ の小孔をあけ、クロメルアルメル熱電対がそう入されている。固定座のかん入された軸封胴体は、固定板上に軸受でささえられ、その軸まわりの回転は軸封胴体と固定板の間にそう入されたコイルバネによって拘束されている。したがってしゅう動面に働く摩擦トルクはコイルバネの変位を測定することによって求められる。本装置には軸封胴体の回転角を直接読むため接点としゅう動抵抗がそれぞれ軸封胴体および固定板に接着されている。またしゅう動面間からもれた油はパイプで装置外に導かれ秤量される。

2.2 実験の方法

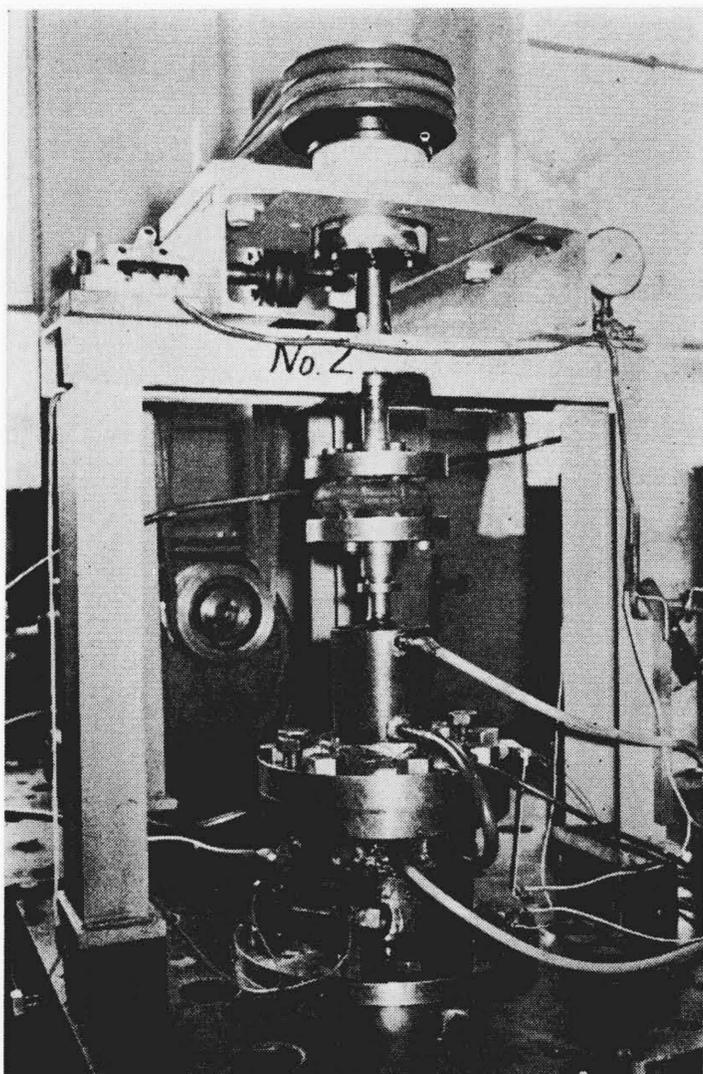
一般に高圧のシールに対しては、バランス形が採用され、接触面



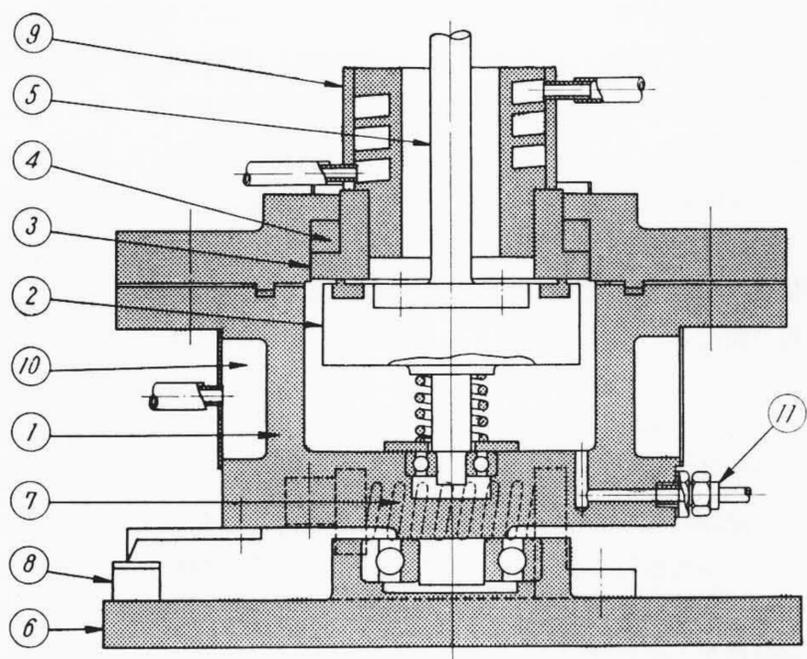
① オートクレーブ ② 軸 ③ 下部軸封固定座 ④ 下部軸封回転座
⑤ 上部軸封固定座 ⑥ 上部軸封回転座 ⑦ アダプタ ⑧ バネ
⑨ バネ受 ⑩ 回転座パッキング ⑪ 固定座パッキング ⑫ 軸封胴体
⑬⑭ 潤滑油出入口

第1図 軸封装置内部構造

* 日立製作所笠戸工場



第2図 軸封しゅう動部実験装置

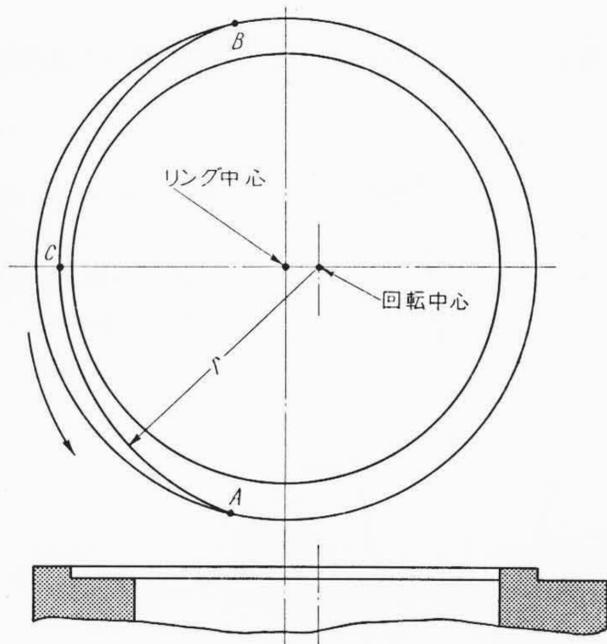


第3図 軸封しゅう動部実験装置内部構造

① 軸封胴体 ② 回転座 ③ 固定座
 ④ 固定座パッキング ⑤ 軸 ⑥ 固定板
 ⑦ トルク測定用パネ ⑧ トルク測定用ピックアップ ⑨ 固定座用冷却管
 ⑩ 油冷却用水路 ⑪ 高圧油連結管

の平均圧力をシール液圧の70~80%にとるのが普通である。理想的な円環状の平行2平面間を粘度一定の液体が流れる場合の2面間の平均液圧はシール面半径、幅によって若干異なるが、シール面の内外圧力差の約50%の値をとる⁽²⁾。実際には面の凹凸、変形などのためこの値は変化するが、接触面圧を2面間の静水力学的圧力と完全に平衡させることは不可能であるから、必ず不平衡部分が残る。この不平衡部分はアンバランス形のシールと同様に考えることができるから、アンバランス形のシールの限界を上げるための実験を行うこととした。

軸心に対し回転座のしゅう動面を偏心させる方式がしゅう動面の



第4図 偏心しゅう動リング

負荷能力を高めることはすでに報告した⁽¹⁾。さらに偏心効果を定性的に考えると、次のようにいえよう。

第4図の偏心リング上のしゅう動の軌跡 \widehat{ACB} を考えると、 \widehat{ACB} が境界潤滑層であると仮定すればしゅう動に際して境界潤滑膜が摩耗し、その部分に油膜が導入、補修される作用⁽³⁾に関しては油の流入、流出の距離すなわち \widehat{ACB} の短いことが、単位しゅう動長さあたりの流入油量が多いことになるから油膜補修がされやすく焼付きにくくなると考えられる。つぎに摩耗粉の除去という点に関しても、摩耗粉の運動の軌跡は \widehat{ACB} と考えられるから、この長さの短いことが有利となる。またしゅう動面に発生する熱エネルギーを小さくすることには回転座のしゅう動リングの幅を狭くすることが役立つ一方、あまりに狭いと漏えい量が増し、またそのために全しゅう動面中に期待できる流体潤滑の範囲を狭くすることにもなる。そこでまず最もよいしゅう動面形状を見出し、このものについて摩擦摩耗の試験および実物に近い装置について漏えいの試験を行うこととした。

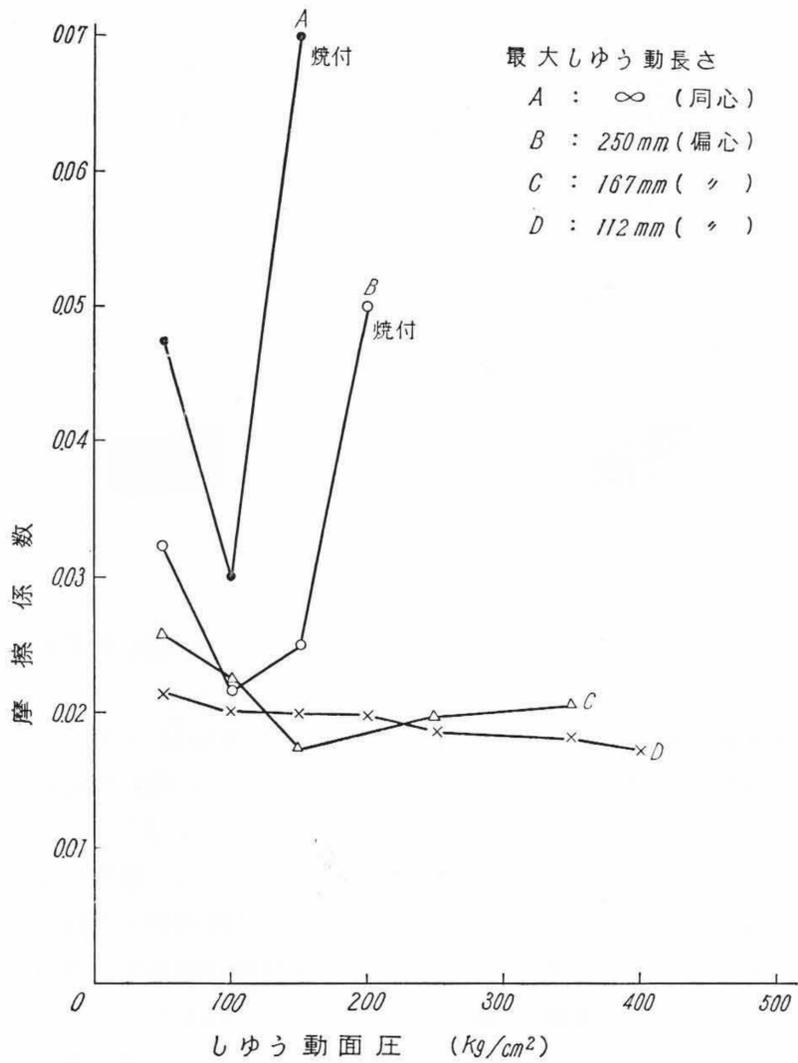
面の摩擦摩耗はもちろんしゅう動面形状にのみよるのではなく、潤滑油の種類、温度、しゅう動面材質、あらさなどが関係する。しかしここでは潤滑油はシール液として許される範囲の最も油性の高いものを選び、しゅう動部の温度は実物においても可能な程度の温度にまで冷却した。材質は従来使ってきた好成績を得ている組合せをそのまま使用した。また面のあらさは一般に用いられている0.1~0.3s程度の仕上げとし、これらをそのままにしてしゅう動面の形状を変化させた場合の圧力と摩擦係数の関係をまず求め、最もよいと考えられる形状について他の実験を行うこととした。

3. 実験結果

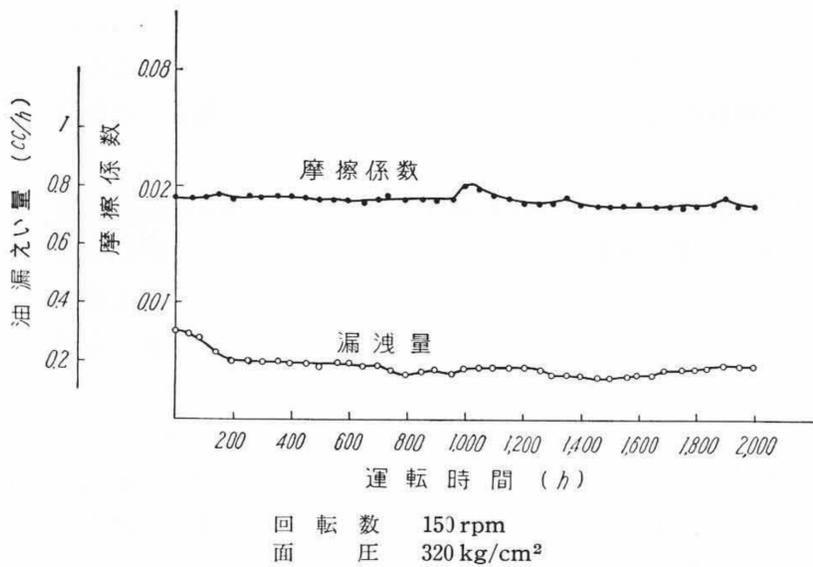
第5図は偏心量と接触面幅によって定まる第4図の \widehat{ACB} に相当するしゅう動長さの異なる4種の形について行った摩擦係数と圧力の関係である。実験はおおのこの形につき3~4回行ったが、この図では焼付き摩耗を起した最低の圧力のみをプロットした。ただしこの場合一定圧力に保って運転する時間はおおのこの24時間~48時間とし、最終荷重においては150時間の連続運転結果の値を示している。この図からわかるとおり、最大しゅう動長さの短いものが焼付きが少なくなっている。また面のいたみについて観察すれば、しゅう動長さの長い部分に焼付きが起っている。いずれの場合でも摩擦係数0.02程度では焼付きは起らず、スティックスリップがなく摩擦が安定している。0.03に至るとスティックスリップによる振動が起り、焼付きに移行していく場合と再び摩擦係数の低下する場合が

ある。

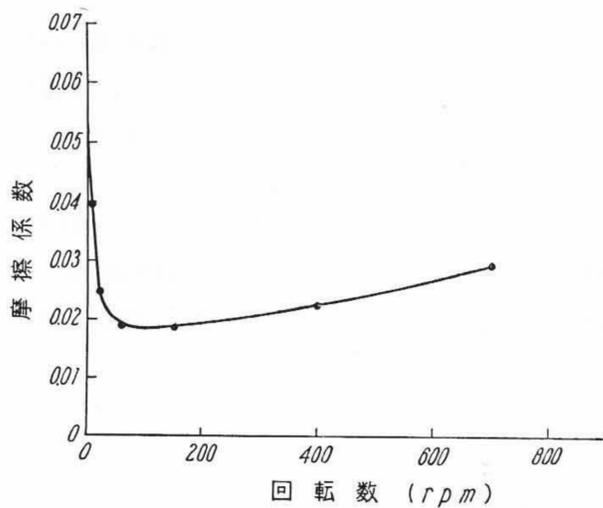
第 6 図は最もよいと考えられる D 形について行った長時間運転の



第 5 図 各種回転座の耐圧限度 (回転速度 150 rpm)



第 6 図 偏心しゅう動リングによる長期運転



第 7 図 回転速度と摩擦係数 (しゅう動面圧 300 kg/cm²)

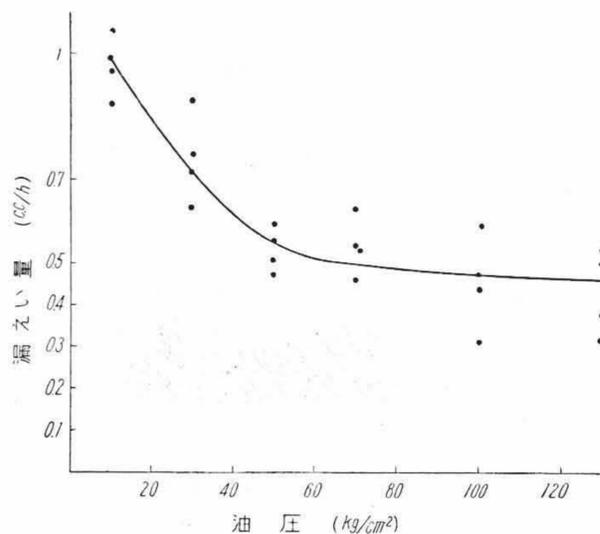
記録である。漏えい量もほとんど一定であり、摩擦係数もほとんど変化していない。このときの摩耗量は平均 0.012~0.015 μ /h となっている。

第 7 図は D 形しゅう動面について圧力を 300 kg/cm² 一定として速度をかえた場合の速度と摩擦係数の関係を求めたもので、回転数の増加とともに摩擦係数が低くなり再び上昇している。この現象は境界潤滑から流体潤滑へ移行する場合と同一であり、実際の使用条件はおおむね 100~150 rpm でこれは安定した範囲にあることになる。

以上の実験では回転座の油に対する受圧面積がしゅう動面積に比して非常に大きいから (6~10 倍)、油圧よりはるかに高い圧力で面を接触させたことになる。したがって漏れの点からはきわめて漏れにくい状態で試験されていることになるので、別に実物に近い状態の試験装置で行った場合の漏えい量と油圧の関係を求め、これを第 8 図に示した。実験の範囲である 130 kg/cm² まででは荷重の増加、すなわち油圧増加に伴って、漏えい量が次第に減少し一定値に近づいている。

4. 考 察

前述のように焼付摩耗に移行しない摩擦係数は 0.02 程度である。この値は流体潤滑の摩擦係数よりオーダーが 1 けた高く、また境界潤滑の摩擦係数の 0.1 程度に比して相当小さい。実際にしゅう動面に摩耗が起っているから、いまの状態は、軸受におけるように、流体潤滑と境界潤滑の混った状態とみるのが妥当と考えられる。かかる時流体潤滑層、境界潤滑層、固体接触層の負荷割合はそれぞれの摩擦係数および固体接触を含む境界潤滑層の摩擦係数を推定すれば、概略の値を知ることができる⁽⁴⁾。上記おのおのの摩擦係数をそれぞれ 0.003, 0.05, 1 および 0.1 と仮定すれば約 80% が流体潤滑になることになる。もちろんこの数字は正確ではないが、一つの目安と考えられよう。2 面間の流体の負荷能力の増加について考えると、Denney 氏の実験にみられる静水力学的な圧力⁽⁵⁾はしゅう動リング幅にはほとんど関係しないから、ここに原因を求めることはできない。平行 2 平面間の油圧発生の原因としてあげられるしゅう動面間の潤滑油の温度変化による負荷能力⁽⁶⁾を算出しても、その値は小さくて、入口出口の温度差を 10°C としてもその発生する圧力は平均面圧の 1/10 にすぎない。しゅう動面にうねりがあると考え、うねりの形状が指数関数となると仮定し、レイノルズ方程式を適用した有限幅の軸受の計算式⁽⁷⁾によって数値計算した結果では、流体潤滑になる可能性はあるが、常にそのような面が得られるという確証はなく、実験に再現性のあることの証明はできない。しかし多くの実験結果が低摩擦係数である点においては再現性があり、また長



第 8 図 油圧と漏えい量の関係

期の運転に際しても摩擦係数に変化のない状態であることから、第5図に示したD形は 300 kg/cm² の圧力によく耐えるといえよう。したがって流体潤滑を境界潤滑に移行せしめない方策、たとえば冷却を十分にするなどが必要であろう。

ここにかかげた実験では完全な油の漏えい防止ははかられていない。このためにしゅう動面が潤滑されていることになる。ただし漏れが許されない下部軸封しゅう動部ではシール面内外の圧力差がほとんど0であり、この場合はほとんど漏れ量を0にすることができる⁽¹⁾。油の漏えいをほとんど0にするためには境界潤滑が主となる⁽⁸⁾必要がある。この実験のようにわずかの漏えいのある状態では、Jagger氏⁽⁹⁾の提唱する、液の表面張力によって漏えい防止ができるという考え方はなりたたないから、2面間にポアズイユの法則に従う流れがあると考え。一定のすき間を有するリング状平面間の漏えい量は次式で示される。

$$Q = \frac{\pi h^3 \Delta p}{6 \mu \log \frac{r_1}{r_2}} \dots \dots \dots (1)$$

ただし Q: 漏えい量 h: 2面間のすき間
 r₁, r₂: 内外半径 μ: 液体の粘性係数
 Δp: 圧力差

2面が分離していると考えられる程度のすき間に対してはこの式がそのまま用いられ、この実験のように面の凹凸が無視できない程度に2面が接近すれば、hは面あらし、面圧、しゅう動面を形成する材料の機械的性質によって定まり、面全体に一様のすき間が存在するとは考えられないが、等価的には(1)式のように考えられる。かかる状態にある2面に圧力を加えた場合、圧力の増加に伴って真実接触部分の突起が弾性変形すればhは減少する。しかしその量はhに比してきわめて小さいからほとんどhには変化がないと考えるべきであろう。したがって荷重増加に伴って漏れが減ることはこの考え方にたてば成立たない。もちろん粘度変化もあるが、hが摩擦などによって大きく変化するとも考えられる。低圧で漏れの多いことは面の浮き上がりが起ったためと考えられる。そのように考えると、300 kg/cm² においてもこの程度の漏えい量であるとはいえないが、面がいたまなにかぎり、130 kg/cm² の場合の漏えい量に圧力比を乗じたものよりも少なくなるであろうといえる。

この量は 1 cc/h 程度で上部軸封部としては許容範囲にあるから、hが大きくなるような変化、すなわち面のあれを防げば漏えい量は実用上さしつかえなく、面のあれは最も過酷な条件のもとによく耐えていることが実証されているので、実用には十分供しうると考える。

5. 結 言

以上述べたように、軸心に対して偏心したしゅう動リングを用いた軸径 85φ 程度の軸封装置において、実験室的には圧力 300 kg/cm² 回転数 150rpm までは、アンバランス形のメカニカルシールが実用上さしつかえない程度の摩耗量、漏えい量により運転可能なことを確かめた。もちろん実際には偏心のままバランス形にして使用することは可能である(特許申請中)。この場合は漏えい防止のためかなりの程度のアンバランスを与えても、潤滑の点では本実験よりも有利になる。

軸心に対し偏心しているしゅう動面においては、低摩擦で流体潤滑が行われているかのように見える。しかも漏えい量の少ないことは、概念的には説明できるが定量的な説明は目下のところできない。実験に再現性があり、また長期運転によく耐えている事実から、300 kg/cm² の軸封が可能であることの確信を得たのでここに報告した。なおしゅう動部材質をかえた場合の実験結果は別の機会に報告する。

参 考 文 献

- (1) 高井, 松島: 日立評論 41, 10, 1307 (1959)
- (2) たとえば D. F. Denny: Wear 4 (1961) 64
- (3) 曾田, 深谷: 機学論 24, 703 (昭 33-10)
- (4) 曾田: 摩擦と潤滑 90 (1954)
- (5) : 前出 (2)
- (6) たとえば Shaw and Macks: Analysis and Lubrication of Bearings 309 (1953)
- (7) A. Charnes and E. Seibel: Trans. A. S. M. E. 74, 5, 867 (1952)
- (8) たとえば石渡, 平林: 機械学会第 37 期通常総会講演会前刷集 No. 22, 17 (1960)
- (9) E. T. Jagger: Proc. Inst. Mech. Eng. 171 (1957) 597
- (10) A. Brkich: Product Eng. April 1950, 85



新 案 の 紹 介



登録新案第 553184 号

三 好 英 男

発 光 形 電 線

この考案は、導体 1,1 との間に発光性介在物 2 を設け、その周上に透明な外部絶縁被覆 3 を設けて構成した、発光形電線に関するものである。

発光性介在物 2 としては、硫化亜鉛、硫化カドミウムのように、電界を加えると発光する、いわゆるエレクトロルミセッセンスが用いられる。また、被覆 3 としては、透明ビニル樹脂、透明ポリエチレン、透明ポリテトラフルオロエチレン(商品名:テフロン)などが用いられる。

この電線によれば、導体 1,1 に電圧を加えると、導体 1,1 間の電界強度に比例して発光性介在物 2 が発光し、透明な被覆 3 を通して外周よりその光を見ることができる。

この考案によれば電線自体が光るので、導体に電圧が加えてある

かいたなかの区別が簡単にわかるから、暗い場所の配線に適し、夜間における電線の保守が容易であるという実用効果がある。(斎藤)

