高速スラスト気体軸受の特性解析と最適設計*

(第 1 報, 静・動特性解析とその実験的検証)

橋 本 巨^{*1}, 落 合 成 行^{*2}Theoretical Analysis and Optimum Design of High Speed
Gas Film Thrust Bearings
(1st Report, Static and Dynamic Characteristic Analysis with
Experimental Verifications) *Hiromu HASHIMOTO^{*3} and Masayuki OCHIAI^{*3} Department of Mechanical Engineering, Tokai University,
1117 Kitakaname, Hiratsuka shi, Kanagawa, 259-1292 Japan

This paper describes the theoretical and experimental investigations of static and dynamic characteristics of four types of high-speed gas film thrust bearings, such as stepped, pocketed, spiral and herring bone grooved bearings. The specially designed test rig is used to measure the air film thickness, friction torque, spring and damping coefficients of air film under the high speed operation conditions from 20 000 rpm to 40 000 rpm. It is verified that the maximum error in the measurements by the present test rig is less than 7%. On the other hand, the measured results are compared with the theoretical results for checking the applicability of numerical analysis method to bearing design. Good agreements are seen between the measured results and theoretical predictions, and applicability of theoretical prediction method is confirmed with experimental verifications.

Key Words: Machine Element, Thrust Air Bearings, Numerical Analysis, Measurement, Static Characteristics, Dynamic Characteristics

1. 結 言

動圧形スラスト気体軸受は、ガスエクスパンダー、コンプレッサー、マイクロガスタービン、情報関連機器など高速かつ軽荷重下で使用される回転機器に広く用いられている重要な要素である。動圧形スラスト気体軸受としては、これまでに様々な形式のものが用いられてきたが、中でもステップ、ポケット、スパイラルグループ、ヘリングボーンなどの軸受は、比較的製造コストが低く、かつ高い負荷能力や安定性が得られるといった特徴を有している。したがって、回転機器の性能を一層向上させるためには、これらの軸受の静・動特性を理論と実験の両面からさらに詳しく検討し、その結果に基づいて軸受を適切に設計することが肝要となる。その際、軸受の持つ能力を最大限に発揮させることにより機器性能の飛躍的な向上を図ることが重要であり、そのための手法として最適設計法の導入^①が有効と考えられる。

スラスト気体軸受に関する研究は、これまでに多くの研究者によって行われてきた。理論的な研究とし

ては、Ausman^②, Castelli^③, Artiles^④, Shapiro^⑤, Maranowski^⑥, James^⑦, Lipschitz^⑧, Bonneau^⑨らの研究があげられる。一方、実験的な研究としては、Rood^⑩, Maranowski^⑪, Nemeth^⑫, Hughes^⑬, Hashimoto^⑭らの研究がある。しかしながら、これらの研究では、最小気体潤滑膜厚さ、負荷容量、摩擦トルクなどの軸受静特性を主として扱っており、主軸の回転数が 20000rpm を超えるような高速領域における気体潤滑膜の弾性係数や減衰係数などの軸受動特性にまで踏み込んだ研究は少ない。特に動特性に関する実験的研究は測定法の確立が困難を伴うために皆無に近い状態である。

そこで本研究では、前述の 4 種類のスラスト気体軸受の高速運転時における静・動特性を理論解析し、その妥当性を著者らによって特別に設計・製作されたスラスト軸受試験装置を用いて実験的に検証することにより、適用性の高い静・動特性解析法を確立することを目的としている。さらに、本解析法の最適設計問題への適用を図り、スラスト気体軸受の性能を飛躍的に高めるための設計手法の確立を企図している。第 1 報では、まず軸受特性解析法並びに測定法の提案と解析結果の実験的検証について報告し、最適設計問題への適用については第 2 報で報告する。

* 原稿受付 2005 年 7 月 6 日。

^{*1} 正員、フェロー、東海大学工学部 (〒259-1292 平塚市北金目 1117)。^{*2} 正員、東海大学工学部。

E-mail: hiromu@keyaki.cc.u-tokai.ac.jp

Fig.1 Geometries of four types of air film thrust bearings

2. 主要記号

- c : 気体潤滑膜の減衰係数 $[\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}]$
 h : 最小気体潤滑膜厚さ $[\text{m}]$
 h_g : 溝深さ, ポケット深さ, ステップ高さ $[\text{m}]$
 k : 気体潤滑膜の弾性係数 $[\text{N}/\text{m}]$
 m : ステータ質量 $[\text{kg}]$
 N : 溝本数またはパッド枚数
 n : 回転数 $[\text{rpm}]$
 p : 気体潤滑膜圧力 $[\text{Pa}]$
 p_a : 大気圧 $[\text{Pa}]$
 p_{θ} : 気体潤滑膜圧力の静的成分 $[\text{Pa}]$
 p_r : 気体潤滑膜圧力の動的成分 $[\text{Pa}]$
 r : 半径方向座標 $[\text{m}]$
 r_1 : 軸受外径 $[\text{m}]$
 r_2 : 軸受内径 $[\text{m}]$
 r_3 : ポケット内径 $[\text{m}]$
 r_4 : ポケット外径 $[\text{m}]$
 r_s : スパイラルグルーブ軸受のシール径 $[\text{m}]$
 T_r : 軸受面の摩擦トルク $[\text{N}\cdot\text{m}]$
 W : 負荷容量 $[\text{N}]$
 β : 流入角 $[\text{rad}]$
 θ : 円周方向座標 $[\text{rad}]$
 Θ : パッド開き角 $[\text{rad}]$
 μ : 気体潤滑膜の粘度 $[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
 ρ : 気体潤滑膜の密度 $[\text{kg}/\text{m}^3]$
 ρ_a : 大気圧下の気体潤滑膜の密度 $[\text{kg}/\text{m}^3]$
 ξ : 境界適合座標系に基づいた変換座標 $[\text{m}]$
 η : 境界適合座標系に基づいた変換座標 $[\text{rad}]$
 ω_r : 軸方向の角振動数 $[\text{rad}/\text{s}]$
 ω_s : 回転軸の角速度 $[\text{rad}/\text{s}]$

3. 軸受性能の解析

図1は, 本論文の対象とするステップ, ポケット, スパイラルグルーブ, ヘリングボーンの4種類の軸受の概略図である。これらの軸受のうちスパイラルグルーブ軸受とヘリングボーン軸受は, 溝部とランド部の境界が複雑な形状をしているため, 軸受性能を解析する際に一般に用いられる極座標系により直接扱うのは困難となる。そこで, このような複雑な形状の軸受を含めて性能解析を一般的に扱うために図2に示すような境界適合座標系に基づいた形状変換⁽¹⁾を適用する。

図2において, r 及び θ 方向の質量流量を ξ , η 方向の流量に変換すると次のように表される。

$$q^{\xi} = \frac{\rho}{\sqrt{a}} \left(-A \frac{\partial p}{\partial \xi} + B \frac{\partial p}{\partial \eta} + D + E \right) \quad (1\cdot a)$$

$$q^{\eta} = \frac{\rho}{\sqrt{c}} \left(B \frac{\partial p}{\partial \xi} - C \frac{\partial p}{\partial \eta} + F + G \right) \quad (1\cdot b)$$

ここに, 各係数はそれぞれ以下のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} A &= a \frac{h^3}{12\mu J}, B = b \frac{h^3}{12\mu J}, \\ C &= c \frac{h^3}{12\mu J}, D = -\frac{r\omega h}{2} r_{\eta}, \\ E &= \frac{\rho r \omega^2 h^3}{40\mu} r \theta_{\eta}, F = \frac{r\omega h}{2} r_{\xi}, \\ G &= \frac{\rho r \omega^2 h^3}{40\mu} r \theta_{\xi}, \\ a &= (r\theta_{\eta})^2 + r_{\eta}^2, b = (r\theta_{\xi})^2 + r_{\xi}^2, \\ c &= (r\theta_{\xi})^2 + r_{\xi}^2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし,

Fig.2 Bearing geometry transformation based on the boundary fitted coordinate system

$$\left. \begin{aligned} J &= r_{\xi}(r\theta_{\eta}) - r_{\eta}(r\theta_{\xi}), r_{\xi} = \frac{\partial r}{\partial \xi}, r_{\eta} = \frac{\partial r}{\partial \eta} \\ r\theta_{\xi} &= r \frac{\partial \theta}{\partial \xi}, r\theta_{\eta} = r \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

次に図3に示すようなコントロールボリュームを考えると、 ξ = 一定の境界に直角な方向の質量流量 Q^{ξ} および η = 一定の境界に直角な方向の質量流量 Q^{η} は、それぞれ次式で与えられる。

$$Q^{\xi} = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho \left(-A \frac{\partial p}{\partial \xi} + B \frac{\partial p}{\partial \eta} + D + E \right) d\eta \quad (4a)$$

$$Q^{\eta} = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \rho \left(B \frac{\partial p}{\partial \xi} - C \frac{\partial p}{\partial \eta} + F + G \right) d\xi \quad (4b)$$

一方、スクイーズ運動による質量流量 Q^V は次のように表される。

$$Q^V = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \int_{\eta_1}^{\eta_2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} |J| d\eta d\xi \quad (5)$$

ここで、図3を参照してコントロールボリューム内の質量流量のつり合いを考えると、次のレイノルズ相当式が得られる。

$$\begin{aligned} Q^{\xi}_{2I} + Q^{\xi}_{1III} - Q^{\xi}_{2II} - Q^{\xi}_{1IV} \\ + Q^{\eta}_{2I} + Q^{\eta}_{1II} - Q^{\eta}_{2III} - Q^{\eta}_{1IV} = Q^V \end{aligned} \quad (6)$$

いま、気体潤滑膜は等温変化に従うとする。さらに軸受は軸方向に微小振動をすると仮定すると、最小気体潤滑膜厚さおよび圧力はそれぞれ次式のように表される。

$$\left. \begin{aligned} h &= h_0 + \varepsilon e^{j\omega t} \\ p &= p_0 + \varepsilon p_t e^{j\omega t} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここに、 ε は気体潤滑膜厚さの微小振動振幅を表している。また、添え字 0 および t は、それぞれ定常状態及び非定常状態での物理量であることを表している。

Fig.3 Definition of control volume

式 (7) を式 (6) へ代入し、微量 ε の 2 次以上の項を無視すると、 ε の 0 次及び 1 次の項に関する次の 2 つの方程式が導かれる。

$$\begin{aligned} F_0(p_0) &= Q^{\xi}_{2I0} + Q^{\xi}_{1III0} - Q^{\xi}_{2II0} - Q^{\xi}_{1IV0} \\ &+ Q^{\eta}_{2I0} + Q^{\eta}_{1II0} - Q^{\eta}_{2III0} - Q^{\eta}_{1IV0} = 0 \end{aligned} \quad (8a)$$

$$\begin{aligned} F_t(p_t, p_0) &= Q^{\xi}_{2It} + Q^{\xi}_{1IIIt} - Q^{\xi}_{2IIIt} - Q^{\xi}_{1IVIt} \\ &+ Q^{\eta}_{2It} + Q^{\eta}_{1IIIt} - Q^{\eta}_{2IIIIt} - Q^{\eta}_{1IVIt} - Q^V_t = 0 \end{aligned} \quad (8b)$$

ただし、 Q^{ξ} 、 Q^{η} に添え字 0 を付した各項は定常圧力成分 p_0 に関する流量を、添え字 t を付した各項は非定常圧力成分 p_t に関する流量を表す。

ここで、式 (8a) は p_0 に関して非線形となるため、ニュートン・ラフソン法による繰り返し計算により解かれる。一方、式 (8b) は p_t に関して線形となるため容易に解くことができる。

軸受の負荷容量は、次に示す積分によって得られる。

$$W(h_0) = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \int_{\xi_1}^{\xi_2} (p_0 - p_a) r dr d\theta \quad (9)$$

ただし、最小気体潤滑膜厚さ h_0 は、次の力のつり合い式をニュートン・ラフソン法で解くことによって求められる。

$$W(h_0) - mg = 0 \quad (10)$$

軸受面に作用する摩擦トルクは、次式で与えられる。

$$T_r = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \left(\frac{rh_0}{2} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} - \frac{\mu r^3 \omega_s}{h_0} \right) dr d\theta \quad (11)$$

さらに、気体潤滑膜の弾性係数および減衰係数は、動的圧力成分 p_t の実部と虚部をそれぞれ次のように積分することによって求められる。

$$k = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \text{Re}(-p_t) r dr d\theta \quad (12a)$$

$$c = \frac{1}{\omega_f} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \text{Im}(-p_t) r dr d\theta \quad (12b)$$

表1に、4種類の軸受の解析に際して用いた境界変換関数を示しておく。

4. 実験装置および実験方法

本研究のために特別に設計・製作した軸受試験装置の概略を図4に示す。本試験装置は、基本的にランナー①、試験軸受②、ステータ③により構成されている。ランナーはビルトイン型高周波モータ④により駆動される。回転軸の両端はオイルミスト潤滑を施したセラミック玉軸受⑤によって支持されており、回転精度は $1.6 \mu\text{m}$ 以下に抑えられている。軸の回転数はインバータ制御により、 10rpm から 60000rpm まで連続的に変化させることができる。試験軸受はアタッチメントを用いて交換可能である。ランナーは回転軸の上端面に8個のねじによって固定され、各々のねじの締め付け力を調整することにより回転振れを最小限に抑えることが可能となる。本実験では、振れ量を $\pm 2 \mu\text{m}$ 以下に抑えている。また、実験を行う前に、試験軸受面とランナー表面間の平行度をチェックしている。ランナーの円周方向に等配に12箇所のすきまを測定し、平行度を算出しながら調整を行っている。なお、平行度は $\pm 5 \times 10^{-3}$ 以下に抑えられている。

ステータはラジアル方向に静圧空気軸受⑥によって支えられている。これにより、摩擦のない状態でステータの軸方向の一自由度運動が可能である。さらにステータは、運転開始時にはマイクロメータ⑦を介して吊り下げられており、軸受面とランナー表面が常に非接触状態になるようにしている。運転を開始し、十分な気体膜が形成される所定の回転数が得られた後にステータを徐々に下ろすことで、運転開始時の軸受面の直接接触を回避している。

Table1 Coordinate transformation function

Bearing type	Coordinate transformation function	
Stepped	$\xi = r$	$\eta = \theta$
Pocketed	$\xi = r$	$\eta = \theta$
Spiral	$\xi = r$	$\eta = \theta - \ln(r/r_s) / \tan\beta$
Herring bone	$\xi = r$	Inner $\eta = \theta - \ln(r/r_s) / \tan\beta$
		Outer $\eta = \theta - \{\ln(r_s/r_2) - \ln(r/r_2)\} / \tan\beta$

本実験で使用した4種類のスラスト気体軸受を図5に示す。それぞれの軸受には $20 \mu\text{m}$ の深さの溝がエッチングにより形成されている。また、各軸受の内、外半径は、いずれの軸受についてもそれぞれ 0.0128m , 0.032m である。他の寸法、溝数についてはそれぞれの軸受について一般によく用いられている値を採用した。試験軸受の寸法諸元を表2に示しておく。

本実験では、ステータに一定の荷重を負荷した状態で、最小気体潤滑膜厚さ、軸受面の摩擦トルク、気体潤滑膜の弾性係数及び減衰係数を 20000rpm から 40000rpm の回転数の範囲で測定した。最小気体潤滑膜厚さは、ステータを介して取り付けられた渦電流式非接触変位計により測定した。その際、軸を回転させる前の接触状態を基準とした。軸受表面の摩擦トルクは、装置上部に取り付けたロードセル⑧により測定した。負荷はステータの上部に重りを追加することで変化可能であるが、本実験では常に $mg=14.7\text{N}$ とした。一方、気体潤滑膜の弾性係数と減衰係数の測定については実験モード解析により求めた。インパルスハンマー⑨にてステータ上部に打撃を加え、ステータに取り

Fig.4 Overview of test rig

付けられた加速度ピックアップを介してFFTアナライザに加速度応答を取り込み、系の伝達関数を求めた。さらにこの結果を用いて固有振動数と減衰比を同定し、気体潤滑膜の弾性係数と減衰係数の値を決定した。

5. 実験結果及び考察

最小気体潤滑膜厚さ、摩擦トルク、弾性係数及び減衰係数の測定は、回転数を20000rpmから40000rpmまで段階的に変化させ、各回転数で20回ずつ行った。その結果を図6～図9に示す。なお、各図において、プロットは各回転数ごとの測定値の平均を、エラーバーは実験値のばらつきを表している。また、3章で示した理論解析による予測結果を実線で、従来のスパイラルグループ軸受に対して広く用いられてきた近似解法である無限溝数理論による結果を破線で併記してある。なお、本理論解析では、基礎方程式を有限差分法によって離散化し、ニュートン・ラフソン法による繰り返し計算を行って数値解を求めている。その際、収束条件を 10^{-4} と設定したが、本計算条件の範囲では収束性を損なうことなく解を得ることができた。

図6は最小気体潤滑膜厚さと回転数の関係を4種類の軸受に対して表した結果である。最小気体潤滑膜厚さは、いずれの軸受においても回転数と共に増加している。ポケット軸受以外の軸受では、20000rpmから30000rpmの回転数領域において理論値が実験値を上回っている。しかしながら、その差は30000rpm以上の回転数領域において次第に縮小する傾向が見られる。これは、以下のような理由によると考えられる。

著者らは本実験で使用した渦電流式非接触変位計の感度が比較的温度の影響を受け易いことを予備実験により確認しており、図6の結果は予備実験を基に補正を加えたものである。その際、20000rpmから30000rpmの回転数領域ではそれ以上の回転数領域に比べて試験装置に設置した温度センサー近傍の気体膜流れの温度が安定化し難く、非接触変位計の感度が鈍化し、温度補正誤差が拡大する傾向が見られた。同回転数領域での測定値が理論値を下回っている理由の一つはこのような変位計の温度特性によるものと推察される。なお、ポケット軸受では、広範囲の回転数領域で、理論値と実験値が良く一致しているが、これは同軸受に限って温度センサー近傍の流れの温度が安定であったためと思われる。現在測定原理の異なる変位計による追試を計画中であるが、気体潤滑膜厚さに関する理論値と実験値の一部不整合については実験精度の確立を目指す上で一層の検討が必要であると認識している。

Fig.5 Test bearings

Table2 Specifications of test bearings

Bearing type	Specifications
Stepped	$h_g = 20 \mu m$, $r_1 = 32 mm$, $r_2/r_1 = 0.4$, $\theta_1 = 29 \text{ deg}$, $\Theta = 58 \text{ deg}$, $N=6$
Pocketed	$h_g = 20 \mu m$, $r_1 = 32 mm$, $r_3 = 26.24 mm$, $r_4 = 18.56 mm$, $r_2/r_1 = 0.4$, $\theta_1 = 29 \text{ deg}$, $\Theta = 58 \text{ deg}$, $N=6$
Spiral	$h_g = 20 \mu m$, $r_1 = 32 mm$, $r_s = 18.56 mm$, $r_2/r_1 = 0.4$, $\beta = 16 \text{ deg}$, $b_1/b_2 = 0.636$, $N=16$
Herring bone	$h_g = 20 \mu m$, $r_1 = 32 mm$, $r_s = 24.32 mm$, $r_2/r_1 = 0.4$, $\beta = 16 \text{ deg}$, $b_1/b_2 = 1.66$, $N=12$

スパイラルグループ軸受とヘリングボーン軸受における無限溝数理論による予測結果は、本解析結果と良く一致している。

図7は、軸受面の摩擦トルクと回転数の関係を比較した結果である。いずれの軸受においても、回転数の増加に比例して摩擦トルクが増加している。理論値と実験値は、広範囲の回転数領域で良い一致を示している。これは、図6で示した20000rpmから30000rpmの回転数領域における理論値と実験値の不整合と矛盾した結果のように思えるが、既に考察したようにこの差は気体潤滑膜厚さの測定上の誤差に起因するものであり、理論解析方法そのものの不備を示すものではない。むしろ摩擦トルクにおける理論値と実験値の整合性から、図6に示した気体膜厚さの理論値の妥当性が間接的に検証されていると言えよう。

また、無限溝数理論と本解析による摩擦トルクの計算結果は、最小気体潤滑膜厚さと同様に広範囲の回転数領域に対してほぼ一致している。このことは、軸受静特性解析において無限溝数理論が高い適用性を有することを裏付けている。

図8は、気体潤滑膜の弾性係数と回転数の関係について理論解析結果と実験結果を比較したものである。

Fig. 6 Variation of minimum film thickness with rotational speed

(□ Measured ; — Predicted by present method , - - Predicted by NGT)

Fig. 7 Variation of friction torque with rotational speed

(□ Measured ; — Predicted by present method , - - Predicted by NGT)

弾性係数については回転数の増加につれて若干減少する傾向が見られる。ステップ軸受の弾性係数は広範囲の回転数領域においてポケット軸受のそれと一致し、スパイラルグローブ軸受の弾性係数はヘリングボーン軸受のそれとほぼ一致することがわかる。しかしながら、4種の軸受の最小気体潤滑膜厚さの値はあまり変わらないのに対して、スパイラルグローブ軸受とヘリングボーン軸受の弾性係数は、ステップ軸受とポケット軸受の弾性係数を上回っている。また、ステップ軸受及びポケット軸受の弾性係数においては、理論値と実験値が良く一致しているのに対して、スパイラルグローブ軸受とヘリングボーン軸受の理論値は、実験値

よりも低目に現れている。なお、無限溝数理論による計算結果は実験値並びに本解析結果を大幅に下回っている。

図9は、気体潤滑膜の減衰係数と回転数の関係を示した結果である。減衰係数は、いずれの軸受においても回転数の増加と共にゆるやかに減少している。ステップ軸受の減衰係数はポケット軸受のそれと、また、スパイラルグローブ軸受の減衰係数はヘリングボーン軸受のそれとほぼ一致しているが、広範囲の回転数領域においてスパイラル及びヘリングボーン軸受の値はステップ及びポケット軸受の値よりも大きくなるのがわかる。

Fig. 8 Variation of spring coefficient with rotational speed

(● Measured ; — Predicted by present method , - - Predicted by NGT)

Fig. 9 Variation of damping coefficient with rotational speed

(● Measured ; — Predicted by present method , - - Predicted by NGT)

ステップ軸受とポケット軸受の理論値は実験値と良く一致するのに対して、スパイラルグループ軸受とヘリングボーン軸受の理論値は実験値を上回っている。また、無限溝数理論による計算値は、本解析結果並びに実験値を大幅に上回っている。

表3及び表4は、本研究で扱った4種類の軸受の静・動特性に関する実験精度を軸回転数 $n=20000\text{rpm}$ 及び 30000rpm の場合について示したものである。同表(a)は最小気体潤滑膜厚さと摩擦トルクに関する結果を、同表(b)は気体潤滑膜の弾性係数及び減衰係数に関する結果をそれぞれ示している。ここで、平

均値とは各々の軸受に対して各回転数で得られた測定値の平均を意味している。また精度は、標準偏差の平均値に対する比として表しており、結果の再現性を示している。表から、摩擦トルク及び弾性係数の精度は概ね5%以下、最大でも9%程度であるのに対し、気体潤滑膜厚さ及び減衰係数の精度は概ね10%以下、最大で12%程度となっている。

表5は、本実験で設定した全回転数での実験誤差及び実験精度の平均値を示したものである。表から、すべての測定項目に対して実験精度の平均値は概ね5%以下、最大でも7%程度であり、上述の20000rpm及

Table 3 (a) Accuracy of measurements for static characteristics at 20000 rpm

Minimum film thickness				Friction torque			
Bearing type	Averaged value μm	Standard deviation μm	Accuracy %	Bearing type	Averaged value $\text{N}\cdot\text{m}$	Standard deviation $\text{N}\cdot\text{m}$	Accuracy %
Stepped	5.46	0.387	7.09	Stepped	3.60×10^{-3}	10.9×10^{-5}	3.02
Pocketed	8.89	0.668	7.51	Pocketed	3.46×10^{-3}	2.25×10^{-4}	6.50
Spiral	7.86	0.490	6.23	Spiral	2.53×10^{-3}	7.74×10^{-5}	3.06
Herring bone	8.41	1.00	11.9	Herring bone	2.87×10^{-3}	7.79×10^{-5}	2.71

Table 3 (b) Accuracy of measurements for dynamic characteristics at 20000rpm

Spring coefficient				Damping coefficient			
Bearing type	Averaged value N/m	Standard deviation N/m	Accuracy %	Bearing type	Averaged value Ns/m	Standard deviation Ns/m	Accuracy %
Stepped	2.40×10^6	6.20×10^4	2.58	Stepped	7.96×10^2	6.27×10^1	7.87
Pocketed	2.34×10^6	2.01×10^4	8.59	Pocketed	8.32×10^2	9.58×10^1	11.5
Spiral	3.68×10^6	4.54×10^4	1.23	Spiral	7.64×10^2	1.82×10^1	2.39
Herring bone	3.39×10^6	1.44×10^5	4.25	Herring bone	9.61×10^2	4.51×10^1	4.70

Table 4 (a) Accuracy of measurements for static characteristics at 30000 rpm

Minimum film thickness				Friction torque			
Bearing type	Averaged value μm	Standard deviation μm	Accuracy %	Bearing type	Averaged value $\text{N}\cdot\text{m}$	Standard deviation $\text{N}\cdot\text{m}$	Accuracy %
Stepped	9.61	0.410	4.27	Stepped	4.51×10^{-3}	9.71×10^{-5}	2.15
Pocketed	13.2	0.906	6.87	Pocketed	4.23×10^{-3}	2.26×10^{-4}	5.34
Spiral	11.1	0.571	5.13	Spiral	3.53×10^{-3}	6.48×10^{-5}	1.83
Herring bone	11.7	0.858	7.35	Herring bone	3.90×10^{-3}	9.92×10^{-5}	2.54

Table 4 (b) Accuracy of measurements for dynamic characteristics at 30000 rpm

Spring coefficient				Damping coefficient			
Bearing type	Averaged value N/m	Standard deviation N/m	Accuracy %	Bearing type	Averaged value Ns/m	Standard deviation Ns/m	Accuracy %
Stepped	1.95×10^6	5.10×10^4	2.62	Stepped	4.66×10^2	3.41×10^1	7.33
Pocketed	1.79×10^6	1.41×10^4	0.79	Pocketed	4.67×10^2	2.99×10^1	6.41
Spiral	3.27×10^6	1.46×10^5	4.48	Spiral	6.27×10^2	6.00×10^1	9.57
Herring bone	2.91×10^6	1.41×10^5	4.87	Herring bone	8.10×10^2	3.89×10^1	4.81

び 30000rpm の場合よりも若干高い精度となっている。以上の結果から、本実験法によれば、高速で運転されるスラスト気体軸受の静・動特性を実用上差し支えない精度で測定し得ることがわかる。

実験結果と理論解析結果の相対誤差を表6に示す。表6から本解析法によれば、気体膜の減衰係数を除いた軸受静・動特性を比較的高い精度で予測し得ることがわかる。一方無限溝数理論では、最小気体潤滑膜厚さ及び摩擦トルクについては良い精度で見積もることができるが、弾性係数についてはこれをかなり低目に見積もることができる。これは、以下のような理由によると考えられる。すなわち、気体潤滑膜厚さは式(10)に示したように負荷容量と荷重のつり合いから求められるので、負荷容量が精度良く見積もれば膜厚さも十分な精度で計算できる。さて、無限溝数理論は溝を平均化して扱う簡易解法であるが、負荷容量に及ぼす溝形状の影響は小さいために本解法との差は図6に示した程度に

収まると考えられる。しかしながら、弾性係数は膜厚さに対する負荷容量の変化率として求められることから、負荷容量自身の値に大きな差は生じなくても弾性係数の値の差は本解析手法に比べて比較的大きくなる可能性がある。減衰係数の値についても同様の理由により差異が生じたものと考えられる。このような理由から、無限溝数理論は静特性の解析では問題なく利用できるものの、動特性の解析には不向きであると判断される。

6. 結 言

本論文では、ステップ、ポケット、スパイラルグループ並びにヘリングボーンの4種類の軸受について、静・動特性の理論解析と実験を行い、解析法の適用性を実験的に検討した。得られた主な結論は以下のとおりである。

- (1) 本軸受試験装置による測定精度は本測定の範囲で最大 12%程度である。したがって、本法により、

Table 5 (a) Accuracy of measurements for static characteristics

Minimum film thickness				Friction torque			
Bearing type	Averaged value μm	Standard deviation μm	Accuracy %	Bearing type	Averaged value $\text{N}\cdot\text{m}$	Standard deviation $\text{N}\cdot\text{m}$	Accuracy %
Stepped	12.9	0.444	3.56	Stepped	4.53×10^{-3}	9.90×10^{-5}	2.20
Pocketed	17.2	0.847	6.60	Pocketed	4.63×10^{-3}	2.41×10^{-4}	4.71
Spiral	16.1	1.014	6.53	Spiral	3.51×10^{-3}	6.71×10^{-5}	1.98
Herring bone	15.6	0.811	5.22	Herring bone	3.87×10^{-3}	9.73×10^{-5}	2.55

Table 5 (b) Accuracy of measurements for dynamic characteristics

Spring coefficient				Damping coefficient			
Bearing type	Averaged value N/m	Standard deviation N/m	Accuracy %	Bearing type	Averaged value Ns/m	Standard deviation Ns/m	Accuracy %
Stepped	1.91×10^6	6.54×10^4	3.35	Stepped	4.60×10^2	3.25×10^1	6.92
Pocketed	1.73×10^6	6.25×10^4	3.70	Pocketed	4.92×10^2	3.04×10^1	6.82
Spiral	3.18×10^6	1.15×10^5	3.70	Spiral	6.21×10^2	4.17×10^1	6.93
Herring bone	2.87×10^6	1.18×10^5	4.09	Herring bone	8.11×10^2	3.85×10^1	4.88

Table 6 Relative error between predicted results and measured data

Bearing type	Theory	Minimum film thickness %	Friction torque %	Spring coefficient %	Damping coefficient %
Stepped	Present theory	32.2	11.4	18.0	4.9
Pocketed	Present theory	8.6	4.7	0.6	31.2
Spiral	Present theory	15.3	4.0	17.6	77.0
	NGT	20.0	4.7	51.5	248.4
Herring bone	Present theory	16.0	6.5	13.3	67.3
	NGT	19.5	0.5	44.8	169.2

従来測定事例が極めて少なかった高速運転時におけるスラスト気体軸受の静・動特性を精度良く測定することができると判断される。

(2) 本理論解析法によれば、4種類の軸受に対して、最小気体潤滑膜厚さ、摩擦トルク、弾性係数の値を比較的高い精度で予測し得る。しかしながら、スパイラルグループ及びヘリングボーン軸受では、減衰係数の値を高く見積る傾向にある。

(3) 従来から広く用いられている無限溝数理論による解析では、最小気体潤滑膜厚さと摩擦トルクの値を比較的高い精度で予測することが可能である。しかしながら、気体潤滑膜の弾性係数並びに減衰係数については誤差が大きく、軸受動特性の解析には不向きと判断される。

文 献

- (1) Hashimoto, H. and Hattori, Y., Improvement of the Static and Dynamic Characteristics of Magnetic Head Sliders by Optimum Design, Transactions of the ASME Journal of Tribology, 122-1(2002), 280-287.
- (2) Ausman, J. S., Approximate Analytic Solution for Self Acting Gas Lubrication of Stepped Section Thrust Bearing, ASLE Transactions, 81(1959), 135-146.
- (3) Castelli, V. and Pirvics, J., Review of Method in Gas Bearing Film Analysis, Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 90, 4(1968), 777-792.
- (4) Artiles, A. et al., H. Design Analysis of Rayleigh-Step, Floating Seals, ASLE Transactions, 110, 3(1988), 427-443.
- (5) Shapiro, W., et al., Analysis and Design of Gas Lubricated Sealed, Floating Ring Seals, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 27, 4(1984), 321-331.
- (6) Malanoski, S. B. and Pan, C. H. T., The Static and Dynamic Characteristics of Spiral-Grooved Thrust Bearings, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, 87(1965), 547-558.
- (7) James, D. D. and Potter, A. F., Numerical Analysis of the Gas-Lubricated, Spiral-Groove Thrust Bearing Compressor, Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 89(1967), 439-444.
- (8) Lipschitz, A., et al., A Bi-Directional Gas Thrust Bearings, STLE Tribology Transactions, 34, 1(1991), 9-16.
- (9) Bonneau, D., et al., Finite Element Analysis of Grooved Gas Thrust Bearings and Grooved Gas Face Seals, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 115(1993), 348-354.
- (10) Rood, L. H. and Erickson, G. J., Dynamic Behavior of Self-Acting Gas-Lubricated Thrust Bearings, Lubrication Engineers (1965), 144-150.
- (11) Malanoski, S. B. and Waldron, W., Experimental Investigation of Air Bearings for Gas Thrust Engines, ASLE Transactions, 16, 4(1973), 297-303.
- (12) Nemeth, N. Z., Experimental Evaluation of Foil-Supported Resilient Pad Gas-Lubricated Thrust Bearings, NASA TP-1030(1977), 1-19.
- (13) Hughes, S. J., et al., Analysis of a Gas-Lubricated Hydrodynamic Thrust Bearing, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 118, 3(1996), 449-456.
- (14) Hashimoto, H. and Ochiai, M., Measurements of Compressibility Effects in Stepped Thrust Gas Film Bearings, STLE Tribology Transactions, 42, 4(1999), 723-730.
- (15) Kawabata, N. A Study on the Numerical Analysis of Fluid Film Lubrication by the boundary-fitted Coordinates System, Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, C (Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C)