多孔性セラミック気体軸受の特性 (第1報)*

河島 巖** 十合晋一*** 佐藤定男** 玉田紀治†

Study on Characteristics of Porous Ceramic Gas Bearings

Iwao Kawashima, Shinichi Togo, Sadao Sato and Noriharu Tamada

Porous gas bearings show high load capacity and bearing stiffness. Conventional metal sintered porous gas bearings are the surface choked type and there are some difficulties in controlling gas permeability. Recently, porous ceramics with low and homogeneous permeability can be easily obtained and machined with high accuracy without any surface choking. In this paper, analysis of porous ceramic gas bearings are presented and steady state characteristics are calculated for the cases of externally pressurized, self acting, and hybrid type operation. Pressure distribution in porous ceramics is also calculated when the surface is slightly choked to improve pneumatic hammer instability.

Key words: porous bearings, journal bearings, static characteristics, porous ceramics, pneumatic hammer, permeability

1. 緒 言

多孔質静圧気体軸受は高剛性、高負荷能力をもつことで知られ、精密機器用軸受、測定器の回転テーブル、直進案内などの一部で実用化されている。従来、多孔質気体軸受の性能の実際的な計算法としては、多孔質材を毛細管の集合とし等価すきまを想定する理論¹⁾、表面目詰まりの場合に対し多孔質材内の抵抗を無視し表面に微小なオリフィスが均一に分布すると仮定した表面膜絞りの理論²⁾が報告されている。最近、通気性が低く、しかも比較的一様な多孔性セラミック材が開発され、その精密加工も可能となったので、これを用いた多孔質静圧気体軸受が製作されるようになった。さらに、セラミック材の耐摩耗性と多孔性の特徴を利用して動圧気体軸受への応用も試みられている³⁾。これらの動向に対し、従来の理論では、多孔質材内の圧力分布を把握することが難しく、多孔性セラミック気

体軸受の性能、とくに多孔質ブッシュ背面形状の影響や、表面を軽く目詰まりさせた場合など、実際に用いられている軸受の性能を十分に説明することが困難であった。そこで、筆者らは、多孔質材内の気体の流れを3次元的にとらえ Darcyの法則を適用し、これを軸受すきま内の圧力分布の式と連立させて軸受性能を計算することにした。この種の計算法は、基本的にはすでに、Dah-chen San³⁾, Majumdar⁴⁾ らによっても試みられているが、実際に使用される様々な形状、条件についての軸受性能はまだ明らかにされていない。本報では、多孔性セラミックジャーナル気体軸受の、より実際的な形状、条件における負荷能力、流量などの基礎的な性能、表面が軽く目詰まりしている場合の圧力分布の計算結果等について述べる。

2. 記 号

* 原稿受付 平成2年3月31日 昭和63年精密工学会
秋季大会学術講演会(昭和63年10月5日)にて発表

** 正会員 神戸製鋼所(神戸市中央区脇浜町1-3-18)

*** 正会員 東北学院大学工学部(多賀城市中央1-13-1)

+ 電子技術総合研究所(つくば市梅園1-1-1)

x, y, z : 周方向, 軸方向, 半径方向の固定座標

θ', ζ, z' : 周, 軸, 半径方向の円筒座標

($\theta' = x/R, \zeta = y/L, z' = z/t_p$)

θ : 周方向回転座標 L : 軸受長さ

L_s : 給気面幅 t_p : 軸受ブッシュ厚さ

R : 軸半径 C_r : 軸受半径すきま

h : 軸受すきま ε : 偏心率

H : 無次元軸受すきま ($= h/C_r$)

u : 軸受すきま内の流体の周方向成分

- v : 軸受スキマ内の流体の軸方向成分
 ϕ : 偏心角 ω : 角速度
 ω_p : ホワール角速度 p_a : 大気圧力
 p_s : 給気圧力 p : 軸受圧力
 P_s : 無次元給気圧力 ($= p_s / p_a$)
 P : 無次元軸受圧力 ($= p / p_a$)
 Λ : 軸受数 ($= 6 \mu \omega R_2 / (p_a C r^2)$)
 μ : 流体の粘性係数
 Y : 通気係数 ($= 12 k_z R^2 / (t_p C r^3)$)
 k_x, k_y, k_z : 周, 軸, 半径方向のセラミック材の浸透率
 K_x, K_y : 無次元浸透率 ($= k_x / k_z, k_y / k_z$)
 τ : 無次元時間 ($= \omega_p t$) t : 時間
 λ : ホワール比 ($= \omega / \omega_p$)
 γ : セラミック材の多孔性に関する係数
 $(= \eta C r^2 / (6 k_z))$
 η : セラミック材の吸水率 (連結気孔の割合)
 ρ : 流体の密度 U : 回転軸の周速度
 W : 負荷能力 Q : 軸受流量
 $\bar{W}$: 無次元負荷能力 ($\bar{W} = W / (4 R L \varepsilon P_a)$)
 $\bar{Q}$: 無次元軸受流量 ($\bar{Q} = Q \mu L / (P_a R C r^3)$)

Fig.1 Schematic of a porous gas bearing

Fig.2 Models of bearing casing

3. 軸受モデル

図1に示す真円軸受をとりあげる。

これまで報告されていた多孔質軸受ブッシュ内の3次元流れを考慮した軸受性能計算では、軸受背面全域から給気し、ブッシュ端面は大気開放という非実用的な形式のものであった。本報では、より实际的な型式を取り上げることにし、多孔質気体軸受における多孔質ブッシュとケーシングの形状から、図2に示す4種類の軸受モデルを考えた。いずれのモデルも多孔質ブッシュの端面からは気体が流出しないように、ケーシングを密着するか樹脂などを塗布しているものとする。

一給気面制限形— (Type-1)

多孔質ブッシュ背面の一部にケーシングが密着している軸受。静圧軸受では最も一般的な形で、構造上給気面積が制限されるものにあたる。動圧軸受の場合は、ケーシングの密着している部分ではブッシュ背面からの気体の流入流出は無い。

一背面密着形— (Type-2)

多孔質ブッシュ背面全部にケーシングが密着している、背面からの気体の流入流出が無い動圧軸受。

一背面閉塞形— (Type-3)

多孔質ブッシュ背面とケーシングとの間に空間があり、ブッシュ背面からの気体の流入流出が可能、空間内の気体の移動は自由で圧力は一定となる。

一背面開放形— (Type-4)

背面閉塞形のケーシングの一部を大気開放したもので、多孔質ブッシュ背面の圧力を大気圧とした動圧軸受。

本報では、給気面制限形を静圧およびハイブリッド軸受として用いた場合の、負荷能力、偏心角、軸受流量などの静特性に及ぼす給気面制限、給気圧の影響を示す。また、背面開放形で動圧軸受として用いた場合について軸受数 Λ をパラメータにとって通気係数、負荷能力、偏心角を計算した。なお、本報の計算では、周方向、軸方向、半径方向の浸透率が等しい等方性の多孔質セラミック材を採用するものとしている。

4. 基礎方程式

多孔質ブッシュ内の微小要素 dx, dy, dz について、流れの連続の式にDarcyの法則を代入すると次式を得る。

$$k_x \frac{\partial}{\partial \theta} \left(p \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + k_y \frac{\partial}{\partial y} \left(p \frac{\partial p}{\partial y} \right) + k_z \frac{\partial}{\partial z} \left(p \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \mu \eta \frac{\partial}{\partial t} p = 0 \quad (1)$$

式(1)を無次元化し、固定円筒座標で表示すれば、次式のようになる。

$$K_x \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} P^2 + K_y \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} P^2 + \left(\frac{R}{t_p} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} P^2 - 2 \frac{r\Lambda}{\lambda} \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} P = 0 \quad (2)$$

さらに、回転座標表示すれば、

$$\frac{\partial}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial \theta} + \left(\frac{\partial}{\partial \tau} \right)_{\theta, \tau, \phi} = \left(\frac{\partial}{\partial \tau} \right)_{\theta, \tau, \phi} - \frac{\partial}{\partial \tau} \phi \frac{\partial}{\partial \theta}$$

の関係から次式を得る。

$$K_x \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} P^2 + K_y \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} P^2 + \left(\frac{R}{t_p} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} P^2 - 2 \frac{r\Lambda}{\lambda} \left(\frac{\partial}{\partial \tau} P - \frac{\partial}{\partial \tau} \phi \frac{\partial}{\partial \theta} P \right) = 0 \quad (3)$$

次に、すきま内の流れの連続の式に、単位面積当たりのセラミック材からすきま内へ流入する気体の流量を代入することにより次式を得る。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} p \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} p \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial t} (ph) + \frac{\partial}{\partial x} (ph) \cdot \frac{U}{2} + \frac{k_x}{\mu} p \frac{\partial p}{\partial z} \Big|_{z=1} \quad (4)$$

ここに、 $z=1$ は多孔質材の軸受面を意味している。

式(4)を無次元化して、上と同様に回転円筒座標表示して次式を得る。

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial}{\partial \theta} P^2 \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(H^3 \frac{\partial}{\partial \zeta} P^2 \right) = 2\Lambda \left(1 - \frac{2\phi}{\lambda} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + \frac{4\Lambda}{\lambda} \frac{\partial}{\partial \tau} (PH) + Y \frac{\partial}{\partial z} P^2 \Big|_{z=1} \quad (5)$$

5. 数値解析

軸の微小変化を考え、定常状態の軸心の位置 ε_0 、 ϕ_0 ($\varepsilon_0 \ll 1$, $\phi_0 \ll 1$) に対して時間 t における軸心の位置 ε , ϕ を式(6)のように与える。

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_1 e^{it}, \quad \phi = \phi_0 + \phi_1 e^{it} \quad (6)$$

ここで、 $|\varepsilon_1| \ll |\varepsilon_0|$, $|\varepsilon_0 \phi_1| \ll |\varepsilon_0|$ である。

圧力と軸受すきまは、式(7), (8)のように表せる。

$$P = P_0 + \varepsilon_0 P_{12} + \varepsilon_1 P_3 e^{it} + \varepsilon_0 \phi_1 P_4 e^{it} \quad (7)$$

$$H = 1 + \varepsilon_0 \cos \theta + \varepsilon_1 e^{it} \cos \theta \quad (8)$$

式(3)に式(7), (8)を代入して、 ε について2次以上の項をすべて省略し、 ε の次数についてまとめると多孔質ブッシュ内の圧力分布について次式を得る。

ε について0次

$$K_y \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} P_0^2 + \left(\frac{R}{t_p} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} P_0^2 = 0 \quad (9)$$

ε_0 について1次

$$2K_x \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} (P_0 P_{12}) + 2K_y \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} (P_0 P_{12}) + 2 \left(\frac{R}{t_p} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} (P_0 P_{12}) = 0 \quad (10)$$

ε_1 について1次

$$2K_x \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} (P_0 P_3) + 2K_y \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} (P_0 P_3) + 2 \left(\frac{R}{t_p} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} (P_0 P_3) - 2\Lambda r / \lambda \left(i \frac{P_0 P_3}{P_0} \right) = 0 \quad (11)$$

$\varepsilon_0 \phi_1$ について1次

$$2K_x \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} (P_0 P_4) + 2K_y \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} (P_0 P_4) + 2 \left(\frac{R}{t_p} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} (P_0 P_4) - 2\Lambda r / \lambda \left(i \frac{P_0 P_4}{P_0} - i \frac{\partial}{\partial \theta} \frac{P_0 P_{12}}{P_0} \right) = 0 \quad (12)$$

また同様に、式(5)に(7), (8)を代入して軸受すきま内の圧力分布について次式を得る。

ε について0次

$$\left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} P_0^2 - Y \frac{\partial^2}{\partial z^2} P_0^2 = 0 \quad (13)$$

ε_0 について1次

$$\frac{\partial^2}{\partial \theta^2} (P_0 P_{12}) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} (P_0 P_{12}) + \frac{3}{2} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \cos \theta \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} P_0^2 + \Lambda P_0 \sin \theta - \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} P_{12} - Y \frac{\partial}{\partial z} (P_0 P_{12}) \Big|_{z=1} = 0 \quad (14)$$

ε_1 について1次

$$\frac{\partial^2}{\partial \theta^2} (P_0 P_3) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} (P_0 P_3) + \frac{3}{2} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \cos \theta \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} P_0^2 + \Lambda \sin \theta - \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} P_3 - i \frac{2\Lambda}{\lambda} (P_3 - P_0 \cos \theta) - Y \frac{\partial}{\partial z} (P_0 P_3) \Big|_{z=1} = 0 \quad (15)$$

$\varepsilon_0 \phi_1$ について1次

$$\frac{\partial^2}{\partial \theta^2} (P_0 P_4) + \left(\frac{D}{L}\right)^2 \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} (P_0 P_4) - \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} P_4 + i \frac{2}{\lambda} \frac{\partial}{\partial \theta} P_{12} - i \frac{2}{\lambda} \Lambda (P_4 + P_0 \sin \theta) - Y \frac{\partial}{\partial z} (P_0 P_4)_{z=1} = 0 \quad (16)$$

式(9), (13)は静圧軸受の同心の場合の圧力分布を, 式(10), (14)は偏心の影響と回転による動圧効果の影響を表している。また, 式(11), (15)は軸の微小振動による圧力, 式(12), (16)は軸の振れ回りによる圧力を表す。式(9)~(16)より P_0 , P_{12} , P_3 , P_4 を求め式(7)に代入して圧力 P を求める。無次元負荷能力 W , 偏心角 ϕ_0 については次のように表せる。ここで, W_1 に負の符号がつくのは, 偏心角 $\phi = 0$ の点を軸受すきま最大の点でとったためである。

$$W_1 = \int_0^{2\pi} \int_0^1 P_{12} \cos \theta d\zeta d\theta \quad (17)$$

$$W_2 = \int_0^{2\pi} \int_0^1 P_{12} \sin \theta d\zeta d\theta \quad (18)$$

$$W = \sqrt{W_1^2 + W_2^2} \quad (19)$$

$$\phi = \tan^{-1}(W_1/W_2) \quad (20)$$

Fig. 3 Boundary conditions

6. 境界条件

図3に示すように給気面幅(軸受ブッシュ背面のケーシングが覆ってない部分の ζ 方向の長さ)を L_s とし, 境界条件は以下の通りである。

① $0 \leq \theta \leq 2\pi, 0 < \zeta < 1, z=1$: すきま内の式

② $0 \leq \theta \leq 2\pi, \zeta=0, 0 < z < 1$: $\frac{\partial P}{\partial \zeta} = 0$

③ $0 \leq \theta \leq 2\pi, \zeta=0, z=1$: $\frac{\partial P}{\partial \zeta} = 0$

④ $0 \leq \theta \leq 2\pi, 0 \leq \zeta \leq L_s/L, z=0$: $P = P_s$

⑤ $0 \leq \theta \leq 2\pi, \zeta=1, z=1$: $P = P_a$

⑥ $0 \leq \theta \leq 2\pi, L_s/L < \zeta < 1, z=0$: $\frac{\partial P}{\partial z} = 0$

⑦ $0 \leq \theta \leq 2\pi, \zeta=1, 0 < z < 1$: $\frac{\partial P}{\partial \zeta} = 0$

⑧ $0 \leq \theta \leq 2\pi, \zeta=1, z=0$: $\frac{\partial P}{\partial \zeta} - \frac{\partial P}{\partial z} = 0$

⑨ $0 \leq \theta \leq 2\pi, 0 \leq \zeta \leq 1, 0 \leq z \leq 1$: $P(\theta) = P(\theta - 2\pi)$

Fig. 4 Effect of permeability

なお, 本報では微小振動及び振れ回りのない静的な場合の特性について計算した。

7. 静特性

図4に, $P_s = 3$, $L_s/L = 1$ でハイブリッド形で用いた場合の負荷特性を示す。 Y が 10^{-3} のオーダー以下では $\Lambda = 0$ の近傍を除き一般の動圧真円気体軸受とほぼ同じ特性を示す。図5(a), (b)は, 静圧形で運転した場合の負荷能力に対する給気面制限の影響と給気圧の影響を示したものである。多孔質静圧気体軸受では, 負荷能力に対して通気性の最適値が存在することは知られていたが, その値が給気面幅に依存することが明らかになった。図6(a), (b)は, ハイブリッド形とした場合を示したものであるが, この場合も最適通気係数が存在することがわかる。しかし, その最適通気係数は軸受数には依存しない。これから, 静圧またはハイブリッド型の軸受を設計するに当たっては, 通気係数を2から3の間とし給気面幅はできるだけ広くとること。また給気面幅が狭くなる場合は,

通気係数を3よりを選べば優れた静特性が得られるといえる。図7は背面開放形で動圧軸受として用いた場合の、通気係数と負荷能力の関係を軸受数をパラメータにとって示したものである。図から明らかなように負荷能力に関して最適通気係数は存在しない。しかし、通気係数が大きくなるに従って徐々に負荷能力が減少し、 $Y=4$ 付近から急激に減少傾向を示す。これらの傾向は、背面密着形でもほぼ同様である。

8. 表面目詰まり時の圧力分布

金属多孔質材料を用いた気体軸受では、軸受ブッシュ製作において機械加工時の目詰まり不均一のため通気性の調節が困難であった。機械加工時に目詰まりしない多孔性セラミックの採用により簡単に性能均一な軸受を製作できる可能性がある。しかし、まったく目詰まりのない多孔質気体軸受はニューマチックハンマ不安定現象を生じ、むしろ軸受面を軽く目詰まりさせると安定性が向上することは既に知られている。そこ

Fig.5 Bearing performance in case of externally pressurized operation

Fig.6 Bearing performance in case of hybrid operation

Fig.7 Bearing performance in case of self acting operation (type4)

Fig.8 Models of surface choking

Fig.9 Pressure distribution in porous ceramic in case of surface choked bearing (bearing center)

で、表面を軽く目詰まりさせた場合について、目詰まり層の絞り効果を明らかにするために多孔質材料内の圧力分布の計算を試みた。表面目詰まりの状態については、図8に示す3ケースのモデルが考えられる。

- ① 目詰まり層の厚さ均一、目詰まりの程度均一。
- ② 目詰まり層の厚さ均一、目詰まりの程度が徐々に変化するもの。
- ③ 目詰まり層の厚さも目詰まりの程度も不均一。

このうち①は最も理想化した均一目詰まりの単純モデル、②は理想的に目詰まりした準均一目詰まりモデル、③は実際に最も近いモデルといえる。これらのモデルを図①の軸受に適用して考えるが、モデル③については計算が困難である。モデル②は目詰まり部において $\partial^2 P / \partial z^2 = \text{const}$ として計算可能と思われるが、ここでは目詰まり部の絞り効果を知ることによって最も単純な①を取り上げた。図9にセラミック材内の圧力分布を示す。同図の破線 (a) は、浸透率が $8 \times 10^{-11} (\text{cm}^2)$ すなわち図1の軸受で $L_s/L=1, Y=3.2, P_s=3$ の場合の軸受中央部の z 方向圧力分布、一点鎖線 (b) は、浸透率が (a) の1/2の $4 \times 10^{-11} (\text{cm}^2)$ で同じく $Y=1.6$ の場合である。今、図に示すように、(a) の素材に表面から20%の厚さで一様に目詰まりさせたと仮定し、その見かけの通気係数が1/2になった場合を考える。このとき軸受の軸受面圧力は (b) と同じである。すなわち、(a) の素材の中を (b) の時

と同じ (a) の1/2の流量が流れることになるので、目詰まりしていない部分では素材の中の圧力勾配が (c) のように (a) の1/2になる。前述のごとく軸受面圧力は、(b) と同じだから目詰まり層の中では図のように急勾配となる。すなわち、目詰まり層の絞り効果が素材部の絞り効果に比べかなり大きく作用し、それが軸受性能をほぼ支配していることがわかる。

9. 結 論

多孔性セラミック材を用いた気体軸受について多孔質プッシュ内の気体の流れを3次元的に考慮し軸受すきま間内の圧力分布の式と連立させて、実用的な形状、条件について軸受性能を計算した。また、表面を軽く目詰まりさせた場合の圧力分布について計算を行った。これらの計算の結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 負荷能力に関しては、静圧形、ハイブリッド形とも最適通気係数が存在する。
- (2) 軸受プッシュ背面の給気面積によって最適給気係数は影響を受けること。
- (3) 動圧軸受として用いた場合、負荷能力に関して最適通気係数は認められず、通気性が高くなると負荷能力はわずかに減少する。
- (4) 表面を軽く目詰まりさせた場合でも、目詰まり層の絞り効果は軸受性能に対しほぼ支配的に作用する。

参 考 文 献

- (1) H. Mori & H. Yabe: A theoretical study of the dynamic characteristics of external pressurized, porous journal gas-bearings, Proc. 6th Int. Gas Bearing Symp., (1974) paper C8
- (2) 岡野真・十合晋一: 多孔質静圧気体軸受の静的性能, 潤滑, 20-5(1975), 393.
- (3) Dah-chen San: Analysis of the steady state characteristics of gas-lubricated porous journal bearings, Trans. ASME, Ser. F. 97-1(1975), 44.
- (4) B. C. Majumdar et al.: Stability analysis of externally pressurized gas-lubricated porous bearings with journal rotation, Proc. 7th Int. Gas Bearing Symp., (1976) paper A2
- (5) 河島巖・十合晋一: 多孔性セラミック気体軸受, 昭和63年度精密工学会秋期大会学術講演会講演論文集 (1988), 843.