多孔質動圧スラスト軸受の潤滑機構に関する実験的研究*

(第2報, スラスト受け面の各種動圧形状の検討と潤滑状態に関する実験的考察)

大塚 茂^{*1}, 桑原 宏行^{*2}, 早川 元造^{*3}

Experimental Study on the Mechanism of Lubrication in Hydrodynamic Porous Thrust Bearings (2nd Report, Experimental Research of Various Thrust Loaded Surface Shapes and Lubrication Conditions)

Shigeru OHTSUKA, Hiroyuki KUWABARA and Motozo HAYAKAWA

The application of hydrodynamic fluid lubrication theory is attempted to the porous thrust bearings with various hydrodynamic shaped axial end surfaces. The superior one within the hydrodynamic shaped axial end surfaces such as, PUMPIN, PUMPOUT, HERRINGBONE, TPD-LND (Tapered Land) and HWB (Hydro Wave Bearing) are experimentally determined concerning lubrication characteristics. The measurements of lubrication characteristics such as, a friction coefficient, the temperature rise, floating height, floatation and oil consumption rate for estimation of life expectancy etc. are evaluated. In this research, the results of this application on the end surfaces of thrust bearings clearly showed considerable improvement over the conventional thrust bearings. Furthermore, this experimental study clarified the load-carrying capacities and lubrication conditions of the respective shape of the axial end surfaces.

Key Words: Mechanism of Lubrication, Hydrodynamic Porous Thrust Bearing, Hydrodynamic Fluid Lubrication Theory, Various Hydrodynamic Shaped End Surfaces

1. は じ め に

現在, CD-ROM, PD, DVD および HDD などの情報記録装置に対する要求は, アプリケーションの肥大化や情報のマルチメディア化に伴い, ますます高密度, 小形薄型, 低コスト, 高信頼性および低騒音・低振動化等の向上が課題となり, 各所でこの研究が熱心に行われている。これら情報記録装置に使用される小形スピンドルモータの軸受機構に, 焼結含油軸受等の多孔質体を用いたものがよくみられる。

これらの軸受の多くは前報⁽¹⁾で述べたようにアキシアル方向の荷重に対し, 従来からのピボット方式や, 樹脂製スラストアッシャの重ね合せ方式を用いて対応している。しかし, これら方式では, 使用機器の小形軽量・高精度化に対応したスピンドルモータのシャフト振れの抑制, および騒音・振動, 消費電力等の低減や, 重要課題である軸受の長寿命化につながる良好な潤滑状態はその構成上期待できない。特に高温下にお

ける潤滑特性は, その軸受機構に使用される樹脂などの耐熱性の問題によりさらに劣悪なものとなる。

著者らはこのアキシアル方向の荷重の受け方として, 多孔質体軸受端面に動圧流体潤滑理論の適用を試み, 既報で紹介した HWB (Hydro Wave Bearing) にて, 従来方式に対する優位性を検証している。

多孔質体による動圧流体潤滑理論は, その多くがジャーナル軸受において研究され, 当初は Morgan, Cameron⁽²⁾ をはじめとし, 近年においては Cusano⁽³⁾, 金子⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾ らが多孔質体の表面に Beaver-Joseph⁽⁷⁾ のスリップモデルを適用した解析を提案している。

しかしながら, 動圧流体潤滑理論を, 多孔質体からなるスラスト軸受の潤滑に適用した研究はあまり例がない。そこで, 本研究では前報⁽¹⁾で好結果を得た HWB (図内では前報との関連から WAVE と表現する) に対して, 現在考案され得る他の動圧発生形状: PUMPIN, PUMPOUT, HERRINGBONE, TPD-LND (テーパードランド) など各種の端面形状での潤滑特性の測定を試みる。これらの端面形状がアキシアル荷重に対し, 動圧流体潤滑理論からなるくさび作用・スクイズ作用・ストレッチ作用等の動圧発生作用により, 多孔質体端面の潤滑特性, すなわち摩擦係数・温度上昇値・スラスト浮上量・浮上性等にどれほ

* 原稿受付 1998年2月26日。

^{*1} 正員, 米子工業高等専門学校機械工学科(☎ 683-8502 米子市彦名町 4448)。

^{*2} 日立粉末冶金(株)開発部(☎ 270-2295 松戸市検台 520)。

^{*3} 正員, 鳥取大学工学部(☎ 680-0945 鳥取市湖山町南 4-101)

E-mail: otsuka@yonago-k.ac.jp

ど効果的であるか、また最適な端面動圧発生形状はどれなのかを、前記潤滑特性を実験的に測定することにより検証を行う。

2. 基礎理論

2.1 スラスト動圧端面形状について 一般によく知られているスラスト動圧端面形状に PUMPIN, PUMPOUT, HERRINGBONE, TPDND (テーパランド) など各種の端面形状がある。今回の実験に供する試料ではこれら四端面形状に加え、前報で動圧理論適用により潤滑性能に好結果を得た HWB, ならびに基準となる FLAT の計六端面形状について比較検討を行うものとした。図1は FLAT 端面を除く動圧発生端面形状の外形状を示した寸法図である。因みに動圧発生溝 (もしくはテーパ深さ), ならびに端面ポーラスランクについては、前報⁽¹⁾にて最適化された 15 μm , ポーラスランク BC (表面空孔率 Ps: 8~10%) にてすべての端面を統一して製作してある。溝の本数については PUMPIN, PUMPOUT はその流入・流出角, 動圧発生 of 非共振性を考慮して 7 本, HERRINGBONE については, ランド溝幅比の最適

値 $\alpha=0.5$ (溝幅/(溝幅+ランド幅)) 程度を重視して 10 本にしてある。また, TPDND については, HWB との対比を考慮し, テーパ溝の本数は 3 箇所としている。

(なお, 溝深さが本当に 15 μm で適切かを確認する意味で, PUMPIN 形状品のみ半分の 7 μm の溝深さの試料を製作し, PUMPIN II として一部特性比較実験に供している)

図1に示した外形形状にて設計した金型パンチを用いて形成された動圧形状外観写真を, 図2に示す。外観写真の形状は, 外形寸法図の(a)~(e)に対応させてある。ただし, 下段右の外観写真は FLAT 端面を撮影したものであるが, 外観的にはウェーブ高さが微小なため上段左のウェーブ形状付き端面との差が, 写真では明確に判別できない。PUMPIN II については, 溝深さのみの相違なので特に外観写真は掲載していない。

2.2 本論文で用いる主要な記号 前報⁽¹⁾と同様な記号は重複を避けるため割愛し, 新たに使用する記号のみ列記する。

h_g : スラスト動圧用の溝深さまたはウェーブ高さ

h_o : スラスト動圧による浮上量

h : 油膜厚さ, ただし HWB の場合は周方向に $h = h_g \{ \chi + \cos^2(\theta/2) \}$ と表現される [χ : (= h_o/h_g) 浮上率]

$\bar{H}$: (= h/h_o) 一般のスラスト動圧用無次元油膜厚さ

Φ : 一般のスラスト動圧用透過率パラメータ = $\phi r_i / h_o^3$ (HWB の場合の透過率パラメータ = $\phi r_i / h_o^3$)

2.3 軸受すきま内の油膜圧力および軸受け端面部の油膜圧力を支配する方程式 三次元の油膜圧力の支配方程式に多孔質体内部の圧力式を導入し, それを

Fig. 1 Drawings of various shaped end surfaces

Fig. 2 Photographs of various shaped end surfaces (a) ~ (e) correspond to the same items in Fig. 1. and (f)—FLAT

無次元円筒座標系表示したレイノルズの基礎方程式は、一般形として次式で与えられる(前報参照)。

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} \right) + \left(\frac{r_i}{r} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) = 6 \left(\frac{\partial \bar{H}}{\partial \theta} \right) - 12 \Phi \frac{r_i}{L} \left(\frac{\partial \bar{P}^*}{\partial \bar{z}} \right)_{ats}$$

ここで、

$$\bar{P} = h_o^2 P / (r_i^2 \eta \omega), \quad \bar{P}^* = h_o^2 P^* / (r_i^2 \eta \omega),$$

$$\bar{H} = h/h_o, \quad \bar{r} = r/r_i, \quad \bar{z} = z/L$$

である。上式の右辺第1項はくさび作用、同じく第2項は多孔質体端面におけるスクイズ作用を表している。これらの式はもちろん、レイノルズの基礎方程式同様いくつかの仮定の基に成り立っている。これら仮定の中で今回の実験において特に注意が必要なものは、積極的な動圧発生による油膜厚さの増大を考慮すれば、潤滑剤の慣性力の影響にあると考えられる。この影響については、佐藤・田村ら⁽⁸⁾の研究に詳しく述べられているのでこれを参考とした。ただし、通常4 μm程度の浮上量の場合、レイノルズ数($Re = r_o \omega h / \nu$)は6000 rpmにおいても、 $Re = 0.7$ 程度であるので慣性力は無視してもさし支えないものとする。また、前述のBeaver-Joseph⁽⁷⁾のスリップモデルを適用した解析に関しては、扱っている多孔質体の透過率(通気度) ϕ が $8 \times 10^{-3} \mu\text{m}^2$ 程度と小さいので、多孔質体表面における滑りは無視できるものとする。その他にもランド溝幅比の最適値 $\alpha = 0.4 \sim 0.5$ (溝幅/(溝幅+ランド幅))、流入・流出角 β 、溝深さ比 $\Gamma (= h_g/h_o)$ については、Muijderland⁽⁹⁾ や十合⁽¹⁰⁾ らの研究結果を参考

に適切な数値を決定した。

3. 実験

3.1 実験装置 図3は前報同様の軸受特性を定量的に測定可能とする実験装置の概略図である。ただし、今回はエアタービンのロータ質量は12 g、直径40 mmの亚克力樹脂製とし、前報での真鍮製による熱伝導質量効果対策品としている。したがって、今回の実験では、ロータは833 mN (85 gf)、および2.45 N (250 gf) のどちらのアキシャル荷重条件でも、常時タービン上部に負荷重り(スラストウェイト)を装着した状態にある。その他装置の詳しい説明は前報と重複するので、詳細は前報を参照されたい。軸受ハウジングユニットは、前述の熱伝導質量効果対策のため、これも亚克力樹脂製としている。なお、今回の実験でも軸受ハウジングユニット自身は、静圧エア軸受(軸受剛性は、ラジアル・スラストともに50 N/μm以上に設定してある)により、ラジアル・アキシャル双方向とも無負荷トルク状態に支持されている。

また、前報同様に実機における軸受寿命推定用として、図4にその概略を示す耐久性試験装置も使用した。この装置は、真鍮製軸受ハウジングユニットの重量をそのアキシャル荷重として、摩擦トルク、温度上昇値を時間経過とともに測定し、さらに最終的には軸受内部の油消耗率を測定することで、軸受寿命に対する改善の程度を推定できるようにしてある。

なお、図3の軸受特性試験装置については、前報同様この装置の定量的測定を実現する上で、正確を期すため、あらかじめスラスト負荷なしの状態、ラジアル軸受における摩擦トルク、温度上昇値などを測定し

Fig. 3 Device for measuring bearing characteristics

Fig. 4 Device for measuring running characteristics

ておいて、これを偏差値として差し引いたものを真の
アキシャル方向測定結果として換算している。

3・2 実験方法 今回の実験では、前報⁽¹⁾の実験
結果を踏まえて、まず各種動圧端面形状の低回転数に
おける浮上性（ノンコンタクトテスト）を検証した。
試料は、従来の多孔質体軸受のスラスト受け端面に、
機械加工による塑性流動状態からなる空孔調整層を形
成し、その後各種動圧形状をサイジングパンチにより
形成している。

そこで、今回は図3の軸受特性試験装置を用いて浮
上性試験を実施した。方法としては、浮上性試験の時
のみタービンを真鍮製に戻し、軸をセラミック製（ジ
ルコニア）とし、熱電対装着孔（試料外径部ハウジン
グユニットに設けてある）に電極を装着し試料との電
氣的導通を確保した。この状態で真鍮製タービンと試
料電極との通電抵抗を測定すれば、動圧端面形状の浮
上性、すなわち動圧効果の大まかな優劣が判定でき、
その後の実験を効率的に進められると判断した（した
がって、このときのアキシャル荷重は必然的に 833
mN（85 gf）での浮上性試験ということになる）。こ
の浮上性試験結果により動圧効果が十分期待できる端
面形状に対してのみ、以下の軸受特性試験を行う。

各種動圧端面形状の優位性を検証するため、動圧形
状なし（FLAT）の軸受特性を基準として以下の測定
を行った。各種動圧形状による、摩擦トルク（摩擦係
数）、温度上昇値、端面浮上量等の定量的測定を、
1 000～6 000 rpm まで 1 000 rpm ステップで行った。
なお、軸受特性試験装置における測定では、前回同様
エアタービンのアンバランス量は 5 mg・cm 以下に調
整しており、試験時のラジアル方向軸振れはいずれの
場合も 10 μ m-p 以下であった。そして、さらに耐久
性試験としては最高回転数である 6 000 rpm にて、
500 時間経過時までの摩擦トルク（摩擦係数）、温度上
昇値の変化、また、500 時間経過後の含浸油の消耗率
を測定することにより、各種動圧形状形成の効果を検
証した。以上の実験のアキシャル荷重は、特に断らな
い限りはすべて 833 mN（85 gf）とする。

なお実験に供した多孔質体軸受・スラスト板の寸

Table 1 Specimen dim. (mm), composition, property

Bear. Dim./Composition	$\phi 8 \times \phi 3 \times L5.7$, Fe-Cu
Surface Roughness	< 1.0S
Oil (VG68rank)	$\rho : 0.836$ Poly- α -olefin
Thrust Plate Dim.(SK2)	$\phi 7.6 \times \phi 3.1 \times t0.5$, Hv:650, Plainness < 0.002, Roughness < 0.15S

法、組成、スラスト板の表面精度および潤滑油物性値
を表1に示す。

4. 実験結果

4・1 各種動圧端面形状形成による浮上性試験

図5に各種動圧端面形状、HWB、PUMPIN [PIN
(I)], HERRINGBONE (HB), PUMPOUT
(POUT), TPD LND (TPL), および PUMPIN II
[PIN(II)] の 500 rpm と 1 000 rpm の各回転数にお
ける浮上性試験結果を示す。各種動圧端面とスラスト
板との電氣的導通状態を、1 k Ω の抵抗を導通経路に
設け、電圧 0.5 V をかけた。前回測定時より電圧を下
げたのは、回転数が 1/8～1/4 であるため動圧による
油膜厚さが薄く、同じ 4 V を印加した場合、印加電圧
が高すぎて容易に導通が認められる傾向にあったから

Fig. 5 Floating evaluation test (by electrical)

である。図5にみられるように、抵抗間の電圧から両者間の抗触状態を測定すると、浮上性の優劣が明確に判断できる(縦軸:電圧, 横軸:時間)。この低い回転数でも完全浮上状態にあると判断できるのはHB, およびHWBだけである。逆にほぼ接触状態にあるのはPIN(II)であり、浮上性の確立に順位をつけると、HB, HWB>TPL, PIN(I), POUTの順に浮上性が確保され得る関係にある。また、この実験結果より溝深さ・ウェーブ高さを15 μm としたほうが、7

Fig. 6 Friction coefficient vs. revolution speed

Fig. 7 μ vs. $\eta \cdot N/P$ (logarithmic graph)

μm のものより動圧発生に有利な状況がうかがわれる。なお、図5には示していないが、基準となるFLAT端面は、この回転数では電圧を下げてでも完全接触状態と判断できる測定結果であった。

4.2 各種動圧端面形状形成による定量的潤滑特性改善の優位性検証 まず、試験条件として前報と同様に、実験時には初期なじみ用油としてスラスト板一軸受端面間に5mgの油点滴を行い、各種動圧端面形状(いずれも表面空孔ランクB~C調整品)に対して、60minのなじみ運転を行っている[ただし、動圧

Fig. 8 Temperature rise vs. revolution speed

Fig. 9 Thrust float height vs. revolution speed

形状なし品 (FLAT) については、前報の摩擦係数が他の実験結果より高めであったので、なじみ運転時間を3時間に増やし潤滑面の安定化を図っている。次に図6~9に回転数に対して、それぞれ摩擦係数 ($\eta \cdot N/P$ の無次元化の図を含む)、温度上昇値、およびスラスト端面浮上量の変化を示す。このときのアキシャル方向荷重は、833 mN (85 gf) と 2.45 N (250 gf) の二つの荷重条件をパラメータとして、そのときの各値の変化から潤滑状態を推察しようと試みた。なお、各測定値は $n=3$ の算術平均値であり、摩擦係数 μ については、端面平均径 (5.5 mm) とアキシャル方向荷重の積で摩擦トルクを除いた値を代表値としている。

まず、図6の摩擦係数と回転数の関係をみると、各種動圧形状による動圧効果は、摩擦係数 μ の差で顕著に現れており、形状なし品の $1/3 \sim 1/4$ の摩擦係数低減効果を発揮している。さらに動圧形状品については総じて前報同様、 μ がアキシャル荷重 2.45 N の場合が、833 mN の値を凌駕し、 μ の値として 20% 前後、さらに低回転数域においては、50% 前後の低減を成し得ている。ここで、各種動圧形状の差に注目してみると、最も安定して摩擦係数が低いものは TPL、および HWB であり、その後に PIN, HB という順序になる。ここで、POUT, PIN(II) についてはデータとして示していない。その理由としては、この二つの動圧形状はそれぞれ、POUT は摩擦係数低減に対する効果が少なく ($\mu=0.15 \sim 0.20$ 程度: at 6 000 rpm)、PIN(II) は浮上性が期待できないことから判断して煩雑化を避ける意味でデータに記載しないものとした。したがって、以後の図でもこれらはグラフから除外する。

スラスト端面の潤滑状態の変化を確認する意味で、図7に摩擦係数 μ と軸受特性数 $\eta \cdot N/P$ との関係を表している。なお、図7は両対数目盛にて示されている。傾向として動圧形状の有無による摩擦係数の差が明確に示され、近似曲線群は二分化される。特に動圧形状品は $\eta \cdot N/P = 0.01 \times 10^{-3}$ 付近で高荷重時の近似曲線群の実測値 μ の値が 0.03 程度を示しており、これは焼結含油軸受素材 (供支試料 Cu: 50 wt%・Fe: 45 wt%・その他: 5 wt%、図7中 Material own 曲線にて示す) としての摩擦係数変化の MIN 値と一致している。このことから、本研究に使用した動圧形状スラスト軸受の負荷容量は $2.45 \text{ N} / 0.345 \text{ cm}^2$ (端面実面積) $= 7.10 \text{ N/cm}^2 = 0.071 \text{ MPa}$ となり、 $\eta \cdot N/P = 0.01 \times 10^{-3}$ 付近で最も効率的な潤滑状態を達成できると判断される。いうまでもないが、潤滑状態は、

流体潤滑状態 (833 mN) から、混合・境界潤滑状態 (2.45 N) へと移行していることを示しており、ストライベック線図における潤滑特性の移行に大まかに対応しているといえる。なお、図7中の Material own 曲線は、ジャーナル軸受の試験結果を $(d/c) \approx 10^3$ として変換したものを使用している。

図8の軸受温度上昇値と回転数の関係は、発熱に対する仕事量である μPV 値と相関を持つと一般的に考えられる。ただし、この摩擦係数 μ の値は一様でなく、 $\mu = \alpha\mu_H + \beta\mu_B + \gamma\mu_C$: $\alpha + \beta + \gamma = 1$ (μ_H : 流体潤滑, μ_B : 境界潤滑, μ_C : 固体接触) といった各摩擦係数の潤滑面における相対的分担率により、かなりの変化を示す。しかしながら、本研究においてはその総合摩擦係数ともいえる μ の値が、図6に示す実験値として求められているので、この値に対しての考察を行う。

図8より明らかなことは、端面に動圧形状 (TPL, PIN, HWB) を形成することにより、形状なし品に比べて、軸受温度上昇値は総じて約 $1/2$ に軽減される。これは、アキシャル荷重の差にはあまり敏感ではなく、むしろ回転数に大きく依存している。すなわち、図6、および7で示したように、高荷重のほうが μ の値が小さくなるので、荷重 $\times \mu$ の温度上昇値に対する影響が少なくなり、とりわけ回転数に依存している様相を呈する。ただし、HB だけは、例外的に形状なし品に近い温度上昇値を示している。これは後にもふれるが、浮上性を確立しながらの高い温度上昇については、おそらく油の高圧縮による発生熱が影響しているものと考えられる。したがって、高い動圧効果をもたらす端面形状が、必ずしも軸受の総合的な特性向上に寄与しないことを意味する。また、ここで前報の温度上昇値の測定に関する不具合は、軸受ハウジングをアクリル製のものに変更することで、ほぼ他の実験値との整合性をみることができた。しかし、この測定環境でも、タービンの回転により引き起こされる空気輸送による冷却効果までは完全に阻止できないが、それについては温度上昇値にあまり大きく寄与しないと判断する (熱伝導率の違いによる)。

図9にスラスト浮上量と回転数の関係を示す。動圧形状のあるものは、軽アキシャル荷重の場合に全回転数にわたり $1 \sim 3 \mu\text{m}$ 程度、また高荷重時にはその約 $1/2$ 程度の確実な浮上量を確認できる。特に顕著な浮上効果を示したのは HB 動圧形状であるが、これは他の動圧形状と異なり、回転数に依存した特異性を示している。この HB の特異性とは、高低両アキシャル荷重において、双方とも 3 000 rpm のとき、浮上量の最

高値をむかえ、その後浮上量は急激に低下する現象を呈している。これは、2・3節でもふれている慣性力(すなわち遠心力)の影響によるものと判断される。つまり浮上量の絶対値が $10\text{ }\mu\text{m}$ 程度を越えるときのレイノルズ数は、臨界レイノルズ数 $Re_c=1$ を上回る値となり、油の軸受外周面への飛散を余儀なくされることを物語っている。ここで、先にもふれた佐藤・田村⁽⁸⁾の研究結果では、 $Re^*(=h_0^2\omega/\nu)$ が、0.05付近から遠心力の影響が現れるとしている。しかし、今回の回転数3000 rpm付近の Re^* は約0.01未満であるので、先の臨界レイノルズ数 $Re_c=1$ を慣性力考慮の臨界点とするほうが、この実験結果に妥当性があると判断できる。また、軽荷重のほうが、同じ3000 rpmの時でも浮上量の値が大きくなるのは、荷重差による油の動粘度差が影響していると推察できる。つまり、換言すれば軽荷重時は負荷による仕事量が少ないので、油温はあまり上昇せず油は高粘度であり、高荷重時は油温がさらに上昇するため低粘度となる。よって、この影響により遠心力による油飛散の容易さの違いが、各負荷の浮上量(油膜厚さ)変化を生じさせるのである。また、溝深さ比 $\Gamma(=h_g/h_o)$ についてここで少しふれると、通常 $\Gamma(=h_g/h_o)$ は3~4程度が最適値であるといわれ、 $\Gamma=1$ 以下であると極端に負荷能力が減じるといわれる。したがって、HB以外の動圧形状品は、6000 rpmにおいて3~4 μm の浮上量であるので、溝深さは15 μm 程度でちょうどよい。HBは

浮上量の安定性を欠くため、これに当てはめるには難があるが、先のPIN(II)が浮上性(換言すれば負荷能力)が、極端に悪かったのはこの Γ の値が2以下と低く算定されることによると判断できる。やはり今回の実験結果からも、動圧形状なし品は、本変位計測定限界が不十分であるとしても浮上量は予想されたようにほぼ零であった。

4・3 各種動圧形状形成による耐久性試験

図10, 11に耐久性試験装置を使用した摩擦係数、および軸受温度上昇値の運転時間による変化を示す。まず、図10の摩擦係数に関しては、実機に近い状態として前報同様軸受を2個組合せた状態で試験をしている。その試験条件の違い、つまりラジアル荷重による摩擦トルクが付加されるため、動圧形状品は特に運転初期段階で軸受特性試験装置によるものより摩擦係数が高い値を示している。それに対し、形状なし品の値は、時間経過に伴い同特性試験装置によるものより低くなっている。これは、前報で述べたアキシャル荷重受位置の違いと、今回なじみ運転を3時間にして判明したなじみ運転による潤滑面の安定化によると判断できる。すなわち、もともと動圧形状がないFLAT端面品は、荷重受け面積が軸受端面全体となるため、短時間での潤滑面のなじみに限界があり、耐久性試験のように長時間の運転中にも潤滑面のなじみは、わずかずつではあるが進行するのである。その結果が図10に示す動圧形状品と形状なし品との、摩擦係数の時間的推移の差となって現れているといえよう。

この耐久性試験における摩擦係数の時間的变化は、全く同様の経過で軸受温度上昇値の変化にも現れている。ここで、動圧形状品の有意差に目を向けてみると、当初試験開始時点では両特性ともほぼ同等であったPIN, HWB, TPLが、時間経過に伴い有意差を生じ、 $\text{PIN} > \text{HWB} > \text{TPL}$ の順序で、耐久的潤滑特性上での優秀性の順位が明確に現れている。

また、摩擦係数および軸受温度上昇値は、形状なし品に対して動圧形状品のほうが同様に低い値となり、最大で(PIN 動圧形状品)およそ1/2まで定常的に

Fig. 10 Friction coefficient vs. running time

Fig. 11 Temperature rise vs. running time

Table 2 Oil Consumption rate after running test

Type	Porosity	Oil Consum.	Total Oil Consum.
FLAT	L: 22.7 %	L: 9.34 %	8.10 %
	U: 22.3	U: 6.85	
HW B	L: 22.2 %	L: 8.03 %	7.27 %
	U: 22.3	U: 6.50	
PIN	L: 24.3 %	L: 5.72 %	5.58 %
	U: 23.5	U: 5.44	
HB	L: 23.5 %	L: 9.16 %	8.88 %
	U: 23.9	U: 8.61	
TPL	L: 24.1 %	L: 8.30 %	7.55 %
	U: 23.4	U: 6.80	

減少している。これは軸受特性試験機によるものと同様の傾向であるが、その温度上昇値の絶対値が耐久性試験装置によるものの方が半減している。これは、やはり真鍮製軸受ハウジングユニットの熱伝導質量効果の影響であろう。その意味において、アクリル製ハウジングを使用した軸受特性試験機によるものの方が、データの信憑性は高く、前報の実機による軸受温度上昇値との絶対値の一致もみられる。

次に、実機寿命にいちばん影響を与える500時間耐久性試験後の油消耗率の実験結果について述べる。この結果を表2にまとめて示す。この表の油消耗率からも前記の、PIN>HWB>TPLの順序は変わらず耐久性試験におけるPIN形状の優位性は揺るぎないものとなっている。このPIN動圧形状優位の要因として考えられるのは、油の移動の方向である。なぜなら油の移動の方向が唯一軸受内径面に向かっているのは、PIN形状だけであり、これはすなわち、油の軸受外への流失を防ぎ、さらにラジアル方向軸受への積極的な油の供給も同時に行えるからである。この作用により、PIN動圧形状は耐久性試験における優位性を確立しているものと判断できる。同様な論拠で、HB形状品の耐久性試験結果が、形状なし品と同等であることは、先に浮上量の項で述べた遠心力による油流失が、油消耗率大の原因であることは容易に推測できる。したがって耐久性試験のみに注目すれば、最終的に油の消耗、流出を抑え、軸受の長寿命化に貢献することが十分に期待できる最適動圧形状はPIN形状であるといえる。ここで、500時間耐久試験後の油消耗率の比較を表2に示す。PIN形状品は油消耗率で形状なし品の38%減を実現し、HWB形状品の15%減の値をはるかに上回っている(下側軸受:L, 上側軸受:Uで示す)。

5. 結 論

本研究では小形スピンドルモータ用の多孔質スラスト軸受の潤滑機構に関して、アキシアル荷重を受ける端面に空孔調整、および各種動圧形状を施すことにより、動圧流体潤滑理論の適用を試み、従来方式に対する潤滑特性の優位性を実験的に検証した。これらの実験結果より以下の点が明らかになった。

(1) スラスト端面に各種動圧形状を設けた場合、浮上性ではHB, HWBの両形状が低回転数(500rpm)においても、完全浮上状態を示す。

(2) 各種動圧形状の従来方式に対する優位性は、

総じて摩擦係数、温度上昇値でおのおの約1/4, 約1/2の低減効果を実現するという顕著なものであった。

(3) アキシアル荷重に対する動圧流体潤滑理論の適用は、軽負荷時(833mN)には完全流体潤滑状態を実現し、負荷面の浮上を確認できた。また、高負荷時(2.45N)には摩擦係数的には最小値を達成し、そのときの負荷容量は0.071MPaとなり潤滑特性に対する混合・境界潤滑状態の理論的優位性を裏づける実験結果となった。

(4) 軸受特性試験において回転数に対して、摩擦係数、温度上昇値および浮上量のすべての特性に、最も安定して高い評価を得られたのは、HWBとTPLであり、双方とも回転方向を規制されないという他者にはない優位性も同様に持っている。

(5) 軸受の長寿命化に対しても、この各種動圧形状は効果的であり(ただし、HBは除く)、なかでもPIN動圧形状品は群を抜いており、形状なし品に対して約40%の含浸油の消耗を軽減できる。

以上のような実験的検証がなされ、これは基礎理論的妥当性にも裏付けられる結果といえる。端面動圧形状の最適化としての結論は、HWB, TPLおよびPINのうちのいずれかに帰着するが、総合的判断からすれば、若干HWBに分があるといえる。

今後の課題としては、数値解析手法導入による実験結果との整合性の検証、およびセラミックなどのしゅう動特性の高い新素材適用の吟味等が考えられる。

最後に、本研究に対し貴重な御助言を賜った長岡技術科学大学助教授金子先生に対しお礼を申し上げる次第である。

文 献

- (1) 大塚 茂・藤中広泰・早川元造, 機論, **64**-618, C(1998), 645-652.
- (2) Morgan, V. T. and Cameron, A., *Proc. Conf. Lubrication Wear*, (1957), 151, London.
- (3) Cusano, C., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, **101**-1(1979), 38-47.
- (4) 金子 寛, 機論, **54**-505, C(1988), 2196-2203.
- (5) 金子 寛・大川泰弘, 機論, **58**-554, C(1992), 3056-3062.
- (6) 金子 寛・村上 宏・井 洋喜, 機論, **62**-595, C(1996), 1039-1046.
- (7) Beaver, G. S. and Joseph, D. D., *J. Fluid Mech.*, **30**-1(1967), 197-207.
- (8) 佐藤勇一・田村章義, 潤滑, **21**-8(1976), 504-510.
- (9) Muijderman, E. A., *Spiral Groove Bearings, Philips tech. Lib.* (1966), 59-116.
- (10) 十合晋一, 気体軸受(1984), 44-52, 共立出版(株).