

# 混相流の数値解法を応用した 浮動ブシュ軸受の内側油膜に おけるブシュ駆動トルク

原稿受付 2008年3月3日  
“トライボロジスト” 第53巻 第9号 (2008) 612~620

島 中 清 史  
九州工業大学 情報工学部機械情報工学科  
(〒820-8502 福岡県飯塚市川津680-4)  
笠 原 王 徳\*1  
石 橋 信 彦\*2  
九州工業大学 大学院生  
(同上)

**Abstract** Floating bush journal bearings are widely used to support small-sized high speed rotating machinery. The bearing shows the following peculiar phenomena when the supplied pressure is low. That is, the bush-to-journal speed ratio decreases and the disappearance of the oil whip may be observed as the journal rotational speed increases. These could be explained qualitatively when the model with the axial oil film rupture being considered is applied to the inner oil film of the bearing. However, the predictions are in quantitatively poor agreement with the measurements. This paper aims at predicting the bush driving torque of the inner oil film by utilizing the cubic interpolated pseudoparticle (CIP) method that has been developed in the numerical analysis of the multi-phase flow. It is found that the predicted torque is much smaller than the torque obtained from the previous model when the journal speed is high. This results from the incursion of the air into the film from the bearing side end. The effect of some design variables such as the surface tension, which cannot be incorporated in the previous model, on the torque is also shown.

## 1. はじめに

浮動ブシュ軸受は、自動車エンジン用ターボチャージャーなどの小型高速回転機械の支持軸受に多用されている。この軸受はジャーナルと軸受の間に薄肉円筒状のブシュを挿入した構造をしていて (Fig.1), ジャーナルは、軸受幅中央に設けた給油口から潤滑油を供給するとブシュの内外に形成される直列二重の油膜によって支えられる。ジャーナルが回転すると、ブシュはすきま内で浮動し回転することになる。

浮動ブシュ軸受への給油圧力を低くすると、この軸受で発生したオイルホイップが、ジャーナル回転速度のさらなる高速化にともない消滅するこ

とがある<sup>1)</sup>。また、ジャーナル回転速度の上昇にともない、ジャーナル回転速度に対する浮動ブシュ回転速度の比 (以下、浮動ブシュ回転速度比) が低下する。これらの特異な現象は、内側すきまへの給油が不十分になると生じ<sup>2)</sup>、内側油膜への

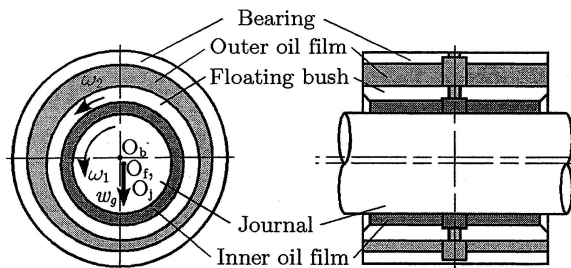


Fig.1 Very high speed floating bush journal bearing

## Bush Driving Torque in Inner Oil Film of Floating Bush Journal Bearings with Numerical Analysis for Multi-Phase Flow Being Applied

By Kiyoshi HATAKENAKA, Department of Mechanical Information Science and Technology, Faculty of Computer Science and Systems Engineering, Kyushu Institute of Technology (680-4, Kawazu, Iizuka-shi, Fukuoka 820-8502), Kimito KASAHARA\*<sup>1</sup> and Nobuhiko ISHIBASHI\*<sup>2</sup>, Student, Graduate School, Kyushu Institute of Technology (ditto)

**Key Words:** hydrodynamic lubrication, floating bush journal bearing, inner oil film, bush driving torque, centrifugal force, surface tension, cubic interpolated pseudoparticle method, two-phase flow

\*<sup>1</sup> 現所属: (株) キヤノン (〒146-8501 東京都大田区下丸子3丁目30-2)

Present address: Canon Inc. (30-2, Shimomaruko 3-chōme, Oota-ku, Tokyo 146-8501)

\*<sup>2</sup> 現所属: (株) 日立製作所 (〒100-8280 東京都千代田区丸の内1丁目6-6)

Present address: Hitachi, Ltd. (6-6, Marunouchi 1-chōme, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8280)

空気流入による油膜幅の縮小に起因する<sup>3)</sup>。この空気流入は、高速真円軸受においても確認されている<sup>4)</sup>。

このような現象は、Koenekeら<sup>5)</sup>が提案した軸方向油膜破断を考慮したモデルを内側油膜に対して適用すると、説明することができる。このモデルによると、すべり軸受油膜の解析で通常は無視される遠心力を考慮するとともに、油膜圧力に依存して密度と粘度が変化するモデル流体を導入すれば、ジャーナル表面近くにおける油膜密度の低下のために油膜粘度による摩擦トルクが低減する。著者らは、このトルク算出に必要な計算時間を大幅に短縮してブシュ内側油膜による駆動トルク（以下、ブシュ駆動トルク）の計算に適用できるようにし<sup>6)</sup>、高速浮動ブシュ軸受の理論性能予測を行った<sup>7)</sup>。そして、浮動ブシュ回転速度比と安定性の理論予測値が実測値<sup>1)</sup>と定性的に一致することを示した。しかし、ジャーナル回転速度の上昇にともない、浮動ブシュ回転速度の実測値は頭打ちになるが、その理論予測値は増加を続けることが分かった。このように両者は定量的には大幅に異なるため、現段階でこの理論モデルを実機的设计に応用することは難しい。

この一因として、ブシュ駆動トルクの低減をもたらす内側油膜内への空気流入が、理論モデルを用いた場合、軸受端付近におけるジャーナル表面近くに限られることを挙げるができる。このような空気流入は、ブシュ内面における円周方向油膜速度の油膜厚さ方向へのこう配を緩やかにすることで、ブシュ駆動トルクを低減させる。しかし、その度合いは不十分であるため、浮動ブシュ回転速度比は低下させるものの、浮動ブシュ回転速度の上昇を抑制するまでには至らない。一方、高速ジャーナル軸受油膜の観察実験結果<sup>3, 4)</sup>のように、理論モデルによっても、潤滑油と空気の境界面が、運転状態に応じて軸受すきま内を移動できるようにすれば、ブシュ駆動トルクの低減に対して、その速度こう配のみならず粘度の低下をも反映できる。これにより、ブシュ駆動トルクの低減の度合いがいつそう増すことになり、理論予測値と実測値とが定量的な一致へ向かうであろうと著者らは考えた。

このため本研究では、高速浮動ブシュ軸受の内側油膜の解析に、混相流の数値解法の一つであるCCUP法（CIP and Combined Unified Procedure, CIP法による混相流の統一解法）<sup>8)</sup>を応用してブシュ駆動トルクを求め、従来の理論予測値<sup>6)</sup>との比較を行うとともに、浮動ブシュ軸受内側油膜に関するいくつかの設計変数の影響について明らかにすることを目的とする。なおこれらの中には、モデル流体を用いる従来の理論モデルにおいて導入することが困難であった、潤滑油と空気の境界面に作用する表面張力を含む。

本論文では無次元量による解析を行う。使用する主な記号は次の通りである。無次元量の定義（有次元量との関係）は付録に掲載する。

- $Ca$  : キャピラリ数
- $Ca'$  : 軸受キャピラリ数 (=  $Ca/\nu$ )
- $F_c$  : カラー関数
- $F_{s\eta}, F_{sZ}$  : 表面張力の油膜厚さ方向、軸方向の各成分
- $J$  :  $\eta$ 軸方向の格子分割数
- $K$  :  $Z$ 軸方向の格子分割数
- $P$  : 油膜圧力
- $P_{atm}$  : 大気圧
- $Re$  : 修正レイノルズ数
- $Re'$  : 軸受レイノルズ数 (=  $Re/\nu$ )
- $S$  : ゾンマーフェルト数
- $V_\theta, V_\eta, V_Z$  : 油膜速度の円周方向、油膜厚さ方向、軸方向の各成分
- $\alpha$  : 浮動ブシュ回転速度比
- $\Delta$  : 密度
- $\theta, \eta, Z$  : 円周方向、油膜厚さ方向、軸方向の各座標
- $K$  : 潤滑油と空気の境界面の曲率
- $\lambda$  : 軸受定数 (=  $S/\nu$ )
- $A$  : 軸受幅径比
- $M$  : 粘度
- $\nu$  : ジャーナル回転速度
- $\Pi_0$  : ブシュ駆動トルク
- $\psi$  : 軸受すきま比
- $\tau$  : 時間
- 添字など
- air : 空気を表す

- in : 給油を表す
- j : η 軸方向の離散点番号を表す
- k : Z 軸方向の離散点番号を表す
- n : 離散時刻 τ<sub>n</sub> を表す
- oil : 潤滑油を表す

2. 理論解析

2.1 解析対象

本研究では、軸受幅中央に全円周油溝を有する高速浮動ブッシュ軸受 (Fig.1) の内側油膜を想定し、同心状態のもと、速度比 α で回転するジャーナルならびに浮動ブッシュの間に形成される油膜を解析の対象とする<sup>9)</sup>。軸受幅中央に関する対称性を考慮して、ジャーナル表面が η = 0、浮動ブッシュ内面が η = 1、油膜入口が Z = 0、軸受端が Z = 1/2 となるように、半幅油膜について座標軸を Fig.2 のように設定する。Z ≤ 0 は全円周油溝内に、Z > 1/2 は油膜外部に相当する。

2.2 支配方程式と境界条件

油膜の速度および圧力の分布を規定する連続の式および NS 方程式 (Navier-Stokes ナビエ・ストークス) に対して、通常の流体潤滑理論で用いられる仮定を適用し、さらに、ジャーナルの高速回転により生じる遠心力、潤滑油と空気の境界面に作用する表面張力、および、油膜速度の時間微分項を取り入れると、連続の式は

$$\frac{\partial V_\eta}{\partial \eta} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} = 0 \tag{1}$$

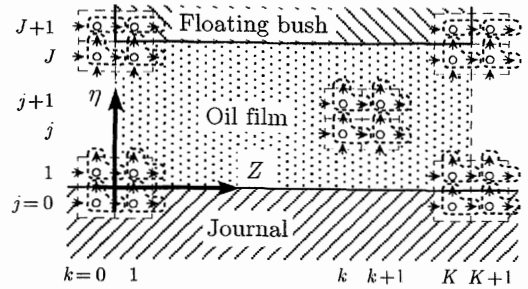
NS 方程式は

$$\frac{\partial V_\theta}{\partial \tau} = \frac{\psi}{Re} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( M \frac{\partial V_\theta}{\partial \eta} \right) \tag{2.a}$$

$$\frac{\partial V_\eta}{\partial \tau} = -\frac{1}{\psi S Re} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial P}{\partial \eta} + \frac{V_\theta^2}{\psi} + \frac{F_{s\eta}}{\Delta} \tag{2.b}$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial \tau} = -\frac{\psi}{4\Lambda^2 S Re} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{\psi}{Re} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( M \frac{\partial V_z}{\partial \eta} \right) + \frac{F_{sz}}{\Delta} \tag{2.c}$$

式(2.b)と式(2.c)における右辺第 3 項の表面張力 F<sub>sη</sub> ならびに F<sub>sz</sub> は、潤滑油と空気の境界面が、数



- Grid points for discretized value of P, V<sub>θ</sub>, F<sub>c</sub>, Δ, M
- ▲ Grid points for discretized value of V<sub>η</sub>
- ★ Grid points for discretized value of V<sub>z</sub>
- ⋯ Grid points in the fence have identical number of j and k.

Fig.2 Coordinate system (η - Z) and staggered grid system in very high speed oil film

値解析で用いる計算格子に重ならなくても、表面張力を考慮した解析ができるように考案された CSF モデル (Continuum Surface Force, 連続表面力)<sup>9)</sup>を適用すると、

$$F_{s\eta} = \frac{K}{Ca Re (F_{c_{oil}} - F_{c_{air}})} \frac{\partial F_c}{\partial \eta} \tag{3.a}$$

$$F_{sz} = \frac{\psi^2 K}{4\Lambda^2 Ca Re (F_{c_{oil}} - F_{c_{air}})} \frac{\partial F_c}{\partial Z} \tag{3.b}$$

ここで、境界面の曲率 K は、数個程度の計算格子幅の範囲にまで表面張力の作用が及ぶように、文献<sup>8)</sup>における式(6.99)に準じて求めた、平滑化したカラー関数  $\tilde{F}_c$  を用いて、

$$K = -\frac{\partial}{\partial \eta} \left[ \frac{\frac{\partial \tilde{F}_c}{\partial \eta}}{\sqrt{\left(\frac{\partial \tilde{F}_c}{\partial \eta}\right)^2 + \frac{\psi^2}{4\Lambda^2} \left(\frac{\partial \tilde{F}_c}{\partial Z}\right)^2}} \right] - \frac{\psi^2}{4\Lambda^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left[ \frac{\frac{\partial \tilde{F}_c}{\partial Z}}{\sqrt{\left(\frac{\partial \tilde{F}_c}{\partial \eta}\right)^2 + \frac{\psi^2}{4\Lambda^2} \left(\frac{\partial \tilde{F}_c}{\partial Z}\right)^2}} \right] \tag{4}$$

カラー関数 F<sub>c</sub> の分布は、移流方程式

$$\frac{\partial F_c}{\partial \tau} + V_\eta \frac{\partial F_c}{\partial \eta} + V_z \frac{\partial F_c}{\partial Z} = 0 \tag{5}$$

を解いて求める。油膜の密度 Δ と粘度 M は、カ

ラー関数  $F_c$  を用いて,

$$\Delta = \frac{(F_c - F_{c_{air}}) + (F_{c_{oil}} - F_c)\Delta_{air}}{(F_{c_{oil}} - F_{c_{air}})} \quad (6.a)$$

$$M = \frac{(F_c - F_{c_{air}}) + (F_{c_{oil}} - F_c)M_{air}}{(F_{c_{oil}} - F_{c_{air}})} \quad (6.b)$$

により算出する. なお, 本研究では  $F_{c_{oil}}=1$ ,  $F_{c_{air}}=-1$  とした.

式(1), 式(2)および式(5)の境界条件は次のように与える. カラー関数  $F_c$  に対しては, ジャーナル表面 ( $\eta=0$ ) ならびに浮動ブッシュ内面 ( $\eta=1$ ) において濡れ角は 0, つまり,  $\partial F_c/\partial \eta=0$  とし,

$$\text{全円周油溝内 } (Z \leq 0) \text{ で, } F_c = F_{c_{oil}} \quad (7.a)$$

$$\text{油膜外部 } (Z > 1/2) \text{ で, } F_c = F_{c_{air}} \quad (7.b)$$

油膜速度の境界条件は,

$$\eta = 0 \text{ で, } V_\Theta = 1, V_\eta = 0, V_Z = 0 \quad (8.a)$$

$$\eta = 1 \text{ で, } V_\Theta = \alpha, V_\eta = 0, V_Z = 0 \quad (8.b)$$

$$Z = 0 \text{ で, } \frac{\partial V_\eta}{\partial Z} = 0, \frac{\partial V_Z}{\partial Z} = 0 \quad (8.c)$$

$$Z = \frac{1}{2} \text{ で, } \frac{\partial V_\eta}{\partial Z} = 0, \frac{\partial V_Z}{\partial Z} = 0 \quad (8.d)$$

油膜圧力  $P(\eta, Z)$  の境界条件は,

$$\eta = 0 \text{ と } \eta = 1 \text{ では, } \frac{\partial P}{\partial \eta} = SRe\Delta V_\Theta^2 \quad (9.a)$$

$$\begin{aligned} \text{全円周油溝内では } \frac{\partial P}{\partial \eta} = SRe\Delta_{oil}V_\Theta^2 \text{ であり,} \\ P(1, 0) = P_{in} \quad (9.b) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{油膜外部では } \frac{\partial P}{\partial \eta} = SRe\Delta_{air}V_\Theta^2 \text{ であり,} \\ P\left(1, \frac{1}{2}\right) = P_{atm} \quad (9.c) \end{aligned}$$

### 2.3 数値解法の手順

油膜内の圧力  $P$ , 速度  $V_\Theta$ ,  $V_\eta$ ,  $V_Z$ , カラー

Table 1 Correlation of equations with variables

Equation No.	Input	Output
Eqs. (1) and (2)	$\Delta, M, F_c,$ $(V_\Theta, V_\eta, V_Z)^*$	$V_\Theta, V_\eta, V_Z, P$
Eq. (5)	$(V_\eta, V_Z, F_c)^*$	$F_c$
Eq. (6)	$F_c$	$\Delta, M$

\* Variables in the parenthesis represent the previous time step.

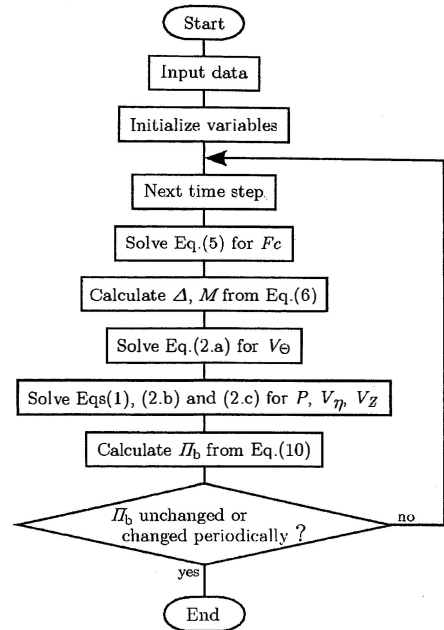


Fig.3 Flow chart of numerical analysis for bush driving torque

関数  $F_c$ , 密度  $\Delta$ , 粘度  $M$  の分布を, 式(1), 式(2), 式(5), 式(6)を用いて求める. これらの変数と式は Table 1 に示すような相互関係があるので, Fig.3 に示すフローチャートに従って, 離散時刻における数値解を求めることにする.

まず, Fig.2 に示すように半幅油膜を等間隔格子に分割する.  $\eta$  軸方向,  $Z$  軸方向の分割数はそれぞれ  $J, K$  とする. 格子線に囲まれた四角形領域 (以下, セル) の中央に  $V_\bullet$ ,  $P$ ,  $F_c$ ,  $\Delta$ ,  $M$  に対する離散点 (図中  $\circ$ ) を,  $\eta$  軸方向に隣接するセルの境界に  $V_\uparrow$  に対する離散点 (図中  $\uparrow$ ) を,  $Z$  軸方向に隣接するセルの境界に  $V_\rightarrow$  に対する離散点 (図中  $\rightarrow$ ) を配置する. 破線 (図中  $\cdots$ ) で囲まれた離散点  $\circ, \uparrow, \rightarrow$  の番号  $(j, k)$  は同じと

Table 2 Constants for base case

$P_m$	0.02	$Ca'$	4
$\lambda$	4	$Re'$	$1 \times 10^{-3}$
$\alpha$	0.1	$\psi$	$1 \times 10^{-3}$
$A$	0.4	$M_{air}$	$1 \times 10^{-2}$
$\nu$	1 ~ 10	$\Delta_{air}$	$1 \times 10^{-3}$

する。

離散点  $(j, k)$  の離散時刻  $\tau_n$  における各変数の値は次のように求める。まず、Table 2 に示すような計算条件の数値を与え、また、基準時刻  $\tau_0$  における変数の分布を与える。時刻を刻み幅  $\Delta\tau$  進める。二次元 CIP 法<sup>10)</sup>を適用して式(5)を解き、 $F_c$  の分布を求める。これを式(6)に代入し、 $\Delta$ 、 $M$  の分布を計算する。 $V_\theta$  の分布は、式(2.a)を、 $\tau$  軸方向には陰解法を、 $\eta$  軸方向には中心差分法を適用して離散化し、三重対角行列解法を用いて求める。次に、式(1)、式(2.b)、式(2.c)の解法に SIMPLE 法 (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation, 圧力結合方程式の半陰解法)<sup>11)</sup>を採用し、 $P$ 、 $V_\eta$ 、 $V_z$  を求める。最後にブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  を、

$$\Pi_b = 4\pi \int_0^{1/2} \left( M \frac{\partial V_\theta}{\partial \eta} \right)_{\eta=1} dZ \quad (10)$$

より計算する。この過程を、 $\Pi_b$  の変動がなくなるまで、あるいは、 $\Pi_b$  が周期的に変動するようになるまで繰り返す。

### 3. 解析結果および考察

#### 3.1 従来のモデルとの比較と表面張力の影響

Table 2 に示すケースについてブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  を求めた。ただし、式(2)と式(3)に与えるゾンマーフェルト数  $S$ 、キャピラリ数  $Ca$ 、修正レイノルズ数  $Re$  は、それぞれ  $\nu\lambda$ 、 $\nu Ca'$ 、 $\nu Re'$  により計算する。また、本研究では外側油膜は解析対象ではないため、浮動ブッシュの内側油膜による駆動トルクと外側油膜による制動トルクとの釣合いから本来は定まる浮動ブッシュ回転速度比  $\alpha$  の値に対して定数を与えている。その結果は Fig.4 の実線のようになる。なお、2.3 解法の手順で述べた

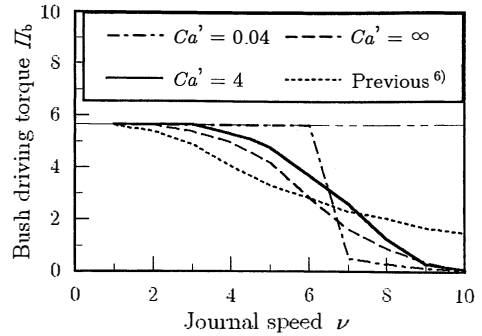


Fig.4 The variation of bush driving torque with respect to journal speed (Comparison of present and previous analyses and effect of bearing capillary number)

ように、 $\Pi_b$  が一定値に落ち着かずに変動した場合には、その時間平均値を示してある。同図中には、モデル流体を用いる従来の理論モデル<sup>6)</sup>により求めた  $\Pi_b$  を点線で、軸受キャピラリ数  $Ca'$  を 0.01 倍にした場合の  $\Pi_b$  を一点鎖線で、式(2.b)と式(2.c)における右辺第 3 項の表面張力を無視した場合に対応する  $Ca' = \infty$  の  $\Pi_b$  を破線で示してある。なお一点鎖線は、ペトロフの式<sup>11)</sup>を適用して求めた、回転同心二重円筒間のすきまを潤滑油が満たす場合の  $\Pi_b (= 2\pi(1-\alpha))$  である。

従来の理論モデルに比べ、本モデルによる  $\Pi_b$  は、ジャーナル回転速度  $\nu$  が低いうちは、ペトロフの式による値からの低下は小さいが、 $\nu$  の増加とともに、その減少の度合いを増し、従来のモデルによる  $\Pi_b$  を大幅に下回り、すきま全体を空気が満たす場合の値 ( $= 2\pi(1-\alpha) M_{air}$ ) に漸近することが分かった。この程度にまで  $\Pi_b$  が低下するので、本モデルの発展により、従来の理論モデルでは不可能であった浮動ブッシュ回転速度の上昇抑制を予測できると考えられる。

次に、ジャーナル回転速度  $\nu$  の増加にともない  $\Pi_b$  が低減していく原因を明らかにするために、すきま内の密度  $\Delta$  ならびに三つの軸方向座標  $Z (= 0.125, 0.25, 0.375)$  における円周方向速度  $V_\theta$  の分布を Fig.5 に示す。 $\eta - Z$  平面に示した密度分布では、白色は潤滑油に、灰色は空気に対応していて、灰色がかかった色調ほど低密度を表す。この平面に直交するように、円周方向速度  $V_\theta$  の  $\eta$  軸方向分布は描いてある。

ジャーナル表面付近への空気流入がある場合に

は、潤滑油と空気の境界面付近における粘度変化に起因して、 $V_{\theta}$ の $\eta$ 軸方向への速度こう配が大きく変化する。この変化は、粘度が狭い範囲で変化するほど、大きくなる。本解析によると、従来の理論モデルに比べて明瞭な境界面が得られるため、粘度が狭い範囲で変化するようになる。このため、ブシュ内面におけるその速度こう配がいつそう緩やかになることが分かった。Table 2に示すケースでは、Fig.5(a)に示すように、ジャーナル回転速度 $\nu = 8$ までは、軸受端側から始まった空気流入が、 $\nu$ の増加とともに、全円周油溝側へ向けて、従来の理論モデルよりも緩やかにではあるが、進行していく。このため、ブシュ内面におけるその速度こう配が緩やかな範囲が全円周油溝側へ向けて広がることで、ブシュ駆動トルク $\Pi_b$ が低下することになる。

ジャーナル回転速度 $\nu$ が上昇し、 $\nu = 9$ になると、Fig.5(b)に示すように、大幅な空気流入が生じ、潤滑油と空気の境界面が全円周油溝側に向けて移動する。この移動は、従来の理論モデルからは得られない。空気がジャーナル表面からブシュ内面までを占めると、円周方向速度 $V_{\theta}$ はクエット流れになり、その $\eta$ 軸方向の速度こう配に変化が見られなくなるが、ブシュ内面での粘度は $M_{air}$ になる。また、ジャーナル表面付近にのみ空気が流入する範囲も残っており、ここではその速度こう配が緩やかになる。これらの結果、ブシュ駆動トルク $\Pi_b$ はいつそう低下することになる。

ジャーナル回転速度がさらに上昇し $\nu = 10$ になると、Fig.5(c)に示すように、空気がすきま内の大部分を占めるようになる。これによるブシュ内面における粘度低下のために、 $\Pi_b$ はさらに低下することになる。

次に、軸受キャピラリ数 $Ca'$ （表面張力の逆数に対応する無次元数）の影響についても同様に調べた。遠心力の作用によってジャーナル表面付近への空気流入が生じる場合、表面張力は潤滑油と空気の境界面の曲率を小さくする方向に作用する。遠心力が空気流入を促すのに対し、ジャーナル回転速度 $\nu$ の小さいうちは、境界面の曲率中心が潤滑油内にあるため、表面張力はそれを阻害するように作用する。このため、表面張力の作用が大き

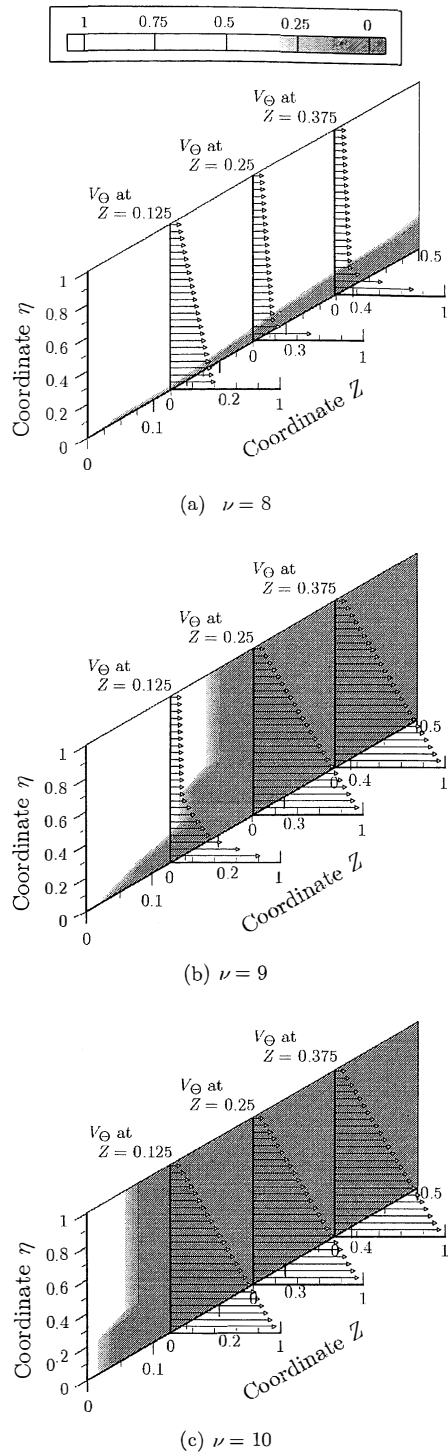


Fig.5 Density distribution in the film and circumferential velocity distribution across the film for base case listed in Table 2

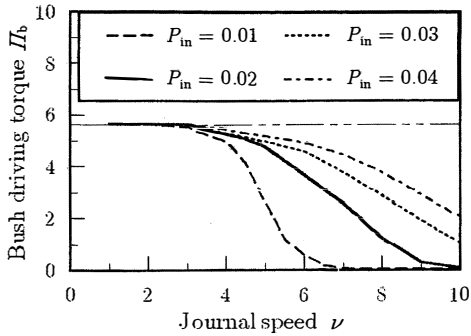


Fig. 6 The variation of bush driving torque with respect to journal speed (Effect of supplying pressure)

い ( $Ca'$  が小さい) ほど,  $\nu$  の増加にともなうブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  の低下は緩やかになる。

しかし, Fig.5(b)のように空気が大幅に流入するようになると, 境界面の曲率中心が空気側に移動するため, 表面張力は空気流入を促す作用をするようになり,  $\nu$  の増加にともなうブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  の低下は急になる。全円周油溝近くまでを空気が占めるようになると, 給油圧力  $P_{in}$  と大気圧との静圧差による潤滑油内での圧力勾配が大きくなるため, 空気流入は徐々に進行する。この結果,  $\Pi_b$  の低下はわずかずつになる。

軸受キャピラリ数  $Ca'$  が小さい場合の空気流入の傾向は, 津田ら<sup>3)</sup>や田中ら<sup>4)</sup>による実験的な観察結果を定性的に説明している。

### 3.2 給油圧力の影響

Table 2 において給油圧力  $P_{in}$  の指定を外してブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  を求めた。  $P_{in} = 0.01, 0.02, 0.03, 0.04$  に対する結果を, Fig.6の破線, 実線, 点線, 一点鎖線にそれぞれ示す。二点鎖線はペトロフの式<sup>11)</sup>による  $\Pi_b (= 2\pi(1-\alpha))$  を表す。給油圧力  $P_{in}$  が小さいほど, 遠心力の効果が相対的に大きくなり, ジャーナル表面近くの圧力が低下する。この結果, 空気が流入する範囲が拡大する。このため, ジャーナル回転速度  $\nu$  が上昇するほど  $\Pi_b$  の低下が大きくなる。また, 全円周油溝側近くまでを空気が占めるようになって, 潤滑油内における圧力勾配が大きくなるはならないために空気流入がいつそう進み,  $\Pi_b$  をさらに低下させることになる。このような  $\Pi_b$  に対する  $P_{in}$  の影響は従来の理論モデル<sup>6)</sup>と同様であることが分かった。

### 3.3 軸受定数の影響

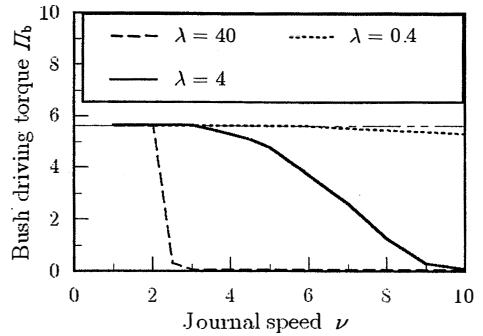


Fig. 7 The variation of bush driving torque with respect to journal speed (Effect of bearing modulus)

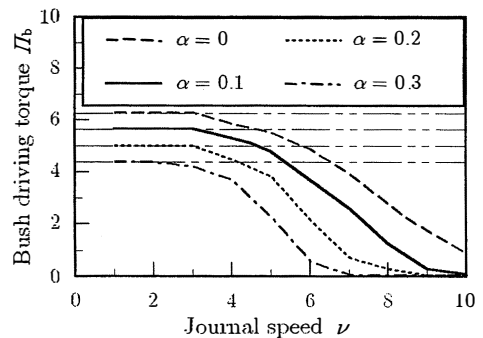


Fig. 8 The variation of bush driving torque with respect to journal speed (Effect of bush-to-journal speed ratio)

Table 2 において軸受定数  $\lambda$  の指定を外してブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  を求めた。  $\lambda = 40, 4, 0.4$  に対する結果を, Fig.7の破線, 実線, 点線にそれぞれ示す。二点鎖線はペトロフの式<sup>11)</sup>による  $\Pi_b (= 2\pi(1-\alpha))$  を表す。軸受定数  $\lambda$  が大きいほど, 潤滑油内における圧力勾配に比べて, 遠心力の効果が相対的に大きくなり, ジャーナル表面近くの圧力が低下する。また, 表面張力の作用も相対的に大きくなる。このため, 空気がいったん流入すると, 全円周油溝近くまでを占めるようになる。この結果, ジャーナル回転速度  $\nu$  の上昇にともない,  $\Pi_b$  が急激に低下することになる。このような  $\Pi_b$  に対する  $\lambda$  の影響は従来の理論モデル<sup>6)</sup>と同様な傾向を示す一方で, 定量的には  $\Pi_b$  を大幅に低減させることが分かった。

### 3.4 浮動ブッシュ回転速度比の影響

Table 2 において浮動ブッシュ回転速度比  $\alpha$  の指定を外した場合のブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  を求めた。  $\alpha = 0, 0.1, 0.2, 0.3$  に対する結果を, Fig.8の破

線、実線、点線、一点鎖線にそれぞれ示す。浮動ブッシュ回転速度比  $\alpha$  が大きいと、二点鎖線が表すペトロフの式<sup>11)</sup>による  $\Pi_b (= 2\pi(1-\alpha))$  の値は小さい。また、円周方向速度  $V_\theta$  の平均が増すために遠心力の効果が大きくなり、ジャーナル回転速度  $\nu$  が小さいうちから、 $\Pi_b$  の低下が始まる。

### 3.5 軸受レイノルズ数の影響

Table 2 において軸受レイノルズ数  $Re'$  の指定を外してブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  を求めた。  $Re' = 1 \times 10^{-2}$ ,  $1 \times 10^{-3}$ ,  $1 \times 10^{-4}$  に対する結果を、Fig.9 の破線、実線、点線にそれぞれ示す。二点鎖線はペトロフの式<sup>11)</sup>による  $\Pi_b (= 2\pi(1-\alpha))$  を表す。軸受レイノルズ数  $Re'$  が大きいほど、ジャーナル回転速度  $\nu$  の上昇にとともに、 $\Pi_b$  が急激に低下する。しかし、潤滑油内における圧力勾配に加えて粘性力も相対的に小さくなるため、 $\Pi_b$  の低下は軸受定数  $\lambda$  ほどには急峻にならない。

### 3.6 軸受すきま比、軸受幅径比、空気粘度の影響

軸受すきま比  $\psi$  が大きいと、表面張力の作用が相対的に大きくなる。このため、軸受キャピラリ数  $Ca'$  が小さい場合と同様な影響がブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  に対して現れることが分かった。

なお、ブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  に対する軸受幅径比  $A$  ならびに空気の粘度  $M_{air}$  の影響は小さかった。

### 3.7 計算時間

本研究で提示したブッシュ駆動トルク  $\Pi_b$  の計算は、従来の理論モデルによる結果を一ケースあたり 10 s 程度で得ることのできるパーソナルコンピュータを使用して実施した。本解析モデルでは、 $\Pi_b$  の値を得るまでに、一ケースあたり、短い場合で  $7 \times 3600$  s (= 7 h)、長い場合だと  $300 \times 3600$  s (= 300 h) 以上の計算時間を要した。浮動ブッシュ軸受の性能予測では、 $\Pi_b$  の値を何度も計算して求める必要がある。このため、本解析法をそのまま適用すると、膨大な計算時間を要することになる。今後は、計算時間を大幅に短縮できるような工夫が必要となる。

## 4. まとめ

本研究では、CCUP法<sup>8)</sup>を応用して高速浮動ブッシュ軸受の内側油膜を解析し、ブッシュ駆動トルク

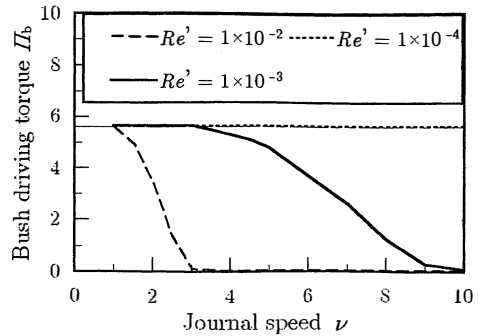


Fig.9 The variation of bush driving torque with respect to journal speed (Effect of bearing Reynolds number)

を求めた。得られた知見を以下にまとめる。本解析モデルにより求めたブッシュ駆動トルクの、給油圧力、軸受定数、浮動ブッシュ回転速度比、軸受レイノルズ数などの、浮動ブッシュ軸受の内側油膜に関する軸受設計変数、ならびに、ジャーナル回転速度に対する傾向は、モデル流体を用いる従来の理論モデルによる傾向と定性的に一致した。しかし、定量的には大きな差があり、本解析モデルでは、潤滑油と空気の境界面が全円周溝側へ移動するために、ブッシュ駆動トルクは大幅に低減することになる。なお、従来の理論モデルでは導入が困難であった、潤滑油と空気の境界面に作用する表面張力の影響が明らかになった。本解析モデルを発展させることにより、従来の理論モデルでは不可能であった浮動ブッシュ回転速度の上昇抑制を予測できると考えられる。しかし、現段階ではあまりにも多くの計算時間が必要となるため、これを大幅に短縮するための工夫をしなければならない。

## 文献

- 1) 多々良：浮動ブッシュ軸受の制振効果に関する実験的研究，機誌，**72**，610 (1969) 1564.
- 2) 鶴田・津田：浮動ブッシュ軸受の高速ふれまわり抑制効果に関する研究，潤滑，**30**，11 (1985) 838.
- 3) 津田・高橋・弦巻：外側給油の高回転ブッシュと軸の間の油膜消失の観察，潤滑，**30**，1 (1985) 69.
- 4) 田中・中野・鈴木：高速すべり軸受の軸方向油膜破断，(社)日本トライボロジー学会，トライボロジー会議予稿集 東京 2000-5 (2000) 277.
- 5) C. E. Koenke, M. Tanaka & H. Motoi: Axial Oil Film Rupture in High Speed Bearings Due to the Effect of the Centrifugal Force, ASME J. Tribology, **117**, 3



- (1995) 394.
- 6) 畠中・田中・鈴木：遠心力の作用を考慮した修正レイノルズ方程式の導出と浮動プッシュ軸受への適用，機論，**65**，636 C (1999) 3395.
- 7) 畠中・田中・鈴木：軸方向油膜破断を生じた超高速すべり軸受油膜の動特性解析と浮動プッシュ軸受で支えられたロータの安定性解析への応用，機論，**65**，640 C (1999) 4840.
- 8) 矢部・内海・尾形：C I P法，森北出版 (2003) 148.
- 9) J. U. Brackbill, C. B. Kothe & C. Zemach: A Continuum Method for Modeling Surface Tension, *J. Computational Physics*, **100**, (1992) 335.
- 10) T. Yabe, T. Ishikawa, P. Y. Wang, T. Aoki, Y. Kadota & F. Ikeda: A Universal Solver for Hyperbolic Equations by Cubic-Polynomial Interpolation II. Two - and Three - Dimensional Solvers, *Computer Physics Communications*, **66**, (1991) 233.
- 11) (社)日本トライボロジー学会編：トライボロジー辞典，養賢堂 (1995) 238.
- 12) 荒川：数値流体工学，東京大学出版会 (1994) 29.

$$S = r_1^3 l_1 \mu_{oil} \omega_1 / (w_1 c_1^2)$$

$$V_z = v_z / (l_1 \omega_1)$$

$$V_{\eta} = v_r / (c_1 \omega_1)$$

$$V_{\theta} = v_{\theta} / (r_1 \omega_1)$$

$$Z = z / l_1$$

$$\alpha = \omega_2 / \omega_1$$

$$\Delta = \rho / \rho_{oil}$$

$$\eta = (r - r_1) / c_1$$

$$K = c_1 \kappa$$

$$A = l_1 / (2r_1)$$

$$M = \mu / \mu_{oil}$$

$$\nu = \omega_1 \sqrt{c_1 / g}$$

$$\psi = c_1 / r_1$$

$$\tau = \omega_1 t$$

## 付 録

本論文で使用した無次元量と有次元量との関係は次の通りである。

$$Ca = r_1 \rho_{oil} \omega_1 / \sigma$$

$$F_{sz} = f_{sz} / (l_1 \rho_{oil} \omega_1^2)$$

$$F_{s\eta} = f_{sr} / (c_1 \rho_{oil} \omega_1^2)$$

$$P = r_1 l_1 p / w_1$$

$$Re = c_1^3 \rho_{oil} \omega_1 / (r_1 \mu_{oil})$$

ただし， $c_1$ ：内側油膜の軸受平均半径すきま， $f_{sr}$ ：表面張力の半径方向成分， $f_{sz}$ ：表面張力の軸方向成分， $g$ ：重力加速度， $l_1$ ：内側油膜の軸受幅， $p$ ：油膜圧力， $r$ ：半径方向座標， $r_1$ ：ジャーナル半径， $t$ ：時間， $v_r$ ：油膜速度の半径方向成分， $v_z$ ：油膜速度の軸方向成分， $v_{\theta}$ ：油膜速度の円周方向成分， $w_g$ ：軸受荷重， $z$ ：軸方向座標， $\kappa$ ：潤滑油と空気の境界面の曲率， $\mu$ ：粘度， $\rho$ ：密度， $\sigma$ ：表面張力， $\omega_1$ ：ジャーナル角速度， $\omega_2$ ：浮動プッシュ角速度