静圧空気スピンドルの軸回転精度に関する研究*

—スラストカラーの直角度誤差の影響—

安東 宏哉** 吉本 成香*** 宮武 正明*** 小川 毅†

Study on Rotational Accuracy of a Spindle supported by Aerostatic Bearings
— Effect of the Squareness Error of a Thrust Collar —

Hiroya ANDO, Shigeka YOSHIMOTO, Masaaki MIYATAKE and Tsuyoshi OGAWA

In actual aerostatic spindles, it is said that manufacturing the squareness of a thrust collar within the accuracy of $1\ \mu\text{m}$ is very difficult. Furthermore, it is naturally considered that the squareness error of the thrust collar affects the rotational accuracy of aerostatic spindles. Therefore, in this paper the rotational accuracy of an aerostatic spindle with the squareness error of a thrust collar is numerically investigated. In addition, the effects of the axial bearing stiffness on rotational accuracy of a spindle are discussed by treating two types of aerostatic thrust bearings with different. The spindle locus was obtained by using Non-Linear Orbit Method in which the Reynolds equation and the equation of motion of a spindle were simultaneously solved. It was found that the squareness error of the thrust collar greatly affects both radial and axial displacements of the spindle at speeds.

Key words: aerostatic bearing, spindle, rotational accuracy, squareness error, thrust collar, non-linear orbit method

1. 緒 言

近年、小型情報機器や光学部品の微細化、高精度化がすすむに伴い、それらを加工する超精密加工機には、さらなる高精度化および高速化がますます求められるようになってきた。現在、これらの加工機の多くには、静圧空気軸受が使用されているが、この種の高精度スピンドルでは、軸受剛性の向上のために軸受すきまを $5\sim 10\ \mu\text{m}$ 程度と小さく設計するのが一般的である。ところが、軸受すきまを小さくすることにより、軸受やスピンドルの各部の形状誤差が回転精度に及ぼす影響を無視できなくなってきた。静圧空気軸受における形状誤差が回転精度に及ぼす影響については、矢部らが、スラスト軸受やジャーナル軸受について、軸端直角度や給気孔直径、回転軸の真円度などの誤差について詳細な検討を行っている^{1)~3)}。しかしこれらの報告は、スラスト軸受のみ、あるいはジャーナル軸受のみで支持された回転軸を扱っているため、スラスト軸受では、軸方向変位のみ、ジャーナル軸受では、軸の並進変位のみを求めている。しかし実際の回転軸は、スラスト軸受およびジャーナル軸受の両者によって支持されており、各部形状誤差は、回転軸の軸方向変位、並進変位および角変位に影響を及ぼすことが考えられる。よってこのような変位に対する形状誤差の影響を明らかにしておくことは、実用上、きわめて重要と考える。

そこで本論文では、静圧空気軸受を用いた実際の高精度スピンドルを想定し、スラスト軸受およびジャーナル軸受によって支持された回転軸の形状誤差が、回転軸の軸方向変位、半径方向並進変位および角変位に及ぼす影響を取り扱うこととする。本論文で取り扱う回転軸の形状誤差としては、比較的、高精度な加工が難しいと言われるスラストカラーの直角度誤差に着目し、その影響について数値的な検討を行った。数値計算では、軸の運動方程式を考慮することにより、軸回転時の動的な運動

誤差について検討を行った。なお本論文では、回転軸は水平に設置されていると仮定した。これらの結果より、スラストカラーの直角度誤差の回転軸の運動誤差への影響を数値的に示すとともに、それらを検討することにより静圧空気軸受を用いた高精度スピンドルを製作するうえでの設計指針を得ることを目的とした。

2. 記 号

b_n : 給気孔間幅 ($n=1,4$)
 c : 軸受平均すきま c_{ei} : 直角度誤差($i=1,2$)
 $c_{ei} = c_{e1} + c_{e2}$ d_0 : 軸直径 $= (2r_0)$
 d_1 : スラストカラー外周直径 $= (2r_1)$
 d_2 : スラスト軸受における給気孔位置直径
 d_3 : 工作物取り付け部外径 $= (2r_3)$
 d_4 : 給気孔直径
 e : 軸の偏心量 e' : 軸の傾き量
 e_z : 軸中心の軸方向変位 e_{z0} : 軸中心の軸方向平均位置
 h : 軸受すきま H : 無次元軸受すきま $= h/c$
 I_p, I_t : 極慣性モーメントおよび慣性モーメント
 l_n : 軸受幅あるいは距離 ($n=1,4$)
 m : スピンドル質量
 p : 圧力 P : 無次元圧力 $= p/p_0$
 p_0 : 周囲圧力 p_s : 給気圧力
 r, r_n : 半径方向座標および各部の半径 (図1参照, $n=0,3$)
 R : 無次元半径 $= r/r_0$
 s, s_g, s_n : 各部の長さ (図1参照, $n=1,4$)
 t : 時間
 x, y : x, y 方向座標および変位
 z : 軸方向座標および軸方向変位
 α : 傾斜角
 β_d : カラー両面の最大直角度誤差位置のなす角度
 β_s : 最大直角度誤差位置と x 軸とのなす角度
 ε : 偏心率 $= e/c_f (0 < \varepsilon < 1)$ ε' : 傾斜率 $= e'/c_f (0 < \varepsilon' < 2)$
 ϕ : 偏心角

* 原稿受付 平成 20 年 12 月 8 日

** 学生会員 東京理科大学大学院 (東京都千代田区九段北 1-14-6)

*** 正 会 員 東京理科大学 (東京都千代田区九段北 1-14-6)

† 東洋精機工業 (株) (長野県茅野市宮川 2715)

$\varphi, \varphi_x, \varphi_y$: 角変位および x 軸, y 軸周りの角変位

Λ : ペアリング数 $= (6\mu\omega r_0^2/p_0h^2)$

μ : 空気粘性係数

θ : 円周方向座標

σ : スクイズ数 $= (12\mu\omega r_0^2/p_0h^2)$

τ : 無次元時間 $= \omega t$

ω : 軸の回転角速度

添字

J : ジャーナル軸受

T : スラスト軸受

$i=1,2$: スラスト軸受 1, 2

3. 軸および軸受の構造

図 1 に、本研究で扱う静圧空気軸受を用いた高精度スピンドルの概略図⁴⁾を示す。軸は水平に置かれ、4 個の二列円周溝付き静圧空気ジャーナル軸受によって支持されている。加工物は、軸の先端部に真空チャックにより取り付けられる。ジャーナル軸受には、円周方向に等間隔で 8 個の給気孔が設けてあり、給気孔直径は 0.3mm、軸受すきまは 10 μ m、円周溝深さ 10 μ m、溝幅 0.5mm となっている。スラスト軸受は、スピンドルに設けられたスラストカラーを挟み込む構造で、2 個設けられている。本研究では、スラストカラーの直角度誤差が回転精度に及ぼす影響を調べるために、図 2 に示すような 2 種類のスラスト軸受 (Type 1 および Type 2) について検討する。Type 1 では、8 個の自成形り形給気孔が設けられており、給気孔直径は 0.3mm、軸受すきまは 5 μ m となっている。Type 2 の軸受には、さらに溝幅 0.5mm、溝深さ 10 μ m の円周溝が設けられている。また図に示すように、スラストカラー両面には、軸中心とカラー外周部において、 $c_e(i=1,2)$ の大きさの最大直角度誤差がそれぞれ存在する。 β_d は直角度誤差 c_{e1} , c_{e2} が最大となる位置の角度差を示し、 $\beta_d=0$ は、スラスト軸受 1 では軸受すきまが最大、軸受 2 では最小となる角度位置が一致することを意味している。

Fig.1 Spindle structure used in calculations

Fig.2 Geometrical configuration of two types of thrust bearings with squareness error for $\beta_x=\pi/2$ and $\beta_d=0$

4. 数値計算法

本計算に使用する軸および軸受の各諸元を表 1 に、それら各部記号と座標系を図 3 (a), (b) に示す。また図 1, 図 3 (a) に示すように、計算では、軸受の左端部位置を Point A, 軸の重心位置を Point B, 軸受の右端部位置を Point C とした。さらに、軸受左端部位置での x, y 方向の軸外周端を Point X_A , Point Y_A とし、スラストカラー部分の外周部を Point X_T , Point Y_T とした。軸の位置および姿勢を決定するためには、図 3 (a) に示すように、 $x, y, \varphi_x, \varphi_y, z$ の 5 変数を決定する必要があるが、これは、軸が傾いた場合における軸受すきまを決定することと同じ問題となる。したがって、半径方向力およびモーメントを受ける回転軸の軸受すきまは、図 3 (b) に示すような 4 変数 e, e', α, ϕ および e_z を用いて表すことができる^{5,6)}。よってスラストカラーの最大直角度誤差 c_{ei} およびそれらのなす角度差 β_d を用いると、各部の軸受すきま h_i, h_{Ti} は以下の式で与えられる。

ジャーナル軸受の軸受すきまは、

$$h_j = c_j + e \cos(\theta - \phi) + e' z \cos(\theta - \phi - \alpha) \quad (1)$$

スラスト軸受 1, 2 の軸受すきまは、

$$\begin{aligned} h_{T1} &= c_T + r\varphi \cos(\theta - \phi - \alpha) + c_{e1} \cos(\theta + \omega t) + e_z \\ h_{T2} &= c_T - r\varphi \cos(\theta - \phi - \alpha) - c_{e2} \cos(\theta - \beta_d + \omega t) - e_z \end{aligned} \quad (2)$$

となる。ここで、 $\varphi = e'/s$

これらの軸受すきまの式(1),(2)を無次元化し、以下に示す無次元レイノルズ方程式に代入し、軸受すきま内の圧力分布を求める。

ジャーナル軸受の場合

$$\frac{\partial}{\partial Z} \left(P_j H_j^3 \frac{\partial P_j}{\partial Z} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_j H_j^3 \frac{\partial P_j}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial P_j H_j}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial P_j H_j}{\partial \tau} \quad (3)$$

スラスト軸受の場合

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R P_n H_n^3 \frac{\partial P_n}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_n H_n^3 \frac{\partial P_n}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial P_n H_n}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial P_n H_n}{\partial \tau} \quad (i=1,2) \quad (4)$$

数値計算では、式(3), 式(4)を、差分法を用いて離散値化し、流

Table 1 Principal dimensions of an aerostatic spindle treated in this paper

Average bearing clearance of journal bearings			$c_j=10 \mu\text{m}$
Average bearing clearance of thrust bearings			$c_T=5 \mu\text{m}$
Diameter of journal bearings			$d_0=50 \text{ mm}$
Outer diameter of thrust bearings			$d_1=90 \text{ mm}$
Diameter at feeding holes in thrust bearings			$d_2=70 \text{ mm}$
Diameter at the left end of a shaft			$d_3=60 \text{ mm}$
Bearing 1	$l_1=30 \text{ mm}$	$b_1=20 \text{ mm}$	$s_1=15 \text{ mm}$
Bearing 2	$l_2=30 \text{ mm}$	$b_2=20 \text{ mm}$	$s_2=77 \text{ mm}$
Bearing 3	$l_3=30 \text{ mm}$	$b_3=20 \text{ mm}$	$s_3=110 \text{ mm}$
Bearing 4	$l_4=25 \text{ mm}$	$b_4=11 \text{ mm}$	$s_4=151 \text{ mm}$
$s_g=50 \text{ mm}$			$s=163 \text{ mm}$
Supply pressure			$p_s=0.5 \text{ MPa}$
Viscosity of air (20°C)			$1.82 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Mass of Spindle			3.8 kg
Moment of inertia			$I_t=16.7 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Polar moment of inertia			$I_p=1.46 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Thrust collar squareness error			$c_e=0.1 \mu\text{m}$
Diameter of feeding holes			$d_s=0.2 \text{ mm}$
Coefficient of discharge			$C_d=0.8$

量の連続条件, 境界条件を考慮しすきま内圧力を求めた。つぎに, 軸は回転方向を除く 5 方向に変位するが, それらの運動方程式は, 下記のように与えられる。

$$m\ddot{x} = F_x = \sum_j \iint P_j (-\cos\theta) d\theta dZ \quad (j=1, 4)$$

$$m\ddot{y} + mg = F_y = \sum_j \iint P_j (-\sin\theta) d\theta dZ$$

$$I_t \ddot{\phi}_x + I_p \omega \dot{\phi}_y = M_x$$

$$= \sum_j \iint P_j (\sin\theta) Z d\theta dZ + \iint (P_{T1} - P_{T2}) (\sin\theta) R dR d\theta \quad (5)$$

$$I_t \ddot{\phi}_y - I_p \omega \dot{\phi}_x = M_y$$

$$= \sum_j \iint P_j (-\cos\theta) Z d\theta dZ + \iint (P_{T1} - P_{T2}) (-\cos\theta) R dR d\theta$$

$$m\ddot{z} = F_z = \iint (P_{T1} - P_{T2}) R d\theta dZ$$

軸回転時の軸の位置およびその姿勢は, 式(3), (4), (5)を同時に解く非線形軌道法⁷⁾を用いることで求めることができる。その計算手順を下記に示す。

- 1). 5 つの変数 $\varepsilon, \varepsilon', \phi, \alpha, e_z$ に対して初期値を与え, レイノルズ方程式(3), (4)から圧力を求める。
- 2). 式(5)に示した運動方程式に, 求めた圧力を代入し, Runge-Kutta 法を用いて次の時間ステップにおける軸心位置および角変位 $x, y, z, \phi, \phi', \alpha, e_z$ を計算し, $\varepsilon, \varepsilon', \phi, \alpha, e_z$ を算出する。
- 3). Crank-Nicholson 法を用いて, 2)で得られた $\varepsilon, \varepsilon', \phi, \alpha, e_z$ を用いて新たな軸心位置に対する圧力を求める。
- 4). 軸心軌跡がある一定値に収束するまで 2), 3) の計算を繰り返し行う。

なお, 本手法における圧力の収束判定値は, $|(p^{[n+1]} - p^{[n]})/p^{[n]}| < 10^{-8}$ (n : 繰り返し数)とし, 時間刻み Δt は, 1×10^{-5} [s]とした。

5. 計算結果

5.1 スラスト軸受およびジャーナル軸受の静剛性

図 4 に, 本論文の計算に用いたジャーナル軸受および 2 種類のスラスト軸受のそれぞれの個数分の総和の静剛性を, 軸回転数を変化させて示した。これらの静剛性は, いずれも無負荷状態において軸が半径方向あるいは軸方向に平行に変位した場合の値である。図から明らかなように, 軸回転がない場合, 円周溝を持つ Type 2 のスラスト軸受の軸方向剛性は, Type 1 のスラスト軸受の 7 倍程度の値となっており, またジャーナル軸受の半径方向剛性に比べても 1.5 倍程度の大きな値を持っている。また軸を回転させることにより各静剛性は増加するが, Type 1 のスラスト軸受における静剛性の増加がもっとも著しい。円周溝を持つ Type 2 のスラスト軸受およびジャーナル軸受では, その増加率は, この図の範囲ではあまり大きくない。

図 5 には, 2 種類のスラスト軸受の給気孔位置における軸受すきま内圧力分布を示す。回転数は, 1,000rpm および 10,000 rpm となっている。軸を回転させることにより, 給気孔間での圧力増加が見られるが, 特に, Type 1 のスラスト軸受 (以下, Type 1 の軸受と呼ぶ) でその増加の割合が大きい。これは, 軸回転による円周方向流れのために, 給気孔から流出した空気が軸受端に至るまでの流路が長くなることにより, 圧力が増加するものと考えられる。この圧力増加により, 図 4 に示すような回転に伴う剛性上昇が現れるものと思われる。

5.2 軸回転に伴う各方向への軸変位量

図 6(a)~(c)に, Type 1 のスラスト軸受に支持された回転軸 (以下, Type 1 の回転軸と呼ぶ) における各方向の変位量を示す。軸回転数は, 1,000 rpm である。図 6(a)には, スラスト軸

(a). Coordinate system pertaining to equation of motion

(b). Coordinate system and symbols associated with bearing clearance
Fig.3 Symbols and coordinate system

Fig. 4 Comparison of static stiffness between journal and two types of thrust bearings at speeds

Fig. 5 Pressure distributions in the bearing clearance of Type 1 and Type 2 thrust bearings at speeds.

受 1 の外周位置 X_T と Y_T (図 3 (a)参照) における軸受すきまの変化を示す。図中の β_x は, 軸受 1 の直角度誤差 c_{e1} が最大 (スラスト軸受 1 では, 軸受すきまが最大) となる角度位置と x 軸とのなす角度を示しており, $\beta_x=0$ は, 最大角度位置が x 軸と一致していることを示す。したがって軸の 1 回転は, 図中の $\beta_x=0 \sim 2\pi$ に相当する。このようなスラストカラーの直角度誤差によって, 水平に設置された回転軸には, 図 6 (b), (c)に示すような各方向の変位を生じる。図 6(b)には, 点 B における軸の x, y 方向並進変位を, 図 6 (c)には, x 軸まわり, および y 軸まわりの角変位を示す。各方向の変位は, いずれも $\beta_x=0 \sim 2\pi$ に相当する周期的な変位を示すことになる。また軸中心における軸方向変

位 e_z は、この条件では、両スラスト軸受の圧力が釣り合うため零となる。

5.3 各点における半径方向振れまわり量と角変位

図 7 には、スラストカラー両面の直角度誤差が $c_{e1}=c_{e2}=0.1\mu\text{m}$ であり、 $\beta_d=0$ とするとき、各点 A, B, C (図 3 参照) における半径方向の振れまわり量を、Type 1 と Type 2 の回転軸について比較して示した。回転数は、1,000rpm, 10,000rpm としている。対象とする軸の場合、軸の重心位置と軸受配置の関係から、重心位置である点 B は y 軸負方向に、軸左端の点 A は、点 B よりも y 軸正方向に変位し、軸左端が上方に持ち上がっている状態になっている。また Type 1 と Type 2 を比較すると、1000rpm の場合、円周溝がなく軸方向静剛性が小さい Type 1 の振れまわりが、すべての点で Type 2 に比べ小さいことが分かる。よって低回転領域では、スラスト剛性を小さくすることで、軸の半径方向振れまわり量を小さくできることが分かる。次に 10,000rpm の場合には、図 4 に示したように、Type 1 の軸受の静剛性が軸回転の影響で大きくなるため、振れまわり量は増加し、Type 2 のそれに近い値を示す。この場合の振れまわり量は、点 A で $0.15\mu\text{m}$ 程度であり、本論文の条件では、スラストカラー両面の直角度誤差を足し合わせた値 $c_{el}=c_{e1}+c_{e2}=0.2\mu\text{m}$ の約 75% 程度の値の大きさになっている。

図 8 には、図 7 の条件を用いて、軸の角変位 ϕ_y の変化を、回転数を変化させて示した。角変位が大きくなることは、軸端点 A および C での軸の振れまわりが大きくなることを意味している。Type 1 の回転軸の角変位は、回転数が 1,000 rpm の場合、図 7 に示した半径方向振れまわり量の傾向と同じく、Type 2 に比べ小さい値を示す。回転数を 10,000 rpm とした場合では、Type 1 の角変位は大きくなり、両者は、ほぼ同様の値を示す。

5.4 軸先端 (点 A) における軸方向変位

対象とするスピンドルでは、図 1 に示したように軸の左先端に工作物が取り付けられるため、軸先端の軸方向変位によって加工物に形状誤差が生じる可能性がある。よってここでは、軸受左端位置 A における軸方向変位について検討を行った。ここで点 A の軸外周部 X_A, Y_A に生ずる軸方向変位 z_{xA}, z_{yA} は、 x 軸、 y 軸まわりの角変位によって生じる軸方向変位 $z_{xA\phi}=r_0\phi_y$, $z_{yA\phi}=r_0\phi_x$ と軸中心での軸方向変位 e_z の和となる。またこれらの値は β_x の変化 ($=0\sim 2\pi$) に同期して変化するが、図 9～図 12 には、変化量の最大値と最小値の差 (全振幅) を計算し、その値を示している。なお、スラストカラー外周部 X_T での角変位による軸方向変位は、 $z_{xT\phi}=r_1\phi_y=r_1/r_0\cdot r_0\phi_y=r_1/r_0\cdot z_{xA\phi}=1.8\cdot z_{xA\phi}$ で与えられるので、ここでは、軸先端外周部の 1.8 倍の値となる。

図 9 には、 $c_{e1}=c_{e2}=0.1\mu\text{m}$ とした場合、点 A の軸外周部点 X_A , 点 Y_A に生ずる軸方向変位 z_{xA}, z_{yA} の全振幅を、回転数を変化させて示す。この条件では、 e_z は零となる。図 8 に示したように、低回転での Type 1 の回転軸の角変位は、スラスト剛性が低いために小さく、 z_{xA} および z_{yA} の全振幅も小さい値となる。しかし回転数が増すにつれスラスト剛性が大きくなるため、20,000rpm では $0.05\mu\text{m}$ と Type 2 の回転軸と同程度の値まで大きくなる。スラストカラー両面の直角度誤差の和 c_{el} が $0.2\mu\text{m}$ であることから、軸先端外周部の軸方向変位の全振幅は、 c_{el} の 25% 程度の値に相当することがわかる。またスラストカラー外周部での軸方向変位の全振幅は、45% ($=1.8\times 25$) 程度となり、空気膜の平均化効果が角変位に対してはあまり大きくないことが分かる。

図 10 (a) には、 $c_{e1}=0.2\mu\text{m}$, $c_{e2}=0\mu\text{m}$, $\beta_d=0$ とし、 c_{el} の値を図 9 と同じく $0.2\mu\text{m}$ とした場合の軸方向変位 z_{xA}, z_{yA} の全振幅を

(a) Variations of bearing clearance at Point X_T and Y_T in the thrust bearing 1
(b) Displacements in the x and y directions at Point B
(c) Angular displacements, ϕ_x and ϕ_y
Fig.6 Displacements of a shaft at 1,000 rpm supported by Type 1 thrust bearing ($\beta_d=0$)

Fig.7 Radial displacements of three specific points of a shaft ($c_{e1}=c_{e2}=0.1\mu\text{m}$)

Fig.8 Relationship between angular displacement of ϕ_y and time

示した。この条件では、 e_z は零とならず、点 X_A , 点 Y_A の軸方向変位は、 $z_{xA\phi}$ および $z_{yA\phi}$ との和となる。ただし、これらの値は、最大値を示す位相が異なるため、これを考慮して足し合わされている。まず e_z の全振幅は、剛性の低い Type 1 の軸受のほうが多きな値を示すものの、その値は大変小さく、 c_{el} の 2.5% 以下の値となっている。この e_z の傾向は、文献(3)にも述べ

られており、 e_z に対する空気膜の平均化効果の有効性を示している。また軸中心の平均軸方向位置 e_{z0} の変化量も大変小さい。一方、軸先端外周部の軸方向変位 z_{xA} および z_{yA} の全振幅は、図 9 の値とあまり変わらず、Type1 および Type2 とともに、20,000rpm で 0.05 μm 程度の値を示している。よって β_d および c_{el} が同じであれば軸先端外周部の軸方向変位の振幅は同程度となり、またその大部分は、軸の角変位によって生ずることが分かる。

図 10(b)には、スラスト軸受 1 と 2 で直角度誤差の最大角度位置を変化させ、 $\beta_d = \pi/2$ とした場合について示した。 $\beta_d = \pi$ の時、スラストカラーの形状は左右対称となりカラー両側の圧力が釣り合うため、軸中心の軸方向変位は生じない。よって図に示されるように、 $\beta_d = \pi/2$ での軸方向変位の振幅は、 π に近づくことによって、 $\beta_d = 0$ の図 9 の値に比べ小さい値となる。

図 11 には、 $c_{e1} = c_{e2} = 0.1\mu\text{m}$ 、 $\beta_d = 0$ としたとき、10,000rpm におけるスラストカラー両面の最大直角度誤差の和 c_{el} と点 A 外周部における軸方向および半径方向変位の全振幅との関係を示す。軸方向および半径方向変位の振幅はともに、 c_{el} が大きくなるにつれ、ほぼ、直線的に増加しており、 c_{el} の大きさがそれらに、直接、影響することがわかる。

6. 結 言

本研究では、水平に設置された静圧空気スピンドルにおいて、スラストカラーの直角度誤差が軸の回転精度に及ぼす影響について、剛性の異なる 2 種類のスラスト軸受 (Type 1, Type 2) を対象として非線形軌道法を用いて数値的な検討を行った。その結果、以下のような結論が得られた。

- (1) 静圧スラスト軸受の静剛性は、軸受すきまが円周方向に均一な場合でも、軸回転上昇によるすきま内圧力変化によって増加する。また増加の割合は、円周溝のない軸受の方が大きい。
- (2) 回転軸の半径方向振れまわり量は、低速回転では、Type 2 軸受に比べ剛性の低い Type 1 軸受に支持された回転軸のほうが小さい値を示す。しかし回転数が増すにつれ Type 1 軸受の剛性が増すため、Type 2 の振れまわり量に急激に近づく。ちなみに本論文の条件では、 $\beta_d = 0$ 、10,000rpm とした場合の軸端での振れまわり量は、スラストカラー両面の直角度誤差を足し合わせた値 c_{el} の 75% 程度の値を示す。
- (3) 軸左端外周部における軸方向変位の変動は、軸の角変位によるものと軸中心の軸方向変位によるものの足し合わせとなるが、軸中心の軸方向変位の変動は小さく、角変位による軸方向変位の変動が支配的となる。
- (4) 軸左端外周部における軸方向変位の振幅は、Type 1, Type 2 とともに、回転数の増加とともに大きくなり、10,000rpm では、両者はほぼ同様の値を示す。また $\beta_d = 0$ 、10,000rpm での軸左端およびスラストカラー外周部の軸方向変位の全振幅は、それぞれ、 c_{el} の 25% および 45% 程度の値を示す。
- (5) 軸方向および半径方向変位の振幅は、スラストカラー両面の直角度誤差の和 c_{el} が大きくなるにつれ比例的に増加する。また軸方向変位の振幅は、 $\beta_d = 0$ で最大となり π に近づくにつれ減少する。

参 考 文 献

- 1) 矢部寛、石田英芳：静圧気体スラスト軸受の回転精度特性に関する研究 (第 3 報、軸受変位特性) 日本機械学会論文集, **56**-528, C, (1990) 2187.

Fig.9 P-V amplitude of z_{xA} , z_{yA} (axial displacements at Points X_A and Y_A) vs. rotational speed

Fig.10 P-V amplitude of z_{xA} , z_{yA} and e_z and e_{z0} vs. rotational speed (Effects of c_{el} and β_d)

Fig.11 Relationship between total squareness error and axial and radial displacements at X_A and Y_A (10,000 rpm, $c_{e1}=c_{e2}$, $\beta_d=0$)

- 2) 矢部寛：静圧気体ジャーナル軸受の回転精度特性に関する基礎的研究 (第 2 報、軸回転精度特性)：日本機械学会論文集, **58**-548, C (1992) 1177.
- 3) 矢部寛、松田浩明：静圧気体ジャーナル軸受の回転精度特性に関する基礎的研究 (第 3 報、軸回転精度特性に及ぼす諸因子の影響)：日本機械学会論文集, **59**-567, C (1993) 3506.
- 4) 堀内照悦、青野和幸、日吉博昭、NTN Technical Review, **74**, (2006)
- 5) 吉本成香、大木健一、谷藤秀幸、宮武正明：水/空気潤滑ハイブリッド型ジャーナル軸受に関する研究 (オフセット荷重に対する静的特性)、精密工学会誌, **73**, 12 (2007) 1335.
- 6) S. K. Guha: Analysis of steady-state characteristics of misaligned hydrodynamic journal bearings with isotropic roughness effect, Tribology International, **33** (2000) 1.
- 7) 古林卓嗣：ヘリングボーン溝付動圧気体ジャーナル軸受の動特性解析 (無限溝数と有限溝数の解析)、日本機械学会論文集, **65**-629, C (1991) 330.