

# 高速・大容量水車発電機のスラスト軸受

## Thrust Bearing for High-Speed, Large-Capacity Water Turbine Generator

As water turbine generators continue to be rapidly developed with larger capacities and higher speeds, the thrust bearing load is also increasing. Based on research and manufacturing experiments on supporting and cooling methods, Hitachi has applied new techniques such as the Hitachi pivot spring support system and the forced pressure rise cooling system, to manufacture large-capacity, high-speed thrust bearings. In the final stage, a testing bearing was put into the generator at the construction site and the bearing characteristics were examined thoroughly including starting, stopping and operation characteristics. The transient characteristics at load rejection and at input rejection were also tested satisfactorily. This article describes characteristics analysis, development and field tests for this new thrust bearing.

立石貞夫\* Sadao Tateishi  
古川義夫\* Yoshio Furukawa  
岡野金平\*\* Kimpei Okano

### 1 緒言

最近の高速・大容量化に伴いスラスト軸受の高荷重・高速化が進んでおり、軸受のつらさを表わす荷重×回転速度の推移をみると図1に示すとおりになる。このため、詳細な特性解析と模型試験とにより検討を重ね新しい支持方式と冷却方式を開発し、実機に適用した。工場試験及び現地試験により、定常・過渡・異常各状態時の軸受挙動を詳細に測定し、信頼度の高いものであることを確認した。ここでは特性解析から開発及び現地試験までの内容について述べる。

### 2 スラスト軸受特性解析の概要

#### 2.1 始動時のオイルリフト特性

発電電動機用の高荷重軸受は、始動時に軸受摩擦トルクを低減するため、高圧オイルリフタを使用して摺動面に油膜を形成させている。高荷重軸受はパッド1個の寸法が大きくなるので、図2に示すようにオイルリフト給油穴を2個設けてオイルリフト時の油膜圧力分布を改善し、各の給油穴に流量調整弁を設けてパッド内外周の浮上り量を調整可能にしている。オイルリフト特性はレイノルズ方程式ですべり速度をゼロとした次の式を解いて得られる。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{rh^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 0 \quad \dots\dots(1)$$

ここに、

- r : 半径方向位置 (cm)
- h : 油膜厚さ (cm)
- μ : 油膜粘度 (kg · s/cm<sup>2</sup>)
- p : 油膜圧力 (kg/cm<sup>2</sup>)
- θ : 円周方向位置 (rad)

オイルリフト特性は、荷重と油膜反力の一致などの境界条件より計算機を使用した数値解法で求められ、油膜圧力分布が求まると圧力こう配によって生ずる油膜の流れを表わす次式から軸受給油量が計算できる。

$$Q_r = - \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \quad \dots\dots(2)$$

$$Q_\theta = - \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{r \partial \theta} \quad \dots\dots(3)$$

Q<sub>θ</sub>: 油膜流量の周方向成分 (cc/s · cm)  
Q<sub>r</sub>: 油膜流量の径方向成分 (cc/s · cm)

内外さら穴の給油量 Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>は、給油穴を囲こむ領域から各外側に向かう油膜流量の総和として求められ、浮上り量は給油量 (Q<sub>1</sub>+Q<sub>2</sub>) により、また内外パッドの傾きは給油量比率 (Q<sub>2</sub>/Q<sub>1</sub>) によって調節することができる。

図3は、パッドをランナに対し平行に浮き上がらせた場合のオイルリフトによる油膜圧力分布の計算例を示すものである。

#### 2.2 始動後の過渡特性

発電電動機は短時間で定格速度に達するが摺動面温度は軸受面圧と周速で決まる発生損失に支配されるので、昇速後間もなく一定値に達する。これに対し軸受パッドの裏面ではパ

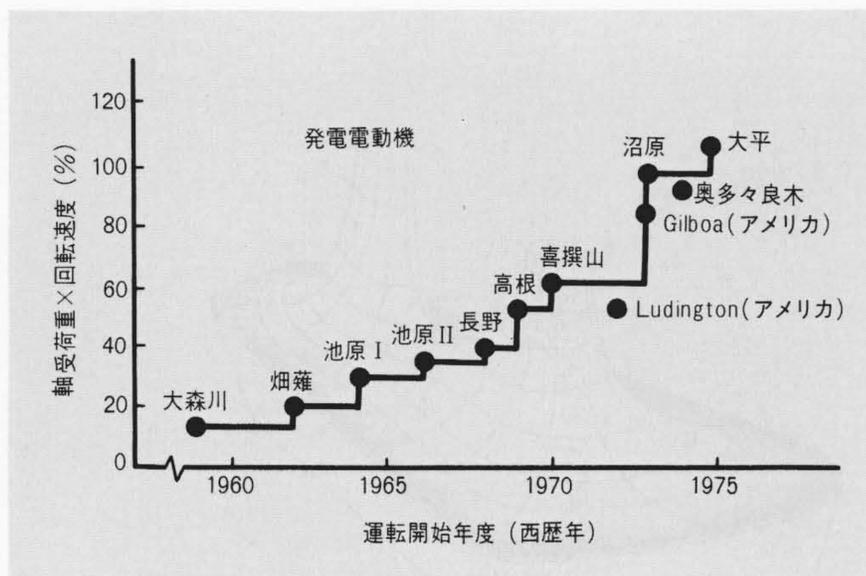


図1 日立スラスト軸受の推移 スラスト軸受の高荷重・高速化の傾向について、各地発電所の運転開始年度を追って推移を示した。

Fig. 1 Tendency of Hitachi Thrust Bearing

\*日立製作所日立工場 \*\*日立製作所日立研究所

ッド内部の熱拡散速度が遅いため温度上昇が遅れ、昇速の直後では摺動面とパッド裏面間に定常時より大きな温度差を生じて過渡的な熱変形を発生する。この場合のパッド内部の過渡温度は油膜温度と油温をパッド上下面の温度境界値として次の熱伝導の式を解いて求めることができる。

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{K}{C\rho} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \dots\dots\dots(4)$$

ここに、

- $u$  : パッド温度上昇 (deg)
- $t$  : 時間 (s)
- $K$  : パッドの熱伝導度 (cal/cm · s · °C)
- $C$  : パッドの比熱 (cal/g · °C)
- $\rho$  : パッドの比重 (g/cm<sup>3</sup>)
- $x$  : パッド厚さ方向位置 (cm)

この時間的な温度変化は運転状態の変化を考慮した油膜からパッドへの熱伝達、パッドの内部の熱伝導及びパッドの裏面から油への熱伝達から成る熱流回路を考えて、数値解法に

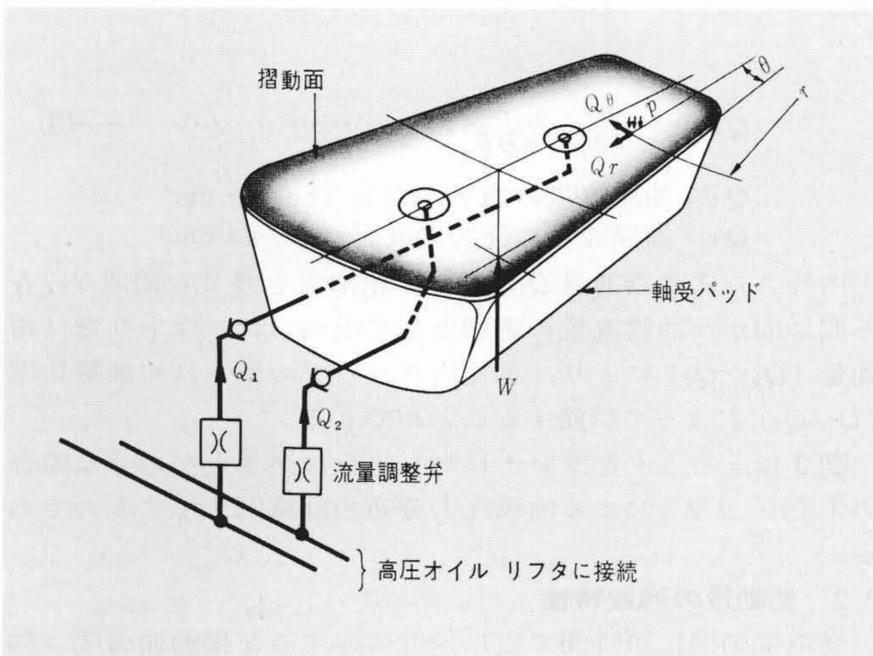


図2 高荷重軸受のオイルリフト 内外給油穴の油量調整を示す。  
Fig. 2 High Pressure Oil Lift

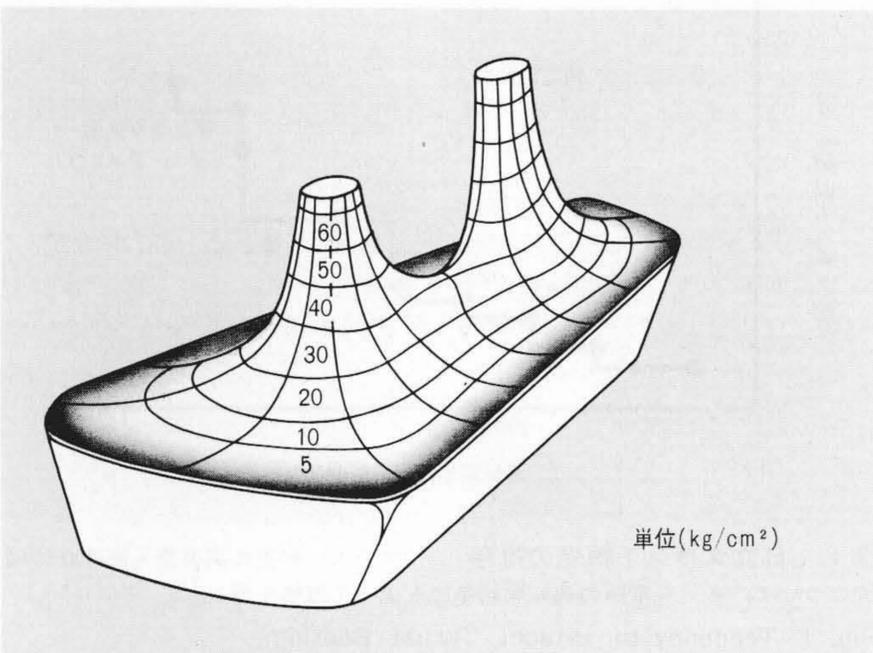


図3 オイルリフトによる油膜圧力分布の計算例 オイルリフト給油穴を2個設け、油膜圧力分布を改善している。  
Fig. 3 Oil Film Pressure Distribution

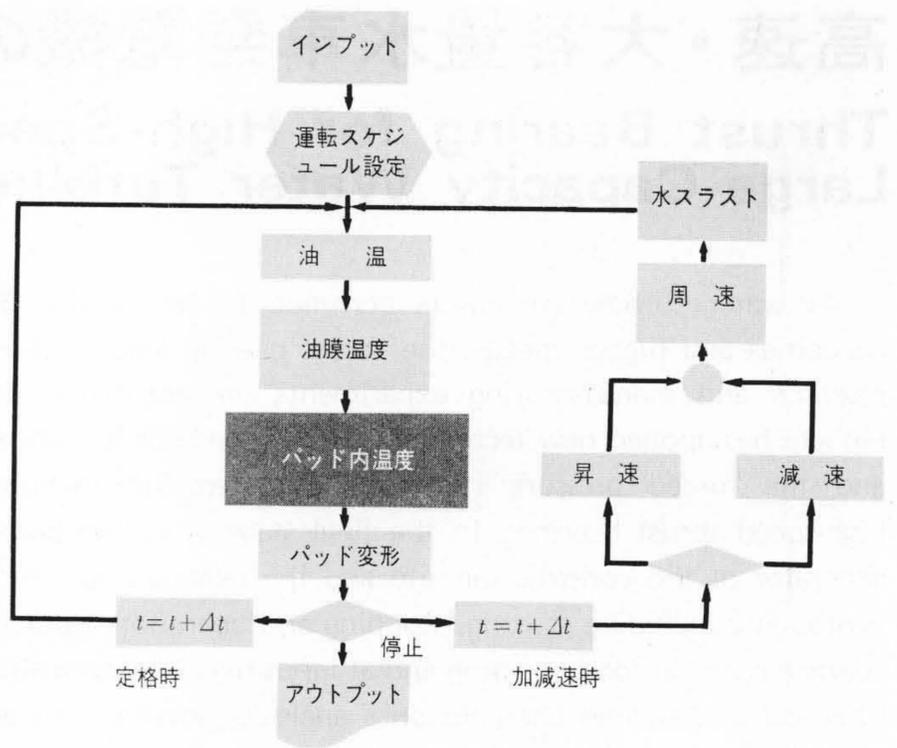


図4 軸受過渡現象の計算フローチャート 計算プログラムの概略フローチャートを示す。

Fig. 4 Program Flow Chart for Transient Characteristics

より図4のフローチャートで始動から停止までの刻々の変化を計算機を使用して求められる。各時間の温度分布が決まると、厚さ方向に温度変化がある場合の板の熱曲げ変形式より、パッドの熱変形が求められる。

$$\text{ここに、} \frac{1}{2R} = \frac{6}{H^3} \int_0^H \alpha u \left(x - \frac{H}{2}\right) dx \dots\dots\dots(5)$$

- $R$  : パッド熱変形の曲率半径 (cm)
- $H$  : パッド厚さ (cm)
- $\alpha$  : 線膨張率 (1/°C)

図5は、1分間で定格速度まで昇速したときのパッド厚さ方向の過渡温度上昇計算例を示すものである。

### 2.3 運転時の軸受特性

定格運転時の軸受特性には、荷重及び熱変形や冷却などが互いに関連するため、特性解析はこれらの条件を含めて全体的に行なう必要がある。特に高荷重・高速軸受は内外周速比が

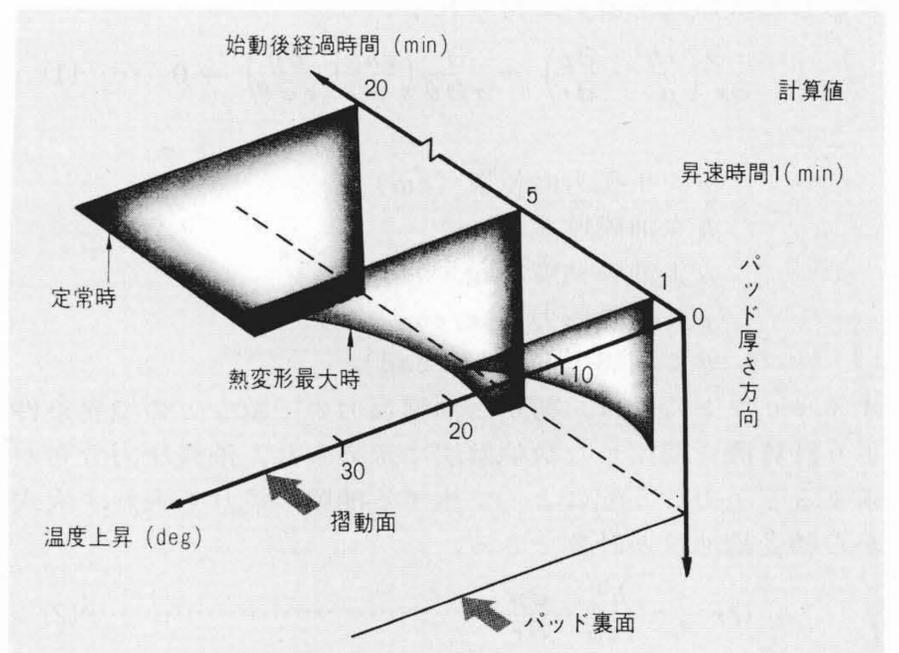


図5 発電方向始動時過渡温度上昇の計算例 パッド内部の熱拡散の遅れにより、過渡時は定常時より大きい温度こう配を生ずる。  
Fig. 5 Transient Temperature Rise of Bearing Pad

大きいこと、摺動面発生損失が大きいなどにより支点位置やパッド間のランナに付着した油膜境界層の温度上昇、パッドの熱放散、それによる熱変形、パッド入口油膜温度分布などの周辺条件が重要であり、解析にはこれらを考慮する必要があるが、基本となる潤滑特性は次のレイノルズ方程式及びエネルギー方程式によって表わされる。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left( \frac{rh^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) = 6 \omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \dots(6)$$

$$\frac{\mu}{h} (r\omega)^2 + \frac{h^3}{12\mu} \left\{ \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right)^2 \right\} = \left( \frac{h}{2} r \omega - \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) \frac{\partial}{r \partial \theta} (\rho C v T) - \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (\rho C v T) \dots(7)$$

- ここに、 $\omega$  : 回転速度 (rad/s)
- $\rho$  : 油膜の比重 (kg/cm<sup>3</sup>)
- $Cv$  : 油膜の比熱 (kg・cm/kg・°C)
- $T$  : 油膜温度 (°C)

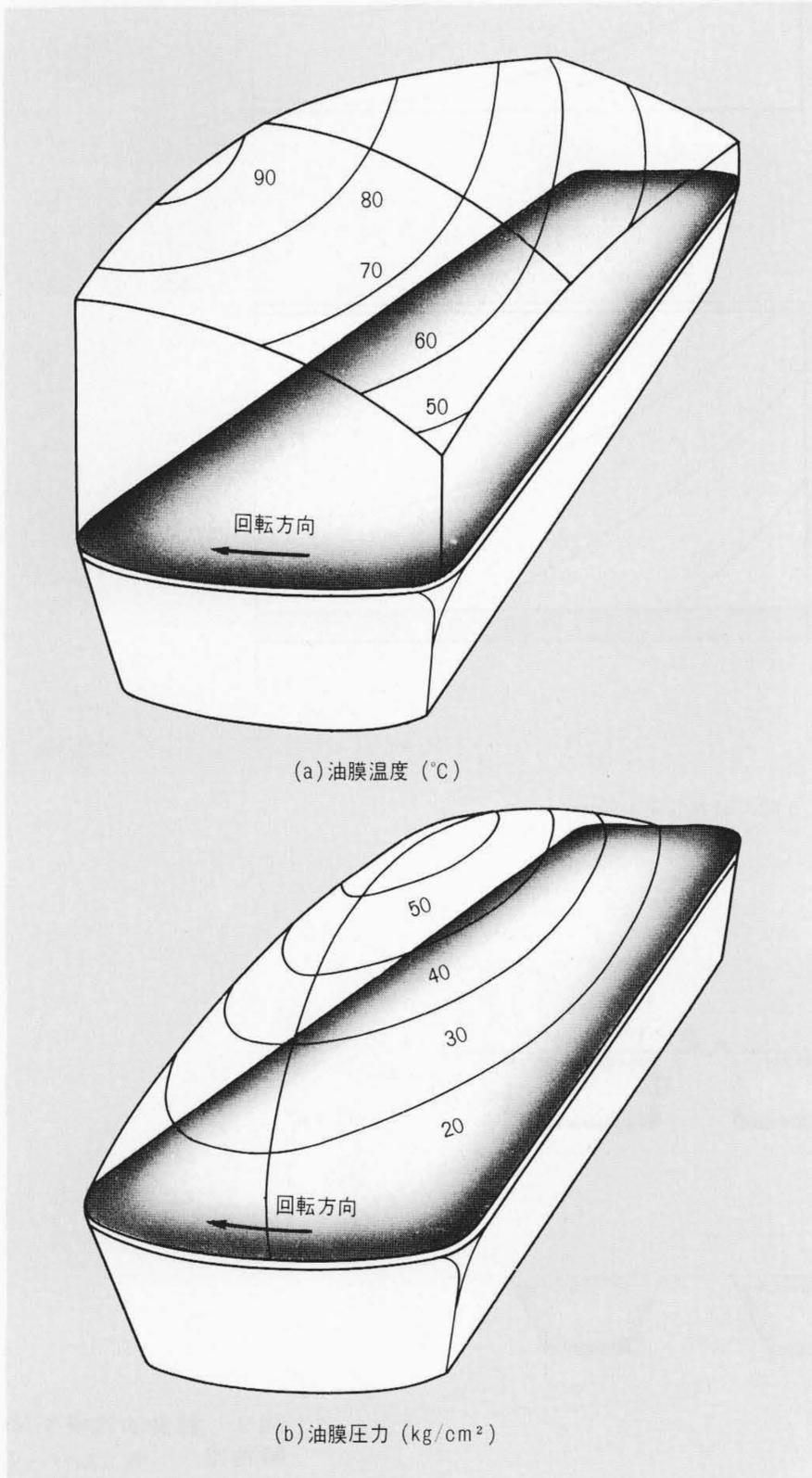


図6 定常時の油膜温度、圧力分布の計算例 定常運転時の軸受特性を示す。

Fig. 6 Oil Film Temperature and Pressure Distribution

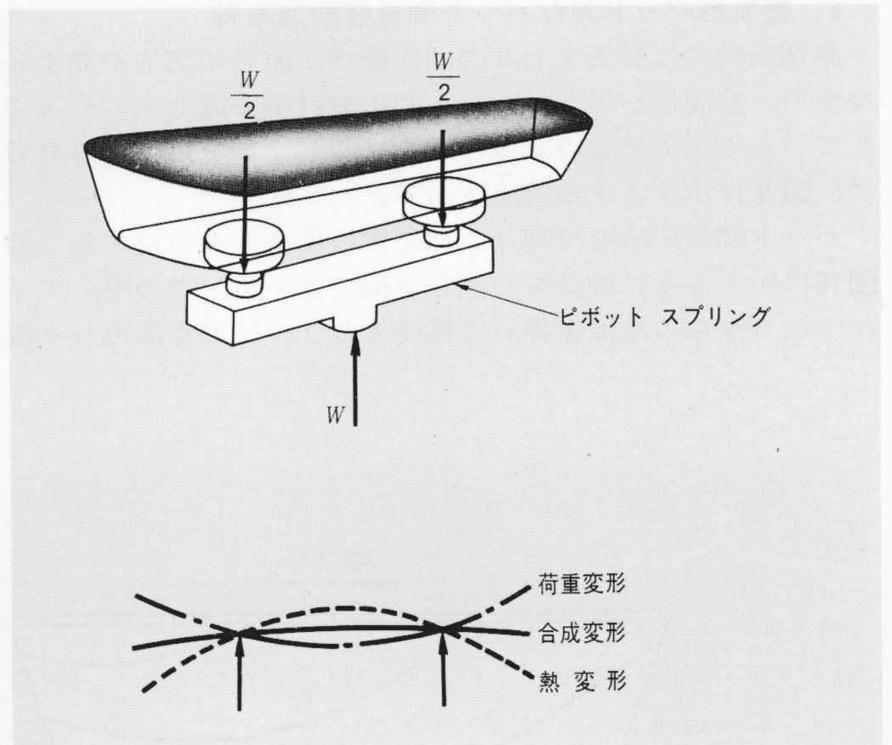


図7 高荷重軸受用日立ピボット スプリング 凸形熱変形を凹形荷重変形で補償する。

Fig. 7 Hitachi Pivot Spring Support System

その他の記号は2.1に示すものと同じである。

計算は数値解法によって、圧力、温度、油膜厚さ、パッド変形などを全体として取れんさせる。発生損失は油膜の粘性せん断応力による仕事量として次式によって計算できる。

$$E = \left( \frac{h}{2} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \frac{\mu}{h} r \omega \right) r \omega \dots(8)$$

$E$  : 摺動面(単位面積当たり)損失 (kg・cm/s・cm<sup>2</sup>)

図6は軸受特性の計算例を示すものである。

以上の解析は軸受模型試験によって明らかにされたパッド間の熱交換や出口・入口油膜温度分布の関連などの周辺条件式が組み込まれて精度が良いものとなっている。これらはオイルクーラや案内軸受設計も含めたマンマシンコミュニケーション式のオンライン自動軸受設計システムにまとめられて計画時点から製作設計と相違の少ない諸元で詳細な軸受特性の把握が可能になっている。

### 3 日立スラスト軸受の新技术

スラスト軸受の高荷重・高速化に対処して支持方式、冷却方式及び変形防止の試作開発が行なわれた。主な新技术の内容を次に示す。

#### 3.1 日立ピボット スプリング

高荷重軸受の支持方式はパッド相互の荷重分担を均等化するための可撓性と運転時のパッド熱変形を荷重変形で補償し、全体的なパッド変形の防止も兼ねた図7に示す日立ピボットスプリングを用いており、現地組立時において軸受荷重の再調整を要しないことが特長である。

#### 3.2 パッド熱絶縁

ピボットスプリングは熱変形を補償するが、高荷重・高速軸受では熱変形が大になり、それを補償する荷重変形も大きくなる。これを少なくするためパッドの側面と裏面を耐油性ゴムと保護鋼板でおおう熱絶縁を採用した。これにより図8に示すようにパッド温度こう配が改善され、始動～運転～停止の間でパッド変形の変化を少なく安定した油膜を形成することができた。

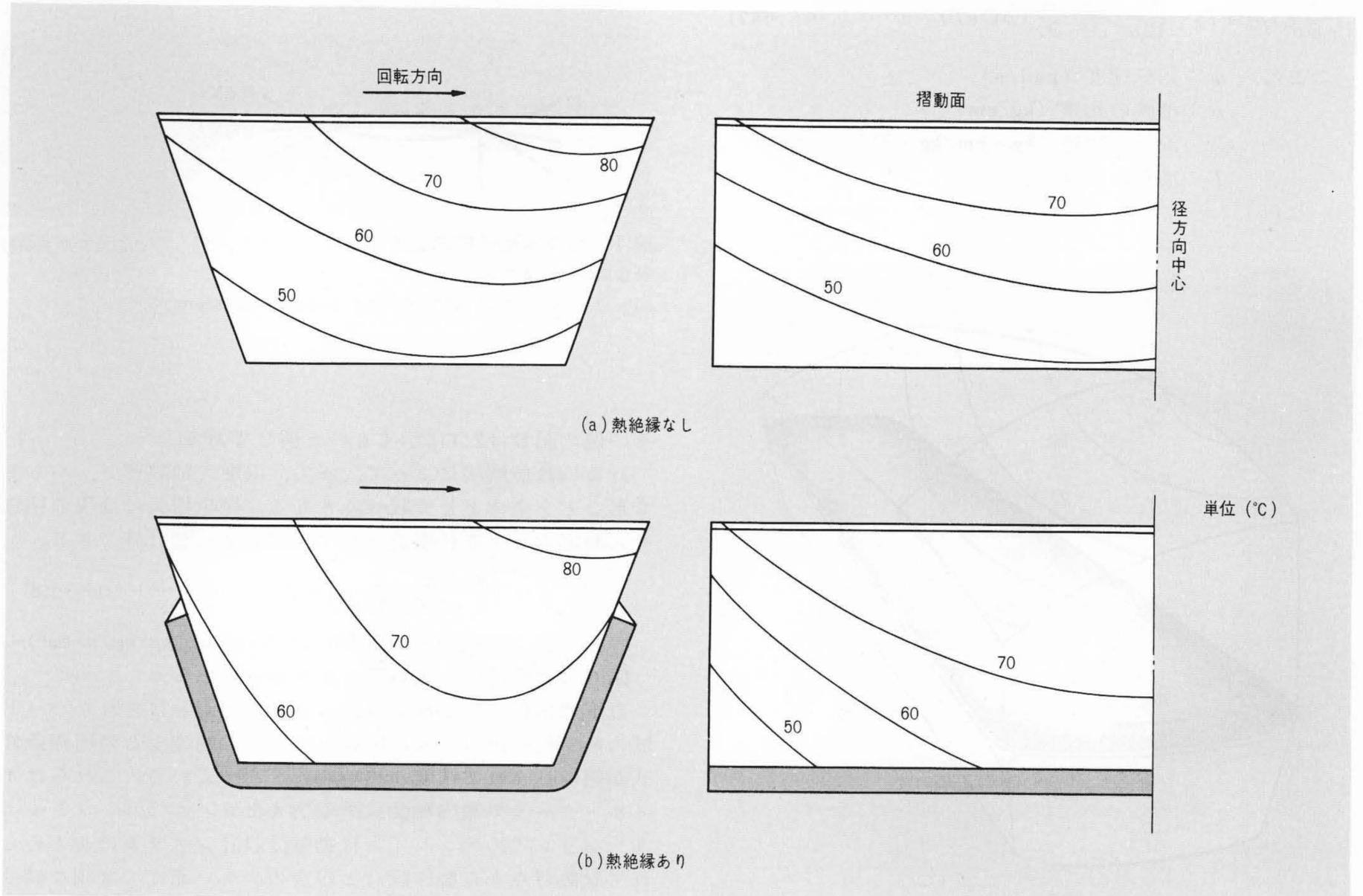
### 3.3 整流形パッド及びパッド間昇圧給油冷却

高速軸受では軸受まわりの油流攪拌が激しく気泡が発生しやすい。整流形パッドはパッド間における油流をスムーズにしてパッド入口部分の気泡停留をなくし冷却を良くするもので、**図9**に示すような効果がある。

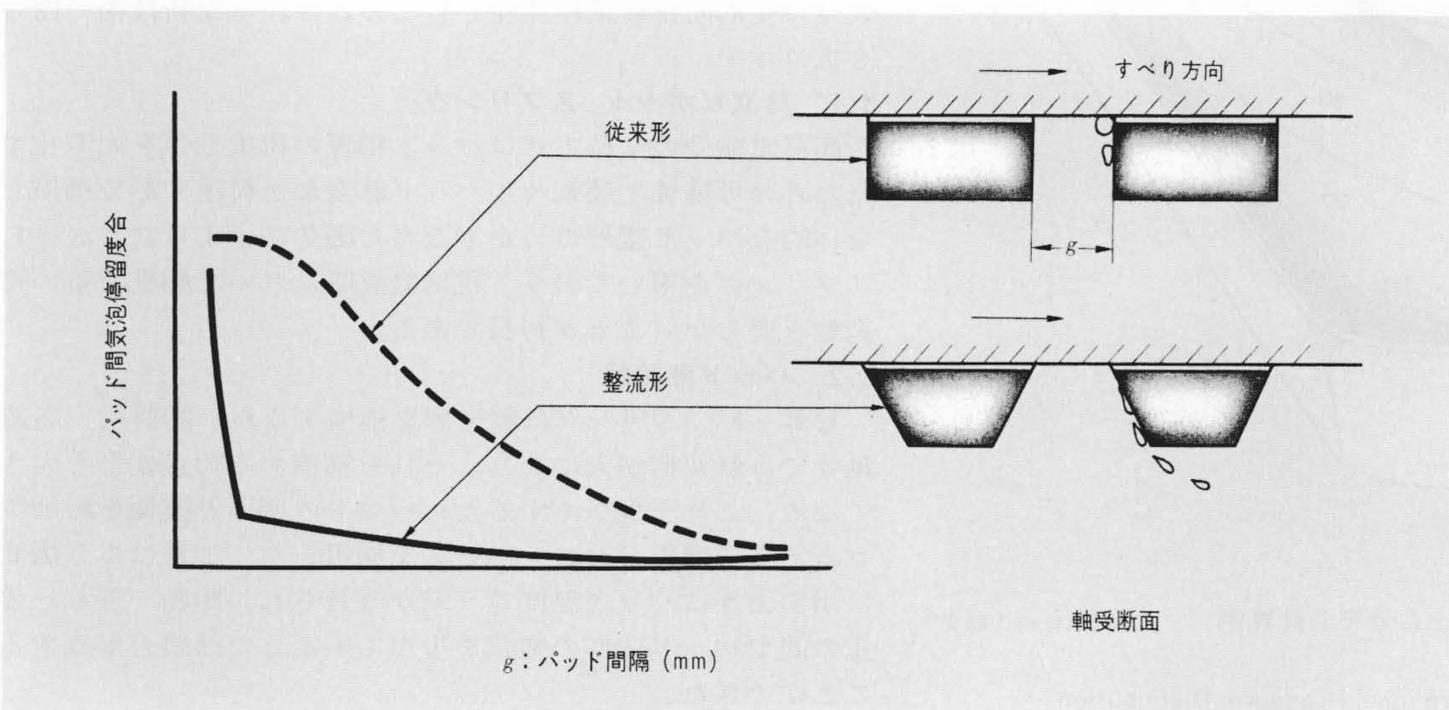
パッド間昇圧給油冷却はこれを更に完全なものにするため**図10**に示すように軸受を油流しゃ板でおおい、この中にオイルクーラからの冷油を導いて軸受まわりの圧力を油流しゃ板

外より高める冷却方式である。これによって油流しゃ板外からの気泡侵入と油流しゃ板内での気泡発生が抑制される。またランナ面が直接冷油によって冷却されるため、熱い油膜境界層の温度が低下し全体的に冷却が改善される。パッド間をわずかに昇圧することによりパッド間の気泡を防止し確実な軸受給油がなされることが特長であり、冷却油の循環はセルフポンプによって行なっている。

**図11**に油流模型試験特性を示す。



**図8** 定常時軸受温度分布の計算例 熱絶縁によるパッド厚さ方向温度こう配の改善効果を示す。  
 Fig. 8 Effect of Thermal Insulation



**図9** 軸受油流模型試験結果 整流形パッドでは、パッド間の気泡停留が防止できる。  
 Fig. 9 Test Results of Model Bearing

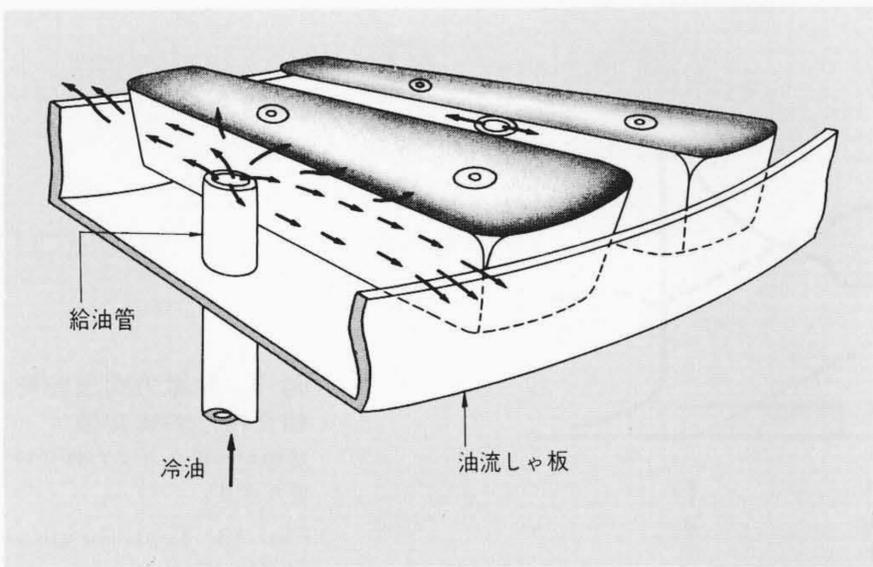


図10 パッド間昇圧給油冷却 油流しゃ板内を昇圧して、油流攪拌による気泡発生と浸入を防止する。

Fig. 10 Forced Pressure Rise Cooling

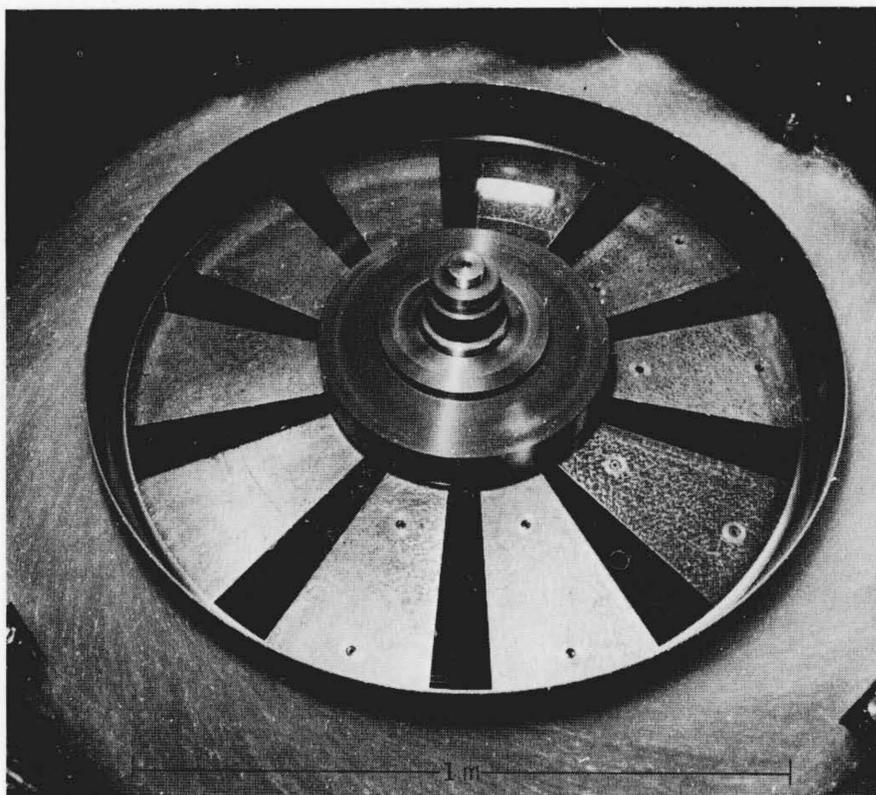


図11 透明アクリル製ランナによる油流模型試験 パッド間昇圧給油部分では、気泡が見られない。

Fig. 11 Model Test of Oil Flow

#### 4 軸受の現地試験結果の検討

ここに述べる250MVA/250MW、375rpmの記録的高速・大容量発電電動機のスラスト軸受は、実機的设计に先だち油流、潤滑、冷却、支持方式などについて各種模型試験により検討し、最終的には現地で測定素子を装置した試験用パッドを組み込み、過渡現象をも含めた軸受試験を実施した。この軸受は荷重1,207t、軸受外周周速59m/sの高荷重・高速軸受で前記新技術を採用して特性改善をしており現地試験の主な結果は次に述べるとおりである。

##### 4.1 始動・停止時の過渡特性

図12は始動時軸受挙動の実測値を示すもので、オイルリフタが作動するとパッドはランナに対し平行に浮き上がる。昇速開始とともに過渡熱変形が発生して、昇速完了約5分後にパッド変形は最大となり、その後はしだいに減少し15分後にほぼ一定値になる。図13は発電方向運転時の始動から停止までの軸受特性を示し、始動直前にオイルリフタにより厚い油膜が形成される。昇速につれてパッドのティルティングが増加して出口油膜厚さは減少し、約10分後に一定値に達する。減速時は摺動面の熱発生がなくなり摺動面の温度が低下するためパッド熱変形も解消し、停止直後にはほぼ始動前の状態に回復する。オイルリフタの入・切により油膜厚さはわずかに増減するだけである。

##### 4.2 定格運転時の軸受特性

図14は定格運転時の軸受特性を示すものである。高荷重・高速軸受では摺動面の単位面積当たりの発生損失が高いので温度上昇は大きい。油膜流速とパッド寸法が大きいので油膜形成も良く、両方向回転の中心支持軸受でも十分なティルティングが得られている。油膜温度、油膜厚さの分布も計算とよく一致しており、設計に先立って実施した模型試験、製作後の工場試験、納入後の現地試験を通して高荷重・高速化に対処した前記新技術の効果が確認できた。また負荷しゃ断、入力しゃ断時の軸受挙動も詳細に実測し、記録的な高荷重・高速軸受にもかかわらず過酷な運転に十分耐え得る良好な性能を有することが確認された。

##### 4.3 試験結果の検討

特性解析及び試験による確認を通して明らかになった主なものは次のとおりである。

(1) 始動時に軸受パッドは過渡熱変形を生ずるが、熱変形が

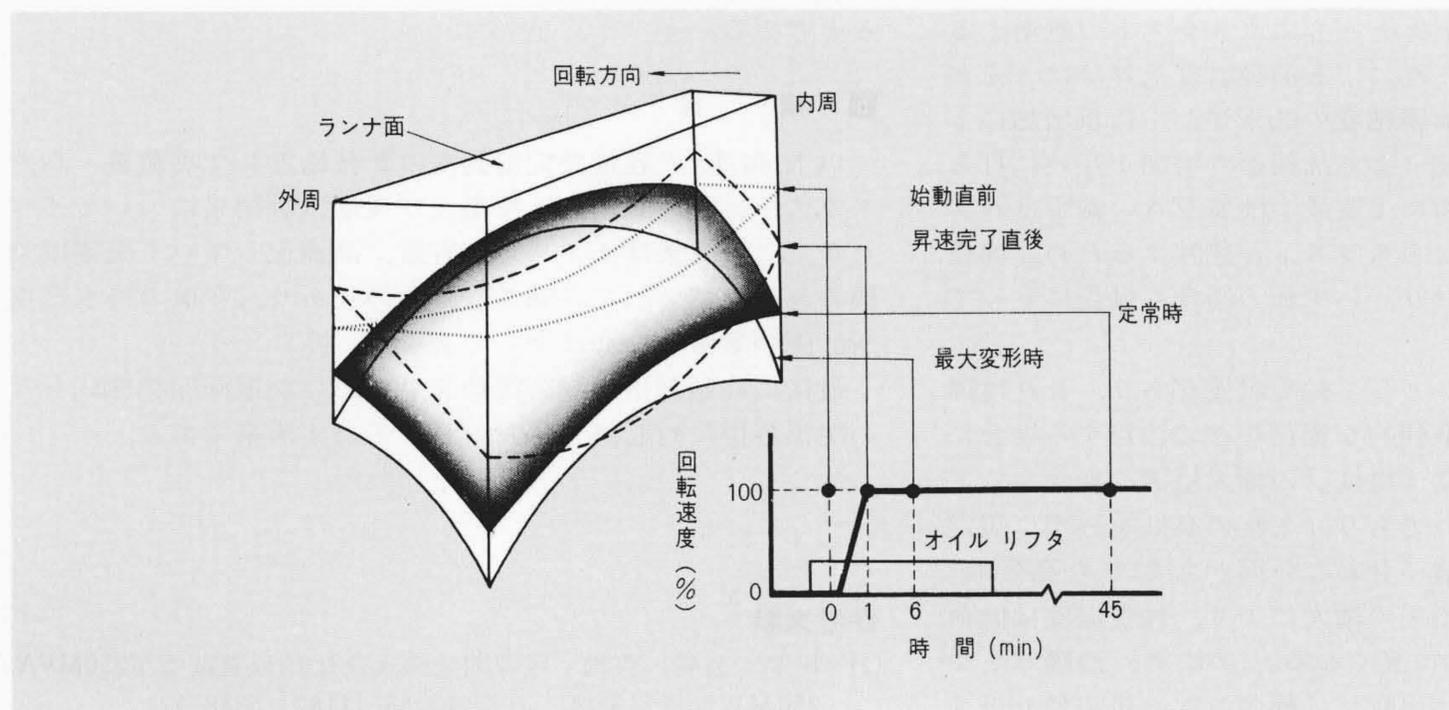


図12 発電方向始動時の油膜形状の実測値 油膜形状を誇張して示したものである。

Fig. 12 Test Results of Oil Film Variation

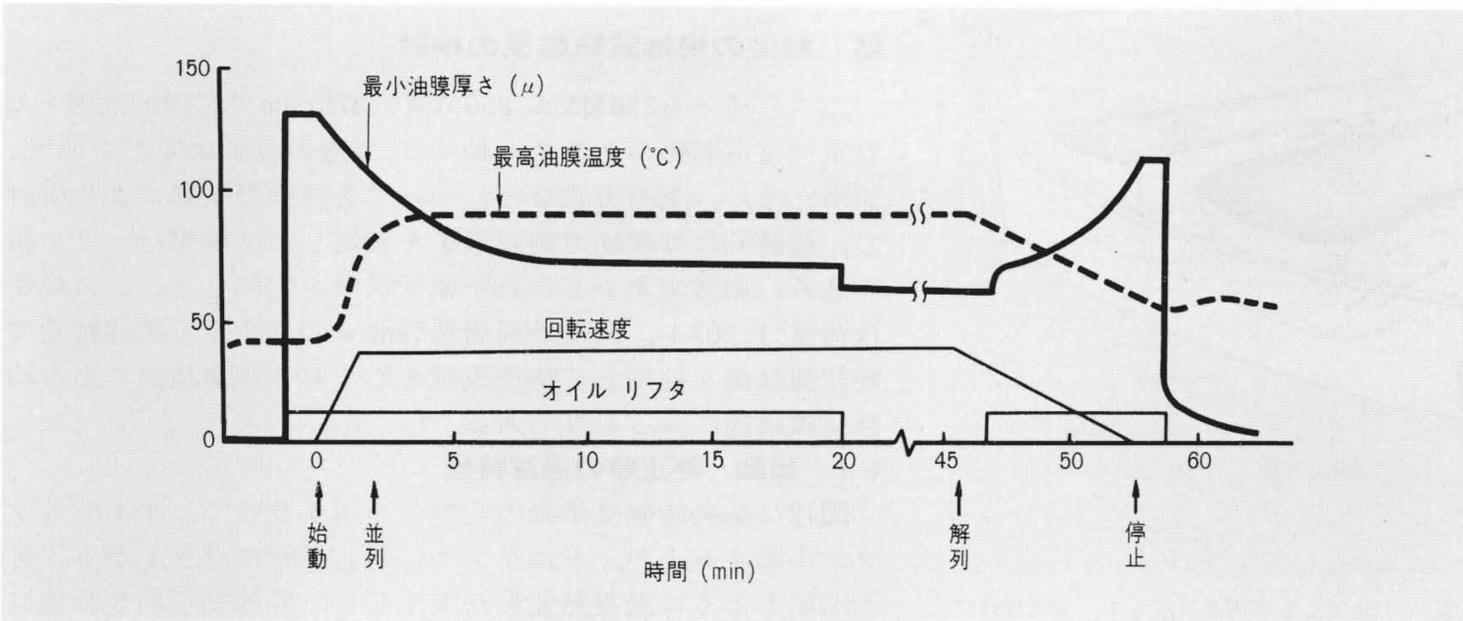


図13 発電方向運転時軸受特性の実測値  
始動から停止までの軸受特性を示す。  
Fig. 13 Test Results of Bearing Characteristics

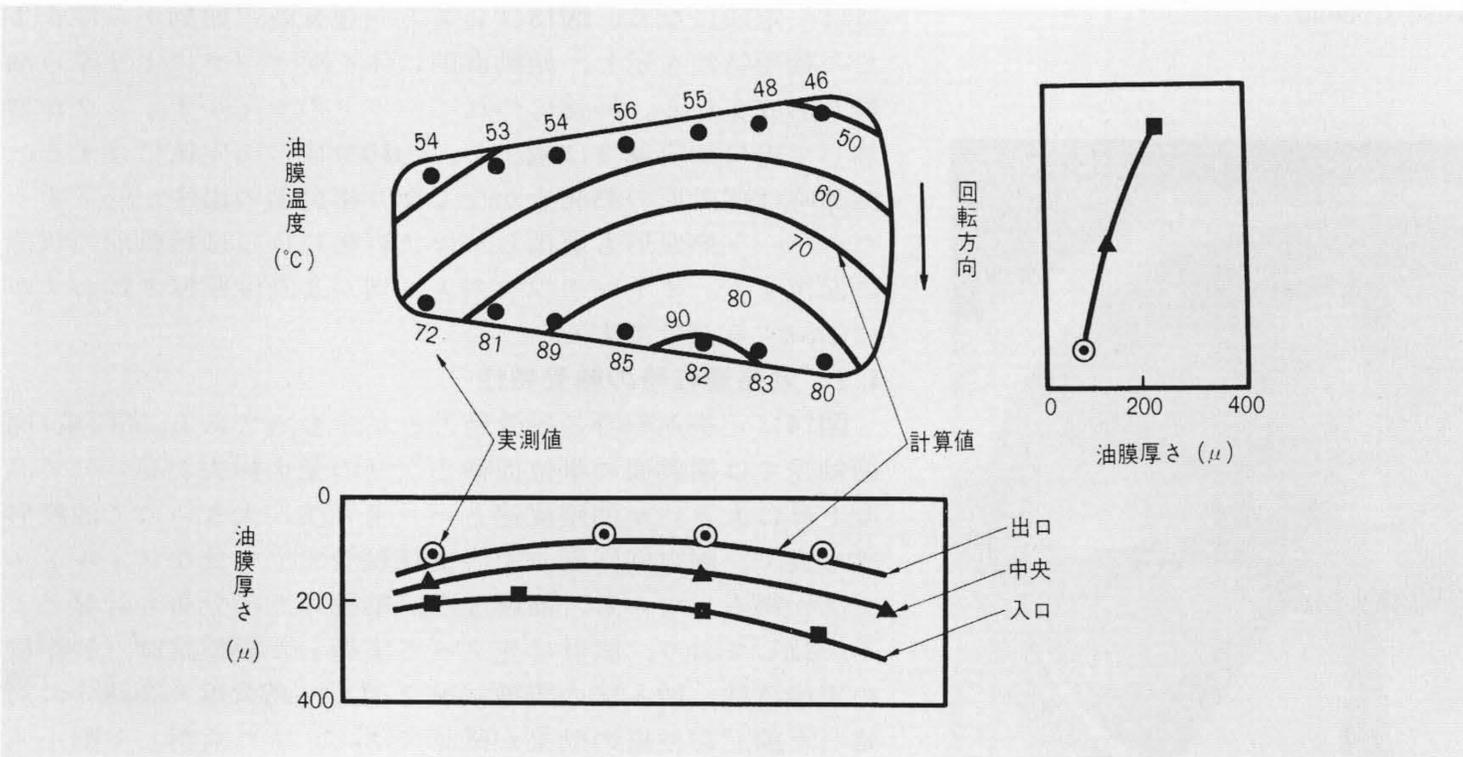


図14 運転時軸受特性  
発電方向定格運転時の軸受特性を示す。  
Fig. 14 Test Results of Oil Film Thickness and Temperature

最大となる昇速完了約5分後においても油膜厚さは定常時よりも厚く、過渡熱変形は十分克服できる。

オイルリフタの運転は過渡熱変形が解消するまで、すなわち昇速完了後約15分間続ければ十分である。

(2) 停止時には減速とともに油膜温度が低下し、軸受パッドの変形は停止までに始動前の状態に復するので、オイルリフタを用いた始動停止をする限り、停止直後の再始動も問題はない。

(3) 負荷しゃ断時は速度上昇とともに水スラストが急増するが、現象が短時間のためこれによる油膜温度上昇はほとんど見られない。このため、油膜粘度の低下がなく荷重増加による油膜厚さ減少と速度増加による油膜厚さ増加が互いに打ち消しあうので、負荷しゃ断による最小油膜厚さの減少はわずかである。入力しゃ断では水スラストが急減するため、油膜厚さはかえって増加しており、いずれの場合も軸受にとって問題はない。

この外に軸受特性の一つとして軸受温度があり、これは運転保守上の目安として時系列的な変化などに注目する場合に役立つ。しかし、軸受温度は温度計の挿入位置や軸受パッドの厚さによって変わるものであり、これの高低を一率に規定あるいは評価するのは実情に合わない面がある。また高荷重・高速軸受では摺動面発生損失の増大により、軸受温度は低荷重・低速のものより必然的に高くなる。このため、油膜厚さや油膜温度などの所要特性に比較して軸受温度の規定値が低す

ぎると、たとい平均面圧を下げても軸受外径の増加、軸受周速の増加となり効果が少ないだけでなく、軸受外径の5乗に比例する油流攪拌損失の増加、軸受パッド寸法の2乗に比例するパッド熱変形の点でかえって不利になることがある。国外では軸受温度の規定値を設けないのが多く、また設けても80℃と高いのが一般的である。今後の方向としては軸受温度にとられることなく、小形・高面圧化による損失低減、機械精度向上など軸受全体としての最適化を考えていく必要があると考える。

### 5 結 言

以上、高速・大容量発電電動機の新技術として高荷重・高速スラスト軸受の問題点と特徴及び現地試験結果について述べたが、この成果はますます大容量、高速化していく発電電動機の運転実績として評価されるものであり、今後の揚水発電所計画の参考になれば幸いである。

最後に終始御指導、御援助をいただいた電源開発株式会社の関係各位に対し厚く感謝の意を表わす次第である。

### 参考文献

- (1) 田高、谷越、実松「電源開発株式会社 沼原発電所用250MVA / 250MW 発電電動機」日立評論55, 1187 (昭48-12)