

# 大形発電機用スラスト軸受の起動摩擦について

## Starting Friction of Thrust Bearings for Large Generator

岡野金平\* 森昌夫\*\*  
Kimpei Okano Masao Mori

### 内 容 梗 概

揚水式水力発電所用の発電電動機に使用するスラスト軸受は、起動トルク節減の見地から軸受起動摩擦の低減に関する対策が重要である。

本文はこの問題を静圧潤滑方式の立場より二、三の基礎的検討を加え、潤滑諸条件に対する摩擦低減効果および潤滑給油装置の計画設計に関する資料を提供している。

### 1. 緒 言

最近における電源開発の進展に伴い大容量の揚水式水力発電所の建設が各地で具体化され、その一部はすでに運転されている。

これら揚水式水力発電所用の発電電動機に使用するスラスト軸受は、揚水運転起動時における電力量節減の見地から軸受部の起動摩擦係数が極力小さいことが要望される。

周知のように大形立軸発電機用のスラスト軸受は発電機ロータおよび水車ランナなどの自重ならびに水車運転による巨大な水力スラストを支持するため、軸受部に対する圧力はきわめて大きくかつ大形のため軸受部周速もかなり速い。したがってこれに用いるスラスト軸受は従来より高速高荷重特性にすぐれたミッチェル形軸受を採用している。

これら特有の軸受条件に加え揚水式水力発電所用の場合は運転制御の関係上軸の起動停止のひん度が多いこと、および発電揚水の状態により軸の回転が可逆になるなど特異な問題が付帯する。したがってスラスト軸受に要求される特性も、これまでの発電機用の場合と異なり軸受の設計あるいは潤滑法に対し特別な配慮が必要であるが、特に起動摩擦の低減に関する対策が重要である。

このような軸受起動摩擦を低減する対策として、従来立軸発電機に関してはロータなどの回転部をステータ側に設置した電磁石により一時吸引し、軸受負荷軽減の面より摩擦低減をはかる方法<sup>(1)</sup>が発表されているが実際の構造は比較的複雑である。

これに対し簡単でしかも効果的な対策としては起動時における静圧潤滑法の適用が考えられる。この潤滑法は軸受摩擦面に高圧の潤滑油を送入し、潤滑油の静圧力により軸受面とランナを強制的に分離した潤滑機構になるので、ロータなどの回転体は油膜上に浮遊した状態となる。このため起動時の抵抗は軸受部の粘性摩擦のみとなるので起動摩擦の小さい状態が容易に得られる。この潤滑方式はすでに比較的小形のジャーナル軸受<sup>(2)</sup>あるいは超低速、重荷重用の特殊目的のスラスト軸受<sup>(3)</sup>に活用され効果をおさめている。

しかし立軸発電機の軸受のような大形で定常の運転条件が高速高荷重の軸受に対する適用例は少ない。特にミッチェル形軸受の潤滑に静圧潤滑方式を併用する場合の設計資料は十分とはいえない。本文においては大型発電機用スラスト軸受に対する起動摩擦低減の問題を静圧潤滑法の立場より考察し、摩擦特性に対する潤滑諸条件の影響を検討した。

### 2. 起動摩擦低減の問題点

一般に立軸用のスラスト軸受では軸の回転停止に伴いこれまで摩擦面に構成していた油膜は急速に薄くなり停止状態では数マイクロ

の油膜<sup>(4)</sup>が残存するにすぎない。特に発電機用の場合は軸受圧力が大きくかつ軸受摩擦面がきわめて平滑のため、軸の起動時には軸受摩擦面とランナは境界膜を介し直接接触れ合う状態となる。

このような場合の起動摩擦現象に関しては Westinghouse 社の Laffon 氏らの研究<sup>(5)</sup>ですでに明らかのように、起動時の摩擦係数は 0.2~0.6 ときわめて大きな数値を示すので発電機用軸受のような大形高荷重の場合は非常に強大な起動摩擦抵抗となる。

周知のようにある種の油膜により摩擦面を完全に分離した状態で一方を相対的に移動した場合の摩擦抵抗には摩擦面諸元、相対速度、油膜構成状態および潤滑油特性が関連するが、このうち摩擦面分離の役割を果たす油膜構成条件が摩擦低減に関して決定的因子となる。

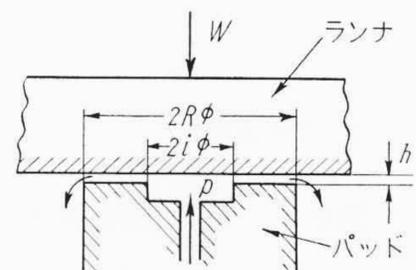
一方発電機用スラスト軸受の主要設計諸元は荷重条件あるいは機器の特質によりあらかじめ決定されるので、摩擦低減の実際的手段としては軸受パッドに設置する給油みぞの諸元、給油諸条件あるいは潤滑装置などの仕様に関する適正な設定が要点となる。

そこでこれらの問題点を逐次解明するため、スラスト軸受を構成するパッド 1 個に対して、まず油膜構成現象を究明して給油みぞおよび給油諸条件の影響を求め、引き続きこれらの基礎的研究結果をもとに実際のスラスト軸受について、起動摩擦に対する潤滑特性の関連を検討した。

### 3. パッド形軸受面の静圧潤滑特性

静圧潤滑法は軸受摩擦面に高圧潤滑油を供給し軸受負荷容量を制御する方式であり、摩擦面形状がごく単純な場合の潤滑特性の解明は容易である。しかし軸受を構成するパッドが扇形の場合は摩擦面形状が非対称のため潤滑機構が複雑となり、このため軸受特性の詳細は明らかでない。

一方軸受摩擦面が円形で給油みぞがこれと同心になる第 1 図の場合については、給油圧力および摩擦面諸元に対する軸受負荷容量  $W_0$  の関係は(1)式のようなになる。

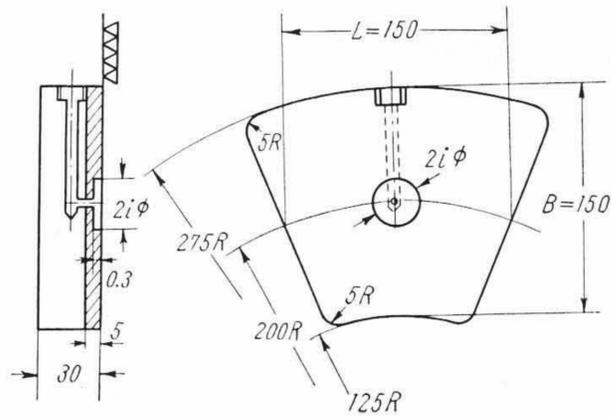


W 軸受荷重      h 油膜厚さ  
2R パッド直径      p 給油圧力  
2i 給油みぞ直径

第1図 円形パッドの潤滑状態

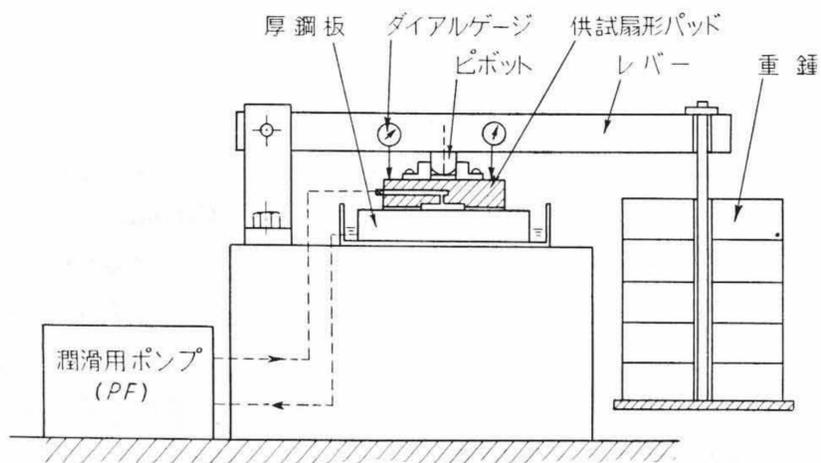
\* 日立製作所日立研究所

\*\* 日立製作所日立工場



扇形パッド	給油みぞ直径 2iφ(mm)
a	3φ
b	10φ
c	20φ
d	40φ
e	75φ

第 2 図 供試扇形パッド



第 3 図 扇形パッド潤滑実験装置

$$W_0 = \frac{\pi}{2} \cdot p \cdot \left\{ \frac{R^2 - i^2}{\log \frac{R}{i}} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし  $p$  : 給油圧力  
 $2R$  : パッド摩擦面直径  
 $2i$  : 給油みぞ直径

一方パッド摩擦面が正方形でその図心に円形の給油みぞがおかれた場合この関係は Raynor 氏<sup>(6)</sup>によると(2)式ようになる。

$$W_0 = \frac{0.925 \cdot A \cdot p}{2 \log \left( \frac{Re}{i} \right) - 0.54157} \dots\dots\dots (2)$$

ただし  $A$  : パッド全面積  
 $Re$  : パッド対角線全長の1/2

また軸受負荷、パッド諸元あるいは給油量に対するランナの oil lift つまり油膜厚さ  $h$  の関連はパッドが円形の場合については(3)式で示される。

$$h = \sqrt[3]{\frac{3\eta Q(R^2 - i^2)}{W_0}} \dots\dots\dots (3)$$

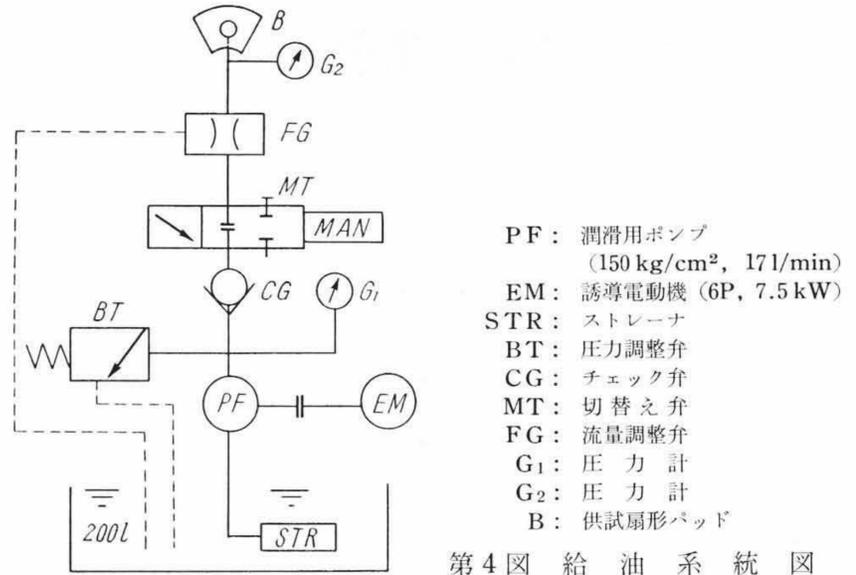
ただし  $Q$  : 給油量  
 $\eta$  : 潤滑油粘性係数

4. 扇形パッドの潤滑諸特性

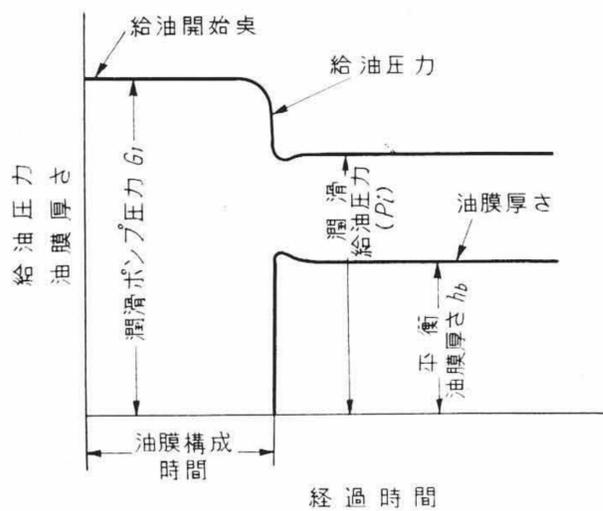
パッド摩擦面における油膜構成現象を解析するため、まず扇形パッド 1 個についてその油膜構成に及ぼす給油みぞ諸元、ならびに給油諸条件の影響を検討した。

4.1 実験方法

供試の扇形パッドは第 2 図のように実際と相似のもので寸法は



第 4 図 給油系統図



第 5 図 軸受面における油膜構成の状況

$L=150$  mm,  $B=150$  mm, 軸受面中央には各種寸法の円形給油みぞがそれぞれ付けてある。また軸受面にはバビットメタル WJ-2 を裏張り表面にはキサゲ仕上(表面粗さ約 2.5 S)を実施した。

使用した実験装置は第 3 図に示すようにランナに相当する厚鋼板(研摩仕上, 表面あらさ 1 S 以下)の上に扇形パッドを置き, パッド背面を実物におけるパッド支持方法と同一方式をとるため, ピボットを介し静荷重を加えた。

一方扇形パッドには高压潤滑油を第 4 図に示すような給油系統で供給した。なお使用した潤滑油はタービン油 140# である。

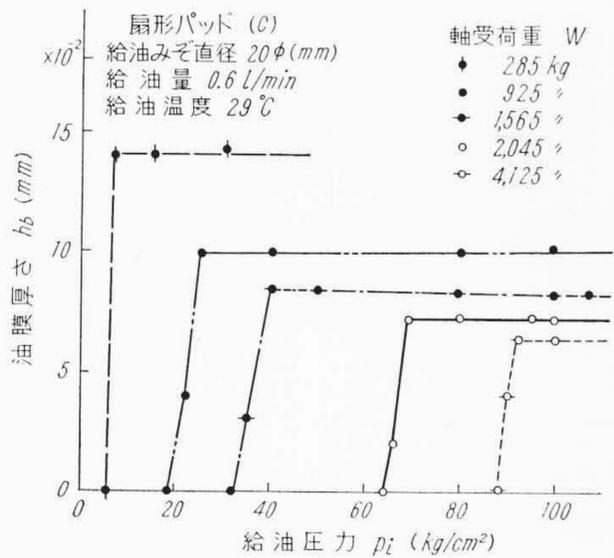
また給油潤滑状態における扇形パッドの浮上り量つまり油膜厚さは, 図のように 4 個のダイヤルゲージをパッド背面にあて実測した。

4.2 扇形パッドの軸受負荷容量

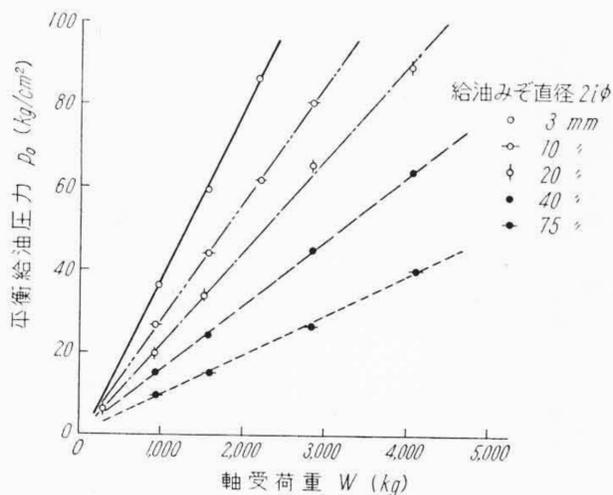
所定の軸受荷重に対して給油圧力が小さい場合は油膜の構成はもちろん不可能であるが, 特定の給油圧力以上を与えると潤滑油は給油みぞより軸受面を通過しパッド周囲に流出し, 油圧力の総和とパッドに加わる軸受荷重が平衡した状態で軸受面には定常的油膜が構成される。この油膜構成の様子は第 5 図に示すように, 給油開始後, 油膜構成時間  $T_0$  を経て後, 急速に油膜が形成され以後一定の平衡油膜厚さ  $h_b$  が得られる。

いま給油みぞ外径の異なるそれぞれの扇形パッドに対して, 軸受荷重および給油圧力をパラメータとし, おのおの場合について前述の平衡油膜厚さ  $h_b$  を実測比較した。

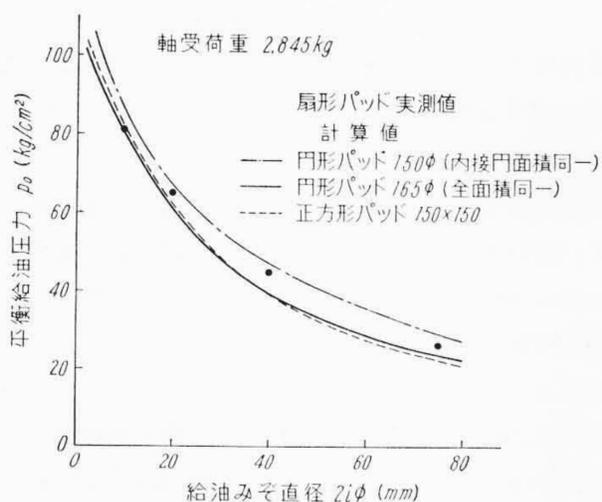
第 6 図はこの一例であり, 給油みぞが 20φ の場合を示す。この  $h_b$  実測の場合給油量を常に一定に保つため弁 FG の開度は不動にしてある。図のように油膜はそれぞれの軸受荷重に対しては給油圧力が特定値以上で構成され, 特定圧力以上では  $h_b$  はほぼ一定となる。したがって油膜構成の限界を示す給油圧力つまり  $h_b$  の立上り点における給油圧力が, その場合の軸受荷重との平衡を示すものと考え



第6図 扇形パッドに対する油膜厚さ  $h_b$



第7図 扇形パッドの負荷容量特性



第8図 給油みぞ直径の影響

られる。

そこでおのおのの軸受荷重に対して平衡を示す給油圧力を仮りに平衡給油圧力  $p_0$  とし、この  $p_0$  を給油みぞの異なる各扇形パッドについて実測し、それぞれの軸受荷重に対する関連を第7図に示した。図のように軸受荷重に対する平衡給油圧力の関係は比例的となり、パッド軸受面が円形になる場合の軸受負荷容量を示す(1)式の傾向と一致する。つまり扇形パッドについては軸受荷重  $W$  と平衡給油圧力  $p_0$  のあいだには(4)式の関係が成立する。

$$W = C_1 p_0 \dots \dots \dots (4)$$

ここで  $C_1$ : 負荷容量係数

そこで給油みぞの異なる各扇形パッドについて、負荷容量係数  $C_1$  の比較結果を第1表に示す。表のように扇形パッドに対する  $C_1$  は給油みぞ外径の拡大とともに増し軸受負荷容量の増加を示している。

なお扇形パッドに対する給油みぞ直径の影響を直接的に比較する

第1表 扇形パッドの負荷容量係数  $C_1$

扇形パッド	給油みぞ直径 $2i$ (mm)	$C_1$
a	3 $\phi$	25.0
b	10 $\phi$	35.0
c	20 $\phi$	45.0
d	40 $\phi$	65.0
e	75 $\phi$	104.0

第2表 負荷容量係数  $C_1$  の比較

パッド給油みぞ $2i$ (mm)	扇形パッド (実験)	円形パッド 165 $\phi$		円形パッド 150 $\phi$		正方形パッド (計算)
		実験	計算	実験	計算	
3	25.5	33.0	26.7	—	22.6	26.2
10	35.5	41.5	38.0	34.0	32.5	36.7
20	45.5	51.5	50.0	—	43.8	49.7
40	65.5	72.0	71.0	—	62.2	75.8
75	104.0	110.0	108.0	—	95.3	119.5

ため、一例として軸受荷重が2,845 kg の場合についてそれぞれの平衡給油圧力  $p_0$  を示すと第8図のようになる。図のように供試の扇形パッドについては給油みぞ外径は20  $\phi$  の大きさでかなりの潤滑効果が認められる。

なお第8図には円形給油みぞが同心におかれた円形パッド(扇形パッドに対して内接円面積が同一の場合、また扇形と同一面積を持つ円形パッド)あるいは正方形パッド(150 mm  $\times$  150 mm)に対してさきの(1)および(2)式により軸受荷重の支持に必要な給油圧力の計算値を比較した。図のように扇形パッドに対する実測値は、これらの計算値に対しては傾向的に一致しており、給油みぞの特に小さい範囲では同一面積を持つ円形パッドの場合に、比較的大きい範囲では内接円面積の同一な円形パッドの場合に近くなる。

さらに扇形パッドの特性に対して比較検討の目的で、軸受面が円形のパッド(外径150  $\phi$  および165  $\phi$  詳細は前述)について、別に給油みぞ外径の影響を実験的に検討し、各軸受荷重に対する平衡給油圧力  $p_0$  の実測値より前述と同じ負荷容量係数  $C_1$  をそれぞれ算出し第2表に比較した。なお第2表には同時に円形パッドおよび正方形パッドについて前述の(1)および(2)式により、軸受負荷容量に対する給油みぞ外径の計算結果をそれぞれ  $C_1$  により表現し、前述の扇形パッドの実測値を含め一括して示した。

表のように円形パッドに対する  $C_1$  の実験値は給油みぞの比較的大きい範囲では計算値にほぼ一致し(1)式の成立することが認められる。しかし給油みぞ外径の小さいほど計算値との差が大きく現われる。この差の原因に関しては種々要因が推察されるが詳細は不明であり今後の検討事項と思われる。

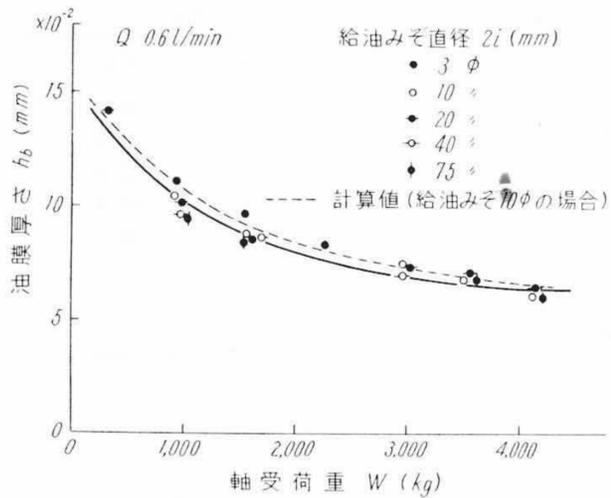
なお  $C_1$  に関する全般の比較で明らかのように給油みぞが20~40 mm の範囲では扇形パッドに対する実測値は、内接円面積の同じ円形パッドの計算値にもっとも近い。

#### 4.3 油膜厚さ

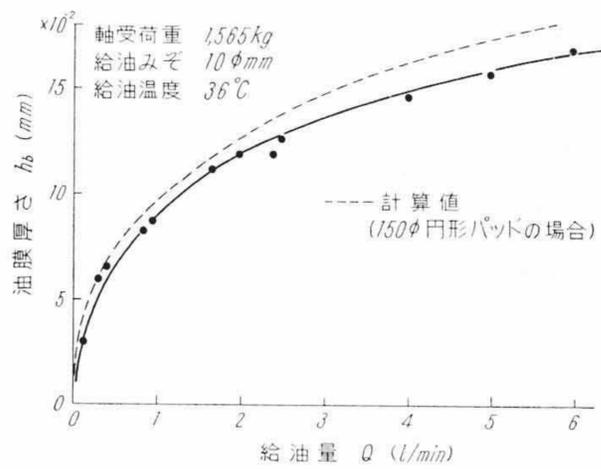
前述のように軸受面に定常の油膜を構成するにはまず平衡給油圧力以上の給油を与える必要がある。このようにして給油による静圧力が軸受荷重と平衡した状態で、軸受面に構成する油膜厚さに対しては給油量および給油みぞの影響が推察される。

そこで扇形パッドについて給油みぞ外径の異なるおのおの場合に対して、油膜厚さ  $h_b$  の実測結果の比較を第9図に示す。図のように  $h_b$  は給油みぞ外径が増し、軸受面の有効表面積が減少した場合は全般にやや減少するが、給油みぞを極端に大きくとった場合についても、その影響は比較的小さい。したがって油膜厚さを増す対策として給油みぞを縮小することは実際上得策でない。

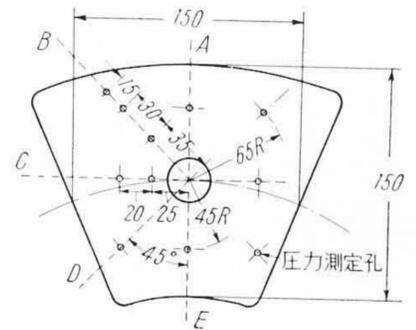
一方油膜厚さ  $h_b$  に対する給油量の影響を求めた実測結果の一例として、扇形パッド(b)における場合を第10図に示す。図のよう



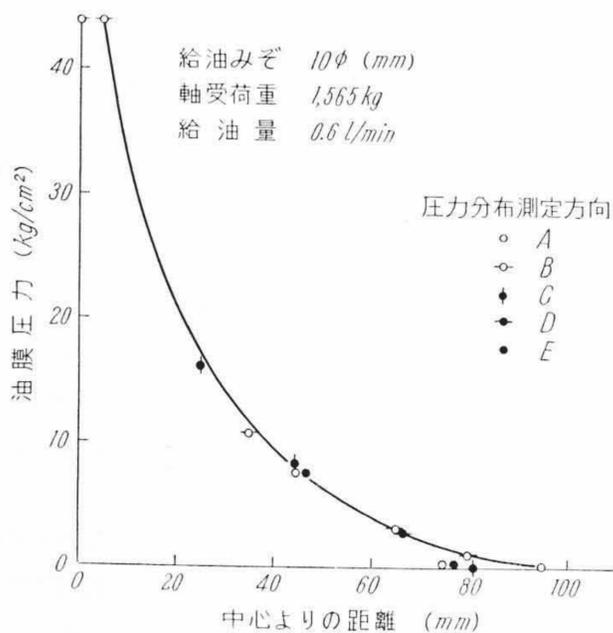
第9図 給油みぞに対する油膜厚さ  $h_b$  の比較



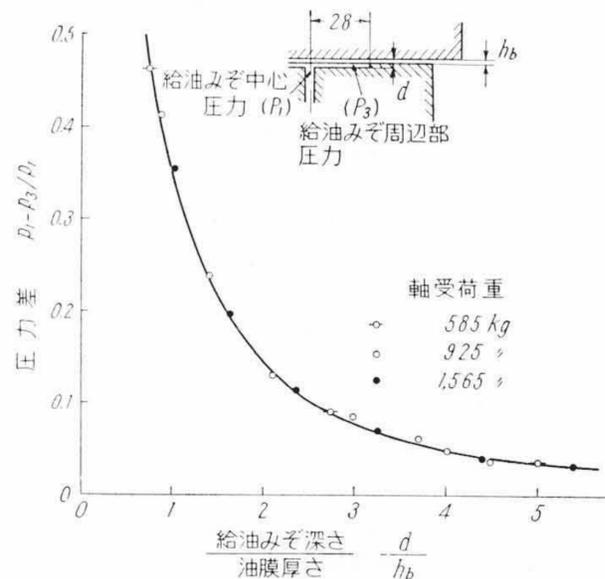
第10図 給油量に対する油膜厚さ  $h_b$



第11図 扇形パッドの油膜圧力測定箇所



第12図 扇形パッドの油膜圧力分布



第13図 給油みぞ深さの影響

に  $h_b$  は給油量の増加に伴って厚く構成されるが、過度の給油量はあまり効果的でないことがわかる。

なお第9図および第10図には円形パッド（扇形と円接円面積同一）における  $h$  の軸受荷重および給油量による計算値を比較のため記入した。図のように扇形パッドにおける実測値はこれらの計算値にほぼ一致する。

したがって軸受荷重および潤滑油特性が既知の場合、油膜厚さの増加の具体策としては給油量に対する適度の選択が重要である。

#### 4.4 油膜圧力分布

給油みぞに圧入した潤滑油圧力は給油みぞ中心よりパッド周辺に近づくにしたがって減少するが、この油膜圧力分布は軸受面が円形になる軸対称形の場合には単純な円錐形分布に近い形状となる<sup>(7)</sup>。しかし扇形パッドの場合には給油みぞに対して軸受面形状が非対称となるため潤滑機構がすこぶる複雑となり、したがって圧力分布の特性はこれまで明らかでない。

そこで扇形パッドに対する油膜圧力分布の実態を把握し、前述の負荷容量に現われた特性との関連を明らかにする意味で、第11図に示すように給油みぞの中心より扇形パッドの各外周方向に対して、それぞれの位置の油膜圧力分布状況を実測した。

第12図は扇形パッド(b)に対する実測値の一例である。図のように潤滑油通過距離の異なるA、B、C、DおよびEの各方向に対しても油膜圧力低下の状況はほぼ同じであり、圧力分布状態は給油みぞ中心に対して対称である。特にB方向の分布で明らかのように扇形パッドの両隅部では軸受荷重の支持に有効な油圧力はほとんど構成されない。したがって扇形パッドに対する油膜圧力分布は、給油みぞの中心を軸とし、扇形の円接円を外径とするほぼ円錐の対称形分布と考えても大きな誤りはない。

これら圧力分布に関する実測値は、さきの扇形パッドに対する軸受負荷容量の結果を裏付けている。

#### 4.5 給油みぞの深さ

一般に静圧潤滑方式を併用する場合の給油みぞは、軸受面中央部において浅い段付形の断面形状を持つことが普通であるが、定常の軸受運転状態における潤滑特性に対しては、この給油みぞ深さを増すことは特性劣化を招く原因になるので、実際上はなるべく浅く小さいことが望まれる。

一方潤滑油圧力によって軸受面に構成可能な油膜厚さは、前述のように比較的小さいので給油みぞの特に浅い場合は、給油みぞ範囲についても軸受摩擦面におけると同様な潤滑機構となり、油膜圧力を低下し本来の軸受負荷容量に影響を与えることが推察される。

そこで給油みぞ深さによる圧力低下の状況を実測し、扇形パッドに対する給油みぞ深さの適正值に関する資料を得る目的でみぞ深さの影響を検討した。

第13図は給油みぞ中心とみぞ外周位置との間の油膜圧力の差に対する給油みぞ深さの影響を、それぞれの軸受荷重において構成した油膜厚さ  $h_b$  との比較について示した結果である。

図のように扇形パッドに対して給油みぞ深さ  $d$  を小さくした場合は給油みぞ位置についても圧力低下が大きく、給油圧力による潤滑効果が不十分となる。

したがって給油による油圧を十分に活用し、当初計画の軸受負荷容量を維持するには、給油みぞ深さは構成した油膜厚さの約2倍が適当である。

以上述べた油膜構成現象に関する基礎的検討により、扇形パッドに対する給油みぞ諸元の適正基準あるいは軸受荷重および潤滑油特性が既知の場合における給油圧力選定の基礎資料が得られた。

5. 起動摩擦係数の検討

給油圧力による油膜で軸受面を潤滑した場合の起動摩擦は、従来の実例で公知のようにきわめて小さい。

しかし摩擦低減の前提と考えられる摩擦面分離の影響つまり油膜構成現象と起動摩擦の関連を軸受実働条件について具体的に検討した例はほとんどなく、摩擦低減に際して基本となる給油量との関係も明らかでない。

前述のように実際のスラスト軸受の摩擦面分離に対しては、軸受の据付精度、摩擦面の表面精度が複雑に関連するので、以下の実験では実際と同じ据付支持状態になる軸受試験装置について起動摩擦係数を検討した。

5.1 実験方法

供試のスラスト軸受は平均直径 200 mm、軸受けを構成する扇形パッドは  $L=90$  mm,  $B=90$  mm を 3 個使用し、実際の立形軸受と同様、扇形パッドに円板のランナを接触し、ランナ上部に直接重錘を加え負荷する方法とした。なお扇形パッドに設置の給油みぞは当初の実験計画より、外径をそれぞれ 10 mmφ とした。

また扇形パッドおよびランナ摩擦面はおのおのキサゲ仕上(表面あらさ 0.5, 2.5 および 8.0 S) および研磨一超仕上(表面あらさ 0.2 S) を施した。なお摩擦面の材質および軸受けに対する給油回路の仕様は前述と同じである。

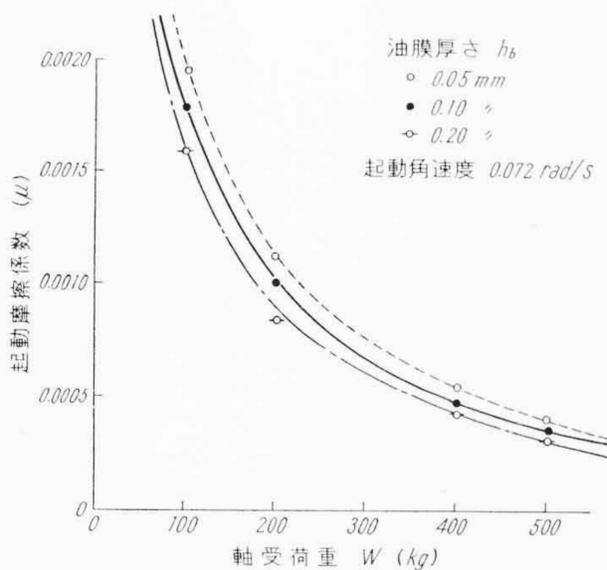
一方起動摩擦の測定法は微小摩擦力を高精度に検出するため、円板になるランナ外周の一部にレバーを固定し、これに測定用板バネを取り付け、バネにはり付けた抵抗線ゲージとひずみ計およびオンロググラフを利用して軸受摩擦モーメントを求めた。

またランナの起動はおのおの場合の起動角速度(0.072 rad/s)を規正するため、摩擦力測定用の板バネの先端に起動用の駆動ネジをあてランナを起動した。一方給油により構成した油膜厚さの測定は前述と同様、ランナ自体の浮き上がりをダイヤルゲージおよびミリメスで実測する方法を採った。なおおのおのについて実測した起動摩擦モーメントは通常の軸受平均径を基準に、起動摩擦係数  $\mu$  に換算し比較した。

5.2 軸受荷重の影響

いまおのおの軸受荷重に対し、前述の検討で明らかにされた給油条件を供試軸受に与え、それぞれの同じ油膜厚さの場合についての起動摩擦係数  $\mu$  の実測結果を第 14 図に示す。

図のように油膜厚さの大きいほど  $\mu$  は小さく、粘性摩擦の傾向が明りように認められ、 $\mu$  はいずれも 0.002 以下の特性を示し、軸受荷重の増加に伴って減少し本実験に現われた最小の  $\mu$  は 0.0004 である。この荷重増加とともに  $\mu$  が減少する特性は、静圧潤滑方式に



第 14 図 起動摩擦係数に対する軸受荷重

よる摩擦低減が大容量形軸受の場合ほど有利なことを示している。

なおパッド摩擦面の表面あらさが 2.5 S の場合について、給油停止後(停止 10 分後 Squeeze Film の計算値 0.00023 mm の状態)における  $\mu$  の実測結果は 0.3~0.5 となり、さきに Laffon 氏らが求めたとほぼ同じ数値である。

5.3 油膜厚さおよび摩擦面あらさの影響

供試軸受に対する給油量を流量調整弁 FG により調節して給油量を変え、パッド摩擦面の表面あらさ  $S_F$  がそれぞれ異なる場合について起動摩擦係数を比較した。

第 15 図は結果の一例であり、図のように  $\mu$  は油膜厚さ  $h_b$  が 0.02 mm 以下に減少すると著しく増大する。特にパッドの表面あらさの影響はこのような油膜の臨界厚さ以下の範囲において現われ、表面あらさが大きいほど  $\mu$  の小さいことが認められる。たとえば  $h_b$  が 0.005 mm の場合、パッドの表面あらさの減少により  $\mu$  は 0.001 より 0.04 に増大する。一方  $h_b$  が臨界厚さ以上では表面あらさによる影響は当然ながらほとんど認められず、 $\mu$  はいずれも低くほぼ一定である。

すなわちパッド形スラスト軸受では、油膜による摩擦面分離の限界は 0.02 mm である。

この油膜の臨界厚さ以下の状態において表面あらさが微細なほど  $\mu$  の大なる原因は、摩擦接触面における境界摩擦部の増大あるいは平面接触現象に固有の Wringing の両者によるものと考えられる。

また油膜の臨界厚さは詳細に見るとパッドの表面あらさにより若干異なるが、全般的には 0.02 mm であり、本実験に用いたパッドおよびランナの表面あらさの和に比較するとかなり大きい。またこの臨界厚さは、一般のすべり軸受の限界荷重の設定に関し Falz<sup>(8)</sup>, Cameron 氏<sup>(9)</sup>らが摩擦面あらさの観点より提唱している限界油膜厚さあるいは Hardy 氏<sup>(10)</sup>が油膜凝着効果より求めた数値に比較すると絶対値もばらつきも大きい。

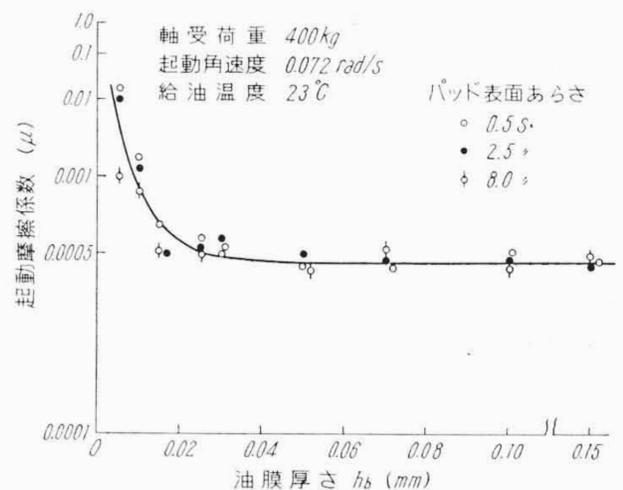
したがって油膜厚さに対し臨界値の現われる直接の原因は、もっとマクロな軸受据付誤差あるいは荷重不平衡などが複雑に影響を与えるためと考えられる。この油膜の臨界厚さに関しては種々な問題を含んでおり、詳細は今後の課題である。

6. 軸受給油量の検討

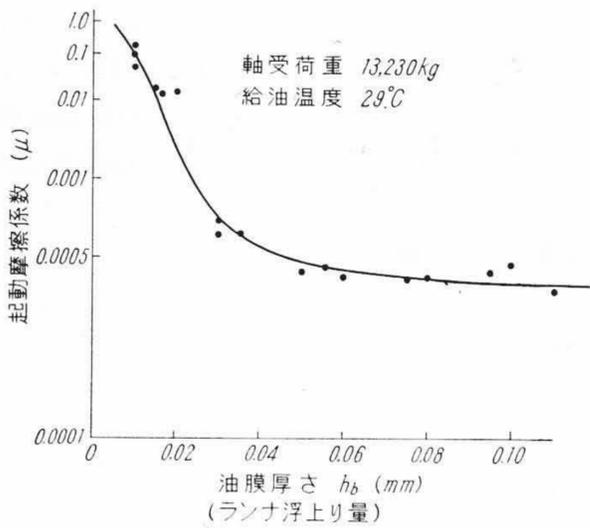
摩擦面に構成する油膜厚さは給油量の増加に伴って増大し、起動摩擦の低減に効果的な影響を与えるので、摩擦低減の一方的立場よりすると、より吐出容量の大きい潤滑用油圧ポンプが望ましい。

しかし強制給油による潤滑の場合、油圧ポンプの動力損失は通常損失として加算され、このポンプ損失は比較的大きいので、潤滑装置の計画に際しては、なるべく容量の小さいポンプが有利である。

この油圧ポンプ容量つまり軸受部に対する給油量の基準は、摩擦低減に際し根底となる油膜の臨界厚さであり、これを基準とした算



第 15 図 起動摩擦係数に対する油膜厚さの影響



第 16 図 大形スラスト軸受の起動摩擦係数

定方式がもっとも適正と考えられる。

この軸受給油量算定の基礎となる油膜臨界厚さに対しては、実際上はランナ浮上りの完全を期すため、実地に即応した安全率を見込む必要がある。この安全率として筆者らは大形軸受に特有な据付誤差を考慮し 3~7 の範囲を提唱したい。たとえば安全率を 5 に選定すると摩擦低減に有効な油膜厚さは 0.1 mm となる。

したがって実際のミッCHEL形スラスト軸受に対して、起動摩擦低減に必要な給油量  $Q_A$  は、有効油膜厚さ  $h_E$ 、扇形パッドの個数を  $n$  とすると

$$Q_A = \frac{nh_E^2 W_1}{3\eta(R^2 - i^2)} \dots\dots\dots (5)$$

- ここで  $W_1$ : パッド 1 個当たりの軸受荷重
- $\eta$ : 潤滑油特性係数
- $R$ : 扇形パッドに対する内接円半径
- $i$ : 給油みぞ半径

7. 大形スラスト軸受の起動摩擦係数

以上は模型のスラスト軸受による検討であるが、この結果をさらに実際に近い軸受条件について再確認するため、大形の実用軸受試験装置により、再び起動摩擦係数を検討した。

供試のスラスト軸受は軸受平均直径 450 φmm、扇形パッド ( $B=150$  mm,  $L=250$  mm, 給油みぞ 30 φ) を 3 個使用し、パッドの据付支持部などの軸受部構造を実際と同一とし、スラスト軸受に対する負荷は前述と同様、大形の重錘による方法とした。また摩擦面の材質、表面あらさ (約 3S) および諸特性の測定法は前述と同じである。

第 16 図は軸受荷重 13,230 kg の場合について起動摩擦係数を比較した結果の一例であり、前述の模型の場合において推察されたように高荷重における  $\mu$  はきわめて小さく約 0.0004 となり、起動摩擦

低減の効果が明りように現われている。なお  $\mu$  に対する油膜の臨界厚さは前述と比較するとやや大きく約 0.03 mm である。

また軸受起動特性の長期間運転における確実性を検討するため、起動停止のくり返し運転を 1,000 回実施し、その後における  $\mu$  を実測したが結果は第 16 図と同じであり、実用に対しても十分な信頼度を有することが判明した。

なお軸の可逆回転に伴うパッド中心支持の潤滑特性などの軸受運転性能に関しては近く別途に報告する。

8. 結 言

大形発電機用スラスト軸受の起動摩擦特性に関する基礎的検討と摩擦低減の効果について述べたが、おもなる結果を要約すると

- (1) スラスト軸受を構成する扇形パッドの軸受負荷容量は給油圧力に比例し、潤滑特性はこれと内接円面積の等しい円形パッドの場合とほぼ同じである。これらの結果より軸受荷重およびパッド諸元が既知の場合は、扇形パッドに対しての給油圧力が算定できる。
- (2) 軸受面に構成する油膜厚さつまり oil lift 量に対しては給油みぞ諸元の影響は少なく給油量の効果が大きい。また起動摩擦低減に対する油膜の臨界厚さはパッドの表面あらさには関連なく 0.02 mm である。したがって軸受部に対する実際の給油量は、この油膜臨界厚さに安全率を考慮した関係より求められる。
- (3) 扇形パッドに設置する給油みぞ外径は、扇形内接円直径の約 20% で十分摩擦低減効果が認められる。
- (4) 油膜構成状態における起動摩擦係数  $\mu$  は約 0.0004 となり起動摩擦のきわめて小さい状態が容易に実現できる。なお  $\mu$  は軸受荷重の増加とともに減少するので、本潤滑方式の適用は大容量形スラスト軸受の場合ほど有利である。

終わりに臨み、多大のご配慮とご指導を賜った日立製作所日立工場田附部長ならび日立製作所日立研究所大内田主任研究員に対し厚くお礼申しあげる。

参 考 文 献

- (1) 特許第 39588 号 昭 32-8808, 9010
- (2) Brewer. A. F.: Basic Lubrication Practice (1955)
- (3) D. D. Fuller: Theory and Practice of Lubrication for Eng. (1946)
- (4) S. J. Needs: Trans. A. S. M. E. 62 (May, 1940)
- (5) C. M. Laffoon & R. A. Baudry: Trans. A. S. M. E. 69 (May 1947)
- (6) S. Raynor & A. Charnes: Trans. A. S. M. E. 82 (Jun. 1960)
- (7) A. M. Loeb & C. Rippel: A. S. L. E. I. I. (1958)
- (8) Falz: Grudzuge der Schmiertechnik (1931)
- (9) A. Cameron: P. I. M. E. 161 (1949)
- (10) 曾田: 摩擦と潤滑 125 (1950)