ステップ溝動圧気体軸受の特性と応用*

神 谷 聖 志**

Characteristics of a Self-acting Step-groove Gas Bearing and Its Applications

Masashi KAMIYA

This paper presents theoretical and experimental characteristics of a self-acting step-groove gas bearing. This bearing has some axial grooves on its surface. However, its configuration is much simpler than the conventional spiral groove, so it is applicable to use in many precision apparatus, like a laser beam scanner. When a rotor in the bearing rotates, compressibility number $\Lambda: 6\mu\omega/P_a(R/C)^2$ increases and hydrodynamic pressure is generated on the groove parts. Here, μ : coefficient of gas viscosity, ω : rotor angular velocity, P_a : atmosphere pressure, R : rotor radius, C : bearing clearance. The configuration and number of grooves affect hydrodynamic pressure, bearing load carrying capacity and stability. When eccentricity ϵ and Λ are given, an appropriate groove configuration is determined. Generally, in small Λ and ϵ , the bearing with small groove depth gives much higher load carrying capacity and stability. However, in large Λ and ϵ , large groove depth gives higher stability than small groove depth. The laser beam scanner, which uses this bearing and the newly designed thrust magnetic bearing can rotate less than 1.0 μm run out and 0.003% revolution fluctuation at 12 000 rpm.

Key words: self-acting step-groove gas bearing, groove configuration and number, load carrying capacity, stability, laser beam scanner

1. 結 言

情報機器の高密度、高品質化に伴って、高い運動精度を要求される光学機器の需要が増している。レーザなど光情報を走査する光偏向器は、この一例である¹⁾²⁾。これは毎分数千～数万回転する多面体鏡に入射されたレーザを広い角度に偏向し、走査する。この装置はレーザビームプリンタ、高画質テレビをはじめ計測、半導体製造、高出力レーザなどの機器に応用できる³⁾。

走査線の精度は情報密度や計測精度に影響を与えるので、ふれまわりや回転むらの小さい回転体の設計が必要である。従来から、この回転体には転がり軸受が多く用いられていた。しかし、回転中に発生する転動体の高周波振動が走査線の速度や偏向角度のむらを生じ、潤滑剤が多面体鏡を汚染するなどの問題がある。

気体軸受では製作上の問題を除けば上記の点は解決できる。そこで、量産機器に適用できる加工の容易な気体軸受として図1に示すステップ溝動圧気体軸受を取り上げた。これは軸方向に平行な溝を設けてある。

軸が回転すると溝部(図1両端の溝)にステップ状の圧力(ステップ圧力と記す)を発生し、回転体を支持できると予想できる。

この軸受の特性については、いくつかの報告がある^{4)~6)}。しかし、軸受内周面に加工を要する溝形状の解析結果の例が多く、量産性が高いものとはいえない。また軸受の動特性に関する報告例が少なく、機器設計のデータとして十分でない。そこで、まず溝形状の軸受に及ぼす影響を実験と解析によって明らかにした。さらに、これらに基づいて、スラスト磁気軸受と組み合わせた光偏向器を設計し、その特性を評価した。

2. ステップ溝軸受の解析

スパイラル溝軸受に適用された溝数を無限と仮定す

Fig. 1 Step-groove gas bearing

* 原稿受付 昭和61年3月10日。昭和58年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和58年10月16日)および昭和60年度精機学会春季大会学術講演会(昭和60年3月28日)にて発表

** 正 会 員 (株)東芝(横浜市磯子区新杉田町8)

る理論（無限溝数近似と記す）は、溝と軸受すきま内に生ずる圧力を平均化して解析するが⁷⁾⁸⁾、軸受の実験結果とよく一致する。そこで、この理論をステップ溝軸受に適用する。ただし溝数が特性に及ぼす影響は、Divergence formulation⁹⁾¹⁰⁾（D・F法と記す）を用いて数値計算し、無限溝数近似と比較する。

2.1 無限溝数近似

ステップ軸受に関する Reynolds の方程式は、座標軸を $\bar{Z}(=Z/R)$ 、 θ とすれば、式 (1)、(2) で与えられる。

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{P}_j \bar{H}_2^3 \frac{\partial \bar{P}_j}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{Z}} \left(\bar{P}_j \bar{H}_2^3 \frac{\partial \bar{P}_j}{\partial \bar{Z}} \right) = \Lambda \left(\frac{\partial \bar{P}_j \bar{H}_2}{\partial \theta} \right) + \sigma \left(\frac{\partial \bar{P}_j \bar{H}_2}{\partial \tau} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{P}_g \bar{F}_1 \frac{\partial \bar{P}_g}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{Z}} \left(\bar{P}_g \bar{F}_2 \frac{\partial \bar{P}_g}{\partial \bar{Z}} \right) = \Lambda \left(\frac{\partial \bar{P}_g \bar{F}_3}{\partial \theta} \right) + \sigma \left(\frac{\partial \bar{P}_g \bar{F}_4}{\partial \tau} \right) \quad (2)$$

ここで $\bar{P}_j$ 、 $\bar{P}_g$ は図 1 に示す軸受の中央平滑部と両端溝部の無次元圧力 (P_j/P_a 、 P_g/P_a 、 P_a ：大気圧力) である。また、 Λ および σ は Compressibility number ($6\mu\omega/P_a(R/C)^2$ 、 μ ：気体粘性係数、 ω ：回転角速度、 $R=D/2$ ：軸半径、 C ：軸受すきま)、Squeeze number ($12\mu\nu/P_a(R/C)^2$ 、 ν ：角振動数) であり、 τ は無次元時間 $=t\omega$ である。 $\bar{H}_1=h_1/C$ 、 $\bar{H}_2=h_2/C$ は軸受すきまの、 $\bar{B}_1=b_1/(b_1+b_2)$ は溝幅の無次元量、 $F_1 \sim F_4$ は次式 (3) である。

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \bar{H}_1^3(1-\bar{H}_1)^3 / \{ \bar{B}_1(1-\bar{H}_1)^3 + (1-\bar{B}_1)\bar{H}_1^3 \} \\ F_2 &= \bar{B}_1\bar{H}_1^3 + (1-\bar{B}_1)(1-\bar{H}_1)^3 \\ F_3 &= \bar{H}_1(1-\bar{H}_1) \{ \bar{B}_1(1-\bar{H}_1)^2 + (1-\bar{B}_1)\bar{H}_1^2 \} / \{ \bar{B}_1(1-\bar{H}_1)^3 + (1-\bar{B}_1)\bar{H}_1^3 \} \\ F_4 &= \bar{H}_1\bar{B}_1 + (1-\bar{B}_1)(1-\bar{H}_1) \end{aligned} \right\} (3) \wedge$$

$F_{3\epsilon} =$

$$\frac{\{ \bar{B}_1 + \bar{B}_2(1+\bar{\delta})^3 \} [\{ \bar{B}_1 + \bar{B}_2(1+\bar{\delta})^2 \} (2+\bar{\delta}) + 2 \{ \bar{B}_1 + \bar{B}_2(1+\bar{\delta})^2 \}] - 3 \{ \bar{B}_1 + \bar{B}_2(1+\bar{\delta})^2 \} \{ \bar{B}_1(1+\bar{\delta}) + \bar{B}_2(1+\bar{\delta})^3 \}}{\{ \bar{B}_1 + \bar{B}_2(1+\bar{\delta})^3 \}^2}$$

$$E_1 = 2 / [(1-\epsilon^2)^{1/2} \{ 1 + (1-\epsilon^2)^{1/2} \}], \quad E_2 = E_1(1-\epsilon^2)^{1/2}, \quad E_3 = 2 \{ 2(1-\epsilon^2)^{3/2} - 2 + 3\epsilon^2 \} / \epsilon^2(1-\epsilon^2)^{3/2}, \\ E_4 = 2(1-\epsilon^2)\epsilon / [(1-\epsilon^2)^{3/2} \{ (1-\epsilon^2)(2-\epsilon^2) + 2(1-\epsilon^2)^{3/2} \}] \quad (6)$$

$$\bar{Y}(\Lambda) = \frac{\pi D}{2L} \left\{ \frac{L-L_1}{D} \frac{\Lambda^2 + i\Lambda}{1+\Lambda^2} - \frac{A_j \sinh \{ \sqrt{1+i\Lambda}(L-L_1)/D \}}{\sqrt{1+i\Lambda}} + \frac{L}{D} \left\{ \frac{F_{30}F_{3\epsilon} + iF_{10}F_{3\epsilon}}{F_{10}^2 + F_{20}^2} \right\} \right. \\ \left. - \frac{A_g \{ \sinh \{ \sqrt{(F_{10} + iF_{30})/F_{20}} L/D \} - \sinh \{ \sqrt{(F_{10} + iF_{30})/F_{20}} (L-L_1)/D \} \}}{\sqrt{(F_{10} + iF_{30})/F_{20}}} \right\} \quad (7)$$

この剛性を用いれば、軸受内での回転体の釣合い近傍で X 、 Y 方向の運動方程式は式 (8) で与えられる。

$$\left\{ \left(\frac{MC\omega^2}{PaLD} \right) \left(\frac{\nu}{\omega} \right)^2 - \bar{Z}_{xx} \right\} \left\{ \left(\frac{MC\omega^2}{PaLD} \right) \left(\frac{\nu}{\omega} \right)^2 - \bar{Z}_{yy} \right\}$$

ここで、偏心率 ϵ の近傍で軸と軸受の中心を結ぶ直線および直交する方向の無次元振動量 $\bar{X} \cos \nu t$ 、 $\bar{Y} \sin \nu t$ 、($\bar{X}=X/C$ 、 $\bar{Y}=Y/C$) を考え圧力とすきまを式 (4) (X 方向) で表す。

$$\left. \begin{aligned} \bar{P}_j &= 1 + \epsilon \bar{P}_{j\epsilon} + \bar{X} \bar{P}_{jx} \\ \bar{H}_2 &= 1 + (\epsilon + \bar{X} \cos \nu t) \cos \theta \\ \bar{P}_g &= 1 + \epsilon \bar{P}_{g\epsilon} + \bar{X} \bar{P}_{gx} \\ \bar{H}_1 &= 1 + \bar{\delta} + (\epsilon + \bar{X} \cos \nu t) \cos \theta \end{aligned} \right\} (4)$$

$\bar{\delta} (= \delta/C)$ は溝深さの無次元量である。これを $\phi_j = \bar{P}_j \bar{H}_2$ 、 $\phi_g = \bar{P}_g \bar{H}_1$ として式 (1)、(2) に代入して解く。次いで、 X 、 Y 方向の分力を求めると $\bar{Z}_{xx} = Z_{xx}/PaLD$ などの無次元剛性を得る。

$$\left. \begin{aligned} \bar{Z}_{xx} &= E_1/2 \{ \bar{Y}_{r0}(\Lambda - \sigma) + \bar{Y}_{r0}(\Lambda + \sigma) \} \\ &\quad + \epsilon E_3 \bar{Y}_{r0} + i \{ E_1/2 \{ \bar{Y}_{t0}(\Lambda + \sigma) - \bar{Y}_{t0}(\Lambda - \sigma) \} \} \\ \bar{Z}_{xy} &= E_1/2 \{ \bar{Y}_{t0}(\Lambda - \sigma) + \bar{Y}_{t0}(\Lambda + \sigma) \} \\ &\quad - \epsilon E_4 \bar{Y}_{t0} + i \{ E_1/2 \{ \bar{Y}_{r0}(\Lambda - \sigma) - \bar{Y}_{r0}(\Lambda + \sigma) \} \} \\ \bar{Z}_{yx} &= -E_2/2 \{ \bar{Y}_{t0}(\Lambda - \sigma) + \bar{Y}_{t0}(\Lambda + \sigma) \} \\ &\quad - \epsilon E_4 \bar{Y}_{t0} - i \{ E_2/2 \{ \bar{Y}_{r0}(\Lambda - \sigma) - \bar{Y}_{r0}(\Lambda + \sigma) \} \} \\ \bar{Z}_{yy} &= E_2/2 \{ \bar{Y}_{r0}(\Lambda - \sigma) + \bar{Y}_{r0}(\Lambda + \sigma) \} \\ &\quad + \epsilon E_4 \bar{Y}_{r0} + i \{ E_2/2 \{ \bar{Y}_{t0}(\Lambda + \sigma) - \bar{Y}_{t0}(\Lambda - \sigma) \} \} \end{aligned} \right\} (5)$$

ここで $\bar{Y}_{r0}$ 、 $\bar{Y}_{t0}$ は $\text{Re}\{Y(\Lambda)\}$ 、 $\text{Im}\{Y(\Lambda)\}$ 、(Re 、 Im は実部、虚部) である。式 (5) の中の i は $\cos \nu t$ の振動に対する 90° 位相変化を示す (i は虚数)。また $F_{10} \sim F_{30}$ を $\bar{H}_1=1+\bar{\delta}$ のときの $F_1 \sim F_3$ 、 $\bar{B}_2=1-\bar{B}_1$ 、 A_j 、 A_g を境界定数とすれば、 $F_{3\epsilon}$ 、 $E_1 \sim E_4$ 、 $\bar{Y}(\Lambda)$ は式 (6)、(7) で与えられる。

$$-\bar{Z}_{xy} \bar{Z}_{yx} = 0 \quad (8)$$

ここで M は回転体質量である。式 (8) の根 $\bar{\nu}_0 = \nu_0/\omega_0$ は共振周波数を表し、この近傍で $\bar{M} = \omega(MC/PaLD)^{1/2}$ が微小変化したときの $\bar{\nu}$ の増減によって次

Fig. 2 Divergence formulation

式 (9) で安定判別する.

$$\text{Im}\{d(\overline{Z_{XX}} \overline{Z_{YY}} - \overline{Z_{XY}} \overline{Z_{YX}})/d\bar{v}\} / \{(\overline{Z_{XX}} + \overline{Z_{YY}}) - 2\bar{M}\bar{v}^2\} \bar{v} = \bar{v}_0 < 0 \quad (\text{安定}) \quad (9)$$

2.2 D・F法による数値計算

図2に示すように軸、円周方向に沿った列*i*と列*j*に軸受を分割する。微小領域(体積*V*)の流量連続の条件は

$$Q_{x1} - Q_{x2} + Q_{x3} - Q_{x4} + Q_{y1} - Q_{y2} + Q_{y3} - Q_{y4} + \frac{\partial PV}{\partial t} = 0 \quad (10)$$

である。上式を圧力*P*とすきまの関数で差分化すると、

$$B(i)P_{j-1}(i) + E(i)P_j(i) + G(i)P_{j+1}(i) = r_j(i) \quad (11)$$

ここで*B(i)*, *E(i)*, *G(i)*は圧力を含む係数で(*i*, *i*)マトリクス, *P_{j-1}(i)~P_{j+1}(i)*は圧力の列マトリクス, *r_j(i)*は時間項*t*を含んだ列マトリクスである。式(11)で*r_j(i)=0*とし、左辺をNewton-Raphson法で線形化すれば、定常な圧力分布を求めることができる。ここでは、これをコラム法⁹⁾によって収束誤差10⁻⁶以下で求め、負荷容量などを数値計算した。

3. 軸受の特性¹¹⁾¹²⁾

軸受の無次元負荷容量 $\bar{F} = F/P_0LD$ や安定回転の限界値 $\bar{M}$ などについて解析と実験から明らかにする。実験に用いる回転体は図3に示すように、上下2個の同一溝形状の軸受と下部の磁気軸受で支持し、これを上部の空気タービンで回転駆動する。中央の静圧空気軸受は外周のノズルによって半径方向に移動し、回転体に非接触で5Nの負荷を加えられる。軸受(径、幅:16mm)、回転体(質量:1.65×10⁻²kg)の材質は超硬合金(D-3)とSUS440(硬さHRC50)で、それぞれ、真円度0.2μm、表面粗さ*R_{max}*0.1μm以下に仕上げた。これをさらに表1に示す溝(数14)加工し、

Fig. 3 Experimental equipment

Table 1 Bearing configuration and experimental result

No.	Groove			Condition		Rev. 10 ⁴ rpm
	Depth δ μm	Width $\bar{B}_1$	Length $\bar{L}_1$	C μm	$\bar{\delta}$	
1 (a)	3.5	0.50	0.50	3.75	0.93	5.2
1 (b)				5.75	0.61	3.1
2	6.5			3.25	2.00	4.2
3 (a)	8.0			3.25	2.46	4.0
3 (b)				5.25	1.52	3.9
4	3.0		0.75	3.50	0.85	5.1
5	6.0			3.25	1.84	4.7
6	4.5	0.25	0.50	3.00	1.50	8.5
7	5.5			2.75	2.00	5.0
8	9.0			3.25	2.76	6.0
9	8.0	0.16	1.00	3.00	2.66	8.3
10 (a)	20.0			0.40	0.50	3.00
10 (b)		5.50	3.63			3.0
A	7.0	0.625	1.00	2.50	2.80	9.2
B	8.5	0.43	1.00	3.00	2.83	8.0
C	7.0	0.222	1.00	3.50	4.85	7.6
D	8.5	0.625	0.51	3.00	2.83	6.5
E	16.0	0.222	0.51	4.00	4.00	7.6

JIS 0.4 級以下の不釣合い修正した。磁気軸受は半径方向に磁化した円筒形の永久磁石を軸と座に偶数個積層し、内外周面で互いに異なる磁極を対向する吸引形である。図4に示す特性実験から、剛性は5N/mmであり、実験に使用できることがわかる。

3.1 負荷容量 $\bar{F}$

溝数*n*が $\bar{F}$ および偏心角φに及ぼす影響について数値計算した(図5)。溝形状の例として $\bar{\delta}=1$, $\bar{B}_1=$

Fig. 4 Experimental load carrying capacity for magnetic bearing

Fig. 5 Groove number influence on bearing characteristics

0.5, $\bar{L}_1=0.5$ を用いた, Λ が増加するにつれて, $\bar{F}$ 最大を与える n は大きくなる傾向である。これは図 6 に示すように, 溝部のステップ圧力が Λ による影響を大きく受けるためであり, Λ によって最適な n を選べば軸受の負圧部も正圧に回復できることを示す。また Λ の増加とともに, ϕ は小さい値を示すので, $\bar{F}$ の半径方向力 $\bar{F} \cos \phi$ が増すことがわかる。一方図 5 の破線で示した $\bar{F}_{in}$ は, 無限溝数近似による負荷容量である。 $\bar{F}$ と比べ, n が 6~8 本ではその値は小さく, 最大 10% 程度の差がある。しかし $\Lambda=30$ 以上では, n が増すほどその差は減少し, n が 10~12 本以上では無限溝数近似でも, 実用上の大きな問題はないと思われる。

軸受特性へ及ぼす溝深さ $\bar{\delta}$ の影響を明らかにする。図 7 は $n=12$, $\bar{B}_1=0.5$, $\bar{L}_1=0.5$ の軸受における $\bar{\delta}$ と負荷容量の関係について, 実験値と解析値を比較したものである。実験では, 回転体の溝に同一円周上で最大 $2 \mu\text{m}$ 深さの誤差を生じたが, 平均すれば $\bar{\delta}$ は 1, 2, 3 である。D・F 法によればこの軸受は Λ が小さいうち

 (a) $\Lambda=10$

 (b) $\Lambda=40$

 Fig. 6 Compressibility number Λ influence on pressure distribution

Fig. 7 Bearing load carrying capacity

は, 小さな $\bar{\delta}$ ほど $\bar{F}$ が大きく, 溝がない平滑軸受の $\bar{F}$ に及ばない。しかし, Λ が大きくなるに従って溝によるステップ圧力が発生し, $\bar{\delta}=1$ では Λ が約 40 となって平滑軸受の $\bar{F}$ に達する。また無限溝数近似による $\bar{F}_{in}$ は, Λ に伴う値の増加が D・F 法ほど顕著でない。しかしこの範囲の Λ では, $\bar{F}$ との差は小さいといえる。これは実験値においては, $\bar{\delta}$ が 3 までの負荷容量は $\bar{F}$ と良く一致するが, $\bar{F}_{in}$ との差も小さいことから確認できる。なお $\bar{B}_1$, $\bar{L}_1$ が負荷容量に与える影響も $\bar{\delta}$ と同様にそれらが大きいほど負荷容量は減少する。

3.2 安定限界値 $\bar{M}$

溝数 n が 10~12 以上では, 無限溝数近似でも負荷容量の良い近似値が与えられるので, ここでは, この近似を用いる。図 8 に溝形状 $\bar{\delta}=1$, $\bar{B}_1=0.5$, $\bar{L}_1=0.5$ の軸受の $\bar{M}$ を示す。 $\bar{M}$ を越える不安定領域は Λ の大

Fig. 8 Eccentricity influence on bearing stability

Fig. 9 Groove depth influence on bearing stability

小によって2群に分かれる。この領域では、回転体の自転のほぼ1/2周期で公転するHFW (Half Frequency Whirl)を生ずる。不安定領域は偏心率 ϵ によって変化するので、ふれまわりによる遠心力と軸受の半径方向の負荷容量から ϵ を計算し、 $\bar{M}$ を求める必要がある。図9, 10は $\bar{\delta}$ が $\bar{M}$ に及ぼす影響を $\epsilon=0.1$ と0.5について示す。 ϵ によらず $\bar{\delta}$ が小さいほうが、第1群の不安定領域が小さい。しかし、 ϵ が0.1の場合は第2群の不安定現象を生ずる Λ の値が $\bar{\delta}$ によって異なり、最適な $\bar{\delta}$ と Λ の組合せを選定できる。 ϵ が0.5の場合、第2群の不安定領域で $\bar{\delta}$ が大きいものほど $\bar{M}$ が大きく、第1群の現象と逆の傾向を示す。

この結果を、表1に示す軸受を用いて実験的に確認した。水平に設置された回転体の軸心の運動現象は次のとおりであった。軸受すきまが2~4 μm と小さいものは回転数を上昇すると軸受中心付近($\epsilon=0.1\sim0.3$)まで安定回転する(図11(a))。しかしさらに回転を上

Fig. 10 Groove depth influence on bearing stability

Fig. 11 Whirl orbit

昇すると急激に偏心率が増して円すいモードでふれまわり、不安定現象を生じた。一方、軸受すきまが大きい場合、比較的小さな回転数からふれまわり、図11(b)に示すような第1群の不安定領域に達した。

図8にこの実験結果を記した。多くの軸受のすきまが小さいので第1群の領域で不安定となる。その値の多くは ϵ が0.3~0.5の理論値の間にある。なお実験において $\bar{B}_1$, $\bar{L}_1$ の影響についても検討したが、 $\bar{\delta}$ に比べて著しい違いを認めなかった。

4. 光偏向器への応用

4.1 構造

前述した結果を基に図12に示すように光偏向器を設計、試作した。多面体鏡を取り付けた回転体の形式は、ハウジングに固定した軸のまわりを回転するものである。駆動モータは直流、ホール素子制御形式で、入力電力3Wで14000rpmまで回転できる。単結晶ダイヤモンドによって多面体鏡(材質:アルミニウム)をフライカットした。表2にその形状、精度を回転体の諸元とともに示す。装置を小形にするため、軸径は12mm、また負荷容量を考慮して軸受幅を15mm($L/D=1.25$)として、実験軸受の $L/D=1$ に比べて大きくした。また溝は固定軸に施し、実験機の溝側回転と異なる。しかし軸受の材質、加工法および磁気軸受は実験機と同一である。

Fig. 12 Optical laser beam scanner

Table 2 Rotating cylinder		
Bearing	Diameter mm	12
	Length mm	15
Mass 10^{-2} kg		2.04
Moment of inertia 10^{-3} kgm ²	Transverse	2.05
	Polar	1.96
Polygonal mirror	Facets	8
	Diameter mm	50
	Surface roughness μm	0.02
	Flatness μm	$\lambda/6$
	Reflection coefficient %	98

図 13 は無限溝数近似によって設計計算した軸受の特性を示す。本装置の場合、回転数の低いことや加工精度を考慮した軸受すきま $3\mu\text{m}$ では、 Λ は最大で 10 程度となる。したがって負荷容量では $\bar{\delta}=1$ の $\bar{F}_{in}$ が、安定性では $\bar{\delta}=2$ に対する $\bar{M}$ が大きい。そこで $\bar{\delta}=1, 2$, 溝数 12 の軸受を試作し、その回転特性を実験的に検討した。

4.2 光偏向器の回転特性

試作した軸の溝形状は深さ $4\sim 5\mu\text{m}$ ($\bar{\delta}=1.3\sim 1.6$)

Fig. 13 Bearing characteristics

Fig. 14 Laser beam scanner dynamic characteristics

Fig. 15 Polygonal mirror pitching angle experimental result

Fig. 16 Scanner revolution fluctuation experimental result

A, 7~8 ($\bar{\delta}=2.3\sim 2.6$) B との 2 本である。この軸を同一の回転体に挿入し回転精度を測定した。図 14 はそれぞれの軸における回転体のふれまわり量を示す。2 種類の軸とも光偏向器の定格回転数 12 000 rpm まで安定に回転し、ふれまわり量は $1\mu\text{m}$ 以下である。しかし B は A に比べて低い周波数で共振し、ふれまわり量もやや大きい。この結果から、この範囲の回転数では $\bar{F}_{in}$ の大きい A の軸受が適しているといえる。

そこで、この軸受を用いた光偏向器にレーザ (He-Ne) を入射し、その走査線の精度を測定した。LED を用いたポジションセンサを走査線の中央に設置し、走査線の上下変動を直流電圧変動で測定する。また 2 個のピンダイオードを走査線の両端に設置し、その間を通過する走査時間のむらを測定した。それぞれの分解能は $2\mu\text{m}$ 、応答周波数は 75 MHz

である¹³⁾。図 15, 16 にその結果を示す。約 12 000 rpm における光偏向器の走査線のふれは ± 10 arc sec (多面体鏡取付精度 ± 7 arc sec を含む) 走査むら 0.003% 以下の高い精度を得た。

5. 結 言

情報機器など量産される機器の回転体用として、加工の容易なステップ溝動圧気体軸受を提案し、その特性を明らかにして溝形状、溝数が軸受の特性に及ぼす影響を把握した。この軸受と磁気軸受を組み合わせた光偏向器を設計、試作し、特性を評価したところモータ定格回転まで安定回転し、サブミクロンの回転精度を得た。この精度は光学機器としての仕様を満足し実用機への適用の見通しを与えた。

参 考 文 献

- 1) 例えば, R. A. Sprague & J. C. Urbach: Advances in Laser and E-0 Printing Technology, Laser Focus, Oct. (1983) 101.
- 2) Y. Kameyama, H. Masuko & S. Kutsuzawa: Advanced Rotating Mirror Laser Beam Scanner, NHK Note,

Serial No. 242, Oct. (1979).

- 3) S. D. Wilson: Optical Evaluation of a High Speed Polygon, SPIE, 299, (1981) 40.
- 4) F. R. Archibald & B. J. Hamrock: The Rayleigh Step Bearing applied to a Gas-lubricated of Finite Length, Trans. ASME, F, 89, 1, (1967) 38.
- 5) V. Castelli & J. Pirvics: Equilibrium Characteristics of Axial-grooved Gas-lubricated Bearings, Trans. ASME, F, 89, 2, (1967) 177.
- 6) 金子礼三, 三矢保永: ステップ溝付動圧ジャーナル軸受の安定性, 日本潤滑学会気体軸受分科会資料, 3 P-R 16.
- 7) 金子礼三, 三矢保永: 動圧型スパイラルグループ気体軸受の安定性, 潤滑, 18, 1 (1973) 77.
- 8) D. F. Wilcock et al.: Design of Gas Bearings, 1, MTI, (1967).
- 9) 金子礼三, 三矢保永: 流体潤滑問題における数値計算について, 潤滑, 20, 12 (1975) 833.
- 10) R. Coleman: The Numerical Solution of Linear Elliptic Equations, Trans. ASME, F, 90, 4, (1968) 773.
- 11) 神谷聖志, 住谷充夫, 塚田為康: 動圧気体軸受の研究 (第4報), 昭和58年度精機学会秋季大会学術講演会講演論文集 (1983) 653.
- 12) 神谷聖志, 住谷充夫, 塚田為康: 動圧気体軸受の研究 (第5報), 昭和60年度精機学会春季大会学術講演会講演論文集 (1985) 429.
- 13) M. Kamiya & M. Sumiya: Laser Beam Printer, Soc. for Information Display Int. Symp., (1985) 234.

国内初のレーザ加工国際会議

日本では初めての「レーザ加工国際会議」(略称 LAMP '87)が5月に大阪で開かれることになった。高温学会(会長・荒田吉明氏=大阪大学溶接工学研究所所長)とレーザ熱加工研究会が主催し、日米のレーザ学会および日刊工業新聞社などの協賛のもと、5月21日から23日までの3日間、インテックス大阪、国際会議場で実施するのである。

レーザを熱源に使った接合や表面改質などの分野で高品質、高機能の新素材開発、そして生産効率アップなどに役立つ最新技術について、密度の濃い交歓が期待される。同じ場所で21日から24日まで開く「レーザ'87ジャパン展」(高温学会、レーザ学会、日刊工業新聞社共催)と併催、参加登録費は4月20日まで3万5000円、以後4万5000円である。

レーザの応用技術は幅広いが、なかでも高エネルギー密度熱源としての利用は、他の熱源に比べ高速、高精度、高機能化を引き出せるとあって、耐熱金属や高融点材料

セラミックスなどの材料加工に不可欠となっている。荒田会長らはこうしたレーザ加工分野を主体に、国内初の国際会議を組織することにした。

米国レーザ協会(LIA)の全面協力を得たのに伴い、研究発表件数は120件、うち海外80件(米、ソ、中を含む12か国)と、専門会議としては大規模で、とりわけ外国人のウェートの高いのが目立つ。なかでも英国のW.スティーブン、米国のJ.ハガチー、カナダのW.デュール各博士らのほか、ハイレベルな招待講演が注目を集めそうである。

なお、問合せは大阪大学溶接工学研究所(大阪府茨木市美穂ヶ丘11-1、電話06-877-5111)内の高温学会事務局である。

一方、「レーザ'87ジャパン展」は日刊工業新聞社が「大阪メカトロニクスフェア'87」の一環として行う。こちらの問合せ先は日刊工業新聞社大阪支社事業部(電話06-941-6872)である。

(服部 敏夫)