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

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

Effect of Manufacturing Errors on Static Characteristics of Four-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings

- Static Characteristics Analysis of Bearings When Position of Side Lobe is Shifted Due to Manufacturing Errors and Attempts to Create Design Guidelines for Bearings.

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

The purpose of this study is to elucidate effects of manufacturing errors on the static and dynamic characteristics of multi-lobe hydrodynamic journal bearings, whose structures are relatively simple and whose oscillation stability in the rotor shaft-bearing system is relatively high. 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 static characteristics of a four-lobe hydrodynamic journal bearing, such as oil film pressure distribution, journal center locus, minimum oil film thickness and friction coefficient between the bearing and journal, when the position of the side lobe at the sliding surface is shifted from where it should be due to manufacturing errors. And then, design guidelines for four-lobe hydrodynamic journal bearings were discussed based on the results of the analysis. The results of the study show that when the position of the lobe is moved inside of the bearing from the original location due to manufacturing errors, minimum oil film thickness becomes smaller in comparison with the situation in which the lobe stays at the original location. The results also show that in this case, friction coefficient between the bearing and journal becomes slightly higher when it is compared with the situation in which the side lobe is shifted inside of the bearing from the original location with higher bearing load. If arithmetic average roughness Ra of the sliding surface of the journal and lobe is below 0.2, a shift up to 0.2 times as large as machined clearance c_p in the inner or outer direction of the bearing at the sliding surface near the side and bottom lobes will be tolerable.

1. 序論

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

ゆ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。

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²⁾。

製作誤差によりジャーナル軸受の実際の寸法が基

*原稿受付 平成28年9月30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)

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。

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使用されている。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。限られた研究として、Vijayaraghavan³⁾はディーゼルエンジンのコネクティングロッドで、Kirk⁴⁾およびMartin⁵⁾は、コンプレッサ等の高速回転機械でそれぞれ使用される三円弧軸受を対象に、製作誤差が軸・軸受系の振動安定性に及ぼす影響を解析し評価しているが、解析対象とした三円弧軸受は形状が特殊であり、産業用高速回転機械等の実機において広く使用されている通常の三円弧軸受の形状と異なる。さらに製作誤差が三つのすべり面すべてに存在している場合を取り上げており、個々のすべり面に生じる製作誤差が、軸受の力学的特性にどの程度影響を及ぼすのかについて考察されていない。

多円弧軸受で支持された軸の振動応答特性は、それを支える多円弧軸受の種類によって大きく変化する⁶⁾。これは、多円弧軸受の各すべり面の形状と寸法およびすべり面の個数が異なるため、すべり面に生じる油膜圧力分布が変化し、これに伴って油膜の弾性および減衰特性が軸受の運転条件に対して非線形に変化するためと考える。よって、二円弧軸受、三円弧軸受および四円弧軸受の力学的特性を詳細に解析して評価し、得られた結果をもとに、個々の運転条件に対して最適な軸受を選定することが重要である。

多円弧軸受をはじめとする複数の円弧よりなる軸受の形状は、加工時に円弧間にシムを挟みこんだ状態で各円弧を製作し、組立時にシムを除いて各円弧を据付けて実現する⁶⁾。よって製作誤差により軸受を構成する各すべり面円弧の形状および位置が独立して変化することが考えられるので、軸受を設計する際には個々のすべり面に生じる製作誤差が軸受の力学的特性にどの程度影響を及ぼすのか解析し評価することが重要である。

以上の観点から、本研究では、一般的な産業用高速回転機械等にお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。

前報⁷⁾では、四円弧軸受を対象に、その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解析の方法等を述べた。そして、製作誤差により軸受の下部にあるすべり面の位置が軸受内側方向および外側方向に移動した際の軸受の力学的静特性の解析結果を示し考察した。その結果、四円弧軸受の設計において、軸受の下部にあるすべり面が製作誤差により基準位置より軸受外側にある際には注意が必要であるという結論を得た。

本報では、四円弧軸受を対象に、その側面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。そして前報⁷⁾にて得られた結果も考慮して四円弧軸受の設計指針について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。図1(b)は製作誤差を有するすべり面の位置を示す。各すべり面の開き角度 θ_{mo} は80[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⁸⁾で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 と呼称する。ジャーナルは回転角速度 ω [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。これらの条件下では通常、ジャーナルは軸受中心より右下方向に偏心し軸受の側面にあるLobe4 に近づく。このため、Lobe4 に生じる油膜圧力は、Lobe4 と幾何学的形状が同一な軸受の側面にあるLobe2 に生じる油膜圧力より大きくなると考えられる。よって製作誤差によりLobe4 の位置が変わると、軸受全体の油膜圧力分布が大きく変化し、この結果、軸受の力学的特性により大きな影響を及ぼすと考えられる。

本報では、製作誤差により軸受の側面にありかつジャーナルの偏心方向にあるLobe4 の位置が、図1(b)に示すように水平方向に変化した場合を対象に解析を実施した。Lobe4 の基準位置(Original position)より軸受内側方向を一方向、軸受外側方向を+方向と定義し、製作誤差によりLobe4 が基準位置より軸受内側方向に移動した際の移動量を $-d$ 、

Lobe4 が基準位置より軸受外側方向に移動した際の移動量を $+\delta$ と表す。

2.2 解析方法

静特性解析では、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] がつりあい、ジャーナルが安定となる静的平衡点をジャーナル偏心距離 e [m] と軸受の組立半径すきま $c_b (=R_b - R_j)$ [m] の比である偏心率 $\varepsilon (=e/c_b)$ が 0.1 から 0.9 の範囲で求める。ここで R_b は軸受半径[m], R_j はジャーナル半径[m]である。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角 φ [deg.] を仮定し、すべり面の各節点における油膜厚さ h [m] をレイノルズ方程式に代入し有限要素法^{8, 9)}により解いて油

(a) Schematic diagram and coordinate system

(b) Manufacturing error of position of lobe curvature

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

膜圧力 p [Pa] 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。解析方法の詳細については、前報⁷⁾を参照されたい。

3. 解析条件および境界条件

本報では前報⁷⁾の解析条件と同様にすべり面の曲率半径 R_p を 15[mm] とし、軸受の加工半径すきま $c_p (=R_p - R_j)$ [m] と R_p の比である半径すきま比 c_p/R_p を 1/1000、ジャーナルの回転速度 u を 0.94[m/s] ($N=10[\text{rps}]$)、潤滑油粘度 η を 0.013 [Pa·s] とし、式(1)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。ここで L は軸受幅[m]である。

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

図 2 は、有限要素解析における要素分割の様子を示す。各すべり面全域を等面積の三角形要素に分割した。ここで分割された三角形要素の形状は直角三角形であり、かつ直角を挟む二辺 (隣辺) の長さが共にほぼ等しくなる、すなわち直角二等辺三角形に近づくようにした。 $L/(2R_p)$ 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。2.2 節で述べた解析方法の信頼性については前報⁷⁾に示しており、多円弧軸受の力学的静特性解析に本解析方法が適用可能であり、その信頼性が高いことが検証されている。

多円弧軸受の寸法公差は ISO(International Organization for Standard)規格および JIS(Japan

Fig.2 FEM mesh of each lobe used in the calculation

Industrial Standard)規格では規定されていない．そこで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，前報⁷⁾と同様に穴と軸の「はめあい」を参考に決定した．すなわち潤滑された軸受部におけるはめあいの代表例として穴が H8，軸が f7 の組み合わせがある¹⁰⁾．本報の解析条件である軸受内径 30[mm]を基準寸法とすると，軸径 $\phi 30\text{H8}$ の寸法公差は 0.033[mm]となる^{11, 12)}．よって軸受半径が基準寸法 15[mm]より 0.0165[mm]変化することがある．本報ではこの 0.0165[mm]の範囲ですべり面が基準位置より移動するものとして，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．なお，すべり面が基準位置にある場合の軸受の最大負荷容量相当が軸受荷重として負荷されジャーナルと軸受すべり面が直接線接触した際の弾性接近量を Lundberg の解¹³⁾に適用して求めると，本報で考慮したすべり面の基準位置からの移動量 δ の最大値に対して 1/1000 から 1/100 程度になり，無視できるほど小さい．よって本報ではジャーナルおよび軸受すべり面の弾性変形は考慮しない．

4. 解析結果および考察

4.1 軸受の力学的静特性

軸受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 を次のように定義する．

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

図 3 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，式(2)により得られるゾンマーフェルト数 S と偏心率 ε の関係を示す．同一誤差率 δ/c_p で比較した場合， ε 値が大きくなると S 値は小さくなる．同一 ε 値で比較した場合， δ/c_p 値がプラス，すなわち製作誤差により Lobe4 が基準位置より軸受外側に移動すると， S 値は Lobe4 が基

準位置にある場合 ($\delta/c_p=0.0$) のそれより大きくなる．よって，軸受の負荷容量 F_y は小さくなる．この傾向は予圧が大きいほど顕著である．一方， δ/c_p 値がマイナス，すなわち製作誤差により Lobe4 が基準位置より軸受内側に移動すると， S 値は Lobe4 が基準位置にある場合のそれより小さくなる．よって，軸受の負荷容量 F_y は大きくなる．Lobe4 の軸受内側方向への移動に伴う S 値の減少の程度は，予圧が変化しても大きく変化しない．

実際の軸受を設計する場合，同一の軸受荷重 W が負荷された条件下で製作誤差により油膜圧力分布，最小油膜厚さおよび軸受とジャーナルの摩擦係数がどの程度変化するかを評価することも重要である．

図 4 は，軸受幅径比 $L/(2R_p)$ が 0.50，予圧係数 m_p が 0.50 で，軸受荷重 W が一定の条件として S 値が概ね 0.5 の場合を例に，製作誤差により Lobe4 の位置が変化した場合の軸受の各すべり面に生じる無次元油膜圧力 P の分布を示す．等圧力線の数値は，軸受荷重 W [N] を 4 つのすべり面の面積の総和 A [m²] で除して求めた平均面圧 p_{mean} [Pa] に対する油膜圧力 p [Pa] の比 p/p_{mean} 値[-]である．軸受荷重 W が概ね一定の場合において，製作誤差により Lobe4 の位置が変化すると軸受のすべり面に生じる油膜圧力の分布が変化する．よってジャーナルの静的平衡点が変わるので，最小油膜厚さなどが変化すると考える．

図 5 は，ジャーナルの軸心軌跡を示す．図 5(a) の黒丸は S 値が概ね 0.5 の場合におけるジャーナル中心の位置を示す．製作誤差により Lobe4 が基準位置より軸受外側に移動すると，軸心軌跡は Lobe4 が基準位置にある場合のそれより右上に移動する．一方，Lobe4 が基準位置より軸受内側に移動すると，軸心軌跡は Lobe4 が基準位置にある場合のそれより左下に移動する．これらの傾向は，図 5(a)~(c)に示すように予圧が大きいほど顕著である．一方，図 5(a), (d), (e)より軸受幅 L が変化しても Lobe4 の製作誤差による軸心軌跡の変化の程度は大きく変化しない．

Fig.3 Relationship between Sommerfeld number and eccentricity ratio with manufacturing errors

図6は、最小油膜厚さ h_{min} を c_p 値で割って無次元化した無次元最小油膜厚さ H_{min} とゾンマーフェルト数 S の関係を示す。表1は軸受幅径比 $L/(2R_p)$ が0.50、予圧係数 m_p が0.50で、各誤差率 δ/c_p における ε 値、 S 値および H_{min} が生じる角度 θ (図1(a)参照、軸受最上部が $\theta=0$ [deg.]) を示す。図6において、同一 δ/c_p 値で比較した場合、 S 値が大きくなると H_{min} 値は大きくなる。これは、図3に示すように S 値の増加に伴って ε 値が小さくなる、すなわちジャーナル中心が軸受中心により近づくために生じると考える。図6(a)~(c)において、同一 S 値 (軸受荷重 W が一定の条件) で比較した場合、Lobe4 が基準位置より軸受外側に移動すると、 H_{min} 値は Lobe4 が基準位置にある場合のそれより大きくなる。一方、Lobe4 が基準位置より軸受内側に移動すると、 H_{min} 値は Lobe4 が基準位置にある場合のそれより小さくなる。これらの結果について考察するために $L/(2R_p)$ 値が0.50、 m_p 値が0.50で S 値が概ね0.50の場合を例に、図4に示すすべり面に生じる油膜圧力の分布と図5に示すジャーナルの中心位置および表1に示す最小油膜厚さが生じる位置に着目する。Lobe4 が基準位置より軸受外側に移動すると、図4(a)に示すように、Lobe4 が基準位置にある場合 (図4(b)参照) と比べて Lobe4 に生じる最大油膜圧力は小さくなる。さらに Lobe3 において油膜圧力が生じる領域は大きくなる。これらの結果、図5(a)の黒丸にて示すように、ジャーナル中心は右上方向に移動する。Lobe4 が基準位置より軸受外側に移動すると、ジャーナルとすべり面の相対位置関係から、表1に示すようにジャーナルと Lobe3 の間で油膜厚さが最小となり、その値は、上述したようにジャーナルが右上方向、すなわち Lobe3 より遠のく方向に移動するのでより大きくなると考える。一方、Lobe4 が基準位置より軸受内側に移動すると図4(c)に示すように、Lobe4 が基準位置にある場合 (図4(b)参照) と比べて Lobe4

に生じる油膜圧力は大きくなる。さらに Lobe3 において油膜圧力が生じる領域は小さくなる。これらの結果、図5(a)の黒丸にて示すように、ジャーナル中心は左下方向に移動し、油膜厚さは表1に示すようにジャーナルと Lobe4 の間で最小となる。Lobe4 が製作誤差により軸受内側に移動すると、Lobe4 がジャーナルにより近づくので、最小油膜厚さはより小さくなると考える。図6(a)~(c)に示すように予圧が大きいほど、製作誤差により Lobe4 の位置が変化した際の H_{min} 値の変化の程度はより小さくなる。一方、図6(a), (d), (e)より軸受幅 L が変化しても Lobe4 の製作誤差による H_{min} 値の変化の程度は大きく変化しない。

図7は、軸受とジャーナルの摩擦係数 μ_b とゾンマーフェルト数 S の関係を示す。同一 δ/c_p 値で比較した場合、 S 値が大きくなると μ_b 値はより大きくなる。いずれの m_p 値および $L/(2R_p)$ 値において、低 S 値領域すなわち高軸受荷重が負荷された際には、製作誤差により Lobe4 が基準位置より軸受内側に移動すると、 μ_b 値は Lobe4 が基準位置にある場合のそれより若干大きくなる。これは、製作誤差が生じると各すべり面に作用する油膜の円周方向せん断力の分布が変化し、結果としてその総和である軸受内面に働く油膜の円周方向せん断力が若干大きくなるために生じると考える。一方、高 S 値領域すなわち低軸受荷重が負荷された際には、Lobe4 の製作誤差が μ_b 値に及ぼす影響は小さい。

4.2 軸受の設計指針

本報では、前節で述べた製作誤差により軸受の側面にある Lobe4 の位置が変化した場合と前報7)において示した軸受の下部にある Lobe3 の位置が変化した際の軸受とジャーナルの摩擦係数 μ_b および無次元最小油膜厚さ H_{min} の解析結果を基に四円弧軸受の設計指針を検討する。

Fig.4 Distributions of dimensionless oil film pressure with manufacturing errors

Fig.5 Journal center loci with manufacturing errors

Table 1 Calculated results ($L/(2R_p) = 0.50$, $m_p = 0.50$)

δ/c_p [-]	ε [-]	S [-]	H_{min} が生じる角度 θ [deg.]	δ/c_p [-]	ε [-]	S [-]	H_{min} が生じる角度 θ [deg.]
+0.20	0.10	13.62	356.0	+0.15	0.10	6.22	356.0
	0.20	2.07	350.0		0.20	1.79	348.0
	0.30	1.14	344.0		0.30	1.03	196.0
	0.40	0.75	202.0		0.40	0.69	200.0
	0.50	0.51	204.0		0.50	0.47	204.0
	0.51	0.50	204.0		0.60	0.32	206.0
	0.60	0.35	206.0		0.70	0.21	206.0
	0.70	0.23	208.0		0.80	0.13	206.0
	0.80	0.14	206.0		0.90	0.06	204.0
	0.90	0.06	204.0				
H_{min} が生じる角度 θ [deg.]				H_{min} が生じる角度 θ [deg.]			
+0.10	0.10	4.08	354.0	+0.05	0.10	3.10	186.0
	0.20	1.56	192.0		0.20	1.39	268.0
	0.30	0.94	268.0		0.30	0.85	266.0
	0.40	0.63	264.0		0.40	0.58	264.0
	0.50	0.43	262.0		0.50	0.40	262.0
	0.60	0.30	260.0		0.60	0.27	258.0
	0.70	0.19	204.0		0.70	0.18	256.0
	0.80	0.12	204.0		0.80	0.11	204.0
	0.90	0.06	202.0		0.90	0.05	202.0
H_{min} が生じる角度 θ [deg.]				H_{min} が生じる角度 θ [deg.]			
0.00 (製作誤差なし)	0.10	2.60	268.0	-0.10	0.10	2.57	266.0
	0.20	1.25	266.0		0.20	1.12	264.0
	0.30	0.78	264.0		0.30	0.68	262.0
	0.40	0.53	262.0		0.40	0.45	260.0
	0.41	0.50	262.0		0.50	0.30	256.0
	0.50	0.36	260.0		0.60	0.20	254.0
	0.60	0.24	258.0		0.70	0.12	252.0
	0.70	0.16	254.0		0.80	0.07	250.0
	0.80	0.09	252.0		0.90	0.03	246.0
	0.90	0.05	200.0				
H_{min} が生じる角度 θ [deg.]				H_{min} が生じる角度 θ [deg.]			
-0.05	0.10	2.40	266.0	-0.20	0.20	1.34	262.0
	0.20	1.16	264.0		0.30	0.68	260.0
	0.30	0.72	262.0		0.36	0.50	258.0
	0.40	0.48	260.0		0.40	0.41	258.0
	0.41	0.50	262.0		0.50	0.27	254.0
	0.50	0.33	258.0		0.60	0.17	252.0
	0.60	0.22	256.0		0.70	0.10	250.0
	0.70	0.14	254.0		0.80	0.05	246.0
	0.80	0.08	250.0		0.90	0.02	244.0
	0.90	0.04	248.0				
H_{min} が生じる角度 θ [deg.]				H_{min} が生じる角度 θ [deg.]			
-0.15	0.10	5.77	266.0	-0.20	0.20	1.34	262.0
	0.20	1.15	262.0		0.30	0.68	260.0
	0.30	0.66	260.0		0.36	0.50	258.0
	0.40	0.42	258.0		0.40	0.41	258.0
	0.50	0.28	256.0		0.50	0.27	254.0
	0.60	0.18	254.0		0.60	0.17	252.0
	0.70	0.11	250.0		0.70	0.10	250.0
	0.80	0.06	248.0		0.80	0.05	246.0
	0.90	0.03	244.0		0.90	0.02	244.0

前報⁷⁾および図 7 に示すように Lobe3 および Lobe4 の位置が変化しても μ_b 値は大きく変化しない。図 8 は、製作誤差により Lobe3 の位置が鉛直方向に変化した場合の H_{min} 値と S 値の関係を示す⁷⁾。図 6 において、すべり面が基準位置にある場合の H_{min} 値と比較して、Lobe4 が基準位置より軸受内側に移動すると H_{min} 値はより小さくなる。一方、Lobe3 においては、図 8 に示すように軸受外側に移動した際に H_{min} 値がより小さくなる⁷⁾。加えて高 S 値領域または予圧が大きい場合には Lobe3 が軸受内側に移動しても H_{min} 値は小さくなる⁷⁾。図 6(a)において、製作誤差により Lobe4 が $-0.20c_p$ から $+0.20c_p$ の計 $0.40c_p$ 移動した際の H_{min} 値の変化幅は最大で 0.2 程度であるのに対して、Lobe3 が計 $0.40c_p$ 移動した際のそれは、図 8(a)に示すように、最大で概ね 0.13 程度であり小さい。よって、Lobe4 の製作誤差は、それと同程度の Lobe3 の製作誤差と比較して H_{min} 値により大きな影響を及ぼす。以上より、製作誤差により Lobe4 が軸受内側に移動する場合には特に注意が必要である。

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{Rq_j^2 + Rq_b^2}} \quad (3)$$

で示される膜厚比 Λ は、潤滑面の油膜形成状態やトライボ損傷発生を目安として広く用いられている¹⁴⁾。すなわち $\Lambda > 3$ であれば両接触面は油膜により完全に分離された状態であるとみなすことができる。 Λ が小さいと表面突起間の直接接触が起こり、摩耗の発生、転がり疲れや表面層の塑性流動が誘起される^{15, 16)}。ここで Rq_j と Rq_b はジャーナルと軸受すべり面の潤滑面の二乗平均平方根粗さ^{17, 18)}である。本報では、ジャーナルと軸受すべり面が油膜により完全に分離された状態が望ましいとして、 Λ が 3 以上となる最小油膜厚さを確保できる Lobe3 および Lobe4 の位置、すなわちそれぞれのすべり面において許容し得る製作誤差について検討する。図 6 と図 8 の一点鎖線はジャーナルと軸受すべり面の潤滑面双方の算術平均粗さ Ra が 0.2, 0.4, 0.8 である場合に、式(3)に示される Λ が 3 となる H_{min} 値を示す。図 6 および図 8 より、低 S 値領域、すなわち軸受荷重が大きい場合には、ジャーナルと軸受すべり面の潤滑面双方の粗さを Ra 0.2 程度に仕上げる必要がある。潤滑面が Ra 0.2 以下であれば、Lobe3 および Lobe4 に本報で考慮した製作誤差 δ の最大値 $0.2c_p$ が生じても実用上問題ないとする。ジャーナルと軸受すべり面の潤滑面双方の粗さが研削加工により実現し

Fig.6 Relationship between dimensionless minimum oil film thickness and Sommerfeld number with manufacturing errors of lobe4

得る Ra 0.8 程度¹⁹⁾である場合には、図 6(b), (c)および図 8(b), (c)に示すように予圧が大きい場合には使用できない。図 6(a)および図 8(a)に示すように、予圧係数 m_p が 0.5 の場合には、高 S 値領域、すなわち軸受荷重が小さい限られた条件であれば、製作誤差により Lobe4 が軸受内側に $0.15c_p$ 、Lobe3 は軸受内側および外側共に $0.20c_p$ まで移動しても問題なく使用できる場合があると考えられる。

5. 結論

本報では四円弧軸受を対象に、その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軸受外側および内側方向に移動した際の軸受の力学的静特性を解析した。そして前報⁷⁾にて得られた結果も考慮して四円弧軸受の設計指針を検討し、以下の結論を得た。

Fig.7 Relationship between friction coefficient between journal bearing and journal, and Sommerfeld number with manufacturing errors

Fig.8 Relationship between dimensionless minimum oil film thickness and Sommerfeld number with manufacturing errors of lobe3⁷⁾

1. 同一偏心率値で比較した場合, 軸受の負荷容量は, すべり面が基準位置より軸受外側に移動すると小さく, 軸受内側に移動すると, 大きくなる. これらの傾向は予圧が大きいほど顕著である.
2. 軸心軌跡は, すべり面が基準位置にある場合のそれと比較して, すべり面が基準位置より軸受外側に移動すると右上に, 軸受内側に移動すると左下に移動する. これらの傾向は, 予圧が大きいほど顕著である. 一方, 軸受幅が変化しても軸心軌跡の変化の程度は大きく変化しない.
3. 同一ゾンマーフェルト数値で比較した場合, 最小油膜厚さは, すべり面が基準位置より軸受外側に移動すると大きく, 軸受内側に移動すると, 小さくなる. 予圧が大きいほど, 最小油膜厚さ値の変化の程度はより小さくなる. 一方, 軸受幅が変化しても最小油膜厚さ値の変化の程度は大きく変化しない.
4. 予圧および軸受幅の変化に関係なく, 軸受とジャーナルの摩擦係数値は, ゾンマーフェルト数値が小さい領域では, すべり面が基準位置より軸受内側に移動すると若干大きくなる. 一方, ゾンマーフェルト数値が大きい領域では, 大きく変化しない.
5. 四円弧軸受の設計において, 軸受の側面でジャーナルの偏心方向にあるすべり面が製作誤差により基準位置より軸受内側にある際には特に注意が必要である.
6. ジャーナルと軸受すべり面の潤滑面双方の粗さが $Ra\ 0.2$ 以下であれば, 製作誤差により $Lobe3$ および $Lobe4$ が最大 $0.20c_p$ 移動しても実用上問題ない.
7. ジャーナルと軸受すべり面の潤滑面双方の粗さが $Ra\ 0.8$ 程度である場合には, 予圧が大きい場合には使用できない. 予圧係数が 0.5 の場合には, 軸受荷重が小さい限られた条件であれば, 製作誤差により $Lobe4$ が軸受内側に $0.15c_p$, $Lobe3$ は軸受内側および外側共に $0.20c_p$ まで移動しても問題なく使用できる場合がある.

6. 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. また軸受により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) 田浦裕生, 金子覚, 機論(C編), 77-781 (2011-9), 3511-3521.
- 2) 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.
- 3) D. Vijayaraghavan, D. E. Brewe, and T. G. Keith. Jr., ASME, J. Tribology, 115-7 (1993), 538-543.
- 4) R. G. Kirk, Topic in Fluid Bearing and Rotor Bearing System Design and Optimization, ASME Book No.100118, (1978), 108-129.
- 5) F. A. Martin and A. V. Ruddy, Proc. 3rd International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, (1984), 287-293.
- 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) 藤野俊和, 岩本勝美, 阿部雅二郎, 田中健太郎, 日マリ学誌, 52-1 (2017-1), 92-100.
- 8) M. M. Reddi, ASME, J. Lubrication Technology, 91-3 (1969), 524-533.
- 9) 中島克洋, 高藤和樹, 九州工業大学研究報告(工学), 48 (1984-11), 75-83.
- 10) 米山猛, 実際の設計選書 機械設計の基礎知識一はじめて設計をする人へ-, (2008), 日刊工業新聞社.
- 11) International Standard, ISO 286-1 (2010).
- 12) 日本工業規格, JIS B 0401-1 (2016).
- 13) G. Lundberg, Forschung Auf Dem Gebiet Des Ingenieurwesens A, 10 (1934), 201-211.
- 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.
- 15) T. E. Tallian, ASLE Trans., 10-4 (1967), 418-439.
- 16) K. L. Johnson, J. A. Greenwood and S. Y. Poon, Wear, 19 (1972), 91-108.
- 17) International Standard, ISO 4287 (1997).
- 18) 日本工業規格, JIS B 0601 (2013).
- 19) 稲城正高, 米山猛, 実際の設計選書 設計者に必要な加工の基礎知識一これだけは知っておきたい機械加工の常識一-, (2009), 日刊工業新聞社.