

流体潤滑膜の動特性に及ぼす流体の圧縮性の影響

春山 義夫, 風巻 恒司*

1. 緒 言

著者らはこれまで、潤滑流体として液体を用いる場合の、スクイーズ膜特性⁽¹⁾ および静圧スラスト軸受の動特性⁽²⁾⁽³⁾に及ぼす流体の慣性力の影響を調べてきた。その際、軸受すきまが小さく、スクイーズ運動の速度が大きい場合に、実験値は理論値からはずれる傾向が見られた。この原因として、潤滑流体の圧縮性を無視していることが考えられ、本報では、流体の圧縮性がスクイーズ膜の特性および静圧スラスト軸受の動特性に及ぼす影響を理論的、実験的に調べる。

2. 平行円板形スクイーズ膜特性に及ぼす影響

本章では、図1に示す平行円板形スクイーズ膜の特性に及ぼす流体の圧縮性の影響について理論的に調べる。解析に当たって用いる仮定は、既報⁽¹⁾と同様であるが、流体の圧縮性を考慮する。基礎式および境界条件は

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (1)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho u) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dp} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} z=0 \quad & \text{で} \quad u=w=0 \\ z=h \quad & \text{で} \quad u=0, \quad w=dh/dt \\ r=0 \quad & \text{で} \quad \partial p/\partial r=0 \\ r=r_0 \quad & \text{で} \quad p=p_a \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

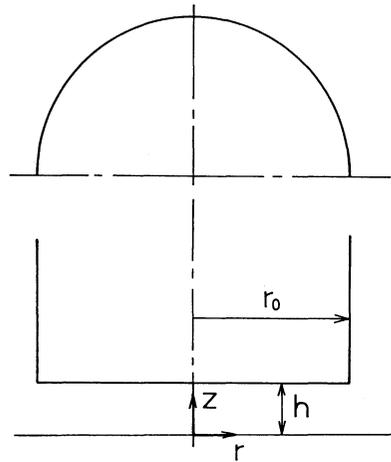


図1 平行円板形スクイーズ膜の概略図

と表わされる。ここに、 K_t は流体の体積弾性率であり、 p_a は周囲圧力である。これらを厳密に解くことは困難であり、既報⁽¹⁾と同様に、すきま h_0 まわりの微小な調和振動を考え、同じ無次元量を導入すると、基礎式、境界条件は

$$j Re^{**} \hat{U}_t = - \frac{12}{\sigma} \frac{\partial \hat{P}_t}{\partial R} + \frac{\partial^2 \hat{U}_t}{\partial Z^2} \quad (6)$$

$$0 = \frac{\partial \hat{P}_t}{\partial Z} \quad (7)$$

*元 富山大学工学部 (〒491-01 静岡県田方郡函南町平井字南谷下1740-1908)

$$\frac{j}{K_m} \hat{P}_t + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (R \hat{U}_t) + \frac{\partial \hat{W}_t}{\partial Z} = 0 \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} Z=0 \text{ で } \hat{U}_t = \hat{W}_t = 0, \quad Z=1 \text{ で } \hat{U}_t = 0, \quad \hat{W}_t = j \\ R=0 \text{ で } \frac{\partial \hat{P}_t}{\partial R} = 0, \quad R=1 \text{ で } \hat{P}_t = 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

となる。ここに、 $K_m = K_t / p_a$ 、 $\sigma = 12\mu \omega r_0^2 / (p_a h_0^2)$: スクイズ数、 $Re^{**} = \rho h_0^2 \omega / \mu$: 非定常パラメータ、 $j = \sqrt{-1}$ である。これらに対しては次のような解が得られる。

$$\hat{U}_t = -\frac{j}{\Phi \lambda} \frac{J_1(\lambda R)}{J_0(\lambda)} \left\{ 1 - \frac{\cosh(2\Phi Z - \Phi)}{\cosh \Phi} \right\} \quad (10)$$

$$\hat{W}_t = \frac{j}{\Phi} \frac{J_0(\lambda R)}{J_0(\lambda)} \left\{ Z - \frac{\sinh(2\Phi Z - \Phi) + \sinh \Phi}{2\Phi \cosh \Phi} \right\} + j \left\{ 1 - \frac{J_0(\lambda R)}{J_0(\lambda)} \right\} Z \quad (11)$$

$$\hat{P}_t = K_m \{ J_0(\lambda R) / J_0(\lambda) - 1 \} \quad (12)$$

ここに、 $\lambda^2 = \sigma Re^{**} / (12\Phi K_m)$ 、 $\Phi = 1 - \varphi^{-1} \tanh \varphi$ 、 $\varphi = \sqrt{j Re^{**}} / 2$ であり、 J_0 、 J_1 は第1種ベッセル関数である。

図2に、既報⁽¹⁾と同様に定義された無次元剛性 K および無次元減衰係数 B に対する計算例を示す。通常使用される潤滑油では K_t の値は1 GPa程度であるから、ここでは $K_m = K_t / p_a = 10^4$ の場合について調べる。図中、破線は非圧縮性流体の場合の値を示す。図に見られるようにスクイズ数 σ の値が 10^3 以上に大きくなると限り圧縮性の影響は小さく、通常の条件では無視してさしつかえないものと思われる。

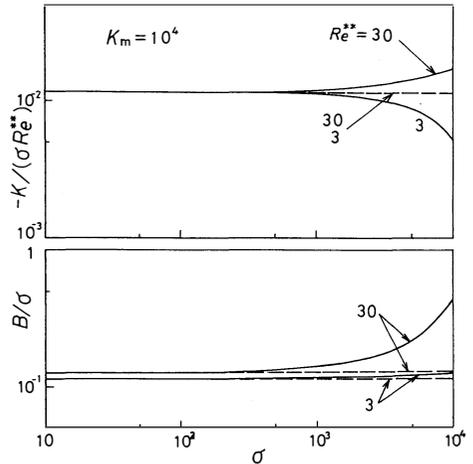


図2 円板形スクイズ膜特性に及ぼす流体の圧縮性の影響

3. スクイズ膜特性に及ぼすポケット内の流体の圧縮性の影響

前章の検討により、スクイズ膜特性に及ぼすすきま内の流体の圧縮性の影響は、通常の条件では、あまり大きくはないことがわかった。しかし、深いポケットを有する場合には、その部分の流体の体積が大きく、圧縮性の影響が大きく現われることも考えられる。本章では、図3に示す、中央に深いポケットを有する円板形スクイズ膜の特性に及ぼすポケット内の流体の圧縮性の影響について調べる。なお、すきま内の流体の圧縮性は無視する。

基礎式は、既報⁽¹⁾と同じであり

$$j Re^{**} \hat{U}_t = -\frac{12}{\sigma} \frac{\partial \hat{P}_t}{\partial R} + \frac{\partial^2 \hat{U}_t}{\partial Z^2} \quad (13)$$

$$0 = \frac{\partial \hat{P}_t}{\partial Z} \quad (14)$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} (R \hat{U}_t) + \frac{\partial \hat{W}_t}{\partial Z} = 0 \quad (15)$$

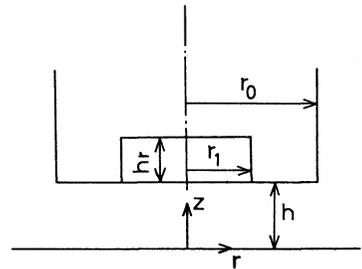


図3 ポケットを有する円板形スクイズ膜の概略図

境界条件は、

$$\left. \begin{aligned} Z=0 \text{ で } \hat{U}_t = \hat{W}_t = 0, \quad Z=1 \text{ で } \hat{U}_t = 0, \quad \hat{W}_t = j \\ R=R_1 (=r_1/r_0) \text{ で } \hat{P}_t = \hat{P}_{t1}, \quad R=1 \text{ で } \hat{P}_t = 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

である。ここで、 \hat{P}_{t1} はポケット内の流体の質量保存の条件

$$\int_0^1 \hat{U}_t \Big|_{R=R_1} dZ = -\frac{j R_1}{2} - \frac{j}{2} \frac{H_r+1}{K_m} R_1 \hat{P}_{t1} \quad (17)$$

より定める。ここに、 $H_r = h_r/h_0$ である。これらの解は

$$\hat{U}_t = j \left(-\frac{R}{2\phi} + \frac{12C}{\sigma R_e^{**}} \frac{1}{R} \right) \times \left\{ 1 - \frac{\cosh(2\phi Z - \phi)}{\cosh \phi} \right\} \quad (18)$$

$$\hat{W}_t = \frac{j}{\phi} \left\{ Z - \frac{\sinh(2\phi Z - \phi) + \sinh \phi}{2\phi \cosh \phi} \right\} \quad (19)$$

$$\hat{P}_t = \sigma R_e^{**} (1-R^2) / (48\phi) + C \ln R \quad (20)$$

と得られる。ここに、定数Cは

$$C = (1-R_1^2) / \left\{ \left(\frac{48\phi}{\sigma R_e^{**}} \frac{1}{R_1 \ln R_1} + 2 R_1 \frac{H_r+1}{K_m} \right) \times R_1 (\ln R_1)^2 \right\} - \sigma R_e^{**} (1-R_1^2) / (48\phi \ln R_1) \quad (21)$$

である。

図4に無次元ポケット半径 $R_1 = r_1 / r_0 = 0.5$ 、非常常パラメータ $R_e^{**} = 1$ の場合の無次元剛性 K および無次元減衰係数 B の計算結果を示す。圧縮性の影響は $\sigma(H_r+1)/K_m$ の大ききで決まり、横軸にそれをとっている。図中、破線は流体の圧縮性を無視した場合の値を示す。図に見られるように、 $\sigma(H_r+1)/K_m$ の値が1以上の領域で圧縮性の影響が顕著に現われている。 K_m の大ききは 10^4 程度であるから、スキーズ数 σ の比較的大きい領域では無次元ポケット深さ H_r が数10程度で圧縮性を考慮する必要がある。

次に、ポケット内の流体の影響を実験的に検討に検討する。

まず、流体の体積弾性率を測定する。その測定装置の概略図を図5に示す。内径12mm、外径16mm、長さ4000mmの鋼管に被測定流体を詰め、U字管部の水銀により封鎖し、一方より圧力をかけた際の流体の縮み量を水銀の移動量より測定し、圧力増加による管の伸びも考慮にいれ、流体の体積弾性率を算出する。図6に測定結果を示す。かける圧力 p_s を約1MPa ずつ増加させて測定した。図に見られるように、体積弾性率 K_t は約1GPaである。なお、ここで用いた流体は灯油である。

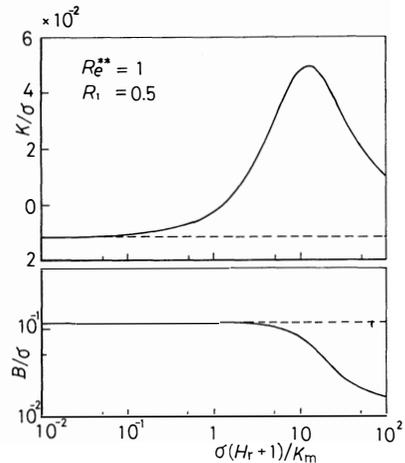


図4 円板形スキーズ膜特性に及ぼすポケット内の流体の圧縮性の影響

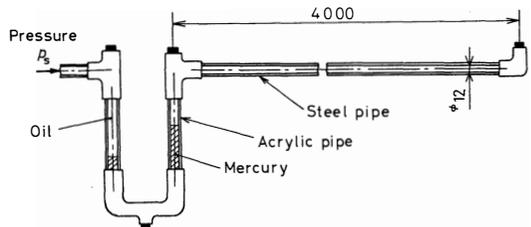


図5 体積弾性率測定装置の概略図

図7に示す円板形スクイーズ膜について実験を行なう。中央部のポケットの等価深さは13mmである。実験は、既報⁽³⁾と同様に行ない、すきまが正弦波状に微小振動する際のすきま変化に同期するポケット内の変動圧力を半導体圧力変換器を用いて検出して、理論的予測値と比較する。

図8にスクイーズ運動の振動数 f を50および250 Hzに固定し、すきま h_0 を変化させた場合の実験値と理論値の比較を示す。図中、破線は流体の圧縮性を無視した場合の値を示す。なお、大気圧 p_a は約0.1 MPaであるから、 $K_m = K_i/p_a$ の値は 10^4 と置いて理論値を求めている。実験値はすきまの大きい領域では無次元変動圧力振幅 P_{am} および位相の進み角 θ とも理論値によく合っているが、圧縮性の影響が大きく現われる。すきまの小さい領域では P_{am} に関しては理論値より小さく、 θ に関しては理論値より大きい値を示している。定性的には圧縮性を考慮した理論値に合っていることがわかる。

4. 静圧スラスト軸受の動特性に及ぼすポケット内の流体の圧縮性の影響

本章では、図9に示す、深いポケットを有する静圧スラスト軸受を対象に、ポケット内の流体の圧縮性が動特性に及ぼす影響を理論的に調べ、実験による検討を加える。絞りは、既報⁽²⁾⁽³⁾と同様に、直径 $2a$ 、長さ l の直円管を n 本並列にたばねた毛細管絞りとする。

解析は、既報⁽²⁾⁽³⁾と同様に行ない、軸受すきま内の流れの解析は平均化法を用いる。ポケット内の流体の圧縮性を考慮すると、ポケット内の流体の質量保存の条件は次のように表わされる。

$$R_1 \int_0^1 \hat{U}_t |_{R=R_1} dZ = -\frac{jSR_1^2}{2} + G \Psi_t \hat{P}_{rt} - \frac{jSR_1^2}{2} \frac{H_r + 1}{K_m} \hat{P}_{rt} \quad (22)$$

ここに、 \hat{U}_t は半径方向の速度成分、 \hat{P}_{rt} はポケット内の非定常成分、 $H_r = h_r/h_0$ ：無次元ポケット深さ、 $K_m = K_i/p_a$ 、 K_i は流体の体積弾性率、 p_a は周囲圧力、 $S = \omega r_0/\bar{u}$ はストロハル数である。式(22)の右辺第2項は毛細管絞り内の非定常流量を表わす項であり、右辺第3項は圧縮性を考慮したため

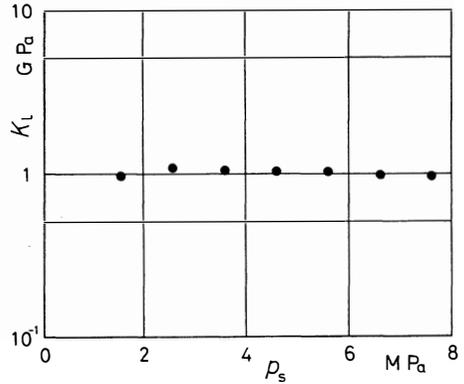


図6 体積弾性率の測定結果

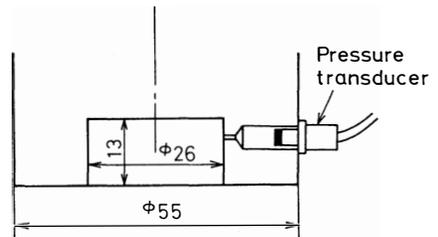


図7 試験軸受の形状諸元

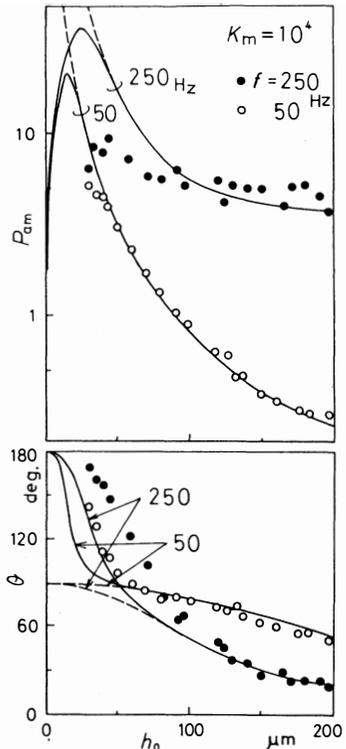


図8 実験結果との比較

$$\begin{aligned} (f=50\text{Hz}: \rho=798\text{kg/m}^3, \mu=1.39\text{mPa}\cdot\text{s}) \\ (f=250\text{Hz}: \rho=801\text{kg/m}^3, \mu=1.50\text{mPa}\cdot\text{s}) \end{aligned}$$

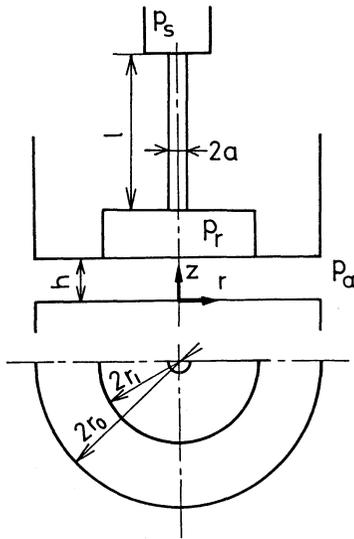


図9 深いポケットを有する円板形静圧スラスト軸受の概略図

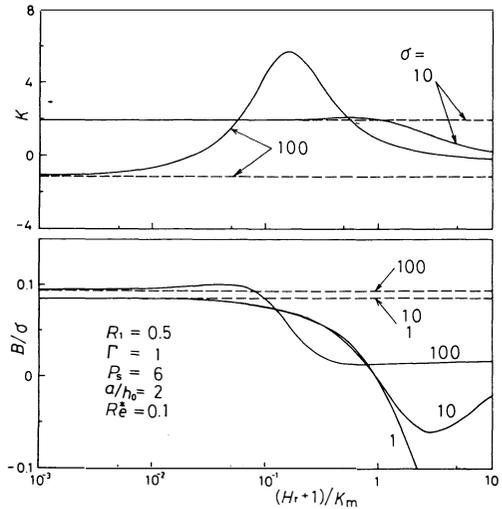


図10 円板形静圧スラスト軸受の動特性に及ぼすポケット内の流体の圧縮性の影響

に加わった項である。

図10に無次元剛性 K および無次元減衰係数 B の計算例を示す。図中、破線はポケット内の流体の圧縮性を無視した場合の値を示す。ここに、 $R_1 = r_1/r_0$ ：無次元ポケット半径、 $P_s = p_s/p_a$ ：無次元供給圧力、 $\Gamma = -3na^4 \ln R_1 / (4lh_0^3)$ ：給パラメータ、 $\sigma = 12\mu\omega r_0^2 / (p_a h_0^2)$ ：スクイーズ数、 $Re^* = \rho h_0^2 \bar{u} / (\mu r_0)$ ：慣性パラメータである。この図より、 K に対しては、 σ の値が大きいほど圧縮性の影響がよく現われ、 B に対しては、 σ の大きさにかわらず、 $(H_r + 1)/K_m$ の値が 10^{-1} 以上の領域で圧縮性の影響が現われていることがわかる。

次に、図11に示す試験用軸受を用いて実験的な検討を行なう。ポケットの等価深さは30mmであり、毛細管は直径0.62mm、長さ160mmの直円管2本で構成されている。潤滑流体は前章で用いた灯油である。実験は既報⁽³⁾と同様に行ない、軸受すきまが正弦波状に微小振動する際のポケット内の変動圧力について調べる。

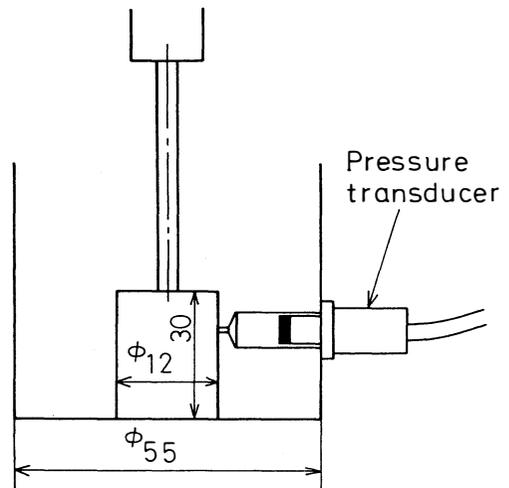


図11 試験軸受の形状諸元

図12に振動数を250, 400 Hzに固定し、平衡状態の軸受すきま h_0 を変化させて行なった実験結果と理論値の比較を示す。図中、破線は圧縮性を省略した理論値を示し、 K_m の値は前章の結果より 10^4 と置いている。この図より、圧縮性の影響は Γ の大きい領域で位相の進み角 θ に顕著に現われており、実験値は理論値にかなりよく合っていることがわかる。

5. 結 言

潤滑流体の圧縮性がスクイーズ膜特性および静圧スラスト軸受の動特性に及ぼす影響を理論的に調

べ、実験による検討を加えた。

得られた結論は次のようである。

- (1) 軸受すきま内の流体の圧縮性の影響は、スクイズ数 σ が非常に大きくない限り無視し得る。
- (2) 軸受ポケットを有し、 $(H_r + 1)/K_m$ の値が大きいと、従来無視されていた、ポケット内の流体の圧縮性の影響がかなり大きく現われる。
- (3) 本報で示した解析法により、ポケット内の流体の圧縮性の影響をかなり正確に把握することができる。

参考文献

- (1) 春山，風巻，森，吉澤，日本機械学会論文集，
5 2 - 476，C，1435，(1986)。
- (2) 春山，森，風巻，森，中村，日本機械学会論文集，
5 1 - 471，C，2877，(1985)。
- (3) 春山，風巻，森，森，中村，松崎，日本機械学会論文集，
5 2 - 474，C，529，(1986)。
- (4) 石原，市原，金子，竹中 編集，油圧工学ハンドブック，
P. 10，朝倉書店，(1973)。

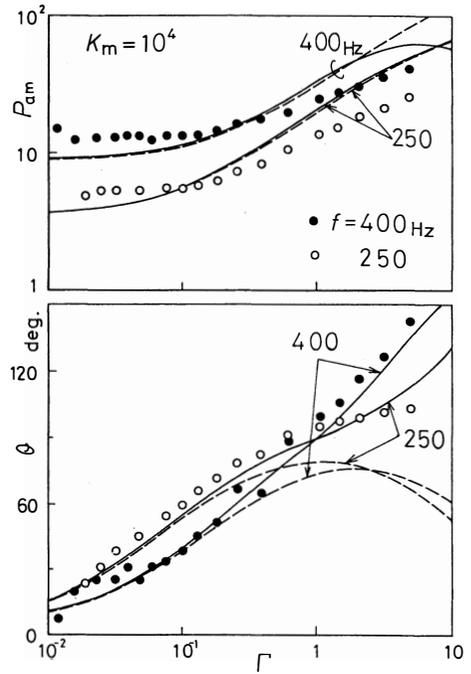


図12 実験結果との比較
($\rho = 802\text{kg/m}^3$, $\mu = 1.55\text{mPa}\cdot\text{s}$)

Effects of Fluid Compressibility on Dynamic Characteristics of Lubricating Films

Yoshio HARUYAMA and Tsuneji KAZAMAKI

In this report, the effects of fluid compressibility on dynamic performance of squeeze films and externally pressurized thrust bearings are investigated theoretically and experimentally. From the experiment, it is concluded that the effects of fluid compressibility within the bearing clearance are negligibly small and that ones within the recess should be considerable when the depth of the recess is large and the speed of squeeze motion becomes high.

〔英文和訳〕

流体潤滑膜の動特性に及ぼす流体の圧縮性の影響

春山 義夫, 風巻 恒司

本報では、潤滑流体の圧縮性がスクイーズ膜特性および静圧スラスト軸受の動特性に及ぼす影響を理論的に調べ、実験による検討を加えた。実験値との比較により、軸受すきま内の流体の圧縮性の影響は小さく無視し得ること、軸受ポケット内の流体の圧縮性の影響は、ポケットが深く、スクイーズ運動の速度が大きい場合にはかなり大きいことがわかった。

(1986年10月31日受理)