# 高速すべり軸受の乱流を考慮した熱流体潤滑特性

Thermohydrodynamic Performance of High-Speed Bearings in Turbulent Flow Regime

> 技術本部 牧野武 朗\*1 諸星彰 三\*2 谷口 邁\*3 エレクトロニクス事業部 馬場金司\*4

近年の回転機械の高速化によって、その荷重を支える軸受は油膜厚さのみならず、軸受メタルの局所的な温度が、軸受信頼性 設計の面で大きなポイントになっている。当社では、これを予測するため、乱流熱流体潤滑理論に基づく軸受特性解析技術を開 発し、大型機械を中心に精度評価を行ってきた。本報では、この技術の小型高速回転機械への適用を図る目的で理論の拡張を行 うとともに、高速軸受試験機によるオフセット軸受の評価試験を実施した結果、軸受すきま流れにおける慣性力の影響や油溝に おける潤滑油の混合を考慮すると、軸周速度100 m/s 以上の高速条件下でも、軸受油膜厚さや軸受温度の予測が実用的な精度 で可能であることを示した。

This paper describes the performance characteristics of offset halves journal bearings operated at high speed where the journal peripheral speed is over 100 m/s. Experimental investigations into the bearing eccentricities, temperatures and dynamic coefficients were carried out using a high speed bearing test rig. Thermohydrodynamic lubrication theory has also been extended in order to examine the bearing performance for high-speed applications. The experimental results were compared with theoretical results, and agreement was satisfactory in a practical sense.

## 1. はじめに

すべり軸受は寿命・コスト・信頼性の面で優れているが,潤滑 油装置の存在など,製品全体からの立場で見ると,厄介な面も多 い.軸の直径は,軸トルクや振動の観点から決定される場合も多 く,損失や油量の低減に効果が大きい軸受の小型化は,概して難 しい.そこで,軸受のすきまや幅,有効円弧角などのバランスを とって軸受の諸元を決定していくが,その選択の幅はそう大きく なく,その方策の多くは,軸受油膜厚さや軸受温度といった信頼 性に関わる特性を厳しく追い込むことになりがちである.

このような背景から,設計段階からの詳細な軸受特性の予測技術の重要性が増してきており,それにこたえる技術として,熱流体潤滑理論による軸受解析プログラムが一般的に使用されるようになってきた.当社でも,既にこれを整備し<sup>(1)</sup>,主に蒸気タービンなどの大型回転機械の軸受設計評価などに使用しているが,本報では,これをさらに適用拡大するに当たって実施した小型高速軸受評価試験の結果とその評価について述べる.

#### 2. 試験装置及び方法

#### 2.1 試験装置

図1に使用した高速軸受試験装置の概略図を示す. 試験は,両端をすべり軸受で比較的剛に支持された回転主軸の中央に 40 mmの供試軸受を浮動させ,これに軸受荷重を与えて軸と軸受の相対変位を計測して,軸受の静特性及び動特性を求めるものである. 荷重は空気ベローズと油圧加振機により与えられ,その最大値は10 kN であり,また,最高回転速度は100 000 r/min である.

## 2.2 供試軸受

供試軸受は,低コストで軸系安定性の良い,図2に示すような 構造を持つオフセット軸受を選定した<sup>(2)</sup>.軸受幅径比λ[=L/



図1 高速軸受試験装置 最高回転速度 100 000 r/min, 最大駆動力 80 kW の軸受静・動特性試験機である. Section of high-speed bearing test rig

(2*R*)]は、軸受直径2*R*=40 mm、軸受幅*L*=20 mmの $\lambda$ =0.5 に設定した.また、軸受すきまは、乱流熱流体潤滑理論により軸 受温度について最適設計を行い、オフセット率*m*を0.5、組立 すきま/半径比  $\psi$ を3.25/1000に選んだ.

## 2.3 試験条件と計測

試験は、回転速度10000~70000 r/min,軸受投影面圧0~2 MPaの範囲で実施した.給油条件は、無添加タービン油(ISO VG32)を使用し、給油圧力0.15 MPa,給油温度43~46℃に 保った.本試験範囲での油量は、10~15 l/minの範囲であった。

偏心率は,供試軸受ハウジングに取付けた渦電流式非接触変位 計で,軸の相対位置を検出して求めた.軸受メタル表面温度は, 軸受メタル表面から 0.5 mm の深さに熱電対線を直接埋込んで計



Schematics of offset halves bearing

測した.また、軸受動特性は、油圧加振機の加振力の位相差を± 90°変化させたときの変位応答より計算した.

#### 3. 高速ジャーナル軸受の乱流熱流体潤滑理論

すべり軸受の油膜厚さ方向の温度分布を考慮する熱流体潤滑理 論は、1970年代のはじめから盛んに研究され、現在では、その 基礎はほぼ確立している<sup>(3)</sup>. 筆者ら<sup>(4)</sup>も、蒸気タービンの大型テ ィルティングパッドジャーナル軸受を対象に、乱流熱流体潤滑解 析によって、摩擦損失や軸受温度などの基本的な特性が実用的な 精度で予測できることを示した.

本報では,この理論を基礎に小型高速軸受を取扱うに当たり, 乱流遷移条件,軸受面入口油温の推定法を見直すとともに,流体 慣性力の影響を考慮した.以下にその概要を示す.

# 3.1 基礎方程式

軸受の無次元油膜圧力分布 P を支配する一般化されたレイノ ルズ方程式は,最終的に

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 G_{\theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) &+ \frac{1}{\lambda^2} \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( H^3 G_{\xi} \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right) \\ &= 2\pi \left[ \frac{\partial}{\partial \theta} \left( F_{\theta} H - R_{e}^* G_{\theta} H^2 I \right) - \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( R_{e}^* G_{\xi} H^2 J \right) + \frac{\partial H}{\partial \tau} \right] \end{aligned}$$
(1)

と表される.ここで、本報では、流体慣性力の効果を計算に反映 するため、無次元油膜速度 $\overline{u}$ 、 $\overline{w}$ の積分平均を用いて次に示す 流体慣性項I, Jを考慮した.

$$I \approx \frac{\partial}{\partial \tau} (HU_{\rm m}) + \frac{\partial}{\partial \theta} (HU_{\rm m}^{2}) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (HU_{\rm m} W_{\rm m}) \\ - \left[ \frac{\partial H}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial \theta} (HU_{\rm m}) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (HW_{\rm m}) \right]$$

$$J \approx \frac{\partial}{\partial \tau} (HW_{\rm m}) + \frac{\partial}{\partial \theta} (HW_{\rm m}^{2}) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (HU_{\rm m} W_{\rm m})$$

$$U_{\rm m} = \int_{0}^{1} \overline{u} \, d\eta$$

$$W_{\rm m} = \int_{0}^{1} \overline{w} \, d\eta$$

$$(2)$$

無次元油膜温度分布 Tを支配するエネルギー方程式は,

$$\begin{pmatrix} H^{2} \overline{u} \frac{\partial T}{\partial \theta} + H \overline{v} \frac{\partial T}{\partial \eta} + H^{2} \overline{w} \frac{\partial T}{\partial \zeta} \end{pmatrix} - \frac{1}{Pe} \left\{ \psi^{2} H^{2} \frac{\partial^{2} T}{\partial \theta^{2}} + \frac{\partial}{\partial \eta} \left[ \left( 1 + \overline{\mu} \frac{P_{r}}{P_{r}^{+}} \frac{\varepsilon_{m}}{\nu} \right) \frac{\partial T}{\partial \eta} \right] + \left( \frac{\psi}{\lambda} \right)^{2} H^{2} \frac{\partial^{2} T}{\partial \zeta^{2}} \right\} = \Lambda \overline{\mu} \left[ \left( \frac{\partial \overline{u}}{\partial \eta} \right)^{2} + \left( \frac{\partial \overline{w}}{\partial \eta} \right)^{2} \right]$$
(3)

表1 記号表		
Nomenclature		
Cr:加工半径すき間	Sett:修正ゾンマーフェルト数	
Cr':組立半径すき間	$[=(1+0.0007768 \ Re^{0.9}) \cdot S]$	
Fo, Go, Gg:無次元流量係数	T:無次元油膜温度	
<i>H</i> :無次元油膜厚さ	u, v, w:無次元油膜速度	
I, J:流体慣性項	Um, Wm:平均油膜速度	
L:軸受幅	W:軸受荷重	
N:回転速度	δ:スケーリングファクタ	
P: 無次元圧力	ε <sub>m</sub> :渦粘性係数	
Pe:ペクレ数	ζ, η, θ: 無次元座標系(軸方向,	
Pr:プラントル数	半径方向,周方向)	
Pr+:乱流プラントル数	λ:軸受幅径比[=L/(2R)]	
R:軸受半径	A∶散逸数	
Re:油膜流れのレイノルズ数	μ:無次元粘度	
$(=C_{\mathbf{r}}\cdot R\omega/\nu)$	μ <sub>d</sub> :排油温度における粘度	
Re*:慣性パラメータ(=ψ·Re)	ν:動粘性係数	
R <sub>h</sub> :局所レイノルズ数	r:無次元時間	
R <sub>t</sub> , R <sub>m</sub> :臨界レイノルズ数	ψ:半径すきま比(=C <sub>r</sub> /R)	
m:オフセット率(=1-Cr'/Cr)	ψ′:組立半径すきま比(= <i>C</i> r′/ <i>R</i> )	
S:ゾンマーフェルト数	[詳細は文献(4)参照]	
$[= \mu_1 N L R^3 / (30 W C_2)]$		

のだ円形を採用した.これにより, 偏心率が大きい場合の軸受入 口部の逆流域についても, 温度境界条件の変更のみで取扱うこと ができる.また, メタルの熱伝導方程式は極座標形式のポアソン 方程式である<sup>(4)</sup>.

なお,動特性は,式(1)の無次元すきまHを微小摂動して得ら れる変動圧力に関する方程式を積分して求めた.このとき,温度 分布は定常特性から変化しないと仮定した.

3.2 境界条件

油膜圧力境界条件は、軸受端でP=0とし、キャビテーション 境界ではレイノルズの条件: $P=\partial P/\partial \theta=0$ で与えた。

軸受油膜温度の境界条件は、それぞれの境界で次のように設定 した. ロータ表面/油膜境界温度は、周方向にロータ表面温度が 一定であると仮定し、境界を通過する熱量の積分平均が零となる 条件を与えて、繰返し計算で求めた. また、軸受メタル/油膜境 界では、温度と熱流束の連続を仮定した. そして、軸受面入口以 外での油膜端境界面では、境界面の法線方向の油膜温度分布を内 点の温度を用いて放物線で近似した.

軸受面入口油温について,既報<sup>(4)</sup>では,油溝領域に前パッドからの熱油が持込む熱量と油溝に外部から供給された新油の熱量が, 均一に混合して次のパッドの入口油温となるものと仮定したが, 本報では,前パッドの流出油のすべてが次パッドに供給され不足 油量を新油で補うモデルとした.これは,特に小型高速軸受の場 合,油溝におけるロータ表面の通過時間が大型軸受に比べて短く, この部分での温度境界層の発達がほとんどないことを考慮したも のである.また,この領域におけるロータ表面の摩擦損失を考慮 して,入口油温上昇に反映した.なお,逆流域では回転方向の温 度こう配を零とおいた.

メタルの温度境界条件は、油膜境界以外の周囲との条件を熱伝 達率 23 W/(m<sup>2</sup>·K)、周囲温度を給油温度に等しいとした熱伝達 条件で与えた。

#### 3.3 乱流遷移条件

遷移条件を連続的に取扱うため、Suganami ら<sup>(5)</sup>は、実験結果 との整合から流量係数  $G_{\theta}$ ,  $G_{\xi}$ ,  $F_{\theta}$ に内包する乱流補正係数  $\delta$ をべき関数形で与えた.これは、遷移開始レイノルズ数以下(層 流域)で $\delta=0$ , 遷移完了レイノルズ数以上(乱流域)で $\delta=1$ と し、その間を軸受入口でのレイノルズ数のべき関数でつなぐスケ ーリング関数である.本報では、この補正係数  $\delta$  を小型軸受に まで適用するために,遷移レイノルズ数などをより一般的な表現 とし,従来の実験結果との整合も得て,次の関数形を採用した.

 $\delta = \min \{ \max [0, (R_h - R_t)/(R_m - R_t)], 1 \}$  (4) ここで、 $R_h$  は軸受の局所レイノルズ数、 $R_t$ 、 $R_m$  はおのおの 遷移開始・完了レイノルズ数で、

$R_{t} = \min[41.1 \ (\varphi H)^{\frac{1}{2}}, 1500]$	Ì	(5)
$R_{\rm m} = \min(2R_{\rm t}, 2000)$	}	(5)

で定義した。

#### 3.4 計算方法

基礎方程式は差分法によって離散化し、数値計算によって解いた. 差分は基本的に中央差分とし、エネルギー方程式の対流項については風上差分を適用した.また、油膜厚さ方向には境界近傍で差分間隔を細かくとって不等分割とした.離散化して得られる 連立方程式は交互に逐次緩和法で解き、非線形項は反復ごとに修 正した.分割数は油溝領域も含めて周方向に36分割、軸受方向 及び厚み方向に9分割とし、油膜圧力・温度の反復ごとの相対誤 差が0.001以下になった場合、収束と判定した.また、軸受入口 温度は、反復ごとの相対差0.5℃以下をもって収束とみなした.

## 4. 実験結果と評価

# 4.1 オフセット軸受の静特性

図3に軸受面圧1MPaにおけるオフセット軸受の偏心率と回 転数の関係を示す.偏心率は,偏心量を組立半径すきまで除して 定義した.偏心率の実験値と理論値は良く一致しており,また, 既報<sup>(4)</sup>の理論値と比較すると本報で考慮した流体慣性力の影響は ほとんどないことが分かる.



一方, 偏心角には, 高速域で慣性力の影響が若干現れているが,

本報と既報<sup>(4)</sup>の理論値との比較よりその差は小さいことが分かる. また,70 000 r/min における本報理論値と実験値の差 0.3 rad は, 軸心位置のずれにして 5.8 µm であり,実験精度も考慮すれば良 く一致していると言ってよい.

図4には軸受メタル表面温度及び排油温度と回転速度の関係を 示す.ここでは、大型軸受に見られたような明確なメタル温度の ジャンプを伴う乱流遷移<sup>(4)</sup>は、実験においても、また、計算上も 現れていない.メタル温度の回転数に対する傾向は実験と理論で 良く一致しており、高速域では慣性力を考慮した本理論の予測値



# が実験に近く、従来の手法と約10℃の差がある。

排油温度の理論値は、計算された摩擦損失を給油量と比熱で除 して求めたものである。高速域で若干の開きが生じるが、理論結 果は実験値をうまくシミュレートしており、既報に比べても予測 精度が改善されている。

図5は本研究での最高回転速度70000r/min,最大面圧2.0 MPaにおけるメタル温度分布を示している.このなかで、実線 は慣性力を考慮した本研究の理論値,一点鎖線は既報(4)で示した 乱流熱流体潤滑理論による計算値であり,点線は既報(4)の理論に 軸受入口温度に及ぼす油溝の影響のみを改善した計算値である. 油溝の効果は,軸受入口温度を約3℃上昇させるに過ぎず,負荷 側の No.2パッドに見られる最高メタル温度に及ぼす影響は小さ い.これに対し,流体慣性力の影響は,最高メタル温度の上昇と して現れており,軸受油膜出口近傍で顕著になる.

流体慣性力の軸受温度特性に及ぼす影響は、一次元の傾斜平面 スライダについて Choudhury ら<sup>(6)</sup>が解析を行っており、慣性力 は油膜圧力の上昇、温度の上昇、流量の減少をもたらすと述べて いる、本報のような軸受荷重一定のジャーナル軸受においては、 圧力上昇効果と温度上昇による粘性低下効果の相互作用により、 単純なスライダのようにその影響は顕著に現れない。本図の条件 での慣性力の考慮の有無による計算の偏心率の差は、0.015 に過



図 6 軸受動特性 ばね係数の理論予測は実験と一致しているが、減衰係数のクロス項は比較的大きくばらついている。 Stiffness and damping coefficients of offset halves bearing

ぎず, 圧力上昇の効果は温度上昇による粘性低下の効果と相殺さ れていると考えられる.

負荷側 No.2 パッドの温度分布は実験と理論値で良く一致して いるが、無負荷側 No.1 パッドの温度分布の一致は良くない。別 途、FEM 解析によってすきま変化を解析しており、その効果は 軸受解析結果に反映させている。したがって、この差は、乱流モ デルや給油条件のモデル化などの未熟にあるものと考えており、 今後、更に改善を図っていく予定である。

以上のように,設計段階で注目する偏心率(油膜厚さ)や軸受 温度,損失などの基本的な特性は,実験値との比較により,既 報<sup>(4)</sup>で示した乱流熱流体潤滑理論によっておおよそ予測可能であ るが,高速域の軸受温度に関しては本報の理論で示した慣性力の 考慮によって推定精度が向上することが分かった.

## 4.2 オフセット軸受の動特性

108

図6にオフセット軸受の動特性を示す。軸受サイズによって実験条件の範囲が限られたため、オフセット軸受の動特性データの 全体的傾向を分かりやすくするため、著者らが前に報告した文 献<sup>(7)</sup>の  $\phi$  210 mm オフセット軸受の実験結果 + の上に、今回の 実験結果 ● と計算結果 〇 を排油温度における乱流補正を行った ゾンマーフェルト数 Setf で整理してプロットした。ここで、破 線は等温計算による理論値である。

ばね係数に関しては、本研究の理論値は、補正により従来の等 温計算の理論値とほぼ一致しており、実験値との対応も良い.一 方で、減衰係数は理論値を等温計算へ補正して議論することは可 能であると考えられるが、実験値との対応そのものは良くない. この問題に対しては、理論的には、動的条件下での油膜境界条件 の確立が重要であり、実験的にも検出端精度、加振方法の点で改 善の余地がある.なお、慣性力を考慮した場合に現れる加速度係 数は、理論計算からは本試験の範囲で最大 0.3 kg と予測された が、試験機可動部質量と加振周波数の関係から、実験的に精度の ある検出は困難であった. 以上のように動特性については本報の範囲において本理論と従 来の理論との間に大きな差異は認められなかったが,減衰係数の 実験値と本理論の比較においてはさらに検討の余地が残った.

# 5. おわりに

従来,大型高速軸受を中心に使用してきた乱流熱流体潤滑解析 をさらに汎用的に適用拡大するため,ジャーナル周速度100 m/s を超える領域での小型高速軸受の試験を実施し,理論と比較評価 した.その結果,この理論はこのような従来にない高速域(超高 速軸受)でも適用可能であることを示した.また,この領域での 軸受温度の推定精度は流体慣性力の考慮によって向上するが,本 試験の範囲においては,偏心率(油膜厚さ)への影響は無視でき ることが分かった.

#### 参考文献

- 竹下興二ほか、高速すべり軸受の熱流体潤滑特性解析、三菱 重工技報 Vol.24 No.2 (1987) p.98
- (2) 松本岩男ほか、オフセット軸受の軸系安定性に関する研究、 日本機械学会論文集 Vol.60 No.572 (1994) p.97
- (3) Pinkus, O., Thermal aspects of fluid film tribology, ASME Press (1990)
- (4) Taniguchi, S. et al., A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting Pad Journal Bearings in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing, Trans. ASME, J. Tribology Vol.112 (1990) p.542
- (5) Suganami, T. et al., A Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings, Trans. ASME, J. Tribology Vol. 101 (1979) p.21
- (6) Chowdhury, S. J. et al., Thermohydrodynamic Analysis of Wide Thrust Bearings Operating in Turbulent Inertial Flow Regimes, Trans. ASME, J. Tribology Vol. 110 (1988) p.327
- (7)谷口ほか、オフセット形ジャーナル軸受の静及び動特性、日本潤滑学会第32期全国大会(大阪)予稿集(1987) p.585