磁気ディスクスピンドル用各種油潤滑スラスト軸受 に関する特性比較研究*

朱 加 生^{*1}, 小 野 京 右^{*2}

A Comparison Study on Performances of Four Types of Oil Lubricated Hydrodynamic Thrust Bearings for Hard Disk Drive Spindles

Jiasheng ZHU and Kyosuke ONO

In this paper, we numerically analyzed the static and dynamic performances of herringbone thrust bearing, step-pocket thrust bearing, taper-pocket thrust bearing and taper-flat thrust bearing. The optimal values of design parameters of each type of thrust bearing in terms of both maximum axial stiffness (k_{zz}) and maximum axial stiffness to friction torque (T) ratio (k_{zz}/T) and bearing performances in both cases are calculated. We compared their optimal performances in terms of application conditions for a hard disk spindle. It is found that step-pocket thrust bearing and taper-pocket thrust bearing are obviously superior to herringbone thrust bearing and taper-flat thrust bearing with respect to both maximum k_{zz} and maximum k_{zz}/T . We also found that the dams of thrust bearings with pockets play a great role in improving the bearing performances. It was made clear that taper-pocket thrust bearing and taper-flat thrust bearing have much larger maximum load capacity than pocket thrust bearing and herringbone thrust bearing.

Key Words: Hydrodynamic Bearing, Spindle, Design, Information Processing Equipment, Numerical Analysis, Thrust Bearing, Bearing Stiffness, Stiffness to Torque Ratio, Load Capacity

1. 緒 言

磁気ディスク装置は高密度化による大容量・小形化とともにデータ入出力の高速化のための高回転速度化が進んでいる。すでにトラック密度は16 000 TPIに上がり、スピンドルの回転速度は10 000 rpmに達しており、さらなる高トラック密度化と高回転速度化が要求されている。このためディスクスピンドルも、(1)アキシヤル、ラジアル方向の非再現性ランアウト(NRRO)の低減、(2)低騒音、(3)低電力消費、(4)耐衝撃・耐振動などの特性の向上が要求されている^{(1)~(3)}。従来、スピンドルには転がり軸受が用いられてきたが、転がり軸受は騒音、NRRO、耐衝撃性等の点で上記の要求を満足することが難しくなっている。このため装置サイズの小型化により、従来の転がり軸受に代わって流体動圧軸受が採用される可能性が強くなってきた⁽³⁾⁽⁴⁾。

作動流体は油と気体(空気)の2種類がある。気体軸受は漏れによるコンタミネーションの問題がないが、

剛性が小さく、極めて高い加工精度が要求されることから、現時点では実現性がとぼしい⁽³⁾。油軸受は剛性が高く、加工精度を満足しやすく、信頼性の高い密封技術が課題であったが、最近実機に採用されようとしている。

一般に油潤滑形の磁気ディスクスピンドルは対向する二つのスラスト軸受と上下二つのジャーナル軸受からなる。油潤滑ジャーナル軸受については、すでに著者らが各種軸受形式の諸特性を比較検討した⁽⁵⁾。一方、磁気ディスクスピンドル用スラスト軸受として、スパイルグループあるいはヘリングボーンスラスト軸受⁽⁶⁾⁽⁷⁾およびテーパ部の外側が囲まれたテーパ・フラット・逆テーパスラスト軸受⁽⁸⁾が研究開発されている。磁気ディスクスピンドル油潤滑スラスト軸受に対しては、高負荷容量、高剛性、高モーメント剛性、低摩擦トルクをもち、負圧力による外乱が起りにくい形状の油軸受を用いることが必要である⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。流体動圧スラスト軸受として上記2種類の軸受以外に、ステップ・ポケット軸受もある。また、上記テーパ・フラット・逆テーパ形の軸受においては、逆テーパ部で大きい負圧が発生し、油膜破断状態が変化しやすいので、これがNRRO増加の原因となる可能性がある。そこで、著者らは、この型の軸受の逆テーパをなくし、さ

* 原稿受付 1997年12月10日。

^{*1} 東京工業大学大学院(☎ 152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

^{*2} 正員、東京工業大学工学部。

らに内側にもランドを設けるポケット形式のテーパ・ポケットスラスト軸受を提案する。しかし、磁気ディスクスピンドルへの応用の観点から、これらの軸受の最適設計条件下の特性比較が行われていない。

そこで本論文では、磁気ディスクスピンドル用スラスト軸受として、ヘリングボーン軸受(HB)とともに、比較的負荷容量、剛性の高いステップ・ポケット軸受(SPB)、テーパ・ポケット軸受(TPB)およびジャーナル軸受として特性の優れたテーパ・フラット軸受(TFB)の4種類を対象として、これらの軸受の最適設計条件および最適設計条件下の諸特性を計算し、特性比較を行ったので、以下に報告する。

2. 記 号

b_0 : 円周方向ランド部の幅

b_1 : 円周方向溝部/ポケット部/テーパ部の幅

c_{ij} : モーメント減衰 ($i=x, y; j=x, y$) Nms/rad

c_{zz} : スラスト方向減衰 Ns/m

F_u : 軸受力(上) N

F_l : 軸受力(下) N

F : 両面軸受の負荷容量 N

h_0 : ランド部のすきま μm

h_1 : 溝部/ポケット部/テーパ・ランド境界の平均半径位置のすきま μm

k_{ij} : モーメント剛性 ($i=x, y; j=x, y$) Nm/rad

k_{zz} : スラスト方向剛性 N/m

L : 軸受の幅 mm

N : ヘリングボーン軸受の溝本数

P : 無次元油膜圧力 $P=(p-p_a)/p_a$

p : 油膜圧力

p_a : 周囲圧

r_i : 軸受の内半径

r_o : 軸受の外半径

r_m : 軸受の平均半径

T : 摩擦トルク Nm

U : スラスト軸受の線速度 m/s

W : 一面軸受の負荷容量 N

w : ポケットの半径方向の幅

w_i : ポケットの内側のランドの幅

w_o : ポケットの外側のランドの幅

β : ヘリングボーン軸受の溝角度 deg

θ_L : ヘリングボーン軸受のランド部の角度

θ_G : ヘリングボーン軸受の溝部の角度

μ : 油粘性 cp

ω : 回転速度 rpm

3. 解析モデルと数値解析

3.1 解析モデル 図1に各種軸受の形状と解析モデルおよび設計変数を示す。負圧力を生じさせないために、SPB, TPB, TFBは円周方向60°間隔に3°の幅で、半径方向に深さ80 μm の深い溝が加工してある。これらの溝は軸受面全体を独立な6部分に分割し、軸受の中に正圧力しか生じさせないためである。6分割軸受を選ぶのは、等方剛性でかつ側液を小さくするためである。ステップ・ポケット軸受とテーパ・ポケット軸受との違いは前者のポケットの底がフラットで、後者のポケットの底はテーパであることにある。ステップ・ポケットスラスト軸受、テーパ・ポケット軸受などのポケットのあるスラスト軸受はポケット両側のランドで加圧流体のサイドフローを防ぐダム構造をとっている。テーパ・ポケット軸受とテーパ・フラット軸受との違いはテーパ・ポケット軸受はこの

Fig. 1 Analytical models and design parameters of four types of thrust bearings

ダムのあることにある。サイドフローを防ぐにはダム部のランド幅は大きいほうがよいが、あまり大きいとくさび膜効果が小さくなるので、ランド幅には最適値がある。HBは溝角度のポンピング作用による圧力増加が期待できる。

3・2 数値解析法 各種軸受の静的な特性はダイバージェンス・フォーミュレーション(DF)法と差分法に基づき非圧縮性レイノルズ方程式を離散化し、数値解析を行った⁽¹²⁾。回転速度5000 prm以上では潤滑油の慣性力の影響が現れることは解析によりわかっているが、ここでは基本的な特性比較を目的としているので、慣性力の影響を無視して解析を行う。

図2に解析に使用した座標系を示す。滑らかな表面を持つ軸受あるいはジャーナルが回転すると仮定する。SPB, TPB, TFBの場合には、レイノルズ方程式は円柱座標系 $O-r\theta z$ で表し、一方、HBの場合には溝、ランドが曲線からなるので、図3のように軸受面上の内側($r_i \leq r \leq r_m$)では ξ 軸が溝に沿う境界適合曲線座標系 (η, ξ) 、外側($r_m \leq r \leq r_o$)では (η', ξ') を採用した。図4に極座標系 (r, θ) から曲線座標系 (η, ξ) へ変換した溝とランドの対を示す⁽¹³⁾。ここで、ヘリングボーン軸受の解析法の概略を述べる。

図3に示すように、軸受の内側($r_i \leq r \leq r_m$)では溝とランドの境界線は次式で表す。

$$\theta_1 = f(r) = \frac{\ln(r/r_i)}{\tan \beta} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\theta_2 = f(r) + \theta_L = \frac{\ln(r/r_i)}{\tan \beta} + \theta_L \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\theta_3 = f(r) + \theta_L + \theta_G = \frac{\ln(r/r_i)}{\tan \beta} + \frac{2\pi}{N} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、溝とランドとの境界曲線は螺旋線であり、 β は溝角度である。

極座標系から溝に沿った曲線座標系への変換関係式は⁽¹⁴⁾次式で表される。

$$\xi = r \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\eta = \theta - f(r) \quad \dots\dots\dots (5)$$

Fig. 2 Coordinate system

$$\frac{\partial}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial \xi} - \frac{1 + \ln(\xi/r_i)}{\tan \beta} \frac{\partial}{\partial \eta} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\frac{\partial}{r \partial \theta} = \frac{\partial}{\partial \eta} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 ξ 軸、 η 軸に直角な方向に流れる単位長さ当たりの質量流量をそれぞれ M_ξ 、 M_η とすると、 M_ξ 、 M_η は次のように表せる。

$$M_\xi = \rho \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \xi} + \frac{h^3}{12\mu} \frac{1 + \ln(\xi/r_i)}{\tan \beta} \frac{\partial p}{\partial \eta} \right) / \sqrt{\gamma} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$M_\eta = \rho \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{1 + \ln(\xi/r_i)}{\tan \beta} \frac{\partial p}{\partial \xi} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\tan^2 \beta + (1 + \ln(\xi/r_i))^2}{\tan^2 \beta} \frac{\partial p}{\partial \eta} + \omega r h \right) / \sqrt{\gamma} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、

$$\gamma = 1 + \frac{(1 + \ln(\xi/r_i))^2}{\tan^2 \beta} \quad \dots\dots\dots (10)$$

同じように外側では、 ξ' 軸、 η' 軸に直角な方向に流れる単位長さ当たりの質量流量をそれぞれ M'_{ξ} 、 M'_{η} とすると、 M'_{ξ} 、 M'_{η} は次のように与えられる。

$$M'_{\xi} = \rho \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \xi'} + \frac{h^3}{12\mu} \frac{1 + \ln(r_m^2/(\xi' r_i))}{\tan \beta} \frac{\partial p}{\partial \eta'} \right) / \sqrt{\gamma'} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$M'_{\eta} = \rho \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{1 - \ln(r_m^2/(\xi' r_i))}{\tan \beta} \frac{\partial p}{\partial \xi'} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\tan^2 \beta + (1 - \ln(r_m^2/(\xi' r_i)))^2}{\tan^2 \beta} \frac{\partial p}{\partial \eta'} + \omega r h \right) / \sqrt{\gamma'} \quad \dots\dots\dots (12)$$

Fig. 3 Geometry of herringbone thrust bearing in polar coordinate system

Fig. 4 Geometry of herringbone thrust bearing in curve coordinate system

Fig. 5 Mesh model

ここで,

$$\gamma' = 1 + \frac{(1 - \ln(r_m^2 / (\zeta' r_i)))^2}{\tan^2 \beta} \quad \dots\dots\dots (13)$$

数値計算では、図5のようにメッシュを分割する。

油の等温変化と完全粘性層流の仮定の下に、図5に破線で囲まれた領域ABCD内における質量保存則を意味するレイノルズ方程式を次のようにたてた。

$$\begin{aligned} & (M_\xi)_{i-(1/2),j-} \frac{\Delta \zeta_{j-1}}{2} + (M_\xi)_{i-(1/2),j+} \frac{\Delta \zeta_j}{2} \\ & - (M_\xi)_{i+(1/2),j-} \frac{\Delta \zeta_{j-1}}{2} - (M_\xi)_{i+(1/2),j+} \frac{\Delta \zeta_j}{2} \\ & + (M_\eta)_{i,j-(1/2)} \frac{\Delta \eta_{i-1}}{2} + (M_\eta)_{i,j+(1/2)} \frac{\Delta \eta_i}{2} \\ & - (M_\eta)_{i,j-(1/2)} \frac{\Delta \eta_{i-1}}{2} - (M_\eta)_{i,j+(1/2)} \frac{\Delta \eta_i}{2} \\ & = \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(h_{i-j-} \frac{\Delta \eta_{i-1} \Delta \zeta_{j-1}}{4} + h_{i-j+} \frac{\Delta \eta_i \Delta \zeta_{j-1}}{4} \right. \\ & \quad \left. + h_{i+j-} \frac{\Delta \eta_{i-1} \Delta \zeta_j}{4} + h_{i+j+} \frac{\Delta \eta_i \Delta \zeta_j}{4} \right) \quad \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

境界条件は軸受内・外側で大気圧力、円周方向に圧力の周期性条件を用いて、レイノルズ方程式を解いた。

ほかの3種類の軸受についても同様に (r, θ, z) 座標に関して質量保存則に相当するレイノルズ方程式をたてた。軸受のスラスト方向剛性、減衰およびモーメント剛性、モーメント減衰は摂動法によって求めた。軸受すきまの傾きに対する摂動を行う際に回転中心線は図1に示すようにそれぞれ x, y 軸とした。数値計算の手法は前報⁽⁵⁾に述べてあるので、ここでは省略する。

4. 軸受の最適設計

4.1 最適設計指標 油軸受はNRRO, 騒音, 耐衝撃性の性能に優れているが、転がり軸受に比べて剛性が小さく、不釣合い振動が大きくなるという欠点がある。また、粘性摩擦トルクが大きいため、消費電力および発熱による温度上昇が問題となる。スラスト軸受としてはスラスト方向の負荷容量と剛性、モーメント剛性が大きく、摩擦トルクが小さいことが望まし

い⁽⁴⁾⁽⁷⁾⁽⁹⁾。本論文ではスラスト方向剛性およびスラスト方向剛性・トルク比をそれぞれ最大にすることを目標として、図1に示す各種軸受の設計変数を最適化する。剛性・摩擦トルク比はスラスト方向剛性とエネルギー消費とのバランスをとることを意味する指標である。

4.2 前提条件と最適計算例 軸受の最適化設計計算に際して、HBの溝本数は12本で、SPB, TPBおよびTFBは6パッドとした。軸受の直径, 幅, すきまは機構および加工条件により決まるが、各種軸受性能を比較するために、これらの寸法, 回転速度および油粘性係数を共通とする。具体的には、軸受外半径 $r_o = 4.025$ mm, 内半径 $r_i = 2.8$ mm, 最小すきま $h_0 = 9.0$ μ m, 回転速度 $\omega = 10\,000$ rpm, 油粘性係数 $\mu = 8.33 \times 10^{-3}$ Pa·sとした。SPB, TPB, TFBは分離溝の円周方向の幅を同じく 3° とし、3等分割した。四種類の軸受とも全体として円周方向に96分割し、半径方向に20不等分割した。HBでは溝と丘部を円周方向にそれぞれ4等分割した。

ここで、SPBを例にとりて、軸受の最適値近傍の軸受特性を示す。

SPBの設計変数はポケット部とランド部のすきま比 h_1/h_0 、円周方向のランド部とポケット部の幅比 b_1/b_0 、半径方向のポケット部と軸受全体の幅比 w/L および内側と外側のランド比 w_i/w_o である。数値解析では、1パッドに対して、円周方向にポケット部、フラット部および分離溝をそれぞれ7, 6, 3等分割した。半径方向にポケット部, 内側フラット部および外側ランド部をそれぞれ14, 3, 3等分割した。図6(a), (b)はそれぞれ b_1/b_0 をパラメータとし、 w/L と w_i/w_o を最適値に固定し、 h_1/h_0 の変化に対する k_{zz} および k_{zz}/T の変化を示す。図6(a)から、 $h_1/h_0 = 2.76$, $b_1/b_0 = 5.90$, $w/L = 0.66$, $w_i/w_o = 1.26$ のとき、 k_{zz} が最大となることがわかる。また図6(b)から、 $h_1/h_0 = 3.26$, $b_1/b_0 = 15.07$, $w/L = 0.80$, $w_i/w_o = 1.48$ のとき、 k_{zz}/T が最大となることがわかる。図6(c), (d)および(e), (f)はそれぞれ k_{zz} と k_{zz}/T を最大とする w/L , w_i/w_o の最適値近傍の特性である。これらの図から、各設計変数が k_{zz} と k_{zz}/T に対する b_1/b_0 , w_i/w_o の変化の影響は極めて小さく、 h_1/h_0 , w/L に対してもそれぞれの10%の変動に対して、最大値からのずれは3%以下であることがわかる。

TPBの設計変数は b_0/b_0 , w/L , w_i/w_o 三つの設計変数がSPB軸受と同じである。ただし、SPBの溝・丘すきま比 h_1/h_0 のかわりに、平均半径位置の h_1/h_0 の値に相当するテーパの傾きが設計変数となる。

(a) k_{zz} vs. h_1/h_0 for various values of b_1/b_0 (b) k_{zz}/T vs. h_1/h_0 for various values of b_1/b_0 (c) k_{zz} vs. h_1/h_0 for various values of w/L (d) k_{zz}/T vs. h_1/h_0 for various values of w/L (e) k_{zz} vs. h_1/h_0 for various values of w_1/w_0 (f) k_{zz}/T vs. h_1/h_0 for various values of w_1/w_0

Fig. 6 Optimal design of a step-pocket thrust bearing

HB では溝折り返し半径と内径との比 r_m/r_i 、溝と丘の長さ比 b_1/b_0 、溝・丘に対応するすきま比 h_1/h_0 および溝角度 β を設計変数とする。一方、TFB の設計変数はテーパ部とフラット部の幅比 b_1/b_0 と平均半径位置の h_1/h_0 の値に相当するテーパの傾きと二つである。

5. 各種軸受の特性比較

5・1 最適設計時の各種軸受の特性比較 表 1 に各種軸受のスラスト方向剛性を最大にする最適設計変数の値および最適設計時における軸受の負荷容量、剛性、減衰、モーメント剛性、モーメント減衰、トルクおよび剛性・トルク比を示し、また、スラスト方向剛性・トルク比を最大にする最適設計変数の値と軸受の諸特性の値を * 印で示す。

スラスト方向剛性 k_{zz} 最大の観点から評価すると、SPB 軸受が最もよいが、TPB もほとんど同じ値で、次に HB、TFB という順番である。SPB、TPB は HB と比べ、負荷容量 W 、スラスト方向剛性 k_{zz} とともに約 1.4 倍大きな値となっている。スラスト方向剛性・トルク比 k_{zz}/T 最大の観点から評価すると、同じ順位で、SPB、TPB は HB と比べ、負荷容量、剛性とも同じく 1.4 倍ぐらい優れている。

各種類の軸受とも、 k_{zz}/T 最大条件下でのスラスト方向剛性 k_{zz} は k_{zz} 最大条件のときの値に対してわずかに低下し、摩擦トルクがより大幅に下がる傾向をもっている。 k_{zz}/T 最大条件下で比較すると、スラスト方向剛性 k_{zz} の観点からは、TPB、SPB、HB、TFB という順番で、TPB、SPB が HB の約 1.4 倍高い。摩擦トルク T の観点からは TFB、SPB、TPB、HB という順番であるが、SPB、TPB、HB の差は 10% 程度である。一方、スラスト方向減衰 c_{zz} からみると、HB、TPB、SPB、TFB という順番になるが、HB、TPB、SPB の差は 10% 以下である。また、モーメント剛性 k_{xx} からみると、TPB、SPB、HB、TFB の順番になり、TPB、SPB が HB に対して 10% 強大きい。以上からたいがい SPB、TPB がほぼ同様に HB より優れた軸受であるといえる。以下では表 1 の負荷容量、剛性値の相違の原因を圧力分布を比較することにより考察し、次に、表 1 に現れていない最大負荷容量について比較考察する。

5・2 各種軸受の圧力分布とダム効果 流体動圧軸受の静的圧力分布は軸受の重要な性能指標である。軸受の負荷容量、剛性を高めるには正圧のみの高い圧力分布を得ることが重要である。特に、軸受から外乱を生じさせないためには負圧を除去することが重要で

Table 1 Optimal values of design parameters and performances of bearings under optimal design condition

Common	Inner radius: $r_i = 2.80$ mm, Outer radius: $r_o = 4.205$ mm, Rotational speed: $\omega = 10,000$ rpm, Condition Lubricant viscosity: $\mu = 8.33 \times 10^{-3}$ Pa·s, Bearing clearance: $h_0 = 9.0$ μ m				
	Step-pocket thrust bearing (6 pads)	Taper-pocket thrust bearing (6 pads)	Herringbone thrust bearing (12 grooves)	Taper-flat thrust bearing (6 pads)	Unit
W	2.11	2.18	1.41	1.13	N
$*W$	1.86	2.10	1.35	1.11	N
k_{zz}	5.74×10^5	5.57×10^5	3.87×10^5	2.76×10^5	N/m
$*k_{zz}$	5.09×10^5	5.19×10^5	3.63×10^5	2.49×10^5	N/m
k_{xx}	3.39	3.37	2.86	1.63	Nm/rad
k_{xy}	1.04	0.84	0.99	0.68	Nm/rad
$*k_{xx}$	3.01	3.17	2.71	1.48	Nm/rad
$*k_{xy}$	0.87	0.67	0.36	0.39	Nm/rad
c_{zz}	2.32×10^2	2.21×10^2	2.03×10^2	2.06×10^2	Ns/m
$*c_{zz}$	1.51×10^2	1.61×10^2	1.67×10^2	1.11×10^1	Ns/m
c_{xx}	1.39×10^{-3}	1.34×10^{-3}	1.10×10^{-3}	1.25×10^{-3}	Nms/rad
c_{xy}	7.72×10^{-5}	7.51×10^{-5}	4.62×10^{-4}	5.10×10^{-5}	Nms/rad
$*c_{xx}$	8.97×10^{-4}	9.67×10^{-4}	7.84×10^{-4}	6.71×10^{-4}	Nms/rad
$*c_{xy}$	5.75×10^{-5}	5.97×10^{-5}	5.30×10^{-4}	2.59×10^{-5}	Nms/rad
T	2.68×10^{-4}	2.72×10^{-4}	2.78×10^{-4}	2.63×10^{-4}	Nm
$*T$	2.20×10^{-4}	2.40×10^{-4}	2.48×10^{-4}	2.13×10^{-4}	Nm
k_{zz}/T	2.14×10^9	2.05×10^9	1.39×10^9	1.05×10^9	$1/m$
$*k_{zz}/T$	2.32×10^9	2.16×10^9	1.46×10^9	1.17×10^9	$1/m$
b_1/b_0	5.90	6.44	1.07	5.44	
h_1/h_0	2.76	3.32	2.48	2.64	
w/L	0.66	0.72			
w_i/w_o	1.26	1.20			
r_m/r_i			1.26		
β			20.2°		
$*b_1/b_0$	15.07	11.17	1.30	5.94	
$*h_1/h_0$	3.26	3.84	2.91	3.30	
$*w/L$	0.80	0.82			
$*w_i/w_o$	1.48	1.46			
$*r_m/r_i$			1.27		
$*\beta$			14.8°		

The symbol * stands for maximum k_{zz}/T condition.

ある。図7に各種軸受のスラスト方向剛性 k_{zz} 最大条件下での圧力分布を示す。図8(a)はそれぞれ各軸受の平均半径位置の円周方向の圧力分布で、図8(b)はステップの境界線〔図7(a), (b)の最大圧力の綾〕, あるいはテーパとフラットとの境界線に沿った半径方

向の圧力分布である。図7, 8には、無次元圧力が $P = (p - p_a)/p_a$ と定義される。

図7の中に示す最大圧力値から見ると、SPBは一番大きく、次はTPB, HB, TFBという順番となる。図7の中に示した最小負圧力から見ると、TFBは一

Fig. 7 Pressure distribution of bearings

番小さく、SPB と TPB は同じで、HB は一番大きい。SPB, TPB, TFB では各パッド間の分離溝深さを $80\ \mu\text{m}$ にして、逆ステップの領域に生じる負圧発生を防いでいる。溝深さをさらに大きくすると、この負圧はさらに小さくなる。HB では軸受の内・外周縁近傍の溝部に負圧が生じる。これは縁近傍ではポンピング効果が小さく、これを除去することはできないため、多少の外乱要因になる恐れがある。また図 7 および 8 からわかるように、最大圧力は SPB のほうが大きいけれども、TPB のほうが圧力山が円周方向になだらかである。

図 8 (b) から SPB のポケット内の圧力は両側のダム部の抵抗により半径方向にほぼ一様に維持されていることがわかる。TFB は両側にダムがないので、側流のため中央部の圧力が低下する。これに対して、両側にダムとなるランド領域を設けて、テーパ・ポケット構造をとることによって、側流を防ぎ、圧力を高く維持できることが図 7 (c) と (d) との比較および図 8 (b) の圧力分布からわかる。図 8 (b) において TPB のステップ境界線上の半径方向の圧力が SPB より小さくなるのはテーパ部とフラット部との境界線近傍では、ダム効果がなくなり、TFB の性能に近くなってしまったためである。

5.3 両面スラスト軸受の負荷容量比較

磁気ディスクスピンドルでは、剛性を高めるために二つのスラスト軸受を用いて、図 9 に示すように上下両面からロータを支持する。このとき、ロータは下面の軸受から

(a) pressure on circumferences of forming radius (HB) or mean radius (SPB, TPB, TFB)

(b) pressure on boundary lines of land/step (HB, SPB) or taper/flat (TPB, TFB)

Fig. 8 Pressure distribution in circumferential and radial directions

(a) Stationary state

(b) Rotating state

Fig. 9 Configuration of double-sided thrust bearing

ら F_l の下向きの力を受け、上面の軸受から F_u の上向きの力を受けるので、ロータに作用する合力、すなわち負荷容量は $F = F_u - F_l$ となる。よって、図 9 (b) のように上側の軸受部のロータ浮上量を h_f とし、上面軸受力を $F_u(h_f)$ とすれば、 $F_l = F_u(2h_0 - h_f)$ で、 $F = F_u(h_f) - F_u(2h_0 - h_f)$ となる。また軸受剛性は $k_{zz} = \frac{\partial F}{\partial h_f} = \frac{\partial F_u}{\partial h_f} \Big|_{h_f} + \frac{\partial F_u}{\partial h_f} \Big|_{2h_0 - h_f}$ となる。表 1 に示す剛性は軸受一面の値なので、 $9\ \mu\text{m}$ のすきまで両面から

Fig. 10 Bearing's loading capacity vs. rotor's floating height

支持すれば剛性は2倍となる。

スピンドルでは、大きい衝撃を受けたときの負荷容量も重要である。そこで、図10において各種軸受が両側すきま $2h_0=18\mu\text{m}$ で支持したロータの浮上量 h_f と負荷容量 $F=F_u(h_f)-F_u(2h_0-h_f)$ の関係を示す。HB, SPBの負荷容量とすきまとの関係は全すきま領域でほとんど線形となっており、HB, SPBの $h_f=0.1\mu\text{m}$ での負荷容量表1に示した $9\mu\text{m}$ で最適化した値を用いた。HB, SPBの負荷容量とすきまとの関係は全すきま領域でほとんど線形となっており、HB, SPBの $h_f=0.1\mu\text{m}$ での負荷容量はそれぞれ約14N, 18Nしかない。一方、TPB, TFBは浮上すきまが小さくなると、急激に負荷容量が増大し、それぞれ $h_f=0.1\mu\text{m}$ での負荷容量は80N, 103Nとなっている。 $9\mu\text{m}$ で最適化したHB, SPBの場合、浮上すきまに応じて溝深さ、ポケット深さを最適化すれば浮上すきまを小さくするにつれ負荷容量が増大できるが、溝深さ、ポケット深さが一定なので、軸受すきまが零となっても負荷容量はあまり大きくならないのである。一方、TPB, TFBの場合には、浮上すきまが小さくなるにつれくさび膜効果を有する狭まりすきまも小さくなるので、SPB, HBに比べて、負荷容量の増加が大きくなるのである。この効果はTFBの方がTPBより顕著である。これからTPBはTFBの長所とSPBの長所を取入れた軸受形式と見なすことができる。図10から、 $h_f=0.1\mu\text{m}$ におけるTPBおよびTFBの負荷容量はHB, SPBの負荷容量よりそれぞれ約4倍および約5倍大きく、TPBおよびTFBは耐衝撃性、極限耐久性に優れていることがわかる。

6. 結 論

本論文では、磁気ディスクスピンドル用スラスト油

軸受として、ヘリングボーン軸受、負圧力を低減したステップ・ポケット軸受、テーパ・ポケット軸受およびテーパ・フラット軸受の設計変数を内半径2.8mm, 外半径4.205mm, すきま $9\mu\text{m}$ でそれぞれスラスト方向剛性最大とスラスト方向剛性・トルク比最大を指標として最適化し、最適設計条件における軸受の性能比較を行った。得られたおもな結果を以下に記す。

(1) 最適条件下のスラスト方向剛性およびスラスト方向剛性・トルク比はヘリングボーン軸受に比べ、ステップ・ポケット軸受、テーパ・ポケット軸受の方が約1.4倍大きい。ポケット両側のダムは側流を防止する効果がある。

(2) テーパ・フラット軸受のすきまが零近傍の負荷容量はステップ構造に基づくステップ・ポケット軸受、ヘリングボーン軸受にくらべ約4倍大きい。

(3) テーパ・ポケット軸受はステップ・ポケット軸受の特長とテーパ・フラット軸受の特長を取り入れた軸受形式であり、スラスト方向剛性、スラスト方向剛性・トルク比、すきまが零近傍の負荷容量、耐衝撃性、極限耐久性に優れている。

最後に、本研究を御支援いただいている日本電産(株)の市山儀和氏に深謝する。

文 献

- (1) C. -P. Roger Ku, *Trans. ASME, J. Tribol.*, **118**-2(1996), 402-406.
- (2) Liebler, Kenneth, A. *Data Storage*, (1995), 37-40.
- (3) 高巢周平, *メカトロニクス* (1993), 299.
- (4) Swann, A. C., Harrison, J. C. and Talke, F. E., *IEEE Trans. Magnetics*, **32**-3, (1996), 1727-1732.
- (5) 小野京右・朱加生, *機論*, **60**-622, C(1998), 2205-2211.
- (6) Zang, Y. and Hatch, M. R., *ASME ISPS-1995*, Vol. 1 (1995), 71-79.
- (7) Rahman, M. and Leuthold, H., *IMCSD Proc.*, (1996) 103-112.
- (8) Yoshida, S., ほか1名, *IEEE Trans. Magnetics*, **32**-3(1996), 1721-1726.
- (9) C. -P. Roger Ku, *IEEE Trans. Magnetics*, **32**-3(1996), 1727-1732.
- (10) Leuthold, H. and Murthy, S., *IMCSD Proc.*, (1996), 93-101.
- (11) N. Abdul-Wahed, and Nicolas, D., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, Vol. 104(1982), 67-75.
- (12) Castelli, V. and Pirvics, J., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, (1968), 777-792.
- (13) James, D. D. and Potter A. F., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, (1967), 439-444.
- (14) Kawabata, N., *JSME, Int. J.*, Ser. III, **31**-1(1988), 107-113.