多孔質材料を用いた液膜シールの静特性*

金子 寛^{*1}

STATIC CHARACTERISTICS OF ANNULAR PLAIN SEALS WITH POROUS MATERIALS

Satoru KANEKO

Porous materials are widely used as surface materials of hydrodynamic (self-acting) and hydrostatic (externally-pressurized) bearings. In this study, porous materials with such functions are applied to the annular plain seals employed in pumps by inserting ones into the inlet part of the seal. The Reynolds equation for the fluid film in the seal clearance is modified to include a so-called filter term and the effect of tangential velocity slip, and the pressure equation for the porous medium is obtained from Darcy's law and the continuity equation. These equations are applied to the system and are numerically solved with the pressure drop mainly due to the axial acceleration of liquid at the inlet end of the seal being taken into account. It is found that the annular plain seals with porous materials have larger f_K (f_K : fluid film force component along the line of centers) and smaller f_θ (f_θ : fluid film force component perpendicular to the line of centers) than that of ordinary solid annular plain seals owing to the functions of hydrostatic lubrication and inducing seepage of liquid into the porous medium.

Key Words: Lubrication Theory, Darcy's Law, Annular Plain Seals, Porous Materials, Static Characteristics, Fluid Film Force, Hydrostatic Lubrication, Pressure Drop

1. はじめに

焼結金属などの多孔質材料は従来より軸受の材料として広く用いられている。多孔質材料はその組織内に外部へ通じた気孔を有しており、無数の微小な給気孔が表面に一樣に分布しているとみなすことができるために静圧軸受として、またその保油性などから動圧軸受としても用いられている^{(1)~(4)}。本報では、これら多孔質体がもたらす静圧軸受作用ならびに動圧軸受作用に着目し、これをポンプなどに用いられているライナーリングやバランスピストンなどの非接触シール(以後、これを液膜シールと呼ぶことにする)のしゅう動面の材料の一部または全体に適用した場合のシール部の静特性を理論的に解析する。そして、得られた結果より多孔質体がシール部の静特性におよぼす影響を明らかにする。なお、シールすきま内および多孔質体内の流れは層流であると仮定する。

まず、シールすきま内の液膜ならびにシール部しゅう動面を構成する多孔質体の内部の圧力分布を決定するために、シールすきまと多孔質体との間での液体の流出入を考慮した修正レイノルズ方程式、およびDarcyの法則より得られる連続の式を用いて解析する。その際、Beavers-Josephの提案したスリップモデル⁽⁵⁾⁽⁶⁾を用いてシール部すきま内の液膜と多孔質体表面との境界面でのすべりを考慮する。またシールすきま内の液膜の圧力境界条件は、既報⁽⁷⁾と同様に、シールの高圧側の流入端においては液体の軸方向加速などによって生じる圧力降下を考慮に入れ、また低圧側の流出端では大気圧とする。

次に、これらの結果を用いて、シール部の液膜反力、およびシール部低圧側からの漏れ流量などの静特性諸量を算出する。そして、これら諸量におよぼす多孔質体の影響、すなわち多孔質体がもたらす静圧軸受作用ならびに動圧軸受作用などについて明らかにする。

2. 本論文で用いる主要な記号

D = 2r₀: シール部直径 ■■L₀ (0 < L₀ ≤ L): 多孔質体の軸方向長さ ■■

* 昭和63年10月18日 第66期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和63年4月14日。

^{*1} 正員、長岡技術科学大学工学部 (〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。

L_s : シール部長さ mm

N : 軸回転速度 rpm

c : シール部平均半径すきま mm

$f = (f_\theta^2 + f_x^2)^{1/2}$: 負荷容量 N

f_x, f_θ : 液膜反力の偏心方向およびそれに直角方向の成分 N

$h = c(1 + \kappa \cos \theta)$: 液膜厚さ mm

k : 多孔質体の通気度 m^2

p : 液膜圧力(ゲージ圧) MPa

p' : 多孔質体内部の圧力(ゲージ圧) MPa

$p_d = p_{in} - p_{out}$: 差圧 MPa

p_{in} : 高圧側流入端直前($z=0$)における圧力 MPa

p_{in}' : 高圧側流入端直後($z=+0$)における液膜圧力 MPa

p_{out} : 低圧側流出端($z=L_s$)における圧力, 大気圧 MPa

q_c : シールすきまの低圧側からの漏れ流量 m^3/s

q_o : 多孔質体の低圧側側面からの漏れ流量($\neq 0; L_o = L_s$ の場合, $= 0; L_o < L_s$ の場合) m^3/s

q_s : シールの低圧側からの全漏れ流量($= q_c + q_o; L_o = L_s$ の場合, $= q_c; L_o < L_s$ の場合) m^3/s

r : 半径方向座標

r_i : シール部半径, 多孔質体内半径 mm

r_o : 多孔質体外半径 mm

w_a : 流入端直後($z=+0$)における液膜厚さ方向に平均したシールすきま内の軸方向流速 m/s

z : 軸方向座標

α : すべり係数

ξ : 入口損失係数

η : 液体の粘性係数 $\text{Pa}\cdot\text{s}$

表 1 解析モデルの諸元

Seal diameter $D (=2r_i)$ mm	70.070	70.210	70.350
Mean radial clearance c mm	0.035	0.105	0.175
Clearance ratio c/r_i	1/1000	3/1000	5/1000
Seal length L_s mm	70.0		
Length-diameter ratio L_s/D	1		
Length of porous matrix L_o mm	20	30	50
Length ratio L_o/L_s	2/7	3/7	5/7
Outer radius of porous matrix r_o mm	52.5		
Radius ratio r_o/r_i	1.5		
Permeability k m^2	2.0×10^{-13}		
Fluid density ρ kg/m^3	0.8×10^3		
Fluid viscosity η $\text{Pa}\cdot\text{s}$	1.8		

θ : 最大膜厚位置からの角座標 rad

κ : 偏心率

ψ : 偏心角 rad

ρ : 液体の密度 kg/m^3

ω : 軸の回転角速度 rad/s

3. 数値解析

3.1 解析モデルとその諸元 本報の解析モデルの諸元を表1に記す。シール部長さ $L_s=70.0\text{mm}$ [半径比 $L_s/D=1$ (D はシール部直径)]が一定で、シール部平均半径すきま c が $0.035 \sim 0.175\text{mm}$ [すきま比 c/r_i が $1/1000 \sim 5/1000$ (r_i はシール部半径および多孔質体内半径)]の範囲の3種類の場合について解析する。また、多孔質体(内半径 r_i , 外半径 r_o , 長さ L_o のプッシュ)はシール部しゅう動面の高圧側流入端($z=0$)の位置から挿入されるものと

図1 シール部の座標系

し、その軸方向長さ L_0 が20~70mm(L_0/L_s が2/7~1)の範囲の4種類の場合を解析の対象とする(図1参照)。なお、比較のために多孔質体を挿入しない場合($L_0=0$)についても解析する。

3.2 シールすきま内の液膜圧力および多孔質体内部の圧力を支配する方程式 多孔質材料を用いた液膜シールの静特性諸量を求めるためには、まず、シールすきま内および多孔質体内部の圧力分布を求めなければならない。以下にその概略を記す。

Beavers-Josephのスリップモデル^{(5),(6)}を適用して、シール部しゅう動面を構成する多孔質体表面と液膜との境界面でのすべりを考慮すると、シールすきま内の液膜の圧力 p を支配する修正レイノルズ方程式は次式のごとくなる(図1参照)。

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ h^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial p}{\partial \theta} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ h^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial p}{\partial z} \right\} = 6\eta \omega \frac{\partial}{\partial \theta} \{ h (1 + \xi_0) \} - 12k \frac{\partial p^*}{\partial r} \Big|_{r=r_0} \quad (1)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \xi_0 &= (k^{1/2}/\alpha)/(h + k^{1/2}/\alpha) \\ \xi_1 &= 3(hk^{1/2}/\alpha + 2k)/\{h(h + k^{1/2}/\alpha)\} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

である。 α はBeavers-Josephのスリップモデルで導入されたすべり係数であり、多孔質体(しゅう動面)の気孔の形状、寸法などに依存する無次元の定数である。本報ではBeaversらが実験的に得た値⁽⁶⁾を用いて、その値を0.1とした。なお、式(1)で $\xi_0 = \xi_1 = 0$ とおくと、すべりを考慮しない場合に相当する。また、式(1)の右辺第2項はシールすきまと多孔質体との間での液体の流出入を表す項である。これより、しゅう動面が多孔質体ではないいわゆるsolidの場合には通気度 k がゼロとなり、右辺第2項ならびに ξ_0 、 ξ_1 がゼロになる。

一方、Darcyの法則より得られる多孔質体内部の速度成分を連続の式に代入すると、多孔質体内部の圧力 p^* を支配する方程式は次式のごとくなる(図1参照)。

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial p^*}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p^*}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 p^*}{\partial z^2} = 0 \quad (3)$$

3.3 境界条件 シールすきま内の液膜圧力 p の軸方向の境界条件は、既報⁽⁷⁾と同様に、シール部の高圧側流入端での圧力降下 δp を考慮に入れて次のように考える。

$$\left. \begin{aligned} z=+0(\text{流入端直後}) \quad p &= p_{in}' (= p_{in} - \delta p) \\ z=L_s(\text{流出端}) \quad p &= p_{out} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで、 $p_{out}=0$ (大気圧)とし、また p_{in}' は以下のようにして求められる。

高圧側流入端での圧力降下 δp は次式で与えられる。

$$\delta p = (1 + \xi) \rho w_0^2 / 2 \quad (5)$$

ここで、 ξ は高圧側流入端での入口損失係数であり、その値を0.5とした。なお、この値はBlack⁽⁸⁾が用いた値と一致している。また、 w_0 は高圧側流入端直後($z=+0$)における液膜厚さ方向に平均したシールすきま内の軸方向流速であり、次式のように求められる。

$$w_0 = - \frac{h^2}{12\eta} (1 + \xi_1) \frac{\partial p}{\partial z} \Big|_{z=+0} \quad (6)$$

これを式(5)に代入すれば、 p_{in}' は次式で表される。

$$p_{in}' = p_{in} - \frac{(1 + \xi)}{288} \rho \frac{h^4}{\eta^2} (1 + \xi_1)^2 \left(\frac{\partial p}{\partial z} \Big|_{z=+0} \right)^2 \quad (7)$$

なお、 p_{in}' は式(7)を式(1)と連立させて解くことにより決定される。

一方、多孔質体内部の圧力 p^* に関する境界条件は次のごとく与えられる。

$$z=0(\text{高圧側側面}) \quad p^* = p_{in} \quad (8)$$

シール部しゅう動面全体が多孔質体で構成される場合($L_0=L_s$)には、

$$z=L_s(\text{低圧側側面}) \quad p^* = p_{out} \quad (9)$$

また、多孔質体がsolidと接している部分、例えば多孔質体外周部では多孔質体からsolidへの液体の流れが存在しないので、

$$\text{solid側の通気度} = 0 \quad (10)$$

さらに、シールすきま内の液膜としゅう動面を構成する多孔質体表面との境界面での圧力の連続性から、

$$r=r_0 \text{ で } p^* = p \quad (11)$$

3.4 計算方法 シールすきま内の液膜の圧力および多孔質体内部の圧力は式(1)、(3)を連立させて、境界条件式(4)、(8)、(10)、(11)を用いて算出する。なお、 $L_0=L_s$ の場合には、さらに境界条件式(9)も用いて算出する。

本報では、既報⁽⁹⁾と同様に、式(1)、(3)をコントロール・ボリューム法を用いて有限差分近似を行い離散値化する。そして、高圧側流入端直後($z=+0$)の格子点圧力(液膜圧力)を逐次減速緩和法を用いて、それ以外の点は逐次加速緩和法を用いて繰り返し計算により求める。また、計算の過程である格子点圧力が負圧になった場合には直ちに大気圧に置き換え、次の格子点圧力の計算に進む。なお、式(1)、(3)を離散値化するに際して、シールしゅう動面全体(多孔質体表面を含む)を円周方向に80等分、軸方向に28等分し、また多孔質体内部を円周方向に80等分、半径方向(厚さ方向)に8等分、

軸方向に軸方向長さ L_0 が20mm($L_0/L_s=2/7$), 30mm($L_0/L_s=3/7$), 50mm($L_0/L_s=5/7$), 70mm($L_0/L_s=1$)に対してそれぞれ8, 12, 20, 28等分することにより, 差分格子を構成した。収束判定条件は次式で与えた。

$$\sum_{i,j,k} |P_{i,j,k}^{(n+1)} - P_{i,j,k}^{(n)}| / \sum_{i,j,k} |P_{i,j,k}^{(n)}| < 10^{-7} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここで, n は計算ステップ回数である。また, i, j, k はそれぞれ r, θ, z 方向の格子点番号を示し, $i=1$ の場合はシールすきま内の液膜圧力を, $i \geq 2$ の場合は多孔質体内部の圧力を示す。

圧力が求まれば静特性に関する諸量は次のように計算できる(図1参照)。

液膜反力の偏心方向に直角方向の成分:

$$f_\theta = \int_0^{L_s} \int_0^{2\pi} p r \sin \theta d\theta dz \quad \dots\dots\dots (13)$$

液膜反力の偏心方向成分:

$$f_x = - \int_0^{L_s} \int_0^{2\pi} p r \cos \theta d\theta dz \quad \dots\dots\dots (14)$$

負荷容量: $f = (f_\theta^2 + f_x^2)^{1/2} \quad \dots\dots\dots (15)$

シールすきまの低圧側からの漏れ流量:

$$q_o = - \frac{r_i}{12\eta} \int_0^{2\pi} \left\{ h^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial p}{\partial z} \right\}_{z=L_s} d\theta \quad \dots\dots\dots (16)$$

多孔質体の低圧側側面からの漏れ流量:

$$q_o = - \frac{k}{\eta} \int_{r_i}^{r_o} \int_0^{2\pi} \left(r \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{z=L_s} d\theta dr \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここで, 多孔質体の軸方向長さ L_0 がシールの全長 L_s より小さい場合($L_0 < L_s$)は, $q_o = 0$ となる。

シールの低圧側からの全漏れ流量:

$$q_s = q_o + q_o \quad \dots\dots\dots (18)$$

4. 数値解析結果と考察

本章では, 3章で述べた方法により算出した静特性諸量について検討し, 多孔質体がシール部のしゅう動面に適用された場合にこれら諸量におよぼす影響を調べるとともに, 多孔質体を適用しないいわゆるsolidの場合の結果と比較し, 相違点を明らかにする。なお, 図2～図11において, 図中に示す曲線で実線はシール部しゅう動面に多孔質体を適用した場合の結果を, 破線はシール部しゅう動面全体がsolidの場合の結果を示す。また, 図8, 9, 11を除いて, 図中の実線は全て多孔質体の軸方向長さ L_0 が30mm($L_0/L_s=3/7$)の場合の結果である。

4.1 液膜反力について

4.1.1 多孔質体の有無と液膜反力との関係 図2は, 差圧 p_0 と軸回転速度 N をパラメータにして, 負荷容量 f と偏心率 κ との関係を示している。これより,

いずれの条件の場合にも f は κ とともに増加している。また, $N=0\text{rpm}$ でも f が生じている点, N 一定のもとでは p_0 とともに f が大きくなる点, ならびに p_0 一定のもとでは N とともに f が大きくなる点で, 多孔質体を用いた場合と多孔質体を用いない場合(以後, solidの場合と呼ぶことにする)とは定性的に一致している。これは多孔質体を用いた場合にも, 差圧による静圧軸受作用と軸の回転による動圧軸受作用とが重畳して液膜反力が生じていると考えられる。一方, 定量的には f は, $N=0\text{rpm}$ の時には多孔質体を用いた場合の方が大きく, $N=1000\text{rpm}, 2000\text{rpm}$ の時にはsolidの場合の方が大きくなっており, 多孔質体の有無で相違を生じている。

図3は, 図2と同じ条件下で, N をパラメータにして, f の偏心方向成分 f_x と κ , および f の偏心方向に直角方向の成分 f_θ と κ の関係を示している。これより, f_θ は N の大きい方が大きくなっているが, f_x は κ の大きい範囲を除いて N によつてはあまり変化しておらず, この点で多孔質体を用いた場合とsolidの場合とは定性的に一致している。一方, 定量的には, f_x は多孔質体を用いた場合の方が大きく, f_θ は, $N=0\text{rpm}$ の時を除いて, solidの場合の方が大きい。

図4は, やはり図2と同じ条件下で, p_0 をパラメータにして, f_x と κ , および f_θ と κ の関係を示している。これより, κ の大きい範囲を除いて, f_θ は p_0 によつてはあまり変化しないが, f_x は p_0 の大きい方が大きくなっており, この点で多孔質体を用いた場合とsolidの場合とは定性的に一致している。一方, 定量的には図3の場合と同様に, f_x は多孔質体を用いた場合の方が大きく, f_θ はsolidの場合の方が大きい。

以上, 図2, 3, 4の結果より, 多孔質体を用いた場合にも軸の回転による動圧軸受作用は主に f_θ に寄与し, 差圧による静圧軸受作用は主に f_x に寄与するといえる。また, 同じ条件のもとでは, 多孔質体を用いた場合にはsolidの場合と比べて, 動圧軸受作用は小さいが静圧軸受作用は大きいといえる。この点は次のように考えられる。

動圧軸受作用による液膜反力は軸の回転によるくさび膜作用によつて生じる。多孔質体をシール部しゅう動面に用いた場合には, 式(1)の右辺第2項に示されているごとく, シールすきま内と多孔質体との間での液体の流入が存在する。すなわちすきま内で圧力が高くなる部分(すきまの小さい部分)ではすきま内から多孔質体内部へ液体が流出し, 一方, すきま内で圧力が低くなる部分(すきまの大きい部分)ではすきま内へ多孔質体内部より液体が流入する。したがって, くさび膜作用によつて生ずるすきま内の圧力はその絶対値が

図2 f と κ の関係

図3 f_k と κ , f_θ と κ の関係

図4 f_k と κ , f_θ と κ の関係

全体的に小さくなり、その結果solidの場合に比べて動圧軸受作用が小さくなり、 f_θ が小さくなると考えられる。この点は、差圧 p_d がゼロの場合に相当する多孔質ジャーナル軸受に関する従来の理論解析結果においても示されている⁽¹⁾⁽⁸⁾⁽¹¹⁾。

一方、差圧による静圧軸受作用については次の二点が考えられる。一つは、既報⁽⁷⁾で述べたごとく、差圧によってシール部の高圧側から液体が流入する際に生ずる圧力降下 δp がすきまの大きい部分ほど大きくなるため流入端直後 ($z=+0$) で円周方向圧力分布に不均一を生じ[式(7)参照]、その結果、軸にはその偏心方向と逆方向の反力 f_{s1} が作用する点である。この作用はsolidの場合および多孔質体を用いた場合のいずれの場合にも生じる。もう一つは、多孔質体自体が静圧軸受として作用する点である⁽¹⁾⁽³⁾。すなわち、多孔質体は静圧軸受の機能として、高圧の液体を多孔質体の高圧側側面からシール部しゅう動面に供給するための微細な孔と、その孔を液体が通過する際の抵抗によって生じる絞りの効果とを有している。そして、この静圧軸受作用によっても軸にはその偏心方向と逆方向の反力 f_{s2} が作用する。

図5は、図2と同じ条件下で、 $N=0$ rpmの時のシール

図5 シールすきま内の軸方向の圧力分布

すきま内の軸方向[流入端直後 $z=+0$ ($z/L_g=0$) から流出端 $z=L_g$ ($z/L_g=1$) まで]の圧力分布を示している。図中

図6 f_x と κ の関係 図7 f_θ と κ の関係 図8 f_x と κ の関係

で $\theta = 0, \theta = \pi$ はそれぞれ最大膜厚、最小膜厚の位置に対応している。また、図中の一点鎖線より左側の部分 ($z/L_s \leq z_c/L_s$) は多孔質体を用いた場合(図中の実線)の多孔質体しゅう動面に相当する。solidの場合は高压側流入端直後 ($z/L_s = 0$) から流出端 ($z/L_s = 1$) へ圧力が直線的に減少している。また、流入端直後での圧力降下の差によってわずかではあるが $\theta = \pi$ の方が $\theta = 0$ より圧力が全体的に高く、この差が前述した最初の方の静圧軸受作用をもたらすことになる。

一方、多孔質体を用いた場合には、高压側から低压側への圧力が低下する割合、すなわち軸方向の圧力勾配が $z/L_s = L_s/L_s$ 付近で変化している。また、solidの場合に比べて圧力が全体的に高く、さらに $\theta = \pi$ と $\theta = 0$ との圧力の差が大きくなっている。これは、多孔質体がシールの高压側 ($z = -0$) での液体の圧力 $p_{s,0}$ を供給圧力とする一種の静圧ジャーナル軸受として作用し、この作用が前述した高压側流入端での圧力降下の不均一性によって生ずる静圧軸受作用に重畳したためであると考えられる。その結果、solidの場合に比べて静圧軸受作用が大きくなり、 f_x が大きくなると考えられる。

4.1.2 多孔質体の有無と液膜反力との関係におよぼすシール部平均半径すきまの影響 図6は、 $p_d (= 0.5 \text{ MPa})$, $N (= 0 \text{ rpm})$ 一定で、シール部平均半径すきま c

をパラメータにして、 f_x と κ との関係を示している。これより、solidの場合は c の大きい方が f_x が大きい。多孔質体を用いた場合は $c = 0.105 \text{ mm}$ ($c/r_1 = 3/1000$) が最も小さく、 $c = 0.035 \text{ mm}$ ($1/1000$), 0.175 mm ($5/1000$) の順に大きくなっている。また、多孔質体を用いた場合はいずれの c の場合もsolidの場合より f_x が大きい。その大きくなる割合は c が大きくなるにつれて減少している。これらの点は次のように考えられる。

solidの場合の f_x は、シール部流入端での圧力降下 δp の円周方向の不均一性にもとづく静圧軸受作用によって生じる反力 $f_{s,1}$ に相当する。式(7)の右辺第2項に示すごとく、 $c = [h/(1 + \cos \theta)]$ が大きいほど δp が大きくなるので流入端直後での円周方向圧力分布の不均一も大きくなり、その結果 $f_{s,1}$ すなわち f_x が大きくなるものと考えられる。

一方、多孔質体を用いた場合には、 $f_{s,1}$ の他にさらに多孔質体自体が有する静圧軸受作用によって生じる反力 $f_{s,2}$ が加わるためsolidの場合より f_x が大きくなる。しかし、この $f_{s,2}$ は本計算条件の範囲内では c が大きくなるにつれて減少するため、それにともない多孔質体の場合の f_x がsolidの場合に比べて大きくなる割合は減少する。また、これより多孔質体を用いた場合の c の変化にともなう f_x の増減は、 $f_{s,1}$ と $f_{s,2}$ の

図9 f_{θ} と κ の関係

図10 q_s と κ の関係

図11 q_s と κ の関係

両者の増減のバランスによって決まると考えられる。本図で、多孔質体の場合に $c = 0.035 \text{ mm}$ の方が $c = 0.105 \text{ mm}$ より f_{θ} が大きくなるのは、 f_{s1} が小さくなる分よりも f_{s2} が大きくなる分の方が大きくなったためであると考えられる。

図7は、 $p_d (=0.5 \text{ MPa})$, $N (=1000 \text{ rpm})$ 一定で、やはり c をパラメータにして、 f_{θ} と κ との関係を示している。これより、 c が大きくなるにつれて f_{θ} は減少しており、この点で多孔質体を用いた場合とsolidの場合とは定性的に一致している。また、多孔質体を用いた場合はいずれの c の場合もsolidの場合より f_{θ} は小さいが、その小さくなる割合は c が大きくなるにつれて減少している。これは、 c が大きくなるにつれて、シールすきま内と多孔質体との間での液体の流入出がすきま内の流れにおよぼす影響が相対的に小さくなり、軸の回転にともなうくさび膜作用によって生ずる反力が多孔質体を用いた場合とsolidの場合とでは差があまりなくなるためであると考えられる。

4.1.3 多孔質体の軸方向長さや液膜反力との関係

図8は、 $p_d (=2.0 \text{ MPa})$, $N (=0 \text{ rpm})$ 一定で、シール部しゅう動面に用いた多孔質体の軸方向長さ L_o をパラメータにして、 f_{θ} と κ との関係を示している。これより、 L_o が 0 mm (solidの場合に相当) から 20 mm ($L_o/L_s = 2/7$), 30 mm ($3/7$), 50 mm ($5/7$) へと増加するにしたがって f_{θ} が大きくなっている。しかし、 $L_o = 70 \text{ mm}$ の場合すなわちシールしゅう動面全体が多孔質体の場合には f_{θ} は小さくなり、solidの場合より若干大きい程度になっている。

f_{θ} が $L_o < L_s$ の範囲で L_o とともに大きくなる点は、シール部しゅう動面内で多孔質体が静圧軸受として作用する部分が L_o とともに増加し、その結果この作用によって生じる反力 f_{s2} が増加するためであると考えられる。一方、 L_o が L_s と一致する場合に f_{θ} が小さくなる点は、多孔質体の高圧側側面 ($z=0$) から多孔質体内部に流入した液体がシール部しゅう動面の他に多孔質体の低圧側側面 ($z=L_s$) から流出し、その結果、多孔質体の静圧軸受としての作用が低下し、 f_{s2} が減少するためであると考えられる。

図9は、 $p_d (=2.0 \text{ MPa})$, $N (=1000 \text{ rpm})$ 一定で、やはり L_o をパラメータにして、 f_{θ} と κ との関係を示している。これより、 L_o が増加するにしたがって f_{θ} が減少している。これは、 L_o が増加するにしたがって、シールすきま内と多孔質体との間での液体の流入出がシールすきま内の流れにおよぼす影響が大きくなり、その結果、くさび膜作用によって生じるすきま内の圧力の絶対値がより小さくなるためであると考えられる。

4.2 漏れ流量について 図10は、差圧 p_d , 軸回転速度 N , およびシール部平均半径すきま c をパラメータにして、シールの低圧側からの全漏れ流量 q_s と偏心率 κ との関係を示している。なお、本図の条件下 [$L_o = 30 \text{ mm}$ ($L_o/L_s = 3/7$)] では、 q_s はシールすきまの低圧側からの漏れ流量 q_o と等しい。この図より、いずれの条件の場合も q_s は κ とともに増加している。また、 p_d あるいは c の大きい方が q_s が大きい点、ならびに N によっても q_s があまり変化しない点で、多孔質体を用いた場

合(図中の実線)とsolidの場合(図中の破線)とは定性的に一致している。一方、同じ条件のもとでは、いずれの場合も多孔質体を用いた場合の方がsolidの場合より q_s が大きくなる。

図11は、図8と同じ条件下で、シール部しゅう動面に用いた多孔質体の軸方向長さ L_s をパラメータにして、 q_s と κ との関係を示している。なお、 $L_s \neq 70\text{mm}$ ($L_s/L_0 \neq 1$)の場合は、図10の場合と同じく、 q_s は q_0 と等しい。この図より、 L_s が増加するにしたがって q_s が大きくなっている。とりわけ、 $L_s=70\text{mm}$ すなわちシール部しゅう動面全体が多孔質体の場合には q_s が大きくなっているが、これは q_0 の他に多孔質体の低圧側側面からの漏れ流量 q_0 が加わるためである。

5. 結 論

本報では、ポンプなどに用いられている液膜シールのしゅう動面に、その材料の一部または全体に多孔質体を適用した場合のシール部の静特性、すなわちシール部の液膜反力、シール部低圧側からの漏れ流量などを理論的に解析した。その結果、次の点が明らかになった。

(1) 多孔質体を用いた場合には多孔質体を用いないいわゆるsolidの場合と同様に、差圧による静圧軸受作用によって生じる反力と軸の回転によるくさび膜作用によるいわゆる動圧軸受作用によって生じる反力とが重畳して軸に作用する。そして、静圧軸受作用は主に液膜反力の偏心方向成分 f_{x1} に寄与し、一方、動圧軸受作用は主に f_{x1} に直角方向の成分 f_{x2} に寄与する。

(2) 多孔質体を用いた場合には、差圧による静圧軸受作用によって生じる反力としては二つ存在する。一つは、solidの場合と同様に、シール部流入端での圧力降下 δp が円周方向に不均一なことから生じる反力 f_{s1} であり、もう一つは、多孔質体が静圧軸受として作用することから生じる反力 f_{s2} である。このため、多孔質体を用いた場合にはsolidの場合より静圧軸受作用が大きくなり、 f_{x1} が大きくなる。

(3) 多孔質体を用いた場合には、シールすきま内と多孔質体との間での液体の流出入が存在するため、くさび膜作用によって生じるすきま内の圧力はその絶対値が全体的に小さくなり、その結果、solidの場合に比べて動圧軸受作用が小さくなり、 f_{x2} が小さくなる。

(4) シール部平均半径すきま c が大きくなるにつれて、 δp が不均一なために生じる反力 f_{s1} は大きくなるが、多孔質体が静圧軸受として作用するために生じる反力 f_{s2} は小さくなる。したがって、多孔質体を用いた場合の c の変化にともなう f_{x1} の増減は、 f_{s1} と

f_{s2} の両者の増減のバランスによって決定される。一方、動圧軸受作用によって生じる反力 f_{x2} は、多孔質体を用いた場合もsolidの場合と同様に、 c が大きくなるにつれて小さくなる。

(5) シール部しゅう動面に用いた多孔質体の軸方向長さ L_s がしゅう動面全体の長さ L_0 より小さい範囲では、 L_s が大きくなるにつれて f_{s2} が増加するため f_{x1} が大きくなる。しかし、 L_s が L_0 と一致する場合には多孔質体の低圧側側面からの漏れが存在するため f_{s2} が減少し、その結果、 f_{x1} が小さくなる。一方、動圧軸受作用によって生じる反力 f_{x2} は L_s が大きくなるにつれて小さくなる。

(6) 多孔質体を用いた場合はsolidの場合と同様に、シールの低圧側からの全漏れ流量 q_s は、差圧あるいは c が大きい方が大きく、また軸回転速度によってはあまり変化しない。しかし、同じ条件のもとでは、いずれの場合も多孔質体を用いた場合の方がsolidの場合より q_s が大きい。また、多孔質体を用いた場合には L_s が大きいほど q_s が大きい。

文 献

- (1) 十合晋一, 気体軸受, (1984), 12, 共立出版.
- (2) 川崎景民, オイルレスベアリング, (1973), 99, アグネ.
- (3) 中島・高藤・長田, 機論, 54-498, C(1988), 439.
- (4) Chattopadhyay, A.K. and Majumdar, B.C., Tribol. Int., 17-6(1984), 317.
- (5) Beavers, G.S. and Joseph, D.D., J. Fluid Mech., 30-1(1967), 197.
- (6) Beavers, G.S., Sparrow, E.M. and Magnuson, R.A., Trans. ASME, J. Basic Eng., 92-4(1970), 843.
- (7) 金子・堀・田中, 潤滑, 30-9(1985), 684.
- (8) Black, H.F., J. Mech. Eng. Sci., 11-2(1969), 206.
- (9) 金子, 機論, 54-505, C(1988), 2196.
- (10) Reason, B.R. and Dyer D., Proc. Instn. Mech. Engrs., 187-7(1973), 71.
- (11) Rouleau, W.T. and Steiner, L.I., Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 96-3(1974), 346.

討 論

〔質問〕 矢 部 寛〔京都大学工学部〕

多孔質ブッシュを用いた静圧形のシールの構成を興味深く拝見した。ところで、シール特性に関し、図10の漏れ流量から考えると c を小さくすることが望ましく、図6で、同じ液膜反力を得るのならば、 c を小さくして、多孔質体自体が有する静圧軸受作用によって生じる反力(f_{s12})を利用するのがよいと思われる。この場合の軸受としての特性は、すきま内の流量に係る c^3 と、多孔質体内の流量の指標としての係数 $12k(r_0-r_i)$ の比に依存し、液膜反力の最大値は両者が同じ程度のオーダーにあるときに生じる。貴計算の場合、 $c=0.035$ mm は最適値に近いと思われる。これに関して、次の点をお伺いしたい。

(1) $c=0.035$ mm という数値は何かの根拠にもとづいて設定されたものか。

(2) 入口での圧力降下が無視できるような領域を想定すれば、非回転時の最大剛性を与える条件(c の値)は $c/[12k(r_0-r_i)]^{1/3}$ の形でまとめることができると思われる。このように整理できれば、貴研究の成果を実際に応用するときより便利であると思うが、いかがか。

〔回答〕 ポンプなどに用いられている液膜シールの平均半径すきま c の大きさは、すきま比 c/r_i で5/

1000より大きい値が採用されている場合が多い。この範囲の c の値、例えば $c=0.175$ mm($c/r_i=5/1000$)を用いて計算した場合、図6および図7に示すごとく、液膜反力に関して多孔質体を用いたシールとsolidのシールとの差はあまり大きくない。したがって、液膜反力に生じる両者の差異を定量的により明確にするともに多孔質体を用いた場合の利点を示唆するために、 c の値として通常の円筒ジャーナル軸受のそれに近い、 c/r_i にして $1/1000$ ($c=0.035$ mm)を計算条件に用いた。これより $c=0.035$ mm という数値は、ご指摘の液膜反力の最大値が得られる最適値に近い値として選んだものではない。

(2) シールすきま c が小さい、例えば $c=0.035$ mm の場合にはシール流入端での圧力降下が液膜反力などにおよぼす影響は無視し得るので、ご指摘のとおり、多孔質静圧ジャーナル軸受の場合と同様に最大剛性を与える条件などが無次元パラメータ $c/[12k(r_0-r_i)]^{1/3}$ などを用いて整理することが可能であると考えられる。しかし、ポンプなどに用いられているシールに対しては、すきまがこの値よりかなり大きいので流入端での圧力降下のおよぼす影響は無視できず、したがって、ご指摘の無次元パラメータをそのまま適用することは困難であると考えられる。