Advance Publication by J-STAGE

日本機械学会論文集

Transactions of the JSME (in Japanese)

DOI:10.1299/transjsme.20-00218

Received date : 10 June, 2020

Accepted date : 25 November, 2020

J-STAGE Advance Publication date : 3 December, 2020

直接潤滑式ティルティングパッドジャーナル軸受の 温度および動特性に対する給油量の影響

辺見 真^{*1}, 高橋 直彦^{*2}, 山下 智彬^{*3}

Effects of oil flow rate on temperature and dynamic properties of direct lubricated tilting pad journal bearing

Makoto HEMMI^{*1}, Naohiko TAKAHASHI^{*2} and Tomoaki YAMASHITA^{*3}

^{*1,*3}Center for Technology Innovation - Mechanical Engineering, Research & Development Group, Hitachi Ltd.

832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki 312-0034, Japan

^{*2}Hitachi Industrial Products, Ltd.

603 Kandatsu-machi, Tsuchiura-shi, Ibaraki 300-0013, Japan

Abstract

A direct-lubrication tilting pad bearing with a diameter of 120mm is tested to clarify the effect of the oil flow rate on the characteristics of the bearing. Measured characteristics are the bearing temperature and dynamic characteristics, namely, bearing stiffness and damping coefficients. The applied load and the peripheral speed, as well as, oil flow rate are changed. The higher the oil flow rate is, the lower the bearing temperature is. At the specific load of 1.0 MPa and the peripheral speed of 90 m/s, the bearing temperature at the oil flow rate of 14 L/min is 102 °C, while it is 83 °C at 42 L/min, and the difference is as much as 19 degree centigrade. Dynamic characteristics measured are also variable with respect to the amount of oil flow rate. The lower the oil flow rate is, the lower the damping coefficients are. As for stiffness, the values at oil flow rate of 14 or 28 L/min can be lower or higher than that at high oil flow rate of 42 L/min.

Keywords : Tilting pad journal bearing, Directed lubrication, Stiffness, Damping, Oil flow rate

1. 緒 言

高速回転機械においては、振動安定性に優れたティルティングパッドジャーナル軸受(TPJB, Tilting Pad Journal Bearing)が使われている。ティルティングパッド軸受は、油膜ばね定数の連成項が小さいために不安定振動が発生せず、危険速度の2倍以上で回転する機械においても、安定な運転が可能である。

TPJBは、その潤滑方式により、油浴式と直接潤滑式(指向性潤滑式とも呼ばれる)とに大別される。油浴式は、軸方向端部に軸とのすきまが小さいエンドシールを備え、ハウジング内に潤滑油を貯留させる構造となっており、軸受パッドは潤滑油に浸されている。一方、直接潤滑式ではエンドシール部の軸とのすきまが大きい。潤滑油はパッドと軸との間の油膜に直接的に供給され、油膜から排出された後は、大半がハウジング内部に貯留することなく速やかに軸受外部へ排出される。直接潤滑式は、さらに、パッド間にて軸表面に向けたノズルから給油するパッド間給油方式と、パッドしゅう動面の入口に設けた給油溝から給油するLEG(Leading Edge Groove)方式とがある。佐々木ら(佐々木他, 1987)は軸径140mmの5枚パッドTPJBを対象として給油量を変化させた軸受温度評価試験を行い、油浴式と比較してパッド間給油方式は温度特性に優れることを確認した。回転速度を変化させて動特性も計測しているが、面圧および給油量はそれぞれ一つの条件のみである。Tanaka(Tanaka, 1991)は、軸径100mmの5枚パッドTPJBについて、油浴式とパッド間給油方式との比較を行った。周速42m/sまでの試験を行い、特に周速が高い条件において、パッド間給油方式は油浴式よりも低い軸受温度となることを示した。給油量

No.20-00218 [DOI: 10.1299/transjsme.20-00218]

^{*1} 正員, (株)日立製作所 研究開発グループ (〒312-0034 茨城県ひたちなか市堀口 832-2)

^{*2} 正員, (株)日立インダストリアルプロダクツ (〒300-0013 茨城県土浦市神立町 603)

^{*3} (株)日立製作所 研究開発グループ

E-mail of corresponding author: makoto.hemmi.js@hitachi.com

を半減した試験も実施しているが、軸受温度に違いは見られなかったとしている。一方、LEG方式の直接潤滑式軸受は、Dmochowski ら(Dmochowski et al., 1993)により提案され、高速の回転条件においては油浴式よりも低い軸受温度となることが試験により確認された。Brockwell ら(Brockwell et al., 1992)は、油浴式と比較し、軸受損失を4割程度低減可能であることなどを示した。

軸受の給油量が、軸受特性に与える影響に関し、Dmochowski ら(Dmochowski and Blair, 2006)は、油浴式軸受のエンドシールと軸とのすきまが通常のもので広げたものに対し、それぞれ通常および低減した給油量の試験を行い、シールすきまを広げた場合には給油量により軸受温度は変化しないが、動特性は変化することを示した。また、Nichols ら(2017)は、油浴軸受の給油量を標準量とその±20%に変化させて試験し、給油量により最大で5°C程度の軸受温度差が生じることを示すとともに、給油量を低減した場合には回転速度の上昇とともに軸心位置も上昇することを示した。給油量の影響を考慮した解析(He, 2003)との比較により、給油量を低減した場合には上側パッドに油膜が形成されず、軸を押し下げる力が生じないために軸心が上昇すると説明している。一方で、LEG方式の直接潤滑軸受については、給油量の低減により低周波数の軸振動を生じることが報告されている(DeCamillo et al., 2008)。このような振動発生メカニズムとして、San Andrés ら(2017)は、給油量低減により油膜形成範囲が狭まることで、動特性が変化し、不安定になることを解析により示している。

以上のように、直接潤滑軸受は軸受温度低減に効果があるとされるため、給油量を削減することも可能であるが、削減量が大きくなると低周波振動を発生することが試験や解析により示されている。しかしながら、給油量を削減した際の、動特性の変化を直接計測した例は見当たらない。本報告では、LEG方式の軸受に関して給油量を大きな幅で変化させた試験を行い、軸受温度および動特性を計測した。

2. 試験方法

2・1 供試軸受

供試軸受は、パッドの枚数は5枚で、そのうちの1枚が荷重負荷方向に配置されたLoad on Pad (5LOP)形式である(図1(a))。軸径 D が120 mmの直接潤滑軸受であり、パッド入口に給油溝を設けたLEG方式である(図1(b))。表1に諸元を示す。パッドの張り角は 57° であり、オフセットは0.55であるので、円筒形状のピボットが、パッド円周方向の入口から55%位置に設けられている。

加工半径すきま C_p は0.148 mmであり、軸半径 R [mm]に対する加工半径すきまの比 C_p/R は2.47/1000である。ケース1では、組立半径すきま C_b を0.111 mmとすることで、予圧係数 m を0.25とした。ケース2では、組立半径すきま C_b を加工半径すきま C_p と同じとしており、予圧係数 m は0.0である。実際の機械では、予圧係数はこれらの間に設定されることが多い。軸受温度は、荷重方向に位置するパッドの入口から75%位置で計測した。温度計測点はしゅう動面から深さ2 mmであるが、しゅう動材であるホワイトメタルの厚さは1 mmであるため、計測点はパッドの母材内である。

2・2 試験装置

試験に用いた装置を図1(c)に示す。回転軸の駆動源はインバータモータ(75 kW, 最高回転速度: 18 000 rpm)である。この試験装置では、回転軸を転がり軸受で支持しており、軸の長手方向中央に供試体のすべり軸受が設置される。すべり軸受のハウジングは、鉛直下方に設けられた空気アクチュエータにより押し上げられ、回転軸に押付けられる。この押付け力の調整により軸受荷重を変化させることができる。軸受ハウジングには、油圧アクチュエータが、2台接続されている。それぞれのアクチュエータは一端がハウジングに固定され、もう一方の端部が揺動自在に床面に固定されており、軸受ハウジングを加振可能となっている。

動特性の計測時は、2台の油圧アクチュエータにより供試軸受を所定の周波数で加振し、同時にハウジングの回転軸に対する変位を計測する。同じ運転条件で、油圧アクチュエータの位相を変えた加振を2回行い、これらの加振力の振幅と変位の振幅および位相から、すべり軸受の動特性(ばね定数, 減衰係数)を求めた(染谷, 1975)。

同じ加振周波数での計測は3回ずつ行い、平均化した。ばね定数は加振周波数により変化する場合があります(Rodriguez and Childs, 2006)、その影響が小さい低周波数での加振データを用いた(表2)。減衰係数は加振周波数により変化しないため、複数の周波数での加振データより算出した値を平均した。

2・3 試験条件

試験条件を表3に示す。周速の最大値は90 m/sとした。面圧は0.4および1.0 MPaの二通りの条件とした。給油量は、28 L/minを基準として、 $\pm 50\%$ とした。

Table 1 Specifications of test bearings.

Item	Unit	Case 1	Case 2
Shaft diameter D	mm	120	←
Bearing width B	mm	76	←
No. of pads	-	5	←
Pad angle	°	57	←
Offset	-	0.55	←
Machined radial clearance C_p	mm	0.148	←
Assembled radial clearance C_b	mm	0.111	0.148
Preload factor $m (= 1 - C_b/C_p)$	-	0.25	0.0

Table 3 Test conditions.

Item	Unit	Values
Viscosity grade of oil	VG	32
Supply oil temperature T_{sup}	°C	45
Peripheral speed U	m/s	60, 75, 90
Supply oil rate Q_{sup}	L/min	14, 28, 42
Specific load p_m (Load W)	MPa (N)	0.4 (3650), 1.0 (9120)

Table 2 Excitation frequency for measurements of dynamic characteristics.

Dynamic characteristics	Excitation frequency
Stiffness	20 Hz
Damping	20, 40, 60, 80 and 100 Hz

(a) Test bearing and coordinates

(b) Section view of a pad

(c) Test rig

Fig. 1 Test rig and test bearing.

3. 試験結果

3・1 軸受温度

軸受温度の計測結果を、給油量および面圧をパラメータとして図2に示す。両図中のマーカの形は面圧により異なっており、塗りつぶしの濃度は給油量の大小を表している。これらは以後の図でも同じである。

同図(a)のケース1（予圧係数 $m:0.25$ ）の結果では、いずれの条件においても、周速の増加とともに軸受温度は上昇する。周速に対する温度変化の傾きは、多くの条件において面圧に関わらずほぼ一定であるが、給油量が多くなると傾きは小さくなる。たとえば面圧が 1.0 MPa、給油量が 14 L/min の場合には、周速が 60 m/s から 90 m/s へと変化すると、軸受温度は 85 °C から 102 °C へと上昇する。一方、同面圧条件で給油量が 42 L/min の場合には、同じ周速において軸受温度の変化は 77 °C から 83 °C であり、周速に対する温度上昇の傾きは小さくなっている。給油量が少ない場合、周速の増加に伴い軸受温度の上昇が大きくなる理由は、油膜での発熱を十分に冷却できないためと考えられる。ただし、給油量が 42 L/min と 28 L/min の場合との違いは、28 L/min と 14 L/min の場合との違いよりも小さい。たとえば、面圧が 1.0 MPa、周速が 90 m/s の場合は、給油量が 42 L/min では 84 °C であり、28 L/min としても 86 °C と 2 °C の差である。しかしながら、14 L/min では 102 °C であり、28 L/min の場合と比較して

16°Cの差がある．このように，ある程度まで給油量を増加させると，それ以上給油量を増加させても軸受温度低減への影響は小さくなる．

同図(b)には，ケース 2（予圧係数 $m:0.0$ ）の結果を示す．どの条件を比較しても，ケース 1 よりも軸受温度は数°Cずつ低くなっている．ケース 2 はケース 1 よりも組立すきまが大きいので，油膜での発熱が小さくなり，軸受温度が低くなったと考えられる．

(a) Preload factor $m : 0.25$

(b) Preload factor $m : 0.0$

Fig. 2 The pad temperature increases with the peripheral speed in any cases. The larger the oil flow rate is, the lower the pad temperatures is. Also, the higher the specific load is, the higher the temperature is. In almost all of the cases, the increment of the temperature against the peripheral speed can be regarded as constant, but in the cases with low oil flow rate, the increment is larger at the higher peripheral speed region.

3・2 動特性

(1) ケース 1（予圧係数 $m : 0.25$ ）

ケース 1 の垂直および水平方向ばね定数計測結果を，給油量および面圧をパラメータとして図 3(a)および(b)に示す．同様に，ケース 1 の垂直および水平方向減衰係数計測結果を図 4(a)および(b)に示す．

図 3(a)に示すように，面圧が高い 1.0 MPa の場合のほうが面圧 0.4 MPa の場合よりも垂直方向ばね定数が高い傾向にある．垂直方向は荷重方向であり，面圧が高い条件では油膜圧力が高く，油膜厚さは小さくなり，ばね定数としては高くなる．また，いずれの面圧においても，給油量が多い条件よりも，給油量が少ない条件のほうが小さな値となる傾向にあり，その差は周速が速いほど大きくなる．同図(b)に示す水平方向ばね定数は，面圧による差は小さい．これは荷重による油膜圧力，油膜厚さの変化が小さいためと考えられる．給油量 42 L/min と 28 L/min では，同じ面圧，同じ周速であればほとんど同じ値であるが，給油量 14 L/min の場合，周速 60 m/s および 75 m/s では他の給油量条件よりも小さく，90 m/s では逆に他の給油量条件よりも大きくなっている．

図 4(a)に示す垂直方向減衰係数は，ばね定数と異なり面圧による違いは小さい．一方，同じ面圧，周速条件であれば，給油量が少ないほど垂直方向減衰係数は小さくなる．また，給油量 42 L/min の場合は周速の増加に対する変化は小さいが，給油量が 28 L/min および 14 L/min の場合は，周速が増加すると垂直方向減衰係数は減少する．給油量が少ない 14 L/min のほうが，周速に対する減少量は大きく，面圧 0.4 MPa では周速 90 m/s で負の値となっている．図 4(b)に示す水平方向減衰係数も，一部の例外を除き，垂直方向減衰係数と同じ傾向である．すなわち，面圧による違いは小さく，給油量が少ないほうが値が小さく，給油量が少ない条件ほど周速の増加に対して値が減少している．給油量 14 L/min では，90 m/s では負の値となっている．

Fig. 3 The vertical and horizontal stiffness coefficient of Case 1 in which the preload factor is 0.25. As is shown in (a), the vertical stiffness changes according to the specific load. Because the oil film pressure is high and oil film thickness is small under the high specific load, the stiffness is large. The lower the flow rate is, the smaller the vertical stiffness. And, as the peripheral speed increases, the discrepancy between the stiffness at high oil flow rate and that at low increases. As is shown in (b), the horizontal stiffness are almost same when the flow rate is larger than 24 L/min, but they are smaller at the oil flow rate of 14 L/min.

Fig. 4 The vertical and horizontal damping coefficients of Case 1 in which the preload is 0.25. Both the vertical and horizontal damping are not affected by the specific load condition so much. The flow rate, on the contrary, have a strong influence on both damping coefficients. The higher the peripheral speed is, the larger the influence is.

(2) ケース 2 (予圧係数 $m : 0.0$)

ケース 2 の垂直および水平方向ばね定数計測結果を、給油量および面圧をパラメータとして図 5(a)および(b)に示す。同様に、ケース 2 の垂直および水平方向減衰係数計測結果を図 6(a)および(b)に示す。ケース 2 はばね定数も減衰係数も、全般的に同条件のケース 1 の値よりも小さい。これは予圧係数が小さく組立すきまが大きいことから、反荷重側パッドでの油膜圧力が小さいためと考えられる。

図 3(a)に示したケース 1 と同様に、図 5(a)に示す垂直方向ばね定数は、面圧が高いほうが大きな値となる傾向にある。給油量により、周速に対する変化は異なるが、明確な規則性はない。同図(b)に示す水平方向ばね定数は、

図 3(b)に示したケース 1 と同様に、面圧による違いは小さい。給油量により、周速に対する変化は異なる。給油量 42 L/min では水平方向ばね定数は 75 m/s を極大値とする緩やかな変化をしている。28 L/min と 14 L/min では 60 m/s から 75 m/s では大きな変化はないが、前者では周速が 75 m/s から 90 m/s へ変化すると水平方向ばね定数は大きくなり、後者では同じ周速変化において、水平方向ばね定数は小さくなる。

図 6(a)に示す垂直方向減衰係数は、ケース 1 と同様に面圧による違いは小さく、同じ面圧、周速条件であれば、給油量が少ないほど垂直方向減衰係数は小さくなる。また、給油量が少ないほど周速増加に伴い垂直方向減衰係数が低下することもケース 1 と同じである。図 6(b)に示す水平方向減衰係数も、ケース 1 と同様の傾向にあり、周速 90 m/s では、給油量 28 L/min および 14 L/min の条件では負の値となるまで低下している。

Fig. 5 The vertical and horizontal stiffness coefficient of Case 2 in which the preload is 0.0. Both stiffness has a smaller value than those of Case 1 in the same conditions, because the preload of Case 2 is smaller than that of Case 1. Similar to Case 1, the specific load affects largely on the vertical stiffness, while slightly on the horizontal stiffness. The trend of the horizontal stiffness against the peripheral load changes as the flow rate changes.

Fig. 6 The vertical and horizontal damping coefficients of Case 2 in which the preload is 0.0. Similar to Case 1, both the vertical and horizontal damping are not affected by the specific load condition so much. The flow rate, on the contrary, have a strong influence on both damping. The higher the peripheral speed is, the larger the influence is.

4. 考察

4・1 有効ゾンマーフェルト数を用いたデータ整理

今回の試験においては、面圧、周速および給油量という3つの運転条件を変化させた。図3から6には、周速に対する動特性値を面圧と給油量をパラメータとして示し、同じ面圧および周速においても、給油量が異なると動特性値が変わることを示した。一方で、図2に示したように、同じ周速であっても、給油量が異なると運転時の軸受温度が変化するが、軸受温度が変化すると油膜粘度も変わり、動特性値も変化する。つまり、同じ周速において給油量を変化させた場合に動特性値が変化する理由の一つは軸受温度の変化と考えられる。しかしながら、図3ないし6のグラフから粘度変化の影響を排除することは難しい。そこで、これらの結果を統一的にまとめ、給油量による影響を俯瞰的に評価するため、有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} を用いてデータを整理することとする。

有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} を説明する前に、次式により表されるゾンマーフェルト数 S について説明する。

$$S = \frac{\eta N_s D L}{W} \left(\frac{R}{C_p} \right)^2 \quad (1)$$

ここで、 η は油膜粘度 [Pa・s]、 N_s は軸の回転速度 [s^{-1}]、 B は軸受幅 [m]、 D は軸直径 [m]、 W は軸受荷重 [N]、 R は軸半径 [m]、 C_p は軸受加工半径すきま [m] である。ゾンマーフェルト数 S は、軸受特性に対する運転状態の影響を示す無次元パラメータである。理論的には、軸受内の油膜温度（油膜粘度）が一定値であり油膜内の流れが層流であるという仮定の下で、軸受の無次元動特性はゾンマーフェルト数 S に対して一意に定まる。

今回の試験条件では油膜が層流から乱流へ遷移すると考えられる。乱流に遷移した場合、油膜の見掛けの粘度は増加する（青木，原田，1971）。これを考慮した有効油膜粘度 η_{eff} を次式で表す。

$$\eta_{\text{eff}} = \eta (1 + 0.00116 Re^{0.916}) \quad (2)$$

ここに示されるレイノルズ数 Re は次式により算出する。

$$Re = \frac{\eta D N_s C_b}{\nu} \quad (3)$$

ここで、 ν は油膜動粘度 [m^2/s] である。式(1)中の油膜粘度 η を式(2)の有効油膜粘度 η_{eff} に置き換えたものが有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} である。乱流状態の軸受の無次元動特性値は、その有効ゾンマーフェルト数と同じゾンマーフェルト数での層流状態にある軸受の無次元動特性値と、理論上は等しくなる。なお、油膜温度が T [$^{\circ}C$] の場合の油膜動粘度 ν および油膜密度 ρ [kg/m^3] は、それぞれ以下に示す式より得られる。

$$\nu = (10^{10[-3.83141 \log(T+273.15)+9.73958]} - 0.6) \times 10^{-6} \quad (4)$$

$$\rho = \frac{872}{1 + 0.00076(T - 15.56)} \quad (5)$$

これらの値を用い、次式より油膜粘度 η を得ることができる。

$$\eta = \nu \rho \quad (6)$$

有次元の動特性値であるばね定数 k_{ij} および減衰係数 $c_{ij}(i, j = x, y)$ は、以下の式により無次元化される。

$$K_{ij} = k_{ij} \frac{C_p}{W} \quad (7)$$

$$C_{ij} = c_{ij} \frac{2\pi N_s C_p}{W} \quad (8)$$

ここで、 W は軸受荷重[N]である。

以下の図では、解析結果も合わせて示した。解析では、油膜は層流であり、油膜の軸方向および周方向の端部では大気圧であるとした。また、油膜内では大気圧以下にはならないとする、レイノルズ条件を用いた。

動特性の算出においては、San Andrés ら(San Andrés and Tao, 2013)と同様な方法を用いてピボット剛性や加振周波数を考慮した。ここで、ピボットの剛性は Kirk ら(Kirk and Reedy, 1988)の方法により算出した。ピボット剛性はパッドに掛かる荷重に対して非線形に変化するため、面圧は試験値に合わせた。また、加振周波数は、剛性を計測した際の周波数に合わせて 20Hz とした。解析結果をプロットする際は、横軸の値を乱流を考慮していないゾンマーフェルト数 S とみなした。

4・2 ケース 1 (予圧係数 m : 0.25)

ケース 1 の試験結果を、図 7 および 8 に示す。両図中のマーカの形や塗りつぶしは図 3 ないし 6 と同じである。両図中の実線および点線は、横軸をゾンマーフェルト数と読み変えて示した解析結果である。試験結果は、有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} により大きく 2 つのグループがある。一方は有効マーフェルト数が 0.3 から 0.5 の間に分布しており、もう一方は 0.8 から 1.4 に分布している。これらのグループは、面圧の違いによるものであり、前者が面圧 1.0 MPa に、後者が 0.4 MPa に相当する。また、それぞれのグループ内での同じ給油量のデータ間では、有効ゾンマーフェルト数の大小は周速の大小に対応する。

図 7 (a)および(b)に示す垂直および水平方向ばね定数は、給油量 42 L/min の場合は面圧 0.4 MPa と 1.0 MPa のいずれの試験結果も、それぞれの解析結果とほぼ一致している。同図(a)に示す垂直方向ばね定数は、面圧が 1.0 MPa の場合、給油量が 28 L/min では、周速 90 m/s の場合のみ解析結果よりも低い値となっている。また、給油量がさらに少ない 14 L/min では、周速 75 m/s においても解析結果よりも低い値となっており、周速が 90 m/s ではさらに低い。面圧 0.4 MPa では、給油量による垂直方向ばね定数の違いはほとんど無い。水平方向ばね定数は、両面圧条件で、給油量 14 L/min, 周速 90 m/s の条件で、解析結果よりも高い値となっている。

Fig. 7 The measured nondimensional stiffness of case 1 are plotted against effective Sommerfeld number. Solid line curb represents the analytical value against abscissa regarded as normal Sommerfeld number instead of effective Sommerfeld number. The empirical values at the oil flow rate of 42 L/min are qualitatively complies with analytical values.

図 8(a)および(b)に示す垂直および水平方向減衰係数についても、ばね定数と同様に、給油量 42 L/min の場合は解析結果とほぼ一致している。同図(a)に示す垂直方向減衰係数は、面圧 1.0 MPa ではいずれの周速においても給油量の低下とともに低い値となっている。面圧 0.4 MPa では、給油量 28 L/min の場合は周速 90 m/s において解析結果よりも低い値となっている。給油量 14 L/min の場合は周速 75 および 90 m/s において解析結果よりも低く、周速の増加とともに低下している。同図(b)に示す水平方向減衰係数は、面圧 1.0 MPa では給油量 28 および 14 L/min の場合は周速 90 m/s では解析結果よりも低い。面圧 0.4 MPa では給油量 14 L/min の場合に周速 75 および 90 m/s において解析結果よりも低く、周速の増加とともに低下している。

Fig. 8 The measured nondimensional damping coefficients of case 1 are plotted against effective Sommerfeld number. Solid line represents the analytical value against abscissa regarded as normal Sommerfeld number instead of effective Sommerfeld number. The measured values at the oil flow rate of 42 L/min agree with analytical values. At the lower oil flow rate, however, the measured nondimensional damping coefficients have smaller values especially at high peripheral speed.

4・3 ケース 2 (予圧係数 : 0.0)

ケース 2 の試験結果を、図 9 および 10 に示す。図中に示す実線と点線は、図 7 および 8 と同様に層流での解析結果である。なお、予圧係数が異なると、同じゾンマーフェルト数 S に対する無次元動特性は異なるため、図 9 および 10 の解析結果は、それぞれ図 7 および 8 の解析結果と異なる。図 7 および 8 と同様に、試験結果は、面圧により有効ゾンマーフェルト数 S_{eff} により大きく 2 つのグループに分かれている。

Fig. 9 The measured nondimensional stiffness of case 2 are plotted against effective Sommerfeld number. Solid line curb represents the analytical value against abscissa regarded as normal Sommerfeld number instead of effective Sommerfeld number. Although there are some fluctuations, the measured values, overall, agree with analysis results.

図 9(a)および(b)に示す垂直および水平方向ばね定数の試験結果は、ばらつきはあるが解析結果とほぼ一致している。また、給油量や周速の変化に伴う影響は、条件により異なっている。

図 10(a)および(b)に示す垂直および水平方向減衰係数についても、ばね定数と同様に、給油量 42 L/min の場合はいずれの面圧においても解析結果と定量的にも良く一致している。垂直方向の面圧 0.4 MPa と水平方向の両面圧条件では、給油量が 28 L/min の場合、周速 60 および 75 m/s では解析結果と同様であるが 90 m/s では低く、給油量が 14 L/min の場合、周速 60 m/s では、解析結果と同様であるが 75 m/s では低く、90 m/s ではさらに低い値となっている。ただし、垂直方向減衰係数の 1.0 MPa では、給油量や周速の影響はほとんど見られない。

Fig. 10 The measured nondimensional damping coefficients of case 2 are plotted against effective Sommerfeld number. Solid line represents the analytical value against abscissa regarded as normal Sommerfeld number instead of effective Sommerfeld number. The measured values at the oil flow rate of 42 L/min agree with analytical values. At the lower oil flow rate, however, the measured nondimensional damping coefficients have smaller values especially at high peripheral speed.

4・4 給油量が動特性に与える影響

油膜温度変化の影響を排除した上での各パラメータの影響が動特性に与える影響をまとめると、以下のようになる。ばね定数は予圧係数が大きく面圧が高い場合に、給油量や周速の影響を受ける。給油量が少なく、周速が高いほど垂直方向は低くなり、水平方向は高くなる。水平方向は、面圧が低い場合でも同様の影響を受ける。減衰係数は、予圧係数や面圧に関係なく、給油量が少なく、周速が高いほど水平方向の値は低下した。垂直方向減衰係数は、予圧係数に関わらず面圧が低い条件で同様な傾向を示した。

給油量が少ない条件で、給油量が多い条件の値や解析値からのかい離が大きくなった理由は以下のように考えられる。

まず、解析においては、油膜入口から出口まで完全に油膜が形成されていることを前提としている。給油量を 42 L/min とした場合、ばね定数と減衰係数のいずれも試験結果が解析結果と一致していたのは、試験においても油膜入口から出口まで完全に油膜が形成されていたためと考えられる。

各パッドの油膜入口部から流入する潤滑油量は、パッド入口端に設けられた溝からの給油量と、上流側のパッド油膜の出口部から排出され、軸表面に付着したまま流入する潤滑油（キャリーオーバーと呼ばれる）を足し合わせたものとなる。直接潤滑軸受では、パッド入口部に設けられた溝からの給油量を低下させた場合、油膜をパッド入口端から形成するために必要な油量を下回ることがありえる。このような場合には、しゅう動面の油膜形成領域が狭くなることが考えられる。

給油量が油膜形成領域に与えるメカニズムは、定性的には以下と考えられる。給油量が多い場合にはパッド入口端から油膜が形成されているが、給油量を低減すると、パッド入口端では油膜は軸方向全域に広がらずフィンガーキャビテーションが形成され、いわゆるスターブの状態になると考えられる。軸とパッド表面とのすきまは、軸の回転方向に進むにつれて小さくなり、十分に小さくなった点においてフィンガーキャビテーションは解消さ

れる。この点を油膜形成点と呼ぶことにする。フィンガーキャビテーションの領域では油膜には圧力は発生しないため、油膜形成点が入口端となるような、形状のパッドと同じ油膜特性となると考えられる。

軸受全体の給油量が低減した場合の、SLOP での各パッドの油膜形成状態や、軸受特性へ与える影響については以下のように考えられる。給油量の低減が油膜形成領域へ与える影響は、パッドの位置により異なるため、それぞれの場合について検討する。

まず、負荷方向パッド（パッド 2）であるが、このパッドでは、油膜形成のために必要な給油量はもともと少ない。各パッドで油膜を形成するために必要な給油量は、入口端でのすきまに比例するが、負荷方向のパッドでは、このすきまが狭いからである。従って、給油量低減の影響は受けにくいと考えられる。ただし、このパッドが給油量低減の影響を受ける場合は、軸受の垂直方向特性には大きな影響があるはずである。

次に、負荷方向パッドの両側（パッド 1 および 3）のパッドは、給油量が低減しフィンガーキャビテーションが生じる状態となると油膜反力が低下するため、その分、パッド 2 の負荷が増えると考えられる。

このような油膜特性の変化が、軸受全体の特性に与える影響は、予圧係数により異なる。組立すきまが小さい予圧 0.25（ケース 1）の場合は、パッド 1 および 3 も軸受荷重の負荷を分担し、油膜圧力も大きいいため、軸受全体の特性に与える影響も大きい。一方、組立すきまが大きい予圧 0.00（ケース 2）の場合は、軸受の荷重は主にパッド 2 が支え、パッド 1 および 3 の油膜に発生する圧力は小さく、軸受全体の特性に与える影響も小さい。

最後に、反負荷側のパッド（パッド 4 および 5）であるが、これらのパッドは運転時に軸との間隔が大きく、軸とパッドとの間隔が大きいいため、スターブになりやすい。ただし、油膜の圧力は小さいため、給油量が低減した場合に軸受特性に与える影響も小さい。また、予圧による影響度合いの違いは、パッド 1 および 3 と同じと考えられる。

以上を踏まえ、ケース 1 で給油量 14 L/min の場合に、周速 90 L/min にて水平方向ばね定数が大きくなった理由としては、以下が考えられる。この条件では、パッド 3（および 1）の油膜は入口部にフィンガーキャビテーションが生じており、油膜反力は小さくなっていると考えられる。ここで、軸受の負荷荷重と油膜反力がバランスした静的な平衡状態から、軸受に対して軸が+x 方向（図 1 (b)参照）に相対的に変位することを考える。パッド 3 と軸との間隔は狭くなるため、油膜形成点は入口端側に移動し、油膜の形成領域が広がり、油膜反力は大きくなる。給油量が、平衡状態ではスターブであるが移動後にスターブが解消されるような条件であった場合、移動後のパッド 3 の油膜反力は十分な給油量が供給されていた解析結果と同じ程度の大きさとなる。一方で、パッド 1 では軸との間隔が広がるため、よりスターブの状態となり、油膜反力が低下する。油膜反力の x 方向成分の変化を考えると、軸の+x 方向への変位に対し、パッド 3 の寄与により-x へ押す力が大きく、パッド 1 の寄与により+x へ押す力が小さくなることから、結果として-x へ押す力が大きくなる。つまり、水平方向ばね定数は大きくなると考えられる。一方、減衰係数は油膜形成面積に比例するため、スターブとなっている条件では、解析結果と比較すると小さくなる。

垂直方向や、水平方向でもスターブの程度が軽い場合については、軸変動に対する油膜反力の変化は十分給油されていた場合との差があまりなく、ばね定数に対する影響は小さいと考えられる。これに対し、減衰係数は、油膜面積に比例することから、油膜形成領域が狭くなるような条件で減衰係数が低下し、解析結果とのかい離が大きくなったと考えられる。

ところで、各パッドそれぞれの静的平衡状態まわりの微小振動を考えたフルセットの油膜係数の解析において、オフセット 0.5 (50 %)で予圧が 0.0 から 0.17 の領域で高速回転下にて減衰係数が負となる例が田浦ら（田浦，田中，2007）により示されている。文献に示された結果では、減衰係数が負となる条件でも、ばね定数は正の値となっている。本研究での軸受も、スターブの状態ではオフセットが 0.5 に近づくことなどを考えると、給油量が少ない条件で高周速時には同様な条件となり、減衰係数が負の値となった可能性があると考えられる。

5. 結 言

直接潤滑式ティルティングパッドジャーナル軸受の給油量が軸受特性に与える影響を試験により調べた。直径 120 mm の LEG 方式 TPJB を供試軸受とし、軸受温度および動特性を計測した。パラメータとして、面圧を 0.4 および 1.0 MPa、周速を 60 から 90 m/s、給油量を 14 から 42 L/min の間で変化させた。パッド温度および軸受動特性の計測結果より、以下が明らかとなった。

- (1) 給油量が多いほど軸受温度は低下する。ただし、給油量が一定量を超えると、軸受温度低減効果は小さくなる。
- (2) 給油量が多い条件では、動特性は油膜が完全に形成されたと仮定した解析値とほぼ一致する。
- (3) 本研究での試験範囲においては、給油量が少ない条件では、減衰係数は周速が高い条件では油膜が完全に形成されたと仮定した解析値よりも小さくなった。この傾向は、周速が高いほうが顕著であり、油膜形成領域の変化が影響しているものと考えられる。

文 献

- 青木弘, 原田正躬, 乱流域におけるジャーナル軸受の流体潤滑理論, 潤滑, Vol. 16, No. 5 (1971), pp. 348-356.
- Brockwell, K., Dmochowski, W., DeCamillo, S. and Mikula, A., Performance evaluation of the LEG tilting pad journal bearing, IMechE Seminar Plain Bearings-Plain Bearings-Energy Efficiency and Design, MEP, London, United Kingdom (1992), pp. 51-58.
- DeCamillo, S., He, M., Cloud, H. and Bryne, J., Journal bearing vibration and SSV hash, Proceedings of the Thirty-seventh Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas (2008), pp. 11-23.
- Delgado, A., Vannini, G., Ertas, B., Drexel, M. and Naldi, L., Identification and prediction of force coefficients in a five-pad and four-pad tilting pad bearing for load-on-pad and load-between-pad configurations, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 133, No. 9 (2011), 092503.
- Dmochowski, W. and Blair, B., Effect of oil evacuation on the static and dynamic properties of tilting pad journal bearings, Tribology Transactions, Vol. 49, No. 4 (2006), pp. 536-544.
- Dmochowski, W., Brockwell, K., DeCamillo, S. and Mikula, A., A study of the thermal characteristics of the leading edge groove and conventional tilting pad journal bearings, ASME Journal of Tribology, Vol. 115, No. 2 (1990), pp. 542-548.
- He, M., Thermoelastohydrodynamic analysis of fluid film journal bearings, Ph. D Dissertation, University of Virginia, Charlottesville, Virginia (2003).
- Kirk, R. G. and Reedy, S. W., Evaluation of pivot stiffness for typical tilting-pad journal bearing designs." ASME. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability, Vol. 110, No. 2 (1988), pp. 165-171.
- Nichols, B., Fittro, R. and Goyne, C., Steady-state tilting-pad bearing performance under reduced oil supply flow rates, ASME TRIB-17-1327 (2017).
- Rodriguez, L. and Childs, D., Frequency dependency of measured and predicted rotordynamic coefficients for load-on-pad flexible-pivot tilting-pad bearings, ASME Journal of Tribology, Vol. 128, No. 2 (2006), pp. 388-395.
- San Andrés, L., Koo, B. and Hemmi, M., A flow starvation model for tilting pad journal bearings and evaluation of frequency response functions: A contribution toward understanding the onset of low frequency shaft motions, ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 7A: Structures and Dynamics GT2017-64822 (2017).
- San Andrés, L. and Tao, Y., The role of pivot stiffness on the dynamic force coefficients of tilting pad journal bearings, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines Power, Vol. 135, No. 11 (2013), 112505.
- 佐々木公良, 毛利靖, 高橋定, 松本岩男, 機械駆動用タービン軸受の直接潤滑による性能向上, 三菱重工技報, Vol. 24, No. 2 (1987), p. 180.
- 染谷常雄, すべり軸受の油膜係数の測定法, 潤滑, Vol. 20, No. 3 (1975), pp. 191-197.
- Tanaka, M., Thermohydrodynamic performance of a tilting pad journal bearing with spot lubrication, ASME Journal of Tribology, Vol. 113, No. 7 (1991), pp. 615-619.
- 田浦裕生, 田中正人, ティルティングパッドジャーナル軸受で支持された回転軸のオイルホイップに関する研究 (第 1 報, 実験と理論計算の比較), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 734 (2007), pp. 72-80.
- 日本機械学会編, すべり軸受の静特性および動特性資料集 (1984), p. 254, 日本工業出版.

References

- Aoki, H. and Harada, M., Turbulent lubrication theory for full journal bearings, *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol. 15, No. 5 (1971), pp. 348-356 (in Japanese).
- Brockwell, K., Dmochowski, W., DeCamillo, S. and Mikula, A., Performance evaluation of the LEG tilting pad journal bearing, IMechE Seminar Plain Bearings-Plain Bearings-Energy Efficiency and Design, MEP, London, United Kingdom (1992), pp. 51-58.
- DeCamillo, S., He, M., Cloud, H. and Bryne, J., Journal bearing vibration and SSV Hash, Proceedings of the Thirty-seventh Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas (2008), pp.11-23.
- Delgado, A., Vannini, G., Ertas, B., Drexel, M. and Naldi, L., Identification and prediction of force coefficients in a five-pad and four-pad tilting pad bearing for load-on-pad and load-between-pad configurations, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 133, No. 9 (2011), 092503.
- Dmochowski, W. and Blair, B., Effect of oil evacuation on the static and dynamic properties of tilting pad journal bearings, *Tribology Transactions*, Vol. 49, No.4 (2006), pp.536-544.
- Dmochowski, W., Brockwell, K., DeCamillo, S. and Mikula, A., A Study of the thermal characteristics of the leading edge groove and conventional tilting pad journal bearings, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 115, No.2 (1990), pp.542-548.
- He, M., Thermoelastohydrodynamic analysis of fluid film journal bearings, Ph. D Dissertation, University of Virginia, Charlottesville, Virginia (2003).
- Kirk, R. G. and Reedy, S. W., Evaluation of pivot stiffness for typical tilting-pad journal bearing designs." *ASME. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability*, Vol. 110, No. 2 (1988), pp. 165-171.
- Nichols, B., Fittro, R. and Goyne, C., Steady-state tilting-pad bearing performance under reduced oil supply flow rates, *ASME TRIB-17-1327* (2017).
- Rodriguez, L. and Childs, D., Frequency dependency of measured and predicted rotordynamic coefficients for load-on-pad flexible-pivot tilting-pad bearings, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 128, No. 2 (2006), pp. 388-395.
- San Andrés, L., Koo, B. and Hemmi, M., A flow starvation model for tilting pad journal bearings and evaluation of frequency response functions: A contribution toward understanding the onset of low frequency shaft motions, *ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 7A: Structures and Dynamics GT2017-64822* (2017).
- San Andrés, L. and Tao, Y., The role of pivot stiffness on the dynamic force coefficients of tilting pad journal bearings, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines Power*, Vol. 135, No. 11 (2013), 112505.
- Sasaki, K., Mori, Y., Takahashi, S. and Matsumoto, I., Performance improvement of bearings by direct lubrication for mechanical drive steam turbines, *Mitsubishi Juko Giho*, Vol.24, No.2 (1987), p.180 (in Japanese).
- Someya, T., Methods for determination of the dynamic oil-film coefficients of journal bearing, *Japan Society of Lubrication Engineers*, Vol. 20, No. 3 (1975), pp.191-197 (in Japanese).
- Tanaka, M., Thermohydrodynamic performance of a tilting pad journal bearing with spot lubrication, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 113, No.7 (1991), pp.615-619.
- Taura, H. and Tanaka, M., A study on the oil whip of a rotor supported in tilting-pad journal bearings (1st report, Experimental results and theoretical validation), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 73, No. 734 (2007), pp. 72-80 (in Japanese).
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Journal-bearing databook* (1984) , p.254, Nihon Kogyo Shuppan (in Japanese).