製作誤差が四円弧軸受で支持された回転軸の安定性に及ぼす影響*

－ 製作誤差により軸受下部にあるすべり面の位置が変化した場合

藤 野 俊 和** 岩 本 勝 美**
阿 部 雅二朗*** 田 中 健太郎**

Effect of Manufacturing Errors on Stability Characteristics of Rotor Supported by Four-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings

- In Case That Position of Bottom Lobe Is Shifted Due to Manufacturing Errors

By Toshikazu FUJINO, Katsumi IWAMOTO, Masajiro ABE and Kentaro TANAKA

The purpose of this study is to elucidate effects of manufacturing errors on static and dynamic characteristics of multi-lobe hydrodynamic journal bearings. The study is also intended to come up with a proposal for guidelines about the optimized design for multi-lobe hydrodynamic journal bearings. This paper analyzed and examined changes in the dynamic characteristics of a four-lobe hydrodynamic journal bearing, such as oil film spring coefficients and oil film damping coefficients between the bearing and journal, and the stability characteristics of a rotor supported by bearings when the position of the bottom lobe at the sliding surface is shifted from where it should be due to manufacturing errors. The main results of the study show that when the position of the bottom lobe is moved inside of the bearing from the original location due to manufacturing errors, the dimensionless stability threshold speed becomes greater in comparison with the situation in which the lobe stays at the original location. On the other hand, manufacturing errors should not cause a shift in the position of the bottom lobe in outer direction of the bearing from the original location, and this should be included in design guidelines for four-lobe hydrodynamic journal bearings.

1. 序論

多数の部品を一定の管理技術のもとで製作した場合、実際に加工された部品の寸法は、目標とする寸法に対してばらつきを示す。実際の部品寸法は製図上で示した基準寸法（呼び寸法）とは異なり製作（加工）誤差を生じる¹⁾。

油潤滑されるジャーナル軸受は、船用タービンやコンプレッサ等の産業用回転機械の軸に作用する軸直角方向荷重を支持する軸受として広く使用されている。同軸受は、軸受面の一部に給油溝もしくは給油孔が設けられており、これらを通して外部よりしゅう動面に潤滑油が供給される。供給された潤滑油は、軸の回転方向に対して軸受すきまが狭くなる部分で軸受油膜を形成し、軸と軸受を分離する。この軸受油膜により、ジャーナル軸受は低摩擦・長寿命

といった優れた性能を発揮することが可能となっている²⁾。ジャーナル軸受のうち、二円弧軸受、三円弧軸受および四円弧軸受のような非真円軸受（以降、多円弧軸受と称する。）は、軸・軸受系において比較的振動安定性に優れていることから産業用高速回転機械に多用されている。このうち、レモンに似た形状の二円弧軸受をだ円軸受と称することが多い。厳密なだ円形状を有する軸受の力学的動特性と同軸受で支持された回転軸の安定性についても解析されており、二円弧軸受を用いた場合のそれらと概ね同等であることが報告されている³⁾。

製作誤差によりジャーナル軸受の実際の寸法が基準寸法と異なると、軸受油膜の分布が変化することにより、ジャーナル軸受の力学的特性が変化することが考えられる。軸受の製作誤差が軸受の力学的静特性および動特性に及ぼす影響を解析し評価することは、軸受を設計する上で重要である。しかし、多円弧軸受を対象に、製作誤差がその力学的特性に及ぼす影響を解析し評価した研究は少ない。

本研究では、一般的な産業用高速回転機械等にお

*原稿受付 平成28年11月12日。

** 正会員 東京海洋大学 学術研究院 海洋電子機械工学部門
(東京都江東区越中島2-1-6)

*** 長岡技術科学大学 技術経営研究院 システム安全専攻
(新潟県長岡市上富岡町1603-1)

いて使用されている二円弧軸受，三円弧軸受および四円弧軸受を対象に，製作誤差がそれらの力学的静特性および動特性に及ぼす影響を体系的に解析して評価し，得られた結果をもとに多円弧軸受の最適設計の指針提案を目的とする。

既報^{4,5)}では，四円弧軸受を対象に，その下部または側面でジャーナルの偏心方向にあるすべり面の位置が，製作誤差により変化した際の軸受の力学的静特性を解析し考察した。そして得られた軸受の力学的静特性の解析結果をもとに，製作誤差を有する四円弧軸受の設計指針について検討した。

本報では，四円弧軸受を対象に，その下部にあるすべり面の位置が製作誤差により変化した際の軸受の力学的動特性と軸受で支持された回転軸の安定性を解析し考察した。そして既報^{4,5)}にて得られた軸受の力学的静特性解析の結果も考慮して，四円弧軸受の設計指針を検討したので報告する。

2. 解析モデルおよび方法

2.1 解析モデル

本報では，実機で広く使用されている四円弧軸受を対象に解析を実施した。図1(a)は軸受形状の概略と座標系を示す。各すべり面の開き角度 θ_{pno} は $80[\text{deg}]$ とし，軸方向に油溝が設けられている。これらの形状および油溝の位置は文献⁶⁾に示されている軸受形状と同様とした。図1(a)に示すように，各すべり面をそれぞれLobe1, Lobe2, Lobe3およびLobe4とする。ジャーナルは回転角速度 $\omega[\text{rad/s}]$ で反時計方向に回転しているものとする。軸受幅方向のすきまは一樣，すきまにおける潤滑油の流れは層流，潤滑油はニュートン流体で粘性係数は一定，軸受の作動状態は定常とする。

図1(b)は製作誤差を有するすべり面の位置を示す。本報では，製作誤差により軸受の下部にあり主に軸受荷重を支持するLobe3の位置が，図1(b)に示すように鉛直方向に変化した場合を対象に解析を実施した。Lobe3の基準位置(Original position)より軸受内側方向を－方向，軸受外側方向を＋方向と定義し，製作誤差によりLobe3が基準位置より軸受内側方向に移動した際の移動量を－ δ ，Lobe3が基準位置より軸受外側方向に移動した際の移動量を＋ δ と表す。

2.2 解析方法

各すべり面に生じる油膜圧力の算出には，以下に示すレイノルズ方程式を用いる。

(a) Schematic diagram and coordinate system

(b) Manufacturing error of position of lobe curvature

Fig.1 Analytical models of four-lobe hydrodynamic journal bearing

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{h^3}{6\eta} \frac{\partial p}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{h^3}{6\eta} \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} \right) = u \frac{\partial h}{\partial \bar{x}} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

ここで， $\bar{x}$ は軸受の円周方向の座標， $\bar{z}$ は軸方向の座標であり図1(a)に示される。 h は油膜厚さ[m]， p は油膜圧力[Pa]， η は潤滑油の粘性係数[Pa・s]， u はジャーナルの回転速度[m/s]， t は時間[s]である。軸受最上部から任意の角度 θ における油膜厚さ h は次式で示される。

$$h = c_p + e_{p,i} \cos(\theta + \alpha) \quad (2)$$

ここで

$$\alpha = \begin{cases} -\theta_{pn,i} (O_{p,i} \text{を通る鉛直方向の線を基準に} O_j \text{が右側にある場合}) \\ +\theta_{pn,i} (O_{p,i} \text{を通る鉛直方向の線を基準に} O_j \text{が左側にある場合}) \end{cases} \quad (3)$$

$$e_{p,i} = \sqrt{e^2 + (m_f \pm \delta)^2 - 2e(m_f \pm \delta)\cos(\theta_{pnc,i} - \varphi)} \quad (4)$$

$$m_f = m_p \times c_p \quad (5)$$

$$\theta_{pnc,i} = \cos^{-1} \left(\frac{e \cos \varphi - (m_f \pm \delta) \cos \theta_{pnc,i}}{e_{p,i}} \right) \quad (6)$$

$$(0^\circ \leq \theta_{pnc,i} \leq 180^\circ)$$

である。 i ($i=1, 2, 3, 4$) は各すべり面を示す添え字である。 $c_p (=R_p/R_j)$ は軸受の加工半径すきま [m]⁶⁾、 e はジャーナルの偏心距離 [m]、 φ はジャーナルの偏心角 [deg.]、 $\theta_{pnc,i}$ は軸受最上部から各すべり面 i の中心までの角度 [deg.]、 R_p はすべり面の曲率半径 [m]、 R_j はジャーナル半径 [m] である。 m_p は予圧係数 [-] であり次式で示される。

$$m_p = 1 - \frac{c_b}{c_p} \quad (7)$$

ここで、 $c_b (=R_b/R_j)$ は軸受の組立半径すきま [m]⁶⁾、 R_b は軸受半径 [m] である。

まず、軸受荷重 W [N] と油膜の鉛直方向の反力すなわち軸受の負荷容量 F_y [N] が釣りあい、ジャーナルが安定となる静的平衡点を偏心率 $\varepsilon (=e/c_b)$ [-] が 0.1 から 0.9 の範囲で求める。そのためにすべり面の潤滑面を三角形一次要素に分割する。任意のジャーナル偏心距離 e に対してジャーナルの偏心角 φ を仮定し、式(2)より求まるすべり面の各節点における油膜厚さ h を式(1)の右辺第2項を0としたレイノルズ方程式に代入し有限要素法^{7, 8)}により解いて油膜圧力 p を求める。得られた油膜圧力 p を積分して軸受全体の水平方向油膜反力 F_x [N] と鉛直方向油膜反力すなわち負荷容量 F_y [N] を求める。 F_x がほぼゼロ (本報では $|F_x|/F_y \leq 10^{-6}$) になるまで φ を修正して計算を繰り返し、ジャーナルの静的平衡点を求める。詳しい式展開等については、既報⁴⁾を参照されたい。

つぎにジャーナルの静的平衡点を基準として、微小な変位量をジャーナル中心に与えた時の油膜反力の微小変化量を、式(1)の右辺第2項を考慮したレイノルズ方程式を解いて得た油膜圧力を積分することにより求める。得られた油膜反力の微小変化量とジャーナル中心の微小変位量の比をとって油膜弾性係数を求める。これらの油膜弾性係数 k_{xx} 、 k_{xy} 、 k_{yx} 、 k_{yy} [N/m]⁶⁾ は次式で示される。

$$k_{xx} = (F_{xx} - F_{x0}) / \Delta_x \quad (8)$$

$$k_{yx} = (F_{yx} - F_{y0}) / \Delta_x \quad (9)$$

$$k_{xy} = (F_{xy} - F_{x0}) / \Delta_y \quad (10)$$

$$k_{yy} = (F_{yy} - F_{y0}) / \Delta_y \quad (11)$$

ここで、 F_{x0} (ほぼゼロ)、 F_{y0} はジャーナル中心が静的平衡点にあるときの x 方向および y 方向の油膜反力 [N] である。 F_{xx} 、 F_{yx} はジャーナル中心が静的平衡点から Δ_x だけ x 方向に移動したときの x 方向および y 方向の油膜反力 [N] であり、 F_{xy} 、 F_{yy} はジャーナル中心が静的平衡点から Δ_y だけ y 方向に移動したときの x 方向および y 方向の油膜反力 [N] である。また、微小な運動速度をジャーナル中心に与えた時の油膜反力の微小変化量を同様に求め、得られた油膜反力の微小変化量とジャーナル中心の微小運動速度の比をとって油膜減衰係数を求める。これらの油膜減衰係数 c_{xx} 、 c_{xy} 、 c_{yx} 、 c_{yy} [Ns/m]⁶⁾ は次式で示される。

$$c_{xx} = (F_{xx}' - F_{x0}) / \dot{\Delta}_x \quad (12)$$

$$c_{yx} = (F_{yx}' - F_{y0}) / \dot{\Delta}_x \quad (13)$$

$$c_{xy} = (F_{xy}' - F_{x0}) / \dot{\Delta}_y \quad (14)$$

$$c_{yy} = (F_{yy}' - F_{y0}) / \dot{\Delta}_y \quad (15)$$

ここで、 F_{xx}' 、 F_{yx}' はジャーナル中心が静的平衡点で x 方向に $\dot{\Delta}_x$ の運動速度をもつときの x 方向および y 方向の油膜反力 [N] であり、 F_{xy}' 、 F_{yy}' はジャーナル中心が静的平衡点で y 方向に $\dot{\Delta}_y$ の運動速度をもつときの x 方向および y 方向の油膜反力 [N] である。

最後に軸受の流体力によって生じる回転軸の不安定振動が生じ始める閾値である安定限界速度 ω_c [1/s] を求める。図2は安定限界速度を求める際に使用した弾性ロータモデルを示す。集中質量 m [kg] の左右対称のロータ円盤が四円弧軸受で支持されており、左右の四円弧軸受の寸法・形状および特性は同じであるとする。図中の k は軸の曲げ剛性である。この軸・軸受系の運動方程式は、 $O_j(x_j, y_j)$ をジャーナル中心、 $O_r(x_r, y_r)$ をロータ円板中心とすると次式で示される。

$$m\ddot{x}_r + k(x_r - x_j) = 0 \quad (16)$$

$$m\ddot{y}_r + k(y_r - y_j) = 0$$

また軸受部での油膜反力と軸の曲げ反力のつり合いの式は次式で示される。

$$k_{xx}x_j + k_{xy}y_j + c_{xx}\dot{x}_j + c_{xy}\dot{y}_j - (k/2)(x_r - x_j) = 0 \quad (17)$$

$$k_{yx}x_j + k_{yy}y_j + c_{yx}\dot{x}_j + c_{yy}\dot{y}_j - (k/2)(y_r - y_j) = 0$$

Fig.2 Model of rotor-bearing system

式(16)と式(17)を k_{ij} の無次元量 $K_{ij}(=c_p k_{ij}/W : i, j = x \text{ or } y)$ と c_{ij} の無次元量 $C_{ij}(=c_p \alpha c_{ij}/W : i, j = x \text{ or } y)$ を用いて整理しマトリクス表示すると次式を得る.

$$\begin{bmatrix} 2\bar{\lambda} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2\bar{\lambda} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_r \\ \ddot{y}_r \\ \ddot{x}_j \\ \ddot{y}_j \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{xx}/\omega & C_{xy}/\omega \\ 0 & 0 & C_{yx}/\omega & C_{yy}/\omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_r \\ \dot{y}_r \\ \dot{x}_j \\ \dot{y}_j \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\gamma & 0 & -2\gamma & 0 \\ 0 & 2\gamma & 0 & -2\gamma \\ -\gamma & 0 & K_{xx} + \gamma & K_{xy} \\ 0 & -\gamma & K_{yx} & K_{yy} + \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_r \\ y_r \\ x_j \\ y_j \end{bmatrix} = 0 \quad (18)$$

ここで $\bar{\lambda} = c_p/g$, $W = mg/2$, $\gamma = k c_p/(2W) = k c_p/(mg)$ であり, g は重力加速度[m/s²]である. γ は軸のたわみにくさと軸の軸受部での振れ回りやすさとの積を示す. γ が大きい場合, 軸がたわみにくくなり, 潤滑部で軸が振れ回りやすくなる. γ が小さい場合はその逆の状態を示す. 式(18)の同次解として,

$$\begin{aligned} x_r &= x_{r0} \cdot e^{st} & y_r &= y_{r0} \cdot e^{st} \\ x_j &= x_{j0} \cdot e^{st} & y_j &= y_{j0} \cdot e^{st} \end{aligned} \quad (19)$$

とおき, 式(18)に代入して整理すると次式を得る.

$$\begin{bmatrix} 2(\lambda s^2 + \gamma) & 0 & -2\gamma & 0 \\ 0 & 2(\lambda s^2 + \gamma) & 0 & -2\gamma \\ -\gamma & 0 & sC_{xx}/\omega + K_{xx} + \gamma & sC_{xy}/\omega + K_{xy} \\ 0 & -\gamma & sC_{yx}/\omega + K_{yx} & sC_{yy}/\omega + K_{yy} + \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_r \\ y_r \\ x_j \\ y_j \end{bmatrix} = 0 \quad (20)$$

x_r, y_r, x_j, y_j がともにゼロでない解をもつためには, 式(20)の係数行列式の値がゼロでなくてはならないことから, 次式で示される s に関する 6 次の多項式が得られる.

$$C_0 s^6 + C_1 s^5 + C_2 s^4 + C_3 s^3 + C_4 s^2 + C_5 s + C_6 = 0 \quad (21)$$

ここで, C_0 から C_6 は次式で示される.

$$C_0 = \frac{\lambda^2}{\omega^2} A_3 \quad (22)$$

$$C_1 = \frac{\lambda^2}{\omega} [A_4 + \gamma A_1] \quad (23)$$

$$C_2 = 2\lambda\gamma \left[\frac{1}{\omega^2} A_3 \right] + \lambda^2 [A_5 + \gamma A_2 + \gamma^2] \quad (24)$$

$$C_3 = \frac{1}{\omega} [2\lambda\gamma A_4 + \lambda\gamma^2 A_1] \quad (25)$$

$$C_4 = \frac{\gamma^2}{\omega^2} A_3 + 2\lambda\gamma A_5 + \lambda\gamma^2 A_2 \quad (26)$$

$$C_5 = \frac{\gamma^2}{\omega} A_4 \quad (27)$$

$$C_6 = \gamma^2 A_5 \quad (28)$$

A_1 から A_5 は次式で示される.

$$A_1 = C_{xx} + C_{yy} \quad (29)$$

$$A_2 = K_{xx} + K_{yy} \quad (30)$$

$$A_3 = C_{xx} C_{yy} - C_{xy} C_{yx} \quad (31)$$

$$A_4 = C_{xx} K_{yy} + C_{yy} K_{xx} - C_{yx} K_{xy} - C_{xy} K_{yx} \quad (32)$$

$$A_5 = K_{xx} K_{yy} - K_{xy} K_{yx} \quad (33)$$

解 x_r, y_r, x_j, y_j が安定である (発振しない) ためには, 式(21)の特性方程式のすべての根の実部が負であることが必要条件である. そのための条件としてラウス・フルビッツの安定判別法^{9, 10)}が知られている¹¹⁾. ラウス・フルビッツの安定判別の詳細な方法については文献^{11, 12)}を参照頂き, 結論だけいえば, 安定と不安定の境界における弾性軸の無次元回転速度 (無次元安定限界速度) V_c は次式で与えられる.

$$V_c = \frac{\omega_c}{\sqrt{g/c_p}} = \sqrt{\frac{A_1^2 A_3}{A_4^2 + A_1^2 A_5 - A_1 A_2 A_4} \cdot \frac{1}{1/\gamma + A_1/A_4}} \quad (34)$$

ここで ω_c は弾性軸の有次元安定限界速度[1/s]である.

軸・軸受系の運転条件を表す無次元のパラメータとして, ゾンマーフェルト数 S および軸受定数 λ を次のように定義する.

$$S = \frac{2\eta N R_p L}{W} \left(\frac{R_p}{c_p} \right)^2 \quad (35)$$

$$\lambda = \frac{2\eta R_p L}{W} \left(\frac{R_p}{c_p} \right)^2 \frac{\sqrt{g/c_p}}{2\pi} \quad (36)$$

ここで N はジャーナルの回転速度[1/s], L は軸受幅[m]である. 軸受定数 λ は運転条件を表す無次元数であり, 物理的には, ゾンマーフェルト数 S から軸の回転速度の影響を取り除いたものである.

3. 解析条件および境界条件

本報では既報⁴⁾の解析条件と同様に R_p を 15[mm] とし, 半径すきま比 c_p/R_p を 1/1000, ジャーナルの回転速度 u を 0.94[m/s] ($N=10$ [1/s]), 潤滑油粘度 η を 0.013 [Pa·s] とし, 式(7)に示される予圧係数 m_p を 0.50, 0.67, 0.75 の 3 通り, 軸受幅径比 $L/(2R_p)$ を 0.50, 0.75, 1.00 の 3 通りに変化させて解析を実施した. $L/(2R_p)$ がそれぞれ 0.50, 0.75, 1.00 において, 解析に使用した要素総数は, 各すべり面に対してそれぞれ 2400, 3600, 4800 であり, 節点総数はそれぞれ 1271, 1886, 2501 である. 境界条件として各すべり面の端部では油膜圧力は大気圧すなわちゼロとし, 負圧が生じた場合もゼロとした. 軸のたわみを考慮しない剛性ロータとして回転軸の安定性を解析した. このため, 式(18), 式(20)および式(23)から式(28)中の γ は無限大とした. 製作誤差により生じるすべり面の基準位置からの移動量 $\pm\delta$ (図 1(b)参照) は, 既報⁴⁾と同様に穴と軸の「はめあい」を参考に決定し, すべり面の基準位置からの移動量 δ を $-0.20c_p$ から $+0.20c_p$ の範囲として解析を実施した.

4. 解析方法の基本信頼性評価

2.2 節で述べた解析方法の基本信頼性を検証するために、3 章に示した解析条件のうち、軸受幅径比 $L/(2R_p)$ が 0.50、予圧係数 m_p が 0 の場合における四円弧軸受の無次元油膜弾性係数 K_{ij} と無次元油膜減衰係数 C_{ij} を解析し、文献⁶⁾に示される四溝付真円軸受の解析値（ここではこれを理論値とする）と比較した。四溝付真円軸受では c_p 値と c_b 値が一致するので m_p は 0 となる。図 3 は無次元油膜弾性係数 K_{ij} とゾンマーフェルト数 S の関係、図 4 は無次元油膜減

Fig.3 Comparison of dimensionless spring coefficients between calculated and theoretical results

Fig.4 Comparison of dimensionless damping coefficients between calculated and theoretical results

衰係数 C_{ij} とゾンマーフェルト数 S の関係を示す。両図より、無次元油膜弾性係数 K_{ij} および無次元油膜減衰係数 C_{ij} の解析値はそれぞれ理論値と概ね良く一致していることがわかる。よって四円弧軸受の動特性解析に本解析方法が適用可能であり、その信頼性は高いことが検証された。

5. 解析結果および考察

5.1 軸受の力学的動特性と回転軸の安定性

図 5 から図 7 は、軸受幅径比 $L/(2R_p)$ が 0.50 で予圧係数 m_p が 0.50, 0.67, 0.75 において、図 8 および図 9 は、予圧係数 m_p が 0.50 で軸受幅径比 $L/(2R_p)$ が 0.75, 1.00 において、式(34)より得られる無次元安定限界速度 V_c と式(36)より得られる軸受定数 λ の関係を示す。図 5, 図 8 および図 9 の下図は、上図において一点鎖線で囲われた λ 値が 1 から 30 の範囲における V_c 値の解析結果を拡大表示したものである。 V_c 値の高低は軸受の無次元油膜弾性係数 K_{ij} と無次元油膜減衰係数 C_{ij} により影響を受け、式(29)から式(34)より考察すると、それらの関係は次のようになる¹³⁾。

- 1) 無次元油膜減衰係数の主対角項 C_{xx} , C_{yy} のどちらかが負になると、 V_c 値は存在せず安定となることがある。
- 2) 無次元油膜弾性係数の主対角項 K_{xx} , K_{yy} および無次元油膜減衰係数の主対角項 C_{xx} , C_{yy} が連成項 K_{xy} , K_{yx} および C_{xy} , C_{yx} と比較して大きい場合、 V_c 値は高くなる。
- 3) 無次元油膜弾性係数の連成項 K_{xy} , K_{yx} の積が負で大きくなると V_c 値は低くなる。
- 4) 無次元油膜減衰係数の連成項 C_{xy} , C_{yx} の積が負で大きくなると V_c 値は高くなる。

上記 1) から 4) に示す軸受の無次元油膜弾性係数 K_{ij} および無次元油膜減衰係数 C_{ij} と V_c 値の係数に従い、解析結果について考察する。図 10 および図 11 は、予圧係数 m_p が 0.50 の場合における無次元油膜弾性係数 K_{ij} および無次元油膜減衰係数 C_{ij} とゾンマーフェルト数 S の関係、図 12 および図 13 は、 m_p 値が 0.75 の場合における K_{ij} 値および C_{ij} 値と S 値の関係を示す。

図 5 から図 9 に示されるように、同一誤差率 δ/c_p で比較した場合、 λ 値の変化とともに V_c 値は最小をとる。図 5 から図 7 の結果を比較すると、予圧係数 m_p が大きいほど V_c 値はより大きくなる。これは、図 12 および図 13 に示されるように、 m_p 値が大きくなると無次元油膜弾性係数および無次元油膜減衰係数の主対角項が連成項と比較して大きくなるためと

Fig.5 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.50$

Fig.6 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.67$

Fig.7 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.75$

Fig.8 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.75$ and $m_p=0.50$

考える. 同一 λ 値すなわち軸受荷重 W が一定の条件で比較すると, δ/c_p 値がマイナス, すなわち製作誤差により Lobe3 が基準位置より軸受内側に移動するほど, V_c 値は Lobe3 が基準位置にある場合 ($\delta/c_p = 0.0$) のそれと比較してより大きくなる. これは, m_p 値が 0.50 の場合には, Lobe3 が基準位置より軸受内側に移動すると, 図 11 に示されるように無次元油膜減衰係数の連成項 C_{xy} は減少し負に大きくなるので, これと連成項 C_{yx} の積は負でより大きくなるためと考える. 加えて m_p 値が 0.75 の場合には, 図 12 および図 13 に示されるように, 無次元油膜弾性係数および無次元油膜減衰係数の主対角項が連成項と比較して大きく, その相対的大小の差がより大きくなるためと考える. 一方, δ/c_p 値がプラスすなわち製作誤差により Lobe3 が基準位置より軸受外側に移動した場合の V_c 値をみると, m_p 値が 0.50 の場合には, 図 5 に示されるように λ 値が概ね 7.0 以上, m_p 値が 0.67 および 0.75 の場合には, 図 6 および図 7 に示されるように λ 値が概ね 5.0 以上の場合には, Lobe3 が基準位置より軸受外側に移動するほ

Fig.9 Relationship between dimensionless stability threshold speed and bearing modulus with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=1.00$ and $m_p=0.50$

ど, Lobe3 が基準位置にある場合 ($\delta/c_p = 0.0$) のそれと比較して V_c 値はより小さくなる. これら以下の λ 値が小さい領域では, V_c 値は Lobe3 が基準位置にあるときのそれより大きくなる. 図 5, 図 8 および図 9 に示されるように軸受幅 L が変化しても Lobe3 の製作誤差による V_c 値の変化の程度は大きく変化しない.

Fig.10 Relationship between dimensionless spring coefficients and Sommerfeld number with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.50$

Fig.11 Relationship between dimensionless damping coefficients and Sommerfeld number with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.50$

5.2 軸受の設計指針

四円弧軸受の設計指針として、回転軸の無次元安定限界速度 V_c はより大きくなることが望ましく、また前報⁵⁾に示したように、ジャーナルの潤滑面と軸受すべり面が油膜により完全に分離された状態とみなすことができる膜厚比 Λ^{14} が 3 以上となる最小油膜厚さ h_{min} を確保できることが望ましいと考える。これらの観点を考慮し、既報^{4,5)}および本報に示す解析結果より Lobe3 において許容し得る製作誤差について検討する。

Fig.12 Relationship between dimensionless spring coefficients and Sommerfeld number with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.75$

Fig.13 Relationship between dimensionless damping coefficients and Sommerfeld number with manufacturing errors in case of $L/(2R_p)=0.50$ and $m_p=0.75$

前節の解析結果に示されるように、製作誤差により Lobe3 が基準位置より軸受内側に移動すると V_c 値は Lobe3 が基準位置にある場合のそれより大きくなる。またジャーナルの潤滑面と軸受すべり面双方の算術平均粗さ Ra が 0.2 以下であれば、本報で解析した予圧係数 m_p およびゾンマーフェルト数 S の範囲において、 Ra が 0.8 程度である場合には、 m_p 値が 0.5 で高 S 値領域（軸受荷重 W が小さい領域）の限られた条件下であれば、製作誤差により Lobe3 が基準位置より軸受内側に本報で考慮した最大移動量 $0.20c_p$ 移動しても、膜厚比 Λ が 3 以上となる h_{min} 値を確保できる⁵⁾。よって実用上問題ないと思われる。一方、製作誤差により Lobe3 が基準位置より軸受外側に移動しても膜厚比 Λ が 3 以上となる h_{min} 値を確保できる場合があるが、その h_{min} 値は Lobe3 が基準位置にあるときのそれと比較してより小さくなる⁴⁾。また前節の解析結果に示されるように V_c 値は Lobe3 が基準位置にある場合のそれより小さくなることもある。よって製作誤差により Lobe3 が基準位置より軸受外側にある場合は避けるべきであると考えられる。

6. 結論

本報では四円弧軸受を対象に、その下部にあるすべり面の位置が製作誤差により軸受内側および外側方向に変化した際の軸受の力学的動特性と軸受で支持された回転軸の安定性を解析した。そして四円弧軸受の設計指針を検討し、以下の結論を得た。

1. 予圧が大きくなると、無次元安定限界速度は大きくなる。一方、軸受幅が変化しても製作誤差による無次元安定限界速度の変化の程度は大きく変化しない。
2. 無次元安定限界速度は、製作誤差によりすべり面が基準位置より軸受内側に移動するほど、すべり面が基準位置にある場合のそれと比較してより大きくなる。一方、すべり面が軸受外側に移動すると、軸受定数が大きい領域では無次元安定限界速度はすべり面が基準位置にある場合のそれより小さく、軸受定数が小さい領域では無次元安定限界速度が大きくなる。
3. 製作誤差により軸受下部にあるすべり面が基準位置より軸受外側にある場合は避けるべきである。

7. 今後の展望

本研究では1章で述べた研究目的を達成するために今後、四円弧軸受のみならず二円弧軸受および三円弧軸受へ解析対象を広げ、製作誤差が種類の異なるそれら軸受の力学的静および動特性に及ぼす影響を解析し考察することを推進する。その際、製作誤差によるすべり面の形状および位置の変化のみならず、複数のすべり面に製作誤差がある場合の相互作用も考慮して解析し考察する。また軸受で支持されている軸の直径の変化、すなわち軸受の半径すき間の影響を考慮した解析も実施する予定である。

参考文献

- 1) 吉本成香他, 機械設計 - 機械の要素とシステム設計 -, (2009), 理工学社.
- 2) 田浦裕生, 金子寛, スターブ潤滑下におけるジャーナル軸受の静特性, 機論 (C 編), 77-781 (2011-9), 3511-3521.
- 3) 橋本巨, 和田稲苗, 角田博明, だ円ジャーナルすべり軸受の乱流潤滑特性に関する研究, 機論 (C 編), 50-450 (1984-2), 346-353.
- 4) 藤野俊和, 岩本勝美, 阿部雅二郎, 田中健太郎, 製作誤差が四円弧軸受の力学的静特性に及ぼす影響 - 製作誤差により軸受下部にあるすべり面の位置が変化した場合 -, 日マリ学誌, 52-1 (2017-1), 92-100.
- 5) 藤野俊和, 岩本勝美, 阿部雅二郎, 田中健太郎, 製作誤差が四円弧軸受の力学的静特性に及ぼす影響 - 軸受の側面にあるすべり面の位置が変化した際の軸受の力学的静特性解析と軸受設計指針の検討 -, 日マリ学誌, 52-1 (2017-1), 101-110.
- 6) 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), 日本工業出版.
- 7) M. M. Reddi, Finite - element solution of the incompressible lubrication problem, ASME, J. Lubrication Technology, 91-3 (1969), 524-533.
- 8) 中島克洋, 高藤和樹, パーソナルコンピュータによる流体潤滑問題の有限要素解析, 九州工業大学研究報告 (工学), 48 (1984-11), 75-83.
- 9) A. Tondl, Some problems of rotor dynamic, (1965), London: Chapman & Hall.
- 10) J. Morries, The routh and routh - hurwitz stability criteria: Their derivation by a novel method using comparatively elementary

algebra, Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 34 (1962), 25-27.

- 11) 堀幸夫, 流体潤滑, (2002), 養賢堂.
- 12) 松下修己, 田中正人, 小林正生, 古池治孝, 神吉博, 続・回転機械の振動 - 実機の振動問題と振動診断 -, (2012), コロナ社.
- 13) 岩本勝美, スイングパッドジャーナル軸受の力学的特性, 博士学位論文, (2001), 東京大学.
- 14) 山本雄二, 兼田楨宏, 続・トライボロジー - 機械システムの機能・性能・信頼性の向上 -, (2013), 理工学社.