

偏心しゅう動面を用いた高圧オートクレーブ用軸封装置

Mechanical Seal with an Eccentric Sealing Surfaces for High Pressure Autoclave

高 井

Akira Takai

昭*

松 島

Tadashi Matsushima

宰*

内 容 梗 概

使用圧力 100 kg/cm^2 以上に用いる新形偏心軸封装置を試作し、従来使用されている同心軸封装置との比較をおこなうため、実物と同じ構造の実験装置を用いて実際に近い状態で運転し、漏洩、しゅう動面の摩耗、軸のふれまわりの影響につき検討した。その結果、従来のしゅう動面の油の漏洩を防止し、しゅう動面を荒らすことなくかつ油膜の補修を完全に行うためには、軸封部のしゅう動面の中心を軸の中心に対し偏心させた新形軸封装置が同心形軸封装置よりもはるかにすぐれていることを明らかにした。

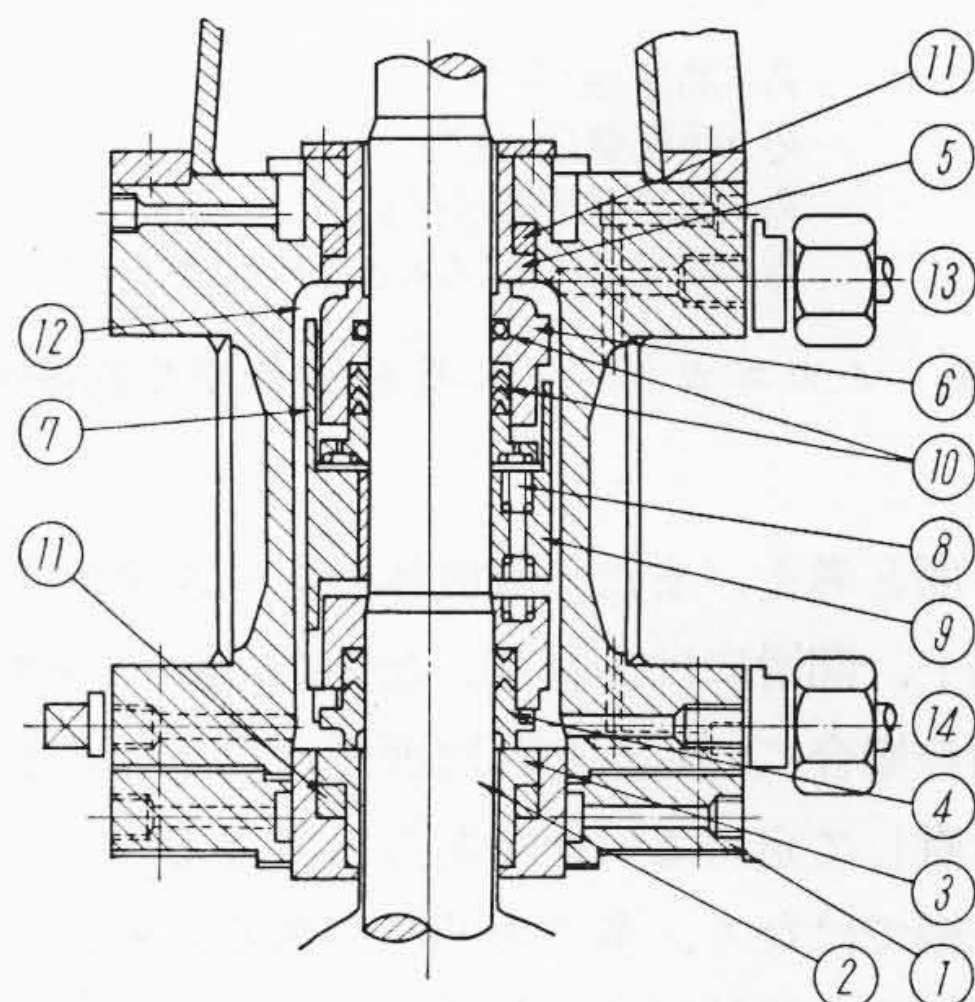
1. 緒 言

化学工業用オートクレーブの軸封装置は、従来のグラインドパッキングからメカニカルシールに転換しつつあるが、日立製作所においても国内各社に先がけ、昭和26年塩化ビニル重合釜用として設計、製作して以来100基に達するオートクレーブに装着納入してきた。これらのメカニカルシールは、もちろんガス体の漏洩防止を目的としているが、一般にガス体と大気間を直接メカニカルシールによって漏洩防止をはかることは非常に困難なため、高圧ガスとこれと同一圧力の高圧液体間、および高圧液体と大気間をシールするダブルメカニカルシールが採用されている。この場合の高圧液体は製品によって潤滑油を使用する場合と潤滑性のない液体を使用する場合があり、それぞれに従って軸封材料も異なってくる。また使用条件は非常にきびしくオートクレーブ内の温度は 300°C 、圧力は 100 kg/cm^2 にも達するものがあり、一般に使用されているメカニカルシールでは特に高圧シールとして必ずしも十分なものとはいえない。そこで筆者らは、潤滑油を用いることのできる高圧用メカニカルシールを対象とし、しゅう動面をいためない程度の最小給油をいかなる機構のもとに確保するかという点に重点をおいて、新しい高圧用メカニカルシールを試作、これが実物試験において従来のものよりはるかに好成績を上げ、実用に供しうることをたしかめえた。

2. 高圧軸封装置しゅう動部の考察

2.1 高圧軸封装置の構造

第1図にオートクレーブ用ダブルメカニカルシールの構造を示した。第1図⑫には高圧潤滑油が充満され、③④の下部軸封固定座、軸封回転座、および⑤⑥の上部軸封固定座、軸封回転座（以下、下部固定座および上部回転座などのように呼称する）によって高圧潤滑油と高圧ガス、および高圧潤滑油と大気間がそれぞれシールされ



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 回転座 ⑧ バネ ⑨ バネ受け ⑩ 回転座パッキング ⑪ 固定パッキング ⑫ 軸封胴体 ⑬⑭ 潤滑油出入口

第1図 軸封装置内部構造

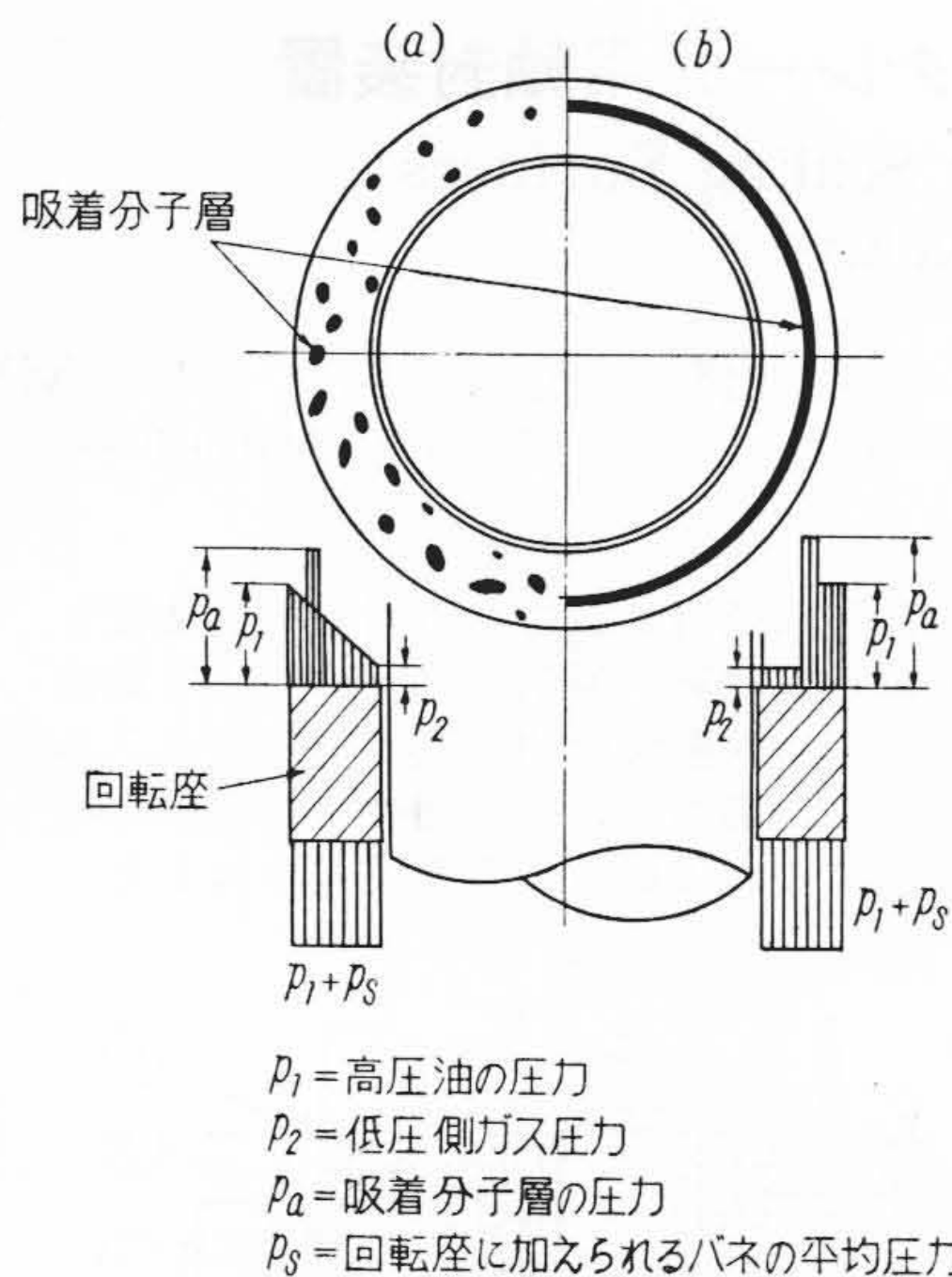
ている。これらの回転座はそれぞれ固定座に対し油圧およびバネ圧で圧着されている。一般に回転座、固定座および潤滑油は冷却水によって冷却される。

2.2 軸封装置しゅう動面に関する考察

高圧軸封装置の目的はもちろん高圧ガスの密封である。しかし第1図のごとく、高圧ガスとこれと同一圧力の潤滑油との間が下部軸封装置によってシールされる場合、回転座と固定座の接触面では潤滑油の圧力が自身の油柱高さに相当するだけガス圧力よりも高いから、潤滑油がオートクレーブ内に漏洩することが問題となる。また上部軸封部は高圧潤滑油と大気間をシールしているから、特にこの部分からの潤滑油の漏洩と面のあれが問題となる。

漏洩防止にはしゅう動面の平滑度と平面度が問題となるのはもちろんであるが、これらをあたえられた場合、面圧をいかに定めるかが重要なことである。A. Brkich氏は接触面に液体膜を維持するためには、メカニカルシールの接触面の平均面圧をシールせんとする液体圧力以下にとるべきであるとしている⁽¹⁾。ここでは接触面を理

* 日立製作所笠戸工場

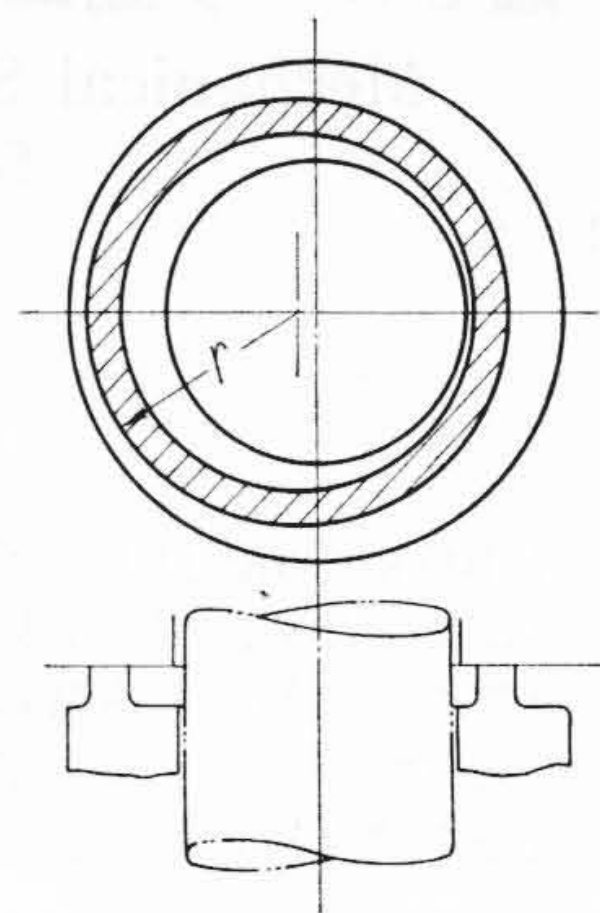


第2図 メカニカルシール接触面の模型的説明図

想的な平面と考え、また一般流体のシールを取り扱っている関係上、潤滑にはふれていないが、シールする液体が潤滑油の場合にはわれわれは面圧は以下のごとく当然潤滑を考慮して定めるべきであると考え。

面は一様ではなく、多くの凹凸があるから、二面を接触させる場合、接触面は局部的に高い応力になっている部分が存在し、この部分における油膜は高い荷重をうけておし出され、きわめて薄い吸着分子層を残しているにすぎないはずである。接触面の残余の部分は厚い油膜が存在し、この部分では油の流動すなわち漏洩があると考えられる。これを模型的にあらわせば第2図のようになる。この漏洩量を決定するものが吸着分子層の大きさおよび分布である。すなわち第2図(b)のごとく吸着分子層が連続すれば漏洩は完全に防止されると考えられる。面圧を増すことは接触面の変形を伴うから吸着分子層の面積を増すこととなる。吸着分子層には一般に固体接触部を含んでおり⁽²⁾、固体接触の部分はもちろん摩耗するが、吸着分子層そのものも摩耗し⁽³⁾⁽⁴⁾、固体接触の部分が増加し、面のかじりつきや焼付きに発展し、面のあれから油もれを生ずることが最も懸念される点である。このためには、吸着分子層が絶えず潤滑に必要な油の分子膜10~15枚程度の厚さ⁽⁵⁾に保たれるように油膜の補修、供給を行う必要がある。すなわち接触面の面圧そのものも問題ではあるが、面圧によって生ずる吸着分子層が油の漏洩防止に役立ち、しかもその層が回転中に油膜の摩耗を補修しやすいような形状、分布、大きさになるか否かが最も重要な点と考えられる。

吸着分子層の分布は大別すれば第2図(a)のごとく見かけの接触面中に分散している場合と、(b)のごとく連



第3図 偏心形回転座のしゅう動面

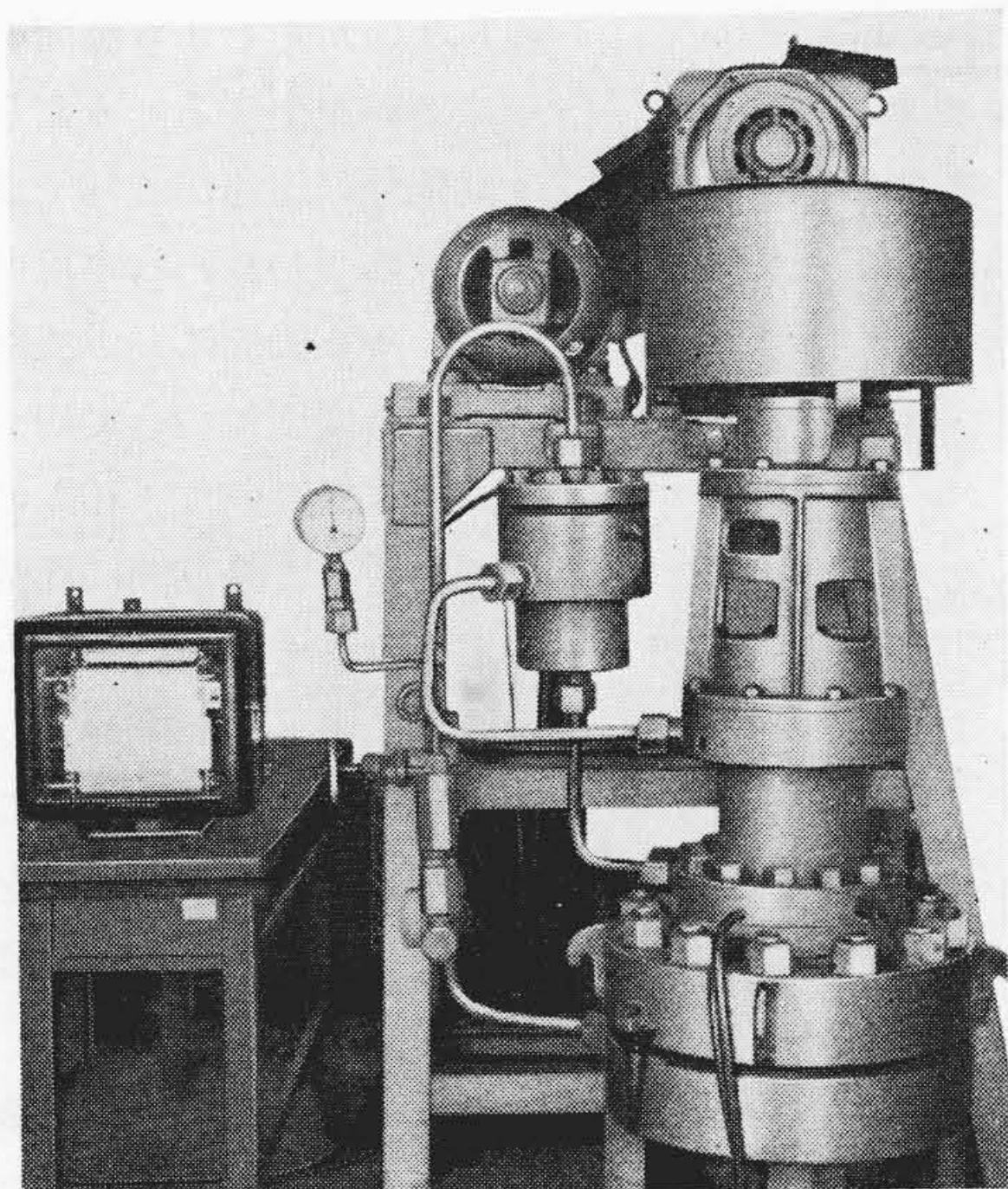
続した場合の二つが考えられる。前者の場合は吸着分子層の周囲に厚い油膜が存在しているため、回転中摩耗してもただちに補修される機会が多いが、後者よりも漏洩量が多く、後者の場合は漏洩は防止されるが吸着分子層が回転中に同一トラックを通り油膜補給の行われにくい欠点がある。実際は許容漏洩量と油膜補給が両立する最恵状態が存在するのであるが、その状態を常に維持することがむずかしく、かかる点に微妙さをもっていると考えられる。

しかしながら吸着分子層の形状分布がいかにあっても回転中に吸着分子層にわずかの油を供給し油膜補修を可能ならしめれば、しゅう動面の面圧を高くして、漏洩量を非常に小さくすることができる。第3図のごとく回転座のしゅう動面を軸に対し偏心させれば、回転座のあらゆる点が1回転中に1回必ず油の十分に補給される固定座油膜の上をしゅう動するので、吸着分子層に対し軸の1回転に1回ずつ油膜補修の機会を与えることができ、しゅう動面が同心の場合に比して摩擦が安定することが期待される(実用新案出願中)。

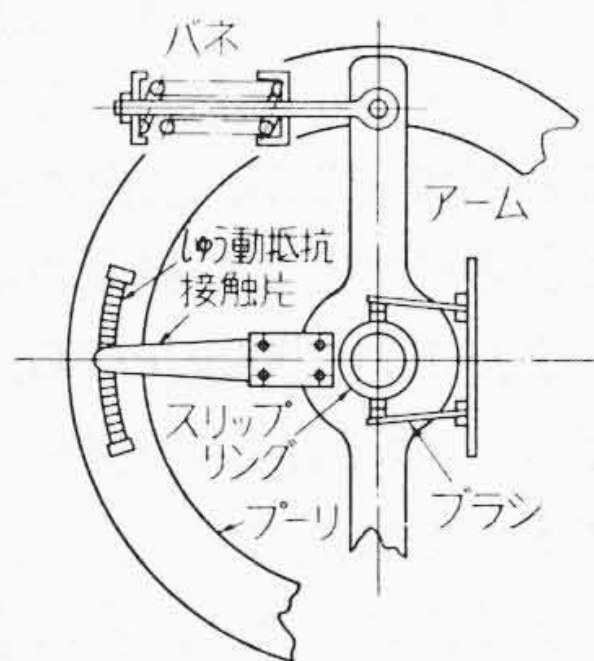
3. 軸封部の試験

3.1 実験装置

第4図は高圧軸封実験装置の外観である。軸封部の構造は第1図と同じであり、軸封部の材質は従来低圧用として納入したものをを用いている。筆者らは上下軸封部のしゅう動面の摩擦トルクを測定することによって軸封部の潤滑状態を推定できると考え、簡単なトルクメーターを軸とベルト車の間に挿入した。すなわち第5図に示すごとく、軸にアームを固定し、アームとベルト車の一部をバネによって連結し、トルクはベルト車からバネを介して軸に伝えられる。軸のアームに接触片、ベルト車にしゅう動抵抗が固着されており、トルクによって生ずるバネのたわみは第6図の配線により電圧変化にかえられ



第4図 軸封試験装置外観



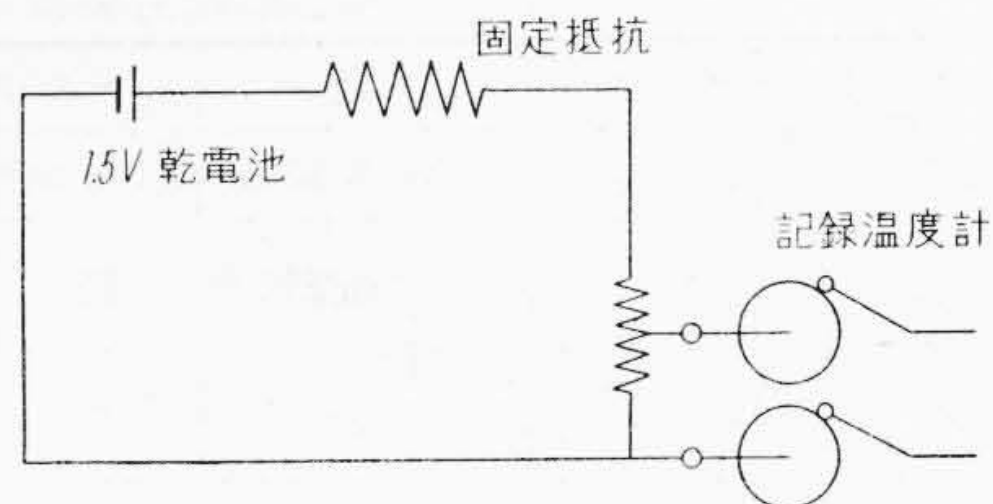
第5図 トルク測定装置

る。この電圧変化をスリップリングを通して記録温度計に記録し、また上部固定座のしゅう動面付近の温度も固定座に挿入した熱電対によって記録温度計に記録した。

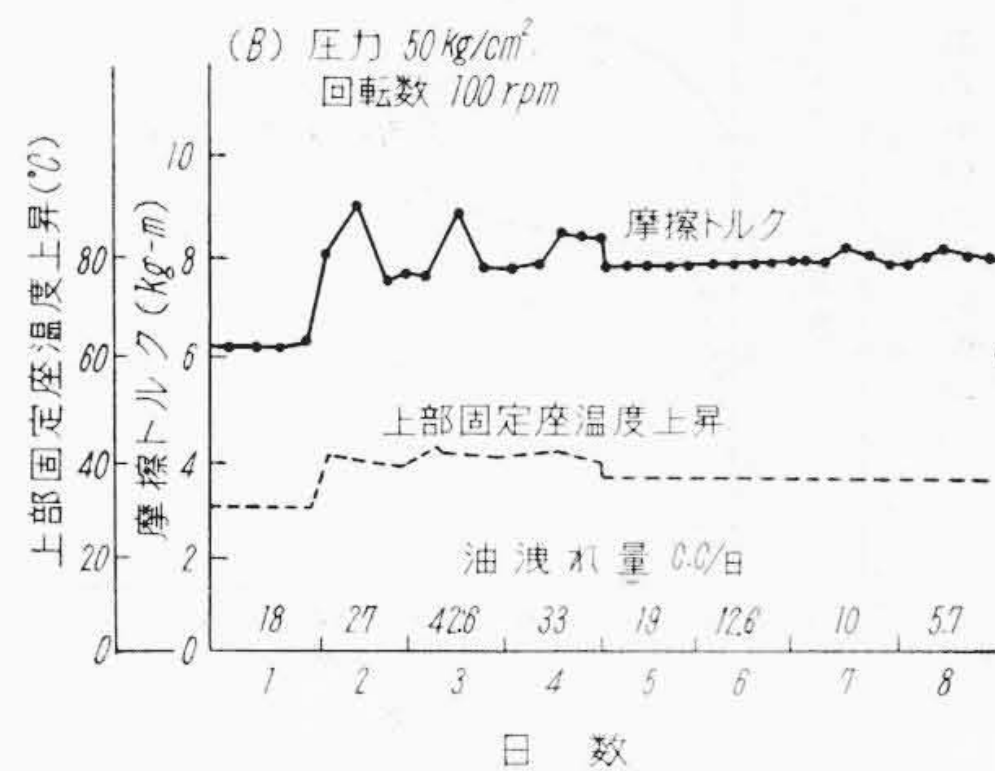
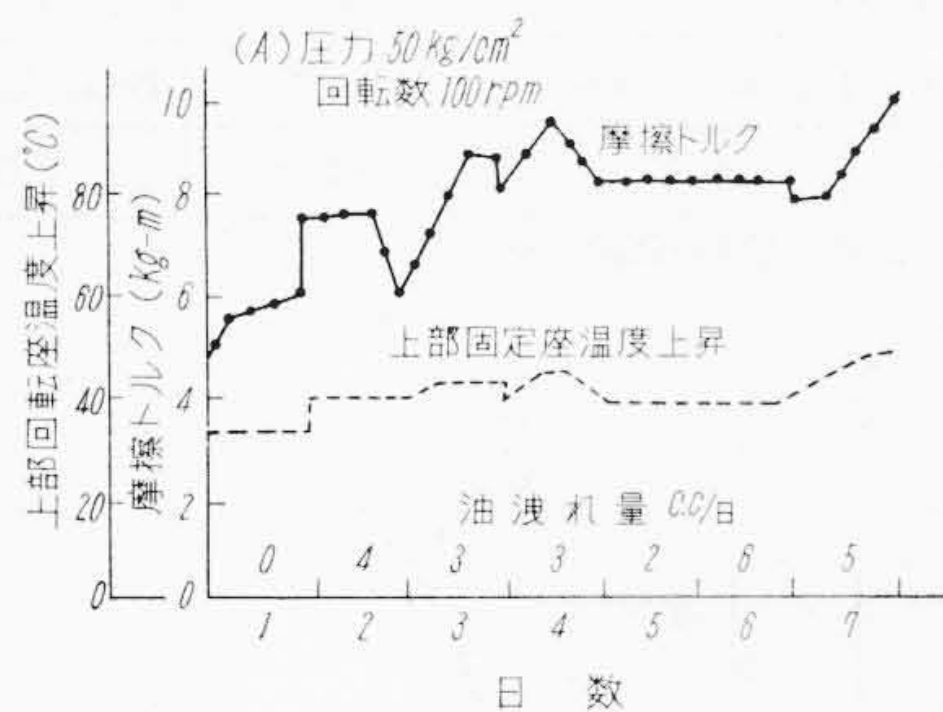
3.2 従来の軸封装置の試験および結果

この実験装置と実際の装置とのおもなる相違は、実験装置では軸にかくはん翼が付いていないため軸のふれまわりはなく、また高圧高温ガスの代りに高圧空気を使用するため、温度の影響はあらわれないことである。軸のふれまわりについてはあとで述べることとして、温度に対しては軸封部の冷却によって摩擦に対する温度の影響をなくすることができるので、しゅう動面の性能に関するかぎり実験装置で実際に近い実験が可能であると考えた。

実験に当たって回転座、固定座のすり合せは製品とまったく同様の作業を行ったのち、従来のしゅう動面が軸に対して同心である形の軸封装置について圧力 50 kg/cm^2 ならびに 100 kg/cm^2 において、運転し軸の摩擦トルクの変化、固定座の温度および油もれの量を測定した。第7図Aは圧力 $50 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ 、軸回転数 100 rpm 、冷却水量は 0.3 l/min の条件で1日8時間の連続運転の結果を示したものである。すなわち第1日目には摩擦トルクは小さいが、



第6図 トルク測定用配線図



(圧力 $50 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$)

第7図 しゅう動面摩擦トルクと固定座温度上昇

第2日目は急激に増加し、以後時間とともに増加し、油もれは少ないがトルクは非常に不安定である。BもAと同様の実験であるが、この実験は回転座のみすり合せを行い、固定座は実験Aに使用したままを用いた。実験BがAに比べて油もれが多く、したがってトルクが安定しているのはこのためと思われる。実験AとBとの運転状態の比較を第1表に示す。第8図は圧力 $100 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ 、回転数 100 rpm で実験した結果を示したものである。この実験では1日目にすでに異状な摩擦トルクを示し、われわれの実験装置ではモータ馬力過少のため運転不能となった。以上の結果は油の漏洩を少なくすれば面のあれが多く、トルクは不安定となり、油の漏洩を増せばトルクが安定することを示している。これは従来の形式のメカニカルシールではある程度の油もれを許さなければ安定した運転、すなわち長い寿命を保たせることができないことを示唆するものと考えられる。

3.3 偏心形軸封装置の運転および結果

第9図は第3図に示した偏心形回転座を用いて前記実

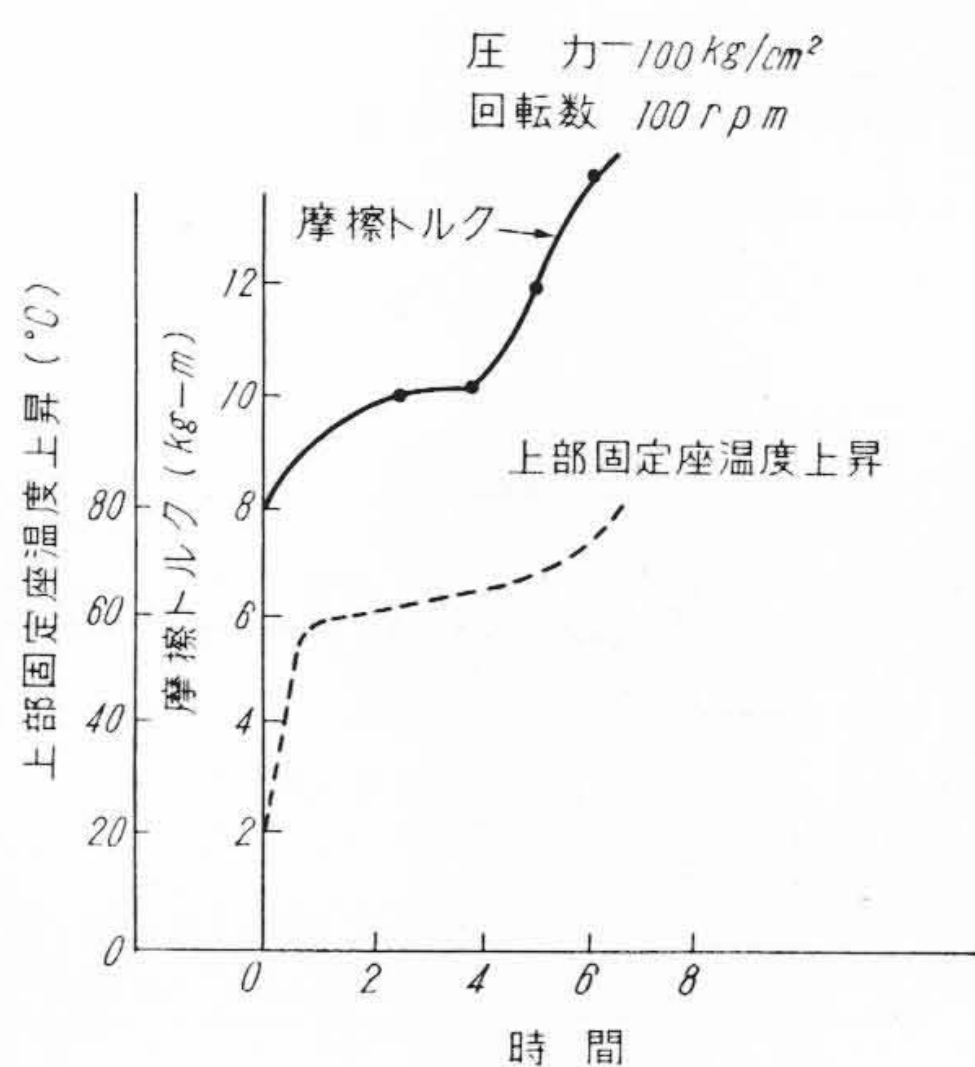
第1表 同心形軸封装置の運転結果 (圧力 50 kg/cm²)

	上部回転座		上部固定座		下部回転座		下部固定座		油漏洩量 (cc/d)
	かじりつき	摩耗量 (mm)	かじりつき	摩耗量	かじりつき	摩耗量 (mm)	かじりつき	摩耗量	
A	有 (同心きず)	0.35	無	測定誤差内	無	0.015	無	測定誤差内	3.3
B	有	1.2	無	同上	無	0.01	無	同上	23.2

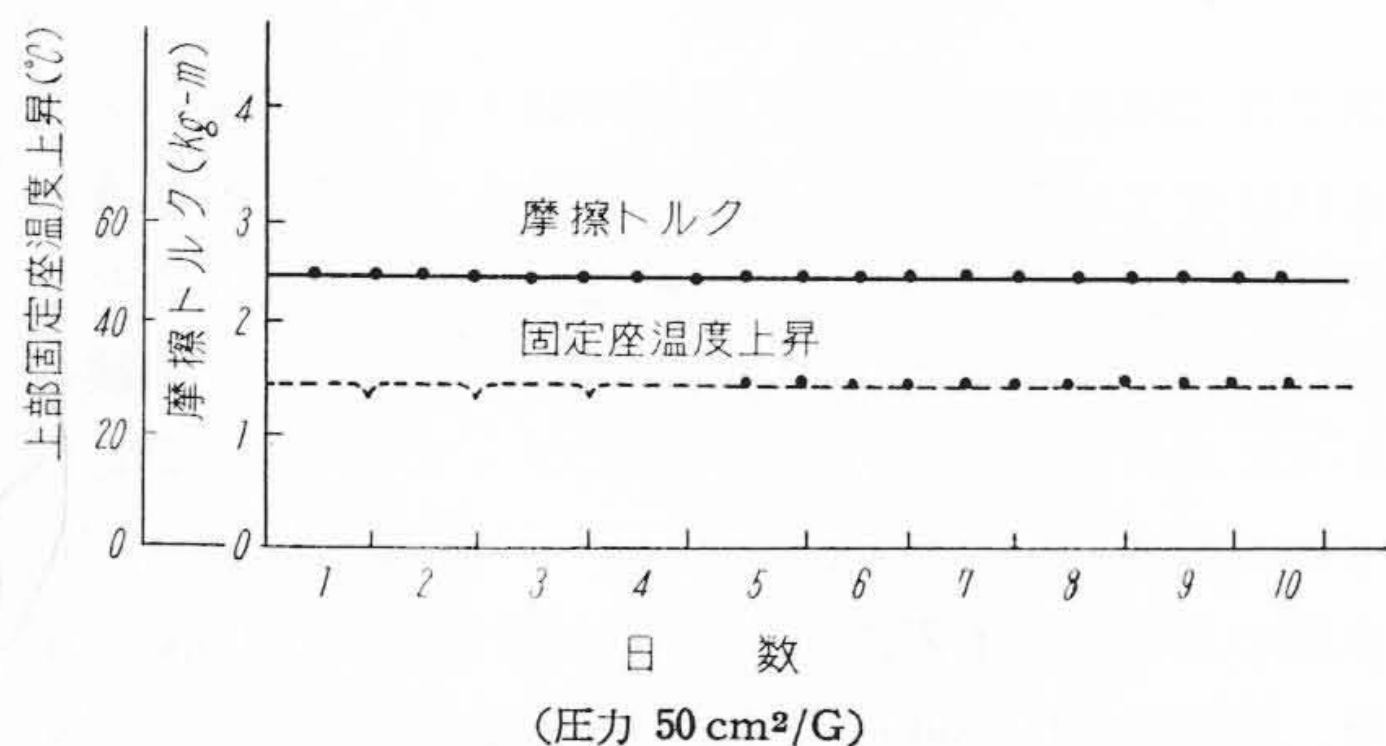
第2表 偏心軸封装置の摩耗量 (圧力 50 kg/cm²)

上部回転座		下部回転座		油もれ量	1日平均もれ量 (cc/d)
かじりつき	摩耗量(mm)	かじりつき	摩耗量(mm)		
表面状態変化無し	0.02	表面状態変化無し	0.005	3cc/10日	0.3

注： 毎日の漏洩量は誤差範囲である

(圧力 100 kg/cm² G)

第8図 しゅう動面摩擦トルクと固定座温度上昇



第9図 しゅう動面摩擦トルクと固定座温度上昇

験A, Bと同じ条件において運転した際の摩擦トルクと温度上昇を示したものである。図に示されたごとく摩擦トルクは同心形の場合に比して非常に小さく、温度上昇もまた少ない。10日目に分解点検したところ、上下部しゅう動面の摩耗は第2表のとおりで、同心形の実験における摩耗量の約 $1/20 \sim 1/50$ である。

回転座しゅう動面を軸心に対して偏心加工した場合には油圧およびバネ圧の中心がしゅう動面の加工中心を

通らないからしゅう動面の面圧に不同を生ずる。またしゅう動部分の周速が各部で異なってくる。われわれの用いた偏心しゅう動面について計算すれば、面圧について約±6%, 周速について±10%の差異が生ずる。長期間に潤滑が安定するかどうか、また上記の原因によって偏摩耗を行うことも懸念されるので、これらの確認のため長期運転を行った。この結果は第10図に

示すようにトルクも温度上昇も非常に安定している。

図中の番号は運転条件の変更を示すもので、第3表のとおりである。④以降で下部軸封部が上部軸封部よりもれが多いのは、下部軸封部しゅう動面で油をシールしていると考えられる吸着分子層の面積が上部より小さいためであろう。したがってバネ圧を上げることにより漏洩量を少なくすることができるが、缶内に油が混入することは構造上防止できるので、この程度のもれは実際上問題とはならない。また圧力 100 kg/cm²G, 軸回転数 200 rpm でも実験した。この場合も固定座の温度が 10°C 程度上昇したのみでトルクの変化はなかった。冷却水を止めた場合も面の異状は認められず、特に摩耗がはなはだしくなるようなこともない。この試験において油のもれが少ないから偏摩耗の心配はないわけであるが、念のために上部しゅう動面4箇所について摩耗寸法を測定した。この結果を第11図に示す。周速・面圧ともに最大となる点は(ロ)の位置であるが、偏心したために特に一部の摩耗が多くなるようなことはなく、偏摩耗の事実はまったく認められなかった。固定座の摩耗は上, 下ともに非常に僅少で測定誤差範囲にはいっている。以上の結果から偏心しゅう動面が同心しゅう動面に比して非常にすぐれていることが実証され、十分実用に供しうることがわかる。

3.4 軸のふれまわりの影響

以上の実験は軸のふれまわりの影響がない条件で行われたものであるが、高温、高圧オートクレーブにおいては下部軸受が使用できない場合が多い。この場合は当然軸のふれまわりを生ずることになるが、実際の場合、軸封装置はベアリングに非常に接近して組立てられるか、または軸封装置中にベアリングを組込んだ形が採用される。したがってしゅう動面のふれは非常にわずかなものになる。実際の軸のふれまわりが単にみそすり運動のみであれば、パッキングは軸を一方向にかたむけたために生ずるモーメントを受けたまま軸とともに回転するから、軸

とパッキング、回転座の間には回転中の相対運動はない。しかし回転中におこるかしくは抵抗による不平衡力はその大きさ、方向が変わると考えたほうが实际的であるし、また条件もかこくである。われわれはこの考え方から第12図のごとく、固定座に8/1,000の勾配座金を入れて運転した。この場合軸の1回転ごとにパッキングに働くモーメントの方向が変わり、したがってこれ

に釣合うしゅう動面面圧の分布も変る。この結果を第4表に示す。この結果から軸のふれまわりも、偏心しゅう動面に対して特に問題とはならないことがわかる。

3.5 結果に対する考案

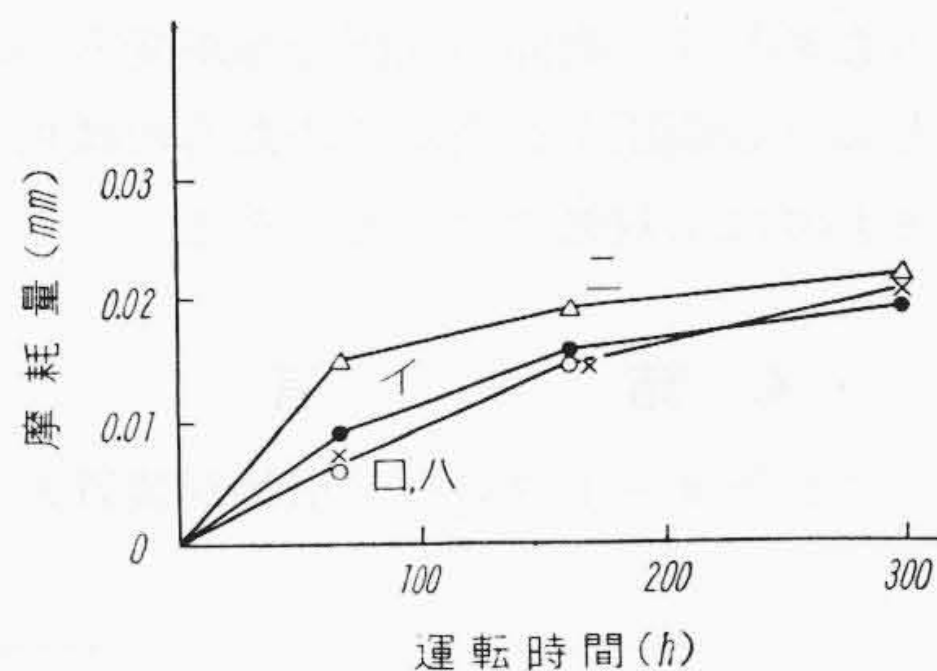
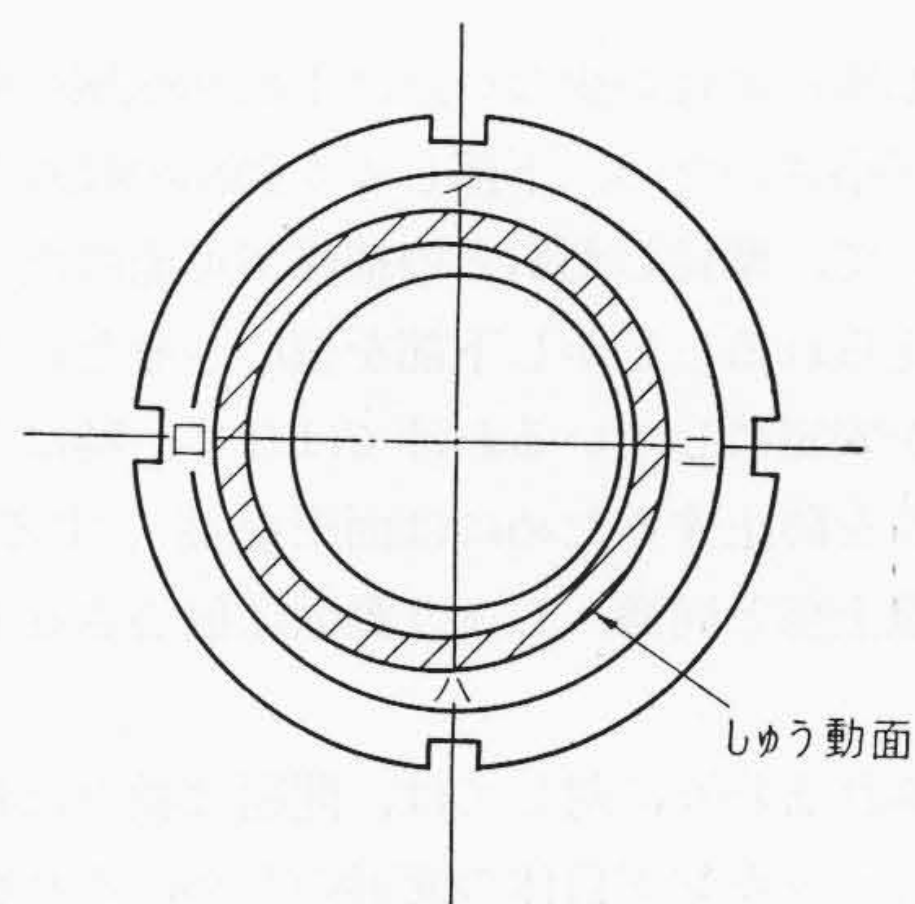
しゅう動面が軸に対して同心である場合、上部回転座が下部回転座よりもはるかに面のあれのはなはだしいのは、上部、下部における吸着分子層の面積が異なるためであろう。すなわち第2図に示したように、吸着分子層以外の面では固定座に対し回転座をはなす方向に油圧または空気圧が働くが、この平均圧力が上部軸封部では p_1 と p_2 の中間にあり、下部軸封部では p_1 であるから、結局定常の状態では下部しゅう動部の吸着分子層はバネ力しかうけていないと考えることが妥当である。同心形しゅう動面が2回の実験ともはなはだしく摩耗しているが、同心形しゅう動面が高圧に対して常にかかる摩耗状態になるとは断言できない。われわれの使用した状態が2で考えたような最恵状態でなかったためとも考えられる。しかし同心形しゅう動面の潤滑が不安定であり、偏心形しゅう動面の潤滑が安定しているとはいいうる。これは最初考えた吸着分子層の油膜補給能力の差と考えれば、よく説明することができる。しかもまた同心形の場合、

第3表 偏心軸封装置長期試験条件ならびに油もれ量

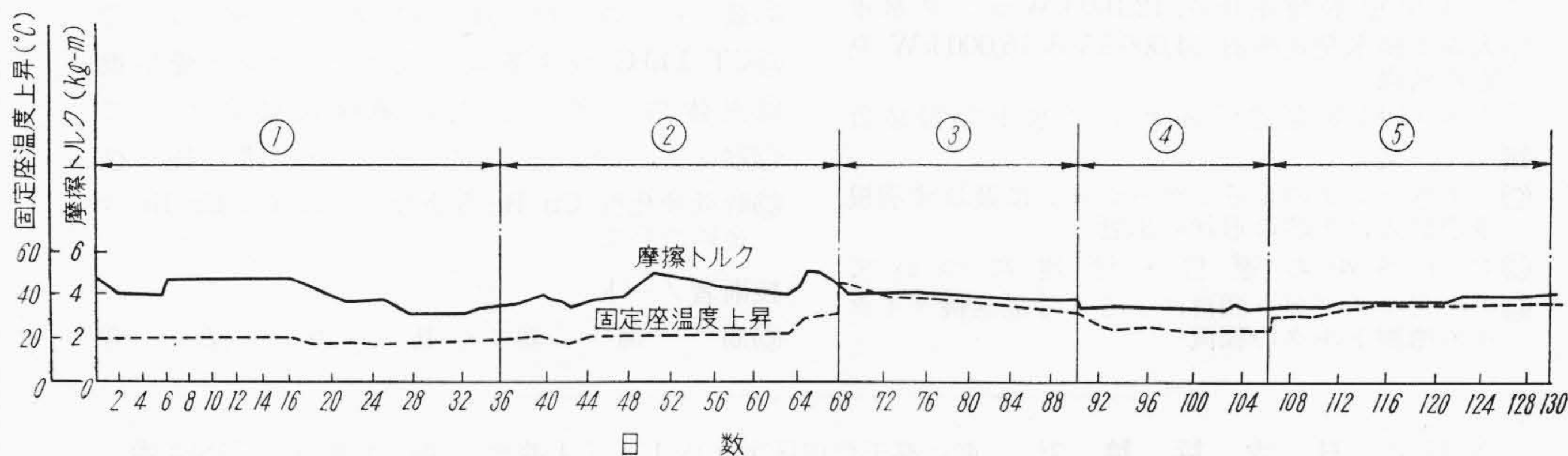
区 間 番 号	しゅう動面形状		冷 却 水	潤 滑 油	回 転 数 (rpm)	油 も れ 量 (cc/h)	
	上 部	下 部				上 部	下 部
①	偏 心	同 心	通 ず	低粘度油	100	0.025	0
②	偏 心	同 心	通 ず	高粘度油	100	0.3	0
③	偏 心	同 心	通 ず	高粘度油	200	0.4	0
④	偏 心	偏 心	通 ず	高粘度油	100	0.07	0.2
⑤	偏 心	偏 心	通 ぜ ず	高粘度油	100	0.07	0.22

第4表 軸 振 れ 試 験 結 果

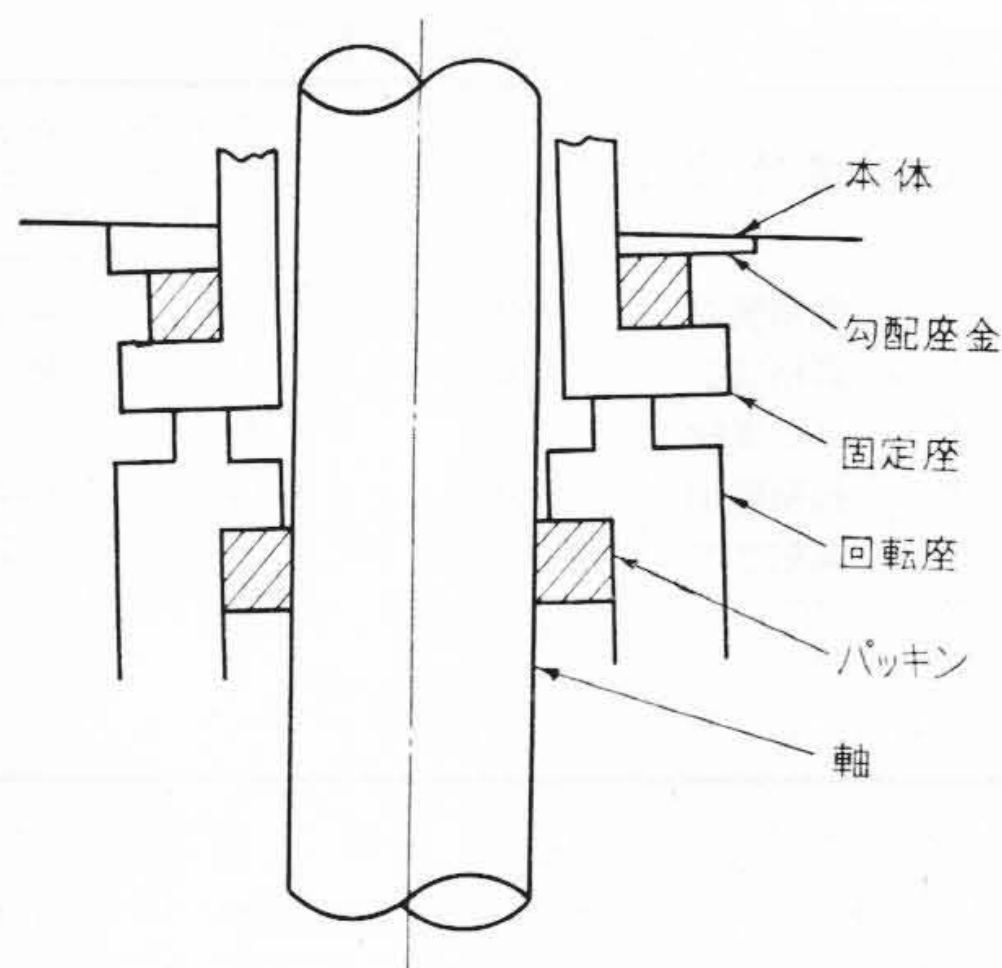
運転日数	しゅう動面 温度 (°C)	摩擦トルク (kgm)	油 も れ 量 (cc/d)		摩 耗 量 (mm)	圧 力 (kg/cm ²)	回 転 数 (rpm)
			上 部	下 部			
20 日 間	30~40	3~4	6.7	3	0.005	100	100



第11図 長期運転期間における上部しゅう動面の摩耗量



(圧力 100 kg/cm²G 1日8時間運転)
第10図 長期連続運転における摩擦トルクと固定座の温度上昇



第12図 軸振れ試験要領

下部回転座に摩耗が少ない点は下部回転座の吸着分子層の面積が小さいため、下部しゅう動部の吸着分子層は点在していて、摩耗したあとの補修が可能になっているためと考えられる。しかし下部を偏心させないことは決して潤滑を安定にしているわけではなく、特に下部軸封部の油もれを防止するためには面圧を高くする必要があり、当然上部と同様、しゅう動面は偏心させるべきである。

軸のふれまわりに対しては、問題は軸のたわみ、傾斜によってパッキング自体の変形のためにもれを生ずることは当然考えられるが、そのほかにパッキングの変形の抵抗に釣合うためしゅう動面の面圧分布が変わるが、これを考慮してしゅう動面圧を適当にきめたものは相当程度の軸のふれまわりにも対処できるといえる。

4. 結 言

以上主として高圧オートクレーブ用軸封装置として最

も重要なしゅう動面について、偏心ならびに同心形の比較をおこない、また軸のふれまわりについて実験したが、その結果を要約すれば次のとおりである。

(1) 従来用いてきた軸封装置はそのしゅう動面の形状が軸に同心であるため、潤滑が不安定になりやすい。この理由はもれをとめている部分、すなわちしゅう動面の油の吸着分子層がたえず同一トラック上を繰り返してしゅう動するため、油膜の摩耗に対する補修が困難なためと考えられる。

(2) しゅう動面を偏心させ1回転中必ず1回は固定座の油膜の上を通過させる新しい方式は、潤滑を常に安定にし、しかももれを実用上問題とならない範囲におさめることができ、これを製品に用いて寿命も数段すぐれたものとなることが期待される。

(3) 軸ぶれに対してもしゅう動面の偏心が特に悪い影響を与えることもなく、十分これに対応することができる。

なおこの新形偏心軸封装置は圧力 100 kg/cm²G、軸径 65φならびに 100φのオートクレーブに装着納入され、好評のうちに営業運転にはいっていることをここに付記しておく。

参 考 文 献

- (1) A. Brkich: Prod. Eng. 89 (April 1950)
- (2) 例えば曾田: 機学論 20, 98 (昭 29)
- (3) Bowden and Tabor: The Friction and Lubrication of Solids. 187 (1950)
- (4) 曾田: 機学論 24, 703 (昭 33-10)
- (5) 曾田: 摩擦と潤滑 116 (昭 29)
- (6) 関係実用新案: 第 402634 号, 第 405076 号, 第 414439 号, 第 452696 号, 第 405067 号, 第 407801 号, 第 452695 号, 第 452697 号, 昭和 33-53323, 昭和 33-53324

日 立 評 論

Vol.41

No. 11

揚水発電所小特集

- ◎大森川揚水発電所納 12,100 kW ポンプ水車
- ◎大森川揚水発電所納 14,000 kVA/15,000 kW 発電電動機

論 文

- ◎うず巻ポンプのキャビテーションに及ぼす羽根車羽根入口先端の形状の影響
- ◎ショベルの運営・管理について
- ◎二硫化モリブデン潤滑による4号電話機ダイヤルの摩擦トルクの軽減

- ◎テレビジョン中継装置
- ◎最近の観測用ブラウン管
- ◎CT-140C型狭帯域方式カラーテレビ受信機
- ◎固体内ボイド放電と絶縁破壊について
- ◎遅延ケーブルの諸特性
- ◎時効硬化性 Cu-Be 合金ならびに Cu-Cr-Be 合金について

技術者ノート

- ◎制御器具の保守

発行所 日立評論社 東京都千代田区丸ノ内1丁目4番地 振替口座東京 71824 番
 取次店 株式会社オーム社書店 東京都千代田区神田錦町3丁目1番地 振替口座東京 20018 番