

円形リセスを有する静圧スラスト軸受の乱流潤滑*

原田正躬*¹, 宮地隆太郎*¹, 穴田行男*²Turbulent Lubrication for Hydrostatic Thrust Bearing
with a Circular Recess

Masami HARADA, Ryutaro MIYAJI, and Yukio ANADA

This paper is concerned with the characteristics of hydrostatic thrust bearings operating in the turbulent regime. Using the calculated results of the three-dimensional turbulent mean velocity between a rotating disk and a fixed wall as already proposed, the pressure distribution, the load capacity and the oil flow rate of the hydrostatic thrust bearing with a circular recess are presented. Comparing the calculated results with the experimental ones, it has been found that the characteristics of the above bearing are little influenced by the transition to turbulence of the lubricant flow in the recess, but that the transition in the land produces an extreme change to the bearing characteristics such as the load capacity and the lubricant flow rate.

Key Words: Bearing, Lubrication, Turbulent Lubrication, Hydrostatic Thrust Bearing

1. 緒 言

先に著者らは、乱流域におけるスラストすべり軸受の性能を解析する基礎となる、遠心力の影響を考慮した三次元乱流境界層の速度分布を、すべり方向と直角な方向の圧力こう配、および、軸受すきま h と半径 r との比 h/r の値の広い範囲にわたって計算した⁽¹⁾⁽²⁾。また、その結果を用いて、従来、層流域でしか検討が行われていなかった円形のリセスを有する静圧スラスト軸受について、リセス内の流れが乱流にせん移し、ランド部の流れは層流状態に保たれている場合の軸受性能を計算するとともに、実験を行って、ランド部の流れが層流状態にあるかぎり、リセス内が乱流にせん移しても、軸受性能には、あまり変化がないことを示した⁽²⁾。しかしながら、静圧スラスト軸受の負荷容量、潤滑剤の流量などの諸性能には、二次絞りとしてのランド部の流れが大きな影響を与える。ここでは、円形リセスを有する静圧スラスト軸受の性能を、ランド部の流れが層流域から乱流域まで、実験によって求めるとともに、著者らが先に提出した遠心力の影響を含む

三次元乱流潤滑膜の速度の計算式を用いて軸受性能を計算し、円形リセスを有する静圧スラスト軸受の性能に与える乱流せん移の影響を明らかにすることができた。

2. 記 号

B_r : 無次元圧力こう配 $= -(h^2/\mu U)\partial p/\partial r$
 C_R, C_L : 積分定数
 h : 潤滑膜の厚さ, ランド部の軸受すきま
 H : リセス部の軸受すきま $= H_0 + h$
 H_0 : リセス深さ
 K : 絞りの流量係数
 p : 圧力
 p_0 : 絞り出口の圧力
 p_s : 供給圧力
 p_2 : リセス外周の圧力
 $p' := p/\mu\omega$, $p'_0 = p_0/\mu\omega$, $p'_s = p_s/\mu\omega$, $p'_2 = p_2/\mu\omega$
 Q : 絞りを通る単位時間当たりの流量 $= K(p_s - p_0)$
 Q_r : 単位幅, 単位時間当たりの流量 $= hU\bar{\omega}_m$
 r : 半径方向の座標
 $R := \omega h^2/\nu = R_h \cdot (h/r)$
 R_h : 局所レイノルズ数, ランド部における局所

* 昭和62年4月3日 第64期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年5月1日。

¹ 正員, 埼玉大学工学部 (〒338 浦和市下大久保255)。

² 埼玉大学大学院。

レイノルズ数 $= \omega r h / \nu$

R_H : リセス部における局所レイノルズ数
 $= \omega r H / \nu$

U : すべり速度 $= r\omega$

\bar{w}_m : 半径方向の無次元平均流速

μ, ν, ρ : 潤滑剤の粘性係数, 動粘性係数, 密度

ω : スラストカラーの回転角速度 rad/s

n : スラストカラーの回転速度 rpm

添字

L : ランド部における値であることを示す

R : リセス部における値であることを示す

1, 2, 3: 給油口外周, リセス外周, 軸受外周における値であることを示す。

3. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す⁽²⁾。ここでは、スラストカラー①を支える回転軸が玉軸受で固定され、供試軸受②が浮動する。供試軸受は、外径φ90で、同心円状にφ70, 深さ0.4 mmのリセスがある。リセスの中心には、φ2.1, 長さ20 mmの毛細管絞りが設けられている。軸受の表面あさは、リセス部で10 μm, ランド部で0.2 μmである。また、ランド部のうねりは±0.5 μm以内である。軸受の浮上量の測定には、供試軸受外周部に、120°の間隔で取付けられた3組のうず電流形微小変位計③を使用した。

供試軸受は、静圧気体ジャーナル軸受④によって支えられ、さらに、この気体軸受は、0.5 mmピッチのねじ⑤によって支柱に固定されている。スラストカラー①の表面あさは0.2 μm以内、面のうねりは±0.5 μm以内、軸が回転した場合の面のふれは、あかさお

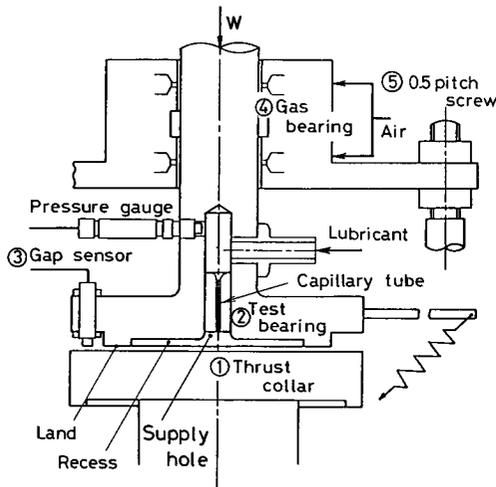


図1 実験装置概略

よびうねりの影響を含めて±2 μm以内である。実験では、回転速度および荷重を変えるたびに、前記の0.5 mmピッチのねじによって、スラストカラーと、供試軸受ランド部との平行度が±2 μm以内になるように調整した。荷重は、0.1~1.2 kNの範囲で任意の値を加えることができる。潤滑剤には水を用い、314 kPaの圧力で供給した。潤滑剤の温度は、絞り前後、リセス内、ランド部、および、排出直後において測定した。図2が、測定結果の一例で、実験結果の整理および計算では、絞りを通る潤滑剤の温度には、リセス内温度と供給温度(絞り前の温度)との平均値を、リセス内およびランド部の潤滑剤の温度には、計算を簡単にするために、排出温度を用いた。また、潤滑剤に、水などの低動粘度の流体を用いると、流量が増加する。この結果毛細管絞り内の流れが乱流にせん移したり、助走区間の影響などが大きくなり、流量係数 K が、流量に応じて変化する。ここでは、絞りを供試軸受に取付け、軸受面を大気中に開放した状態で、供給圧力を変えて流量と圧力差との関係を測定し、流量係数 $K [= Q / (p_s - p_o)]$ を与える式を定めた(図3)。

4. 理論解析と実験結果の考察

4.1 理論計算 図4に示す、せまいすきま h を有する回転円板間の乱流流れにおける半径方向の無次元平均流速 \bar{w}_m は、

$$\bar{w}_m = \left\{ \frac{1}{1 + 7.85 \times 10^{-4} \cdot R_h^{0.888} - 12 G_2} \right\} \cdot \frac{B_r}{12} + \frac{R}{40} \left(1 - \frac{3.91 \times 10^{-4} R_h^{1.103}}{1 + 1.2 \times 10^{-3} R_h} \right) - G_1 \dots \dots (1)$$

$$G_1 = \frac{A_1}{A_2 + (h/r)^k} \left(\frac{h}{r} \right)^{k+1} - 0.028 \cdot 3 R_h^{0.565} G_2$$

$$G_2 = 0.054 \cdot 6 \left(\frac{h}{r} \right)^{0.44} - 3.76 \left(\frac{h}{r} \right)^{3.6} + \frac{0.003 \cdot 3}{1 + 5.4 \times 10^{-7} (h/r)^{-3.5}} \left(\frac{h}{r} \right)^{0.38} \cdot \left(6 - \frac{R_h}{1000} \right)$$

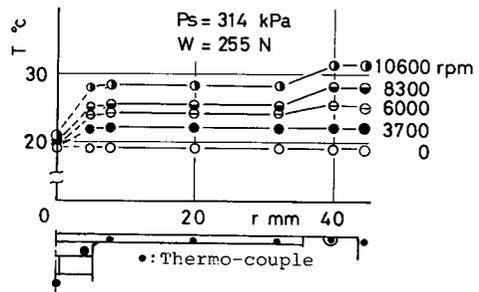


図2 軸受内潤滑剤の温度

$$A_1 = \frac{15.25\sqrt{R_h/1000}}{1+2.97(R_h/1000)^{-2.78}}$$

$$A_2 = \frac{1.43 \times 10^{-3}(R_h/1000)^{3.8}}{1+3.64 \times 10^{-2}(R_h/1000)^{3.8}}$$

$$\alpha = 1.144\{(R_h/1000)^{-0.135} + 1.77(R_h/1000)^{-3.265}\}$$

で与えられる⁽²⁾。流れが層流の場合の半径方向無次元平均流速 \bar{w}_{mi} は、

$$\bar{w}_{mi} = \frac{B_r}{12} + \frac{R}{40} \dots\dots\dots (2)$$

で表される。式(1)における $B_r/12$ の係数、 $R/40$ の係数および G_1 が、式(2)に対する乱流補正係数で、 $R_h \rightarrow 0$ とおけば、式(2)に帰着する。遠心力の影響は、 R または $h/r (=R/R_h)$ によって表され、 $R \rightarrow 0$ とおけば、ジャーナル軸受の潤滑膜における軸方向の流れのように、遠心力の影響がない場合の流れに対応する。

式(1)と、一次元の連続の式 $d(rQ_r)/dr = 0$ を用いれば、回転円板間の圧力を与える式は、

$$p' = \int_{R_{h1}}^{R_h} F_A dR_h - C \cdot \int_{R_{h1}}^{R_h} F_B dR_h + p'_0 \dots\dots\dots (3)$$

$$F_A = \frac{R_h}{R^2} \left\{ \frac{R}{40} \left(1 - \frac{3.91 \times 10^{-4} R_h^{1.103}}{1 + 1.2 \times 10^{-2} R_h^3} \right) - G_1 \right\} F_0$$

$$F_B = \frac{F_0}{R_h}$$

$$F_0 = \left\{ \frac{1}{12(1 + 7.85 \times 10^{-4} R_h^{0.888})} - G_2 \right\}^{-1}$$

となる。ここで、 $R_{h1} = \omega r_1 h / \nu$ 、 C は積分定数である。式(3)を図5に示す静圧スラスト軸受のリセス部およびランド部にそれぞれ適用し、絞りの出口圧力と供給圧力との間に $Q = K(p_s - p_0)$ の関係があること、毛細管絞りを通って流入する流量 Q とリセス部およびランド部を通る流量との間に連続の関係が成り立つこと、および、境界条件 $p_R(r=r_1) = p_0$ 、 $p_R(r=r_2) = p_2$ 、

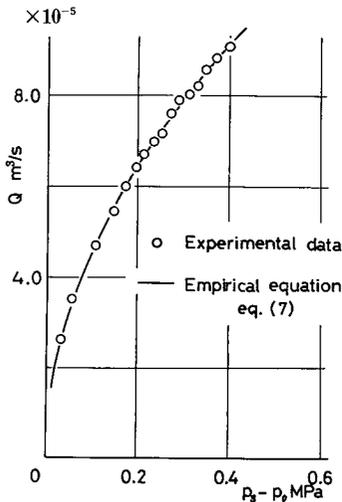


図3 絞りの流量と圧力差との関係

$p_L(r=r_2) = p_2$ 、 $p_L(r=r_3) = 0$ を用いれば、リセス部圧力 p_R 、ランド部圧力 p_L 、および、流量 Q が以下のように与えられる。さらに、 p_R, p_L を数値積分することによって、負荷容量を求めることができる。

$$p'_R = \frac{p_R}{\mu\omega} = \int_{R_{h1}}^{R_h} F_{AR} dR_h + C_R \cdot \int_{R_{h1}}^{R_h} F_{BR} dR_h + p'_0 \dots\dots\dots (4)$$

$$p'_L = \frac{p_L}{\mu\omega} = \int_{R_{h2}}^{R_h} F_{AL} dR_h + C_L \cdot \int_{R_{h2}}^{R_h} F_{BL} dR_h + p'_2 \dots\dots\dots (5)$$

$$Q = \left\{ \int_{R_{h1}}^{R_{h2}} F_{AR} dR_h + \int_{R_{h2}}^{R_{h3}} F_{AL} dR_h + p'_s \right\} / \left[\frac{1}{2\pi\omega} \left\{ \int_{R_{h1}}^{R_{h2}} F_{BR} dR_h + \int_{R_{h2}}^{R_{h3}} F_{BL} dR_h \right\} + \frac{1}{\mu\omega K} \right] \dots\dots\dots (6)$$

$$C_R = Q/(2\pi\omega H^3)$$

$$C_L = Q/(2\pi\omega h^3)$$

$$p'_0 = p'_s - Q/(\mu\omega K)$$

$$p'_2 = \int_{R_{h1}}^{R_{h2}} F_{AR} dR_h - C_R \cdot \int_{R_{h1}}^{R_{h2}} F_{BR} dR_h + p'_0$$

$$K = \frac{0.2246(\ln Re + 44.5)}{Re\nu} \times 10^{-11} \dots\dots\dots (7)$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi\nu d}, \quad d: \text{絞りの直径}$$

4.2 圧力 図6, 7が圧力の計算結果および実験結果である。図6は、リセス深さがリセス内圧力分布の形状に与える影響をしらべるために、絞りの流量係数 K を一定として、計算した結果である。計算値はランド部およびリセス部の流れがいずれも乱流の場合(以下、乱流の理論と呼ぶ)、リセス部が乱流流れで、ランド部は層流状態が保たれている場合(以下、ランド部層流の理論と呼ぶ)、および、リセス部、ランド部ともに層流流れの場合(以下、層流の理論と呼ぶ)について記入してある。

Dowson⁽³⁾⁽⁴⁾は、ランド部およびリセス部がいずれも層流流れの場合について計算を行い、 H/h の値が5以上では、軸受の負荷容量は、 H/h の値によって、大きな影響を受けないことを示したが、リセス部が乱流にせん移した場合にもこの傾向は変わらないことがわ

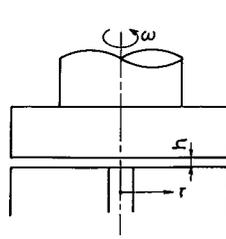


図4 回転円板

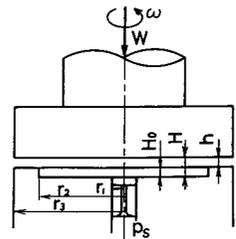


図5 静圧軸受

かる。ランド部の流れが乱流にせん移した場合、ランドにおける流れの見かけの粘性係数が大きくなり、あとで示すように、流量が減少し、絞り出口圧力が増大するので、圧力は全体として高くなる。また、圧力分布の形状は、 $H/h [= (H_0 + h)/h]$ が6程度になるまでは、 H_0 の増大とともに、著しく変化する。しかしながら、同一の H_0 の値に対しては、その形状は、流れが層流の場合と、ほぼ相似になる。

図7は、すきま $h=55\sim 57\mu\text{m}$ において、回転速度 3700, 6000 rpm および 10600 rpm の場合について、圧力の実験値を計算結果と比較して示したものである。図7には、実験条件における $R_{h3} (= \omega r_3 h / \nu)$ および、 $R_{h2} (= \omega r_2 H / \nu)$ の値も記入してある。スラスト軸受の潤滑膜が乱流にせん移する臨界レイノルズ数は、流線の観測結果から、1500~2000程度であることが示されている⁽¹⁾。したがって、3700 rpm および 6000 rpm の場合は、ランド部は層流状態、リセス内の流れは、乱流域にあると考えられる。したがって、ランド部層流の理論が実験値に一致する。回転速度が10600 rpm の場合には、レイノルズ数 R_{h3} が臨界値を超えているので、実験値は、乱流の理論による計算結果に一致する。また、ランド部層流の理論と、層流の理論とによる計算結果は、きわめて近い値を示し、リセス部の乱流せん移は、軸受性能に大きな影響を与えないことがわかる。

4.3 負荷容量 図8, 9は、負荷容量の実験値を計算結果と比較して示したものである。スラスト軸受の場合、前記のように、回転速度が一定でも、すきまが異なると、レイノルズ数 $R_{h3} (= \omega r_3 h / \nu)$ の値が変化する。したがって、参考のために、図8(a)~(d)の横軸には、各すきまに対応するレイノルズ数 R_{h3} の座標が併記してある。

回転速度が低い場合、ランド部の流れは、すきまが広くなくても層流域にあり、実験結果は、ランド部層

流の理論による計算結果によく一致する。回転速度が高くなると、ランド部外周に乱流せん移が生じ、回転速度の増大とともに、乱流域が内側へと広がる。この傾向は、すきま h が大きいほどレイノルズ数が高くなるから顕著になる。したがって、すきま h が大きい軽荷重領域ほど、実験値はランド部層流の理論による計算結果からはずれ、漸次、乱流の理論による計算結果へと移行する。また、回転速度が大きいほど、同一すきまにおけるレイノルズ数 R_{h3} が高くなるから、この傾向が著しくなる。図8(a)~(d)は、回転速度 3700~10600 rpm の場合における実験結果と計算結果との比較を行ったもので、上記の、乱流せん移が負荷容量に与える影響をよくあらわしている。

図9は、回転速度が負荷容量に与える影響をしらべるために、図8における実験値および計算値を、回転速度をパラメータとして整理した結果である。すでに明らかにしたように、円形のリセスを有する静圧スラスト軸受では、ランド部の流れが層流の場合⁽²⁾、軸が回転すると、(1)リセス周部における圧力の増大、および、(2)ランド部の潤滑剤に加わる遠心力の効果、によって、流量の増大をひき起こし、絞り出口圧力 p_0 が小さくなる。この結果負荷容量が減少する。一方、リセス内の圧力が外周に向かって増大することは、(3)その積分値としての負荷容量を増加させる効果をあわせもっている。これらの効果は、あるすきまを境に入

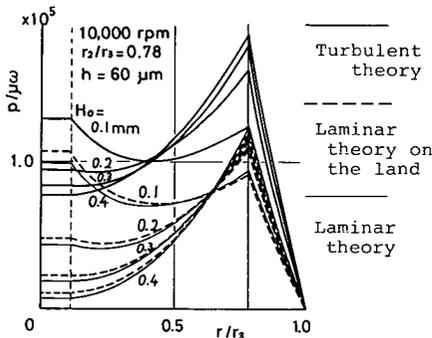


図6 圧力 (リセス深さの影響)

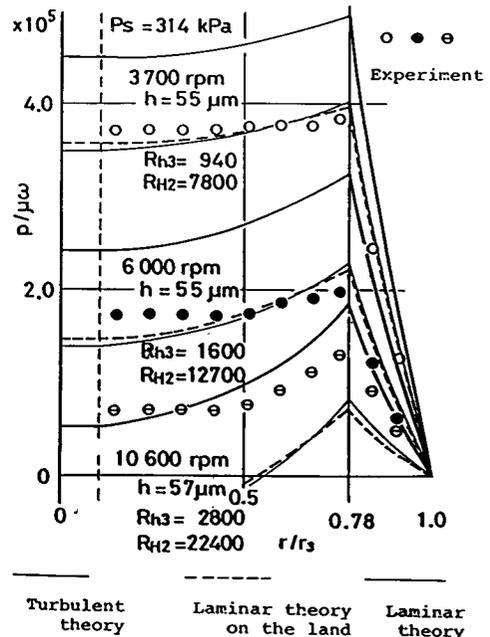


図7 圧力

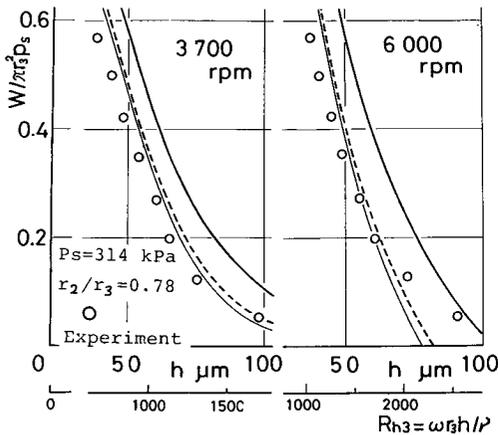
れかわり、それより大きいすきまでは、(1)、(2)の効果が大きく、回転速度が高いほど負荷容量は小さくなり、すきまの小さい領域では、(3)の効果が優先して、回転速度の増大とともに負荷容量が大きくなる⁽²⁾(ここでは、この回転速度の影響が逆転するすきまを h_c とおく)。

さて、ランド部が乱流にせん移すると、ランド部の流れにおいて、(4)見かけの粘性係数が增大するとともに、(5)遠心力の効果が減少する。したがって、ランド部からの流出量が減少し、負荷容量が増大する。また、同一の回転速度においては、すきま h が大きいほど、レイノルズ数 $R_{h3}(=\omega r_3 h/\nu)$ が大きい。したがって見かけの粘性係数が大きくなり、(1)、(2)の効果

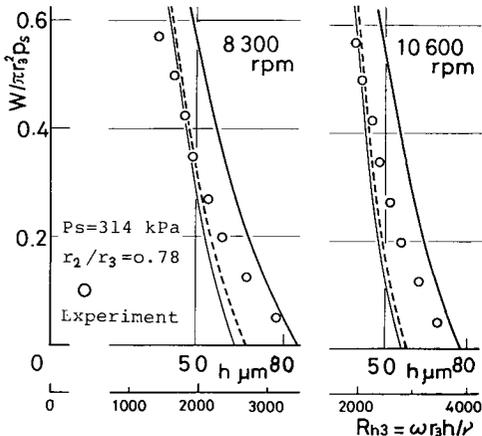
が減少する。この結果、負荷容量に与える回転速度の影響はランド部の流れが層流の場合より小さくなる。また、この傾向は、すきまが広いほど著しくなるから、 h_c の値は、大きくなる。

図10は、リセス半径と負荷容量との関係である。ここでは、一つの目安として、本報の実験条件である、 $r_2/r_3=0.78$ における h_c の値(図9より読みとる)を基準にして、 h/h_c の三種類の値について、ランド部層流の理論と、乱流の理論とによる計算値を比較した。負荷容量と r_2/r_3 との関係は、 h/h_c の値によって、その傾向が異なるが、ランド部における流れの乱流せん移は、各 h/h_c の値に対して、最大負荷容量を与える r_2/r_3 の値を、若干小さくするだけで、その他の傾向には、大きな影響を与えないことがわかる。

図11は、絞りの流量係数が、流量によって変化することが、負荷容量に与える影響をしらべるために、仮に流量係数 K を一定として、負荷容量を計算した結果である。流量係数 K が、流量 Q に依存して変化する場合(図9)にくらべて、負荷容量-軸受すきま曲線のこう配がゆるやかになること、 K の値を大きくすると、曲線全体がすきま h の大きいほうに移行すること、すなわち、負荷容量は大きくなるが剛性が小さくなることがわかる。また、この傾向は、ランド部の流れが乱流にせん移すると、層流の場合にくらべて著しくなる。さて、式(7)からわかるように、流量 Q が増大すると、絞りの流量係数は小さくなり、絞り出口圧力 p_0 が減少して、負荷容量が小さくなる。この傾向は、



(a) (b)



(c) (d)

Turbulent theory Laminar theory on the land Laminar theory

図8 負荷容量

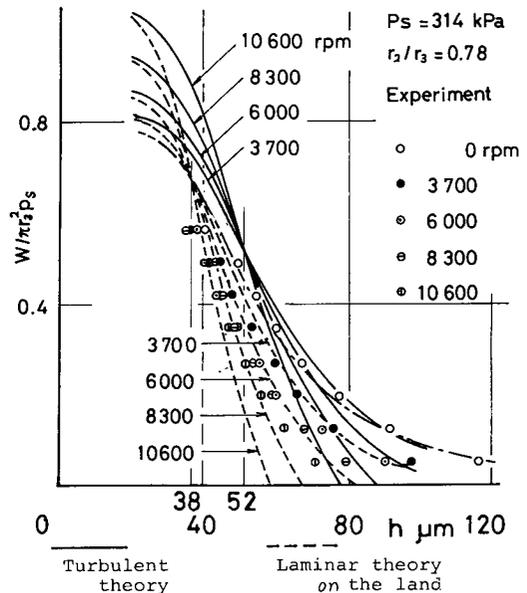


図9 負荷容量(回転速度の影響)

すきま h , および, 遠心力の効果が大きいほど著しい。
 図 9 において, $n=8300$ rpm の場合, $h=30\sim 70$ μm のすきまに対応する K の値は, $0.6\sim 0.2\times 10^{-7}$ $\text{m}^5/\text{N}\cdot\text{s}$ であり, 図 11 とあわせて考えると, 流量係数 K の変化は, 軸受すきま h の小さい領域では, 負荷容量を増大させ, すきまの大きい領域では減少させる。これにともなって, 剛性は大きくなるのがわかる。

4.4 流量 図 12 は, 潤滑剤の流量の実験結果を, 乱流の理論, ランド部層流の理論, および, 層流の理論と比較して示したものである。また, 横軸にはレイノルズ数 R_{h3} の座標も添えてある。負荷容量の場合と同様に, 層流の理論とランド部層流の理論とによる計算結果には, 大きな差はなく, リセス内の流れの乱流せん移は, 流量にも, あまり影響を与えないことがわかる。

さて, すでに述べたように, 本報の実験範囲では, リセス内の流れは, 乱流にせん移していると考えられる。すきま h が小さい場合, レイノルズ数 R_{h3} の値は臨界値 (1500~2000) より小さく, ランド部の流れは, 層流に保たれているので, 実験値は, ランド部層流の理論による計算結果に一致する。すきまが大きくなり,

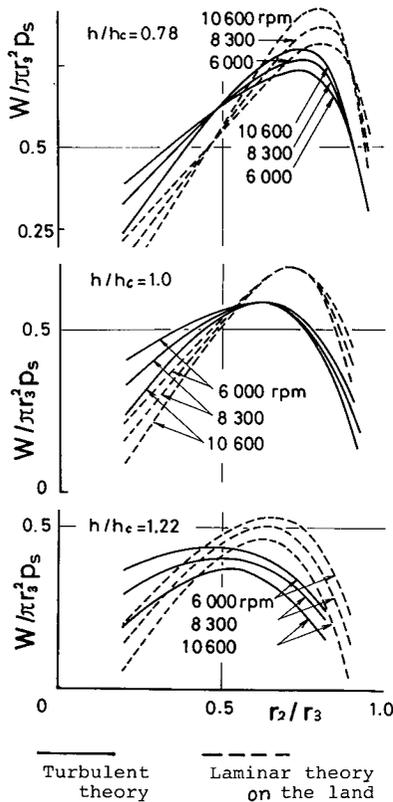


図 10 リセス半径が負荷容量に与える影響

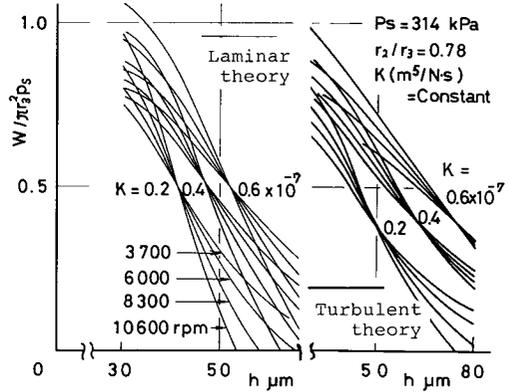


図 11 負荷容量と絞りの流量係数との関係

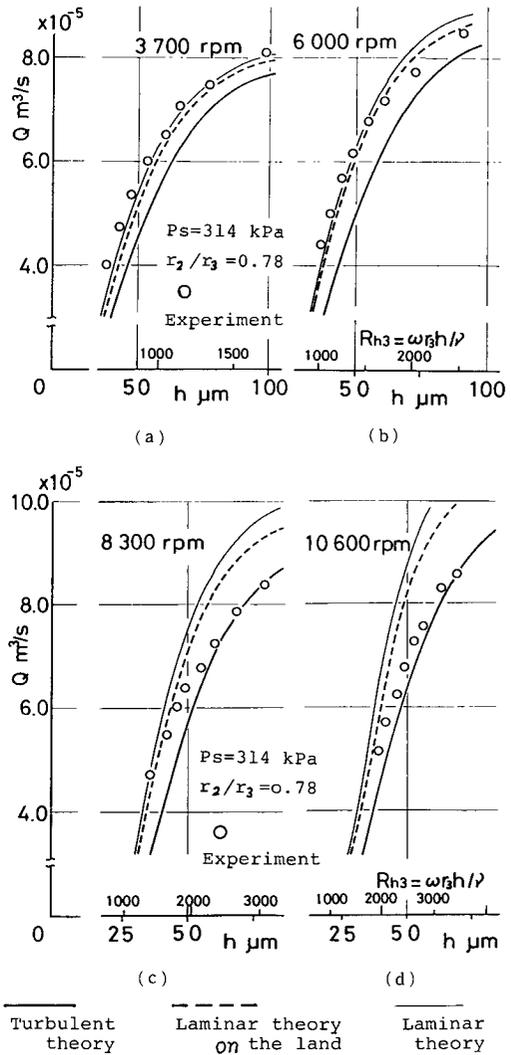


図 12 潤滑剤の流量

レイノルズ数 R_{n3} が臨界値を超えると、ランド部外周に乱流せん移が生じ、実験値は、ランド部層流の理論より減少する。 h の値がさらに大きくなると、漸次、乱流の理論による計算結果に近づき、ランド部内周が臨界値を超えると、実験値は、乱流の理論による計算結果に、ほぼ一致する。回転速度が大きいほどレイノルズ数が高くなるから、上記の傾向は、より小さいすきまから生じる。

いずれにしても、本報で行った乱流の理論、および、前報⁽²⁾のランド部層流の理論による計算結果は、それぞれの理論が対応する領域で、実験値と定性的に一致し、式(1)で表される三次元乱流流れの計算手法を用いて、この種の軸受特性を解明できることがわかる。

5. 結 言

円形のリセスを有する静圧スラスト軸受について、ランド部の流れが乱流にせん移した場合の軸受性能を実験的、理論的に求め、ランド部の流れが層流の場合の結果とあわせて検討を行い、以下の結果を得ることができた。

(1) ランド部の乱流せん移によって、この部分の流れの見かけの粘性が増大し潤滑剤の流量が減少す

る。

(2) 上記(1)の効果によって、絞りを通る流量が減少し、絞り出口圧力が増大するので、負荷容量が大きくなる。

(3) 回転速度が負荷容量に与える影響は、ランド部の流れが層流の場合にくらべて小さい。また、ランド部が乱流にせん移すると、負荷容量に与える回転速度の影響が逆転するすきま h_c の値は、大きくなる。

(4) 負荷容量を最大にするリセス半径と軸受半径との比 r_2/r_3 の値は、計算結果によると、ランド部の乱流せん移によって小さくなる。

(5) 絞りの流量係数が、流量の増大とともに小さくなることによって、負荷容量は、軸受すきまの小さい領域では、増加し、すきまの大きい領域では、減少する。この結果剛性は大きくなる。ランド部の乱流せん移は、この傾向を著しくする。

文 献

- (1) 原田・青木・須田, 機論, 45-393, C (昭54), 541.
- (2) 原田・青木・本郷・須田, 機論, 46-406, C (昭55), 637.
- (3) Dowson, D., *Trans. ASME, Ser. D*, 83-2 (1961), 227.
- (4) Coombs, J. A. and Dowson, D., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 179 (1965), 96.

討 論

〔質問〕 橋本 巨 (東海大学工学部)

円形リセスを有する静圧スラスト軸受の乱流潤滑特性を理論と実験の両面から検討されたことに対して敬意を表す。下記の二点につきご教示いただきたい。

(1) リセス部およびランド部の乱流の程度を評価する際、軸の角速度に基づくレイノルズ数 R_n , R_H を用いておられるが、一般に静圧軸受のような圧力流れの大きい軸受では、この流れによっても乱流遷移が促進されるので、レイノルズ数として $Re = \frac{h}{\nu} \sqrt{(r\omega)^2 + u_{mp}^2}$ (u_{mp} : 圧力流れの平均流速) を用いる必要があるように思われる。貴論文で検討されている軸受では上の定義による Re 値はどの程度の大きさか。

(2) 潤滑流体がリセス部からランド部へ流入する際、流速が大きければリセス端部においてベルヌイ効果による圧力変動が生じると考えられるが、貴論文の範囲ではこの影響は無視できる程度に小さいと考えてよいのか。

〔回答〕 (1) 式(1)は、軸の角速度にもとづく

円周方向の流れ、および圧力による半径方向の流れを同時に考慮した三次元乱流速度分布の計算結果から導いたものである。この速度分布を求める段階では、レイノルズ数の定義を $Re = hr\omega/\nu$ とすることも、 $Re = (h/\nu) \sqrt{(r\omega)^2 + w_m^2}$ とすることもできる。このことは、半径方向の圧力こう配の影響が、速度分布の計算式に陽に含まれるか、さらに Re を介して陰にも含まれるかの違いになる。ここでは取扱いの簡便さ、および、 $r\omega$ にくらべて半径方向の平均流速 w_m が小さく、 $\sqrt{(r\omega)^2 + w_m^2} \approx r\omega$ としても大きな差異を生じないこと、などを考慮して、レイノルズ数は本文のように定義した。

$h=70 \mu\text{m}$, $N=10\,600 \text{ rpm}$ ($r_3\omega=50.0 \text{ m/s}$, $Re=3\,460$) の場合の流量の実験値 $Q=8.6 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ から w_m を求めると、 $w_m=3.9 \text{ m/s}$ になる。したがって、 $Re = \frac{h}{\nu} \sqrt{(r_3\omega)^2 + w_m^2} = 3\,471$ すなわち、本報との差は 0.3% で、大きな差はないものと考えてる。

(2) 慣性の効果による圧力変動 Δp を、 $\Delta p = 0.53\rho Q^2(1/h^2 - 1/H^2)$ (付1) によって概算すると、 $h=70$

μm , $N=10\,600\text{ rpm}$ の場合で, 約 8 kPa になる。このとき, $\Delta p/\mu\omega \approx 0.07 \times 10^5$ で, 図 7 と比較して, 慣性の効果は, この実験の範囲では, 結果に大きな影響を与えていないものと考えている。なお, ρ は流体の密度,

Q_r は, 半径方向の単位幅当たりの流量で, 実験値より算出した。

(付1) Constantinescu, V.N. and Galetuse, S., *Trans. ASME, J. Lub. Tech.*, 98-1 (1976), 367.