多孔質ジャーナル軸受の潤滑機構に関する研究*

(流体潤滑状態下における油膜形成範囲についての理論的考察)

金 子 寛^{*1}, 大 川 泰 弘^{*2}

A Study on the Mechanism of Lubrication in Porous Journal Bearings (Theoretical Investigation of Oil Film Extent in Bearing Clearance under Hydrodynamic Lubrication Conditions)

Satoru KANEKO and Yasuhiro OHKAWA

The experimental results in a previous paper indicated that the angular extent of the oil film for porous journal bearings with no oil-feed hole, which is used as a small element of the feed port for nonporous bearings, is significantly smaller than half of the bearing circumference. In the present paper, the oil film extent under hydrodynamic lubrication conditions is theoretically analyzed on the basis of the following postulate: when the oil film extent reaches steady state, the inflow of oil into the bearing clearance through the porous matrix due to the oil-feed pressure must make up for the oil leakage from the clearance to both ends and to the porous matrix due to the hydrodynamic pressure generated in the oil film. The results show that the oil film region extends over a wide range for the higher dimensionless oil-feed pressure and smaller Sommerfeld number, which can be explained by the balance between the inflow and outflow across the oil film region. The data on the oil film extent are confirmed to be in agreement with the experimental results.

Key Words: Lubrication, Hydrodynamic Bearing, Porous Media, Porous Oil Bearings, Journal Bearings, Oil Film Extent, Static Characteristics

1. は じ め に

著者らは前報⁽¹⁾において、給油孔を有しない多孔質ジャーナル軸受のすきま内に形成される油膜状況を実験的に解析した。その結果、流体潤滑状態の場合は軸と軸受とが金属接触するいわゆる境界潤滑状態の場合に比べて広い範囲にわたって油膜が形成されるものの、その範囲は円周方向に最大で100°程度であること、また静荷重が小さく給油圧力が大きいと油膜形成範囲が広くなることなどを明らかにした。

従来の多孔質ジャーナル軸受(全周軸受)の潤滑特性に関する理論的研究は1957年にMorganら⁽²⁾が発表して以来比較的多くなされてきているが、その大部分は通常の円筒ジャーナル軸受(solid軸受)の場合と同様に、最大すきまから最小すきまにかけての約180°の範囲にわたって油膜が存在すると仮定して解析を行っている。これは最大すきまに相当する軸受の位置に設けられた給油孔(軸受外周部から内周部にかけて貫通した穴)から油が供給され、かつ給油量に制限がな

い場合には適用可能である。しかし、前報で用いた給油孔を有しない軸受(一般的には給油孔は設けない)の解析に対して適用することはできない。

一方、Cusano⁽³⁾は実際の運転条件下では軸受すきま内の油膜は枯渇状態にあり、油膜形成範囲は180°より狭いと仮定した。そして、偏心率をパラメータにして種々の油膜形成範囲(20°~90°)に対する負荷容量、漏れ流量、摩擦係数を数値解析により求めた。前報の結果と照らし合せると、ここで設定した油膜形成範囲は従来の解析で仮定された180°の場合よりも実際の運転条件に近いものとして評価できる。しかし、この解析では軸受すきま内の油膜形成範囲を実現するための具体的な給油方法、例えば軸受に給油孔が設けられているか否かが不明であること、また計算結果よりSommerfeld数などのあらかじめ設定できる運転条件に対して油膜形成範囲を容易に決定できないことなどの問題点がある。したがって、この解析をただちに給油孔を有しない軸受に適用することは困難であると考えられる。

そこで本研究は、多孔質ジャーナル軸受の潤滑機構を明らかにするための研究の一環として、前報と同様に給油孔を有しない多孔質軸受を対象として、これが流体潤滑状態において形成する油膜範囲を理論的に考

* 原稿受付 平成4年3月11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)。

^{*2} 長岡技術科学大学大学院。

察することを目的として行う。

まず、多孔質軸受が外周部より比較的小さな圧力で給油された場合に形成される油膜範囲を理論的に解析するとともに、これに及ぼす Sommerfeld 数、無次元給油圧力などの影響を調べる。次に、実際の運転条件に対応させるため、有次元の形で静荷重、給油圧力および軸回転速度が油膜形成範囲に及ぼす影響を調べる。さらに、実験結果と比較することにより本解析結果の妥当性を検討する。

2. 本論文で用いる主要な記号

- D : 軸受内径 $= 2r_i$
 L : 軸受幅
 N : 軸回転速度
 S_0 : Sommerfeld 数 $= r_i \eta \omega \cdot (r_i/c)^2 / (W/L)$
 W : 静荷重 $= f$
 c : 軸受平均半径すきま
 f : 負荷容量 $= (f_x^2 + f_\theta^2)^{1/2}$
 f_x, f_θ : 油膜反力の偏心方向およびそれに直角方向の成分
 h : 油膜厚さ $= c(1 + x \cos \theta)$
 k : 透過率
 p : 油膜圧力 (ゲージ圧)
 p^* : 多孔質体内部の圧力 (ゲージ圧)
 p_s : 給油圧力 (ゲージ圧)
 q_c : 軸受すきま両端からの漏れ流量
 q_{in} : 軸受内部から軸受すきま内に流入する正味の流量
 r : 半径方向座標
 r_i : 軸受内半径
 r_o : 軸受外半径
 z : 軸方向座標
 Φ : 透過率パラメータ $= kr_i/c^3$
 α : 滑り係数
 β : 油膜形成範囲 $= \theta_2 - \theta_1$
 ϵ : 空孔率
 η : 油の粘性係数
 θ : 最大すきまから軸回転方向に測った角座標
 θ_1 : 油膜形成範囲の前端の角座標
 θ_2 : 油膜形成範囲の後端の角座標 ($> \theta_1$)
 x : 偏心率
 μ : 摩擦係数
 ϕ : 偏心角
 ω : 軸の回転角速度
 $\sim$: 無次元量であることを示す。

3. 数値解析

本解析では、まず与えられた条件のもとで軸受すきま内の油膜圧力 p 、軸受内部の圧力 p^* および油膜形成範囲を求める。次にこの結果を用いて Sommerfeld 数、摩擦係数などの静特性諸量を算出する。

3.1 軸受すきま内の油膜圧力および軸受内部の圧力を支配する方程式 Beavers-Joseph のスリップモデル⁽⁴⁾⁽⁵⁾を適用して軸受しゅう動面での滑りを考慮すると、無次元の油膜圧力 $\bar{p}$ を支配する修正レイノルズ方程式は次式で与えられる (図 1 参照)。

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \bar{h}^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right\} + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left\{ \bar{h}^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right\} = 6 \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \bar{h} (1 + \xi_0) \right\} - 12 \Phi \frac{\partial \bar{p}^*}{\partial \bar{r}} \Big|_{\bar{r}=1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \xi_0 &= s / (\bar{h} + s) \\ \xi_1 &= 3(\bar{h}s + 2\alpha^2 s^2) / \{\bar{h}(\bar{h} + s)\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2)$$

である。また、 $\bar{p} = c^2 p / (r_i^2 \omega \eta)$ 、 $\bar{p}^* = c^2 p^* / (r_i^2 \omega \eta)$ 、 $\bar{h} = h/c = 1 + x \cos \theta$ 、 $\bar{r} = r/r_i$ 、 $\bar{z} = z/(L/2)$ 、 $\Phi = kr_i/c^3$ 、 $s = (\Phi c/r_i)^{1/2}/\alpha$ である。なお、 α は Beavers-Joseph のスリップモデルで導入された滑り係数であり、本報では Cusano⁽³⁾と同様にその値を 0.1 とした。

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

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

3.2 境界条件 本解析における圧力の境界条件

図 1 多孔質ジャーナル軸受の座標系

は、すきま内の油膜形成範囲を決定する油膜圧力の円周方向の境界条件、ならびにそのほかの軸受周囲の境界条件との二つに分けて考えられる。

3・2・1 油膜形成範囲を決定するための境界条件

前報⁽¹⁾で示したように、軸受すきま内の油膜は負荷側の円周方向のある範囲において軸受幅全体にわたって存在しているが、その両端から反負荷側にかけては幅方向に満たされずに細い筋状となっている。そこで前報では負荷側において軸受幅全体にわたって油膜が存在している部分を油膜形成範囲と定義した。本報でも同様に、油膜形成範囲では軸受幅全体にわたって油膜が存在するものとし、その前端と後端の角位置が軸受幅方向(z 方向)に一定であると仮定する(図2参照)。

a. 油膜の後端について 油膜後端の角位置 θ_2 は、円周方向の流量の連続性を考慮して、以下のレイノルズの境界条件によって決定されるものとする。

$$\theta = \theta_2 \text{ で } \bar{p} = 0, \partial \bar{p} / \partial \theta = 0 \quad (4)$$

ただし、簡単化のため、軸受幅中央($\bar{z} = 0$)において式(4)を満足する角位置を θ_2 として採用した。

b. 油膜の前端について 油膜前端的角位置を θ_1 とすると、

$$\theta = \theta_1 \text{ で } \bar{p} = 0 \quad (5)$$

ここで、 θ_1 は以下のごとく決定されるものとする。給油孔を有しない多孔質軸受では、軸受(多孔質体)内部よりすきま内に染み出た油により油膜が形成される。一方、油膜内に生じる圧力により、油は軸受すきまの両端から漏れるとともにすきま内から軸受内部へも漏れる。すきま内の油膜形成範囲が定常状態にあるとき、これら軸受内部からすきま内に流入する油の流量 q_{r1} 、すきまの両端からの漏れ流量 q_c およびすきまから軸受内部への漏れ流量 q_{r2} とがバランスする必要がある

(図2参照)。すなわち、

$$q_{r1} - q_{r2} = q_c \quad (6)$$

ここで、 $q_{in}(=q_{r1} - q_{r2})$ を軸受内部からすきま内に流入する正味の流量とすると、

$$\begin{aligned} \bar{q}_{in} &= q_{in} / (r_i \omega c L) \\ &= \phi \int_0^1 \int_0^{2\pi} \frac{\partial \bar{p}^*}{\partial \bar{r}} \bigg|_{\bar{r}=1} d\theta d\bar{z} \quad (7) \end{aligned}$$

で与えられる。また、すきま両端からの漏れ流量は

$$\begin{aligned} \bar{q}_c &= q_c / (r_i \omega c L) \\ &= -\frac{1}{12} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left\{ \bar{h}^3 (1 + \xi_1) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \bigg|_{\bar{r}=1} \right\} d\theta \quad (8) \end{aligned}$$

となる。したがって、 θ_1 の値は

$$\bar{q}_{in} = \bar{q}_c \quad (9)$$

を満足する解として求められる。 θ_1 および θ_2 が求まれば油膜形成範囲は $\beta = \theta_2 - \theta_1$ (ただし $\theta_2 > \theta_1$) として算出される。

3・2・2 軸受周囲の境界条件 軸受すきまの両端

および軸受側面($\bar{z} = \pm 1$)では大気圧となるので、

$$\bar{p} = 0 \text{ および } \bar{p}^* = 0 \quad (10)$$

軸受外周部でハウジングの円周溝に対応する部分($\bar{r} = r_0/r_i, |\bar{z}| \leq 3/4$)では給油圧力 p_s と等しいとおいて、

$$\bar{p} = \bar{p}_s [= c^2 p_s / (r_i^2 \eta \omega)] \quad (11)$$

また、軸受外周部でハウジングに密閉されている部分($\bar{r} = r_0/r_i, 3/4 \leq |\bar{z}| \leq 1$)では、

$$\text{ハウジング側の透過率} = 0 \quad (12)$$

さらに、軸受すきま内の油膜と軸受表面との境界面での圧力の連続性から、

$$\bar{r} = 1 \text{ で } \bar{p}^* = \bar{p} \quad (13)$$

図2 油膜形成範囲と油の流入、流出

3・3 計算方法 油膜圧力 $\bar{p}$ および軸受内部の圧力 $\bar{p}^*$ は式(1), (3)を連立させて, 境界条件式(4), (5), (9)~(13)を用いて算出する。なお, 油膜の前端および後端の角位置 θ_1, θ_2 は, $\bar{p}$ および $\bar{p}^*$ に依存するので, 式(4), (5), (9)を式(1), (3)と連立させて解くことにより決定される。

本報では, 既報⁽⁶⁾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。その際, 軸受を円周方向に 180 等分, 半径方向(厚さ方向)に 10 等分および軸方向に 8 等分することにより差分格子を構成した。そして, 格子点圧力を逐次加速緩和法を用いて繰返し計算により求めた。なお, 収束判定基準値は 10^{-5} とした。

3・4 静特性諸量の算出方法 前節で述べた方法により決定された油膜圧力分布より静特性に関する諸量は次のように計算できる(図1参照)。

無次元化された油膜反力の偏心方向成分 $\hat{f}_x$ およびそれに直角方向の成分 $\hat{f}_\theta$:

$$\begin{aligned}\hat{f}_x &= f_x c^2 / (\eta \omega r_i^3 L) = - \int_0^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \bar{p} \cos \theta d\theta d\bar{z} \\ \hat{f}_\theta &= f_\theta c^2 / (\eta \omega r_i^3 L) = \int_0^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \bar{p} \sin \theta d\theta d\bar{z} \\ &\dots\dots\dots(14)\end{aligned}$$

無次元負荷容量 :

$$\hat{f} = f c^2 / (\eta \omega r_i^3 L) = (\hat{f}_x^2 + \hat{f}_\theta^2)^{1/2} \dots\dots\dots(15)$$

Sommerfeld 数 :

$$S_0 = 1/\hat{f} = r_i \eta \omega \cdot (r_i/c)^2 / (W/L) \dots\dots\dots(16)$$

ここで, $W(f)$ は静荷重である。さらに,

$$\text{偏心率} : \psi = \tan^{-1}(\hat{f}_\theta/\hat{f}_x) \dots\dots\dots(17)$$

摩擦係数 :

$$\begin{aligned}\mu(r_i/c) &= S_0 \int_0^1 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left\{ \frac{\bar{h}}{2} \left(1 + \frac{1}{3} \xi_1 \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{\bar{h}} (1 - \xi_0) \right\} d\theta d\bar{z} \dots\dots\dots(18)\end{aligned}$$

4. 数値解析結果と考察

本章では, 前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する。まず無次元量を用いた考察を行う。次に実際の運転条件に対応させるために有次元量を用いて考察する。さらに実験結果と比較し, 本解

析の妥当性を検討する。なお, 表1に本解析モデルの諸元を記す。

4・1 Sommerfeld 数および無次元給油圧力が静特性諸量に及ぼす影響 (無次元量を用いた考察)

図3に円周方向の油膜圧力分布の代表例を示す。これより偏心率 x が一定のもとでは, 無次元給油圧力 $\bar{p}_s [= c^2 p_s / (r_i^2 \eta \omega)]$ が増加すると, 圧力のピークが大きくなるとともに正の圧力の範囲すなわち油膜形成範囲が広がることがわかる。

図4に $\bar{p}_s$ をパラメータにして, Sommerfeld 数 S_0 と油膜形成範囲の関係を示す。 $\theta < 180^\circ$ (図の上側) にある曲線群が油膜前端の角位置 θ_1 を, また $\theta > 180^\circ$ (図の下側) が油膜後端の角位置 θ_2 を示しており, 油膜は $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$ の範囲に形成されている。これより油膜形成範囲は $\bar{p}_s$ および S_0 が大きいほど広がっている。3・2節で述べたように, 油膜形成範囲は軸受すきま内への油の流入量とすきまからの漏れ量とのバランスにより決定される。 S_0 一定のもとで $\bar{p}_s$ が大きくなるとすきま内への流入量が増加するため, 油膜が広がることにより漏れ量とのバランスがとれる。一方, $\bar{p}_s$ 一定のもとで S_0 が増加すると, すきま内の油膜圧力が小さくなるためすきまからは漏れにくくなる。したが

図3 円周方向の油膜圧力分布; $x=0.8, \bar{z}=0$

図4 S_0 と油膜形成範囲の関係

表1 解析モデルの諸元

Clearance ratio c/r_i	2/1000
Radius ratio r_o/r_i	1.16
Length-diameter ratio L/D	0.4
Permeability parameter ϕ	7.8×10^{-3}

って、この場合も油膜が広がることにより漏れ量とのバランスがとれる。

なお、 $\bar{p}_s$ は軸回転速度 $N(\propto \omega)$ の逆数に比例している。したがって、 S_0 が N により変化する場合には $\bar{p}_s$ も変化することを注記しておく。 N が油膜形成範囲に及ぼす影響については次節で説明する。

図5は S_0 と軸受すきま両端からの漏れ流量 $\bar{q}_c$ との関係を示す。これより、 $\bar{p}_s$ が大きいほど $\bar{q}_c$ が増加している。油膜範囲が定常状態にあるとき、すきま内の油の量は一定であるので軸受内部からすきま内に流入した油の量と同一の量がすきま内から失われていかなければならない。したがって、 $\bar{p}_s$ が大きくなってすきま内への流入量が増加すると、それに伴い $\bar{q}_c$ も増加することになる。一方、 $\bar{p}_s$ 一定のもとで S_0 が増加すると $\bar{q}_c$ は減少している。これは S_0 が増加すると油膜圧力が減少してすきま両端から漏れにくくなるためであると考えられる。

図6に S_0 と偏心率 x との関係を示す。同一の S_0 に対して $\bar{p}_s$ が増加すると x が減少している。これは、図3に示すように、 x 一定のもとで $\bar{p}_s$ が増加すると油膜形成範囲が広がり負荷を支えるのに有利になるた

図5 S_0 と $\bar{q}_c$ の関係

図6 S_0 と x の関係

めであると考えられる。一方、 180° の油膜形成範囲を仮定したCameronらの解析結果⁽⁷⁾(図中の破線)は本解析結果と比較して、同一の S_0 に対する x が小さくなっている。これは、従来の解析では油膜形成範囲を広く仮定しているために負荷容量を過大評価する結果となることを示唆している。

図7に S_0 と摩擦係数 μ の関係を示す。 $\bar{p}_s$ が大きくなるほど μ の最小値は S_0 の小さい領域へと移行している。これは $\bar{p}_s$ が大きくなるほどすきま内に油膜が形成されやすく、 S_0 の小さい領域でも流体潤滑状態を保ち得るためである。

図8に軸心軌跡を示す。これより $\bar{p}_s$ が大きくなるほど同一の x に対する偏心率 ψ が大きくなり軸心軌跡が外側に寄っている。しかし、いずれの $\bar{p}_s$ の場合も、従来の解析結果⁽⁷⁾(図中の破線)に比べて内側に寄っている。これは本解析では油膜形成範囲が狭く、その結

図7 S_0 と $\mu(r_i/c)$ の関係

図8 軸心軌跡

果圧力中心が最小すきまの位置 ($\theta=180^\circ$) に近づいたためであると考えられる。

4.2 油膜形成範囲と運転条件との関係(有次元量を用いた考察) 本節では実際の運転条件によって油膜形成範囲がどのように変化するかを具体的に調べる。

解析モデルの諸元は前報⁽¹⁾ で使用した焼結含油軸受とほぼ同一のものである。すなわち、軸受内径 $D=50.023\text{ mm}$, $c=0.051\text{ mm}$ ($c/r_i=2/1\ 000$), 軸受外半径 $r_o=29.034\text{ mm}$ ($r_o/r_i=1.16$), 軸受幅 $L=20.0\text{ mm}$ ($L/D=0.4$), 透過率 $k=4.11\times 10^{-14}\text{ m}^2$ ($\phi=7.8\times 10^{-3}$) の多孔質軸受で、油の粘性係数は $\eta=58.4\text{ mPa}\cdot\text{s}$ である。

図 9 に、軸回転速度 $N=50\text{ rpm}$ 一定のもとで静荷重 W をパラメータにして、給油圧力 p_s と油膜形成範囲の関係を示す。図中の上側の曲線が油膜の前端、下側が後端を示す。また両端が○および●印で挟まれた縦線は対応する実験結果である。実験値は前報と同様な可視化実験により得られた結果であり、軸受幅全体にわたって油膜が存在する部分を油膜形成範囲とし

た。なお、 $p_s=29.4\text{ kPa}$ の条件は無次元給油圧力 $\bar{p}_s=0.4$ に対応している。図より W が小さく p_s が大きいほど油膜形成範囲が広がっており、この点で実験と計算は定性的に一致している。

図 10 に $p_s=29.4\text{ kPa}$ 一定のもとでの軸回転速度 N と油膜形成範囲の関係を示す。 N が増加すると油膜形成範囲が狭くなっており、この点で実験と計算は定性的に一致している。この場合 p_s が一定であるため軸受内部からすきま内への油の流入量はあまり変化しない。しかし、 N が増加すると油膜圧力が上昇し、すきまからは漏れやすくなる。したがって、油膜形成範囲が狭くなることにより流入量と漏れ量とのバランスがとれるものと考えられる。

表 2 にいくつかの運転条件に対する油膜形成範囲 $\beta(=\theta_2-\theta_1)$ の実験値と計算値を示す。これより定量的にも両者は比較的良好に一致していることがわかる。

なお、油膜が形成されている位置が両者で若干異なっているが、これは実験において偏心角が正確に求められていない点その原因の一つとして挙げられる。

以上、図 9, 10 および表 2 の結果より、油膜形成範囲に関して計算結果と実験結果とは比較的良好に一致している。このことは給油孔を有しない多孔質ジャーナル軸受の静特性を予測するための手法として、本解析が適用可能であることを示している。

5. 結 論

本研究では給油孔を有しない多孔質ジャーナル軸受が外部より比較的小さな圧力で給油されることにより流体潤滑状態を保っている場合に形成される油膜範囲を理論的に解析した。本解析では、給油圧力によって

表 2 油膜形成範囲についての実験と計算の比較

Operating conditions			Oil film extent $\beta(^{\circ})$	
$W(\text{N})$	$p_s(\text{kPa})$	$N(\text{rpm})$	Experiment ⁽¹⁾	Calculation
29.4	29.4	50	65	72
9.8	29.4	50	90	86
29.4	98.1	50	107	128
29.4	29.4	400	44	34

図 9 p_s と油膜形成範囲の関係; $N=50\text{ rpm}$

図 10 N と油膜形成範囲の関係; $p_s=29.4\text{ kPa}$

軸受内部（多孔質体）からすきま内に流入する油の量と油膜圧力によって生じるすきま両端からの漏れ量およびすきまから軸受内部への漏れ量とがバランスするとの仮定に基づき油膜形成範囲を決定した。

得られた主な結果は以下のとおりである。

(1) 無次元給油圧力 $\bar{p}_s$ が大きくなると、油膜形成範囲が広がるとともに、負荷容量および軸受すきま両端からの漏れ流量 $\bar{q}_c$ が増加する。一方、 $\bar{p}_s$ 一定のもとで Sommerfeld 数が増加すると油膜形成範囲は広がるが $\bar{q}_c$ は減少する。

(2) 軸回転速度 N 一定のもとでは、給油圧力 p_s が大きく静荷重 W が小さいほど油膜形成範囲が広がる。一方、 p_s および W 一定のもとでは N が増加するにつれて油膜形成範囲は狭くなる。

(3) 油膜形成範囲に関して、解析結果は実験結果と比較的よく一致した。

今後の課題としては、本解析結果の妥当性をより厳

密に検証するため、さらに油膜圧力分布、軸心軌跡、摩擦係数などについても実験結果との比較検討が必要であると考えられる。

最後に、本研究に対し、貴重なご助言を賜った NTN(株)の森夏比古氏に謝意を表する。

文 献

- (1) 金子・井上・牛尾, 機論, 57-544, C (1991), 3927.
- (2) Morgan, V. T. and Cameron, A., *Proc. Conf. on Lubrication and Wear*, London, (1957), 151.
- (3) Cusano, C., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 101-1 (1979), 38.
- (4) Beavers, G. S. and Joseph, D. D., *J. Fluid Mech.*, 30-1 (1967), 197.
- (5) Beavers, G. S., Sparrow, E. M. and Magnuson, R. A., *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, 92-4 (1970), 843.
- (6) 金子, 機論, 54-505, C (1988), 2196.
- (7) Cameron, A., Morgan, V. T. and Stainsby, A. E., *Proc. Instn. Mech. Eng.*, 176-28 (1962), 761.