

混合潤滑域を含む多円弧ジャーナル軸受の数値解析

その他（別言語等） のタイトル	Numerical Analysis of Multi-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings in Mixed Lubrication
著者	風間 俊治, 藤原 満
雑誌名	設計工学
巻	39
号	1
ページ	40-45
発行年	2004-01-05
URL	http://hdl.handle.net/10258/948

混合潤滑域を含む多円弧ジャーナル軸受の数値解析*

Numerical Analysis of Multi-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings in Mixed Lubrication

風間 俊治*¹ 藤原 満*¹
 (Toshiharu KAZAMA) (Mitsuru FUJIWARA)

Mixed and fluid film lubrication characteristics of two, three and four-lobe hydrodynamic journal bearings are examined numerically in the steady state. The loci of the journal center as well as the distributions of asperity pressures in contact and fluid pressures are illustrated. The effects of the pre-load factors, bearing configuration and the operating conditions on the pressures, friction and the flow rate are discussed. The calculations suggest that: i) An optimum bearing-attitude, where the frictional coefficient or the leakage flow rate becomes small, is given in the mixed and fluid film lubrication regimes; ii) When the pre-load factor is kept constant, for the larger number of the lobes, the minimum clearance and leakage flow rate are smaller while the asperity pressure and frictional coefficient are larger, and the differences are smaller in mixed lubrication; iii) As the pre-load factor increases, especially for the two-lobe bearings, the eccentric ratio and attitude angle at the transition between the two lubrication regimes increase, and iv) For the condition of loading on the pad, the number of the peaks of the fluid pressure distributions reduces to unity in mixed lubrication, whereas the number of the peaks coincides with the number of the lobes in fluid film lubrication.

Keywords : tribology, journal bearing, mixed lubrication, multi-lobe, groove

1. はじめに

蒸気・ガスタービンやターボポンプをはじめとする高速回転機械の主軸を支持するジャーナルすべり軸受には、自励振動を防ぐために多円弧ブッシュ¹⁻³⁾やテイルテイングパッド⁴⁻⁵⁾がしばしば採用される。主に、前者は構造が簡単で設計・製作が容易であり、後者は軸受安定性が特に優れるという特長を有する。

これらの軸受は、高速回転での運転が前提となるため、従来の性能解析⁶⁾や設計資料⁷⁾は、乱流⁸⁾や発熱⁹⁻¹⁰⁾などの取扱いを含めて、基本的に流体潤滑の域を出ない。しかしながら、起動直後や停止直前などの、十分な動圧負荷容量を期待できない条件下では、しゅう動面の一部で固体接触が生じる潤滑状態、すなわち混合潤滑¹¹⁻¹³⁾での運転が避けられない。ゆえに、高速回転仕様の軸受に対しても、幅広い運転条件下における信頼性や性能を飛躍的に向上させることを目指す場合には、混合潤滑域を含めた検討が求められよう。

本研究では、2円弧、3円弧、4円弧を呈するジャーナルすべり軸受の数値解析を、混合潤滑状態から流体潤滑状態までの連続した作動領域において行い、各軸受の静特性を論じる。さらに、混合潤滑域を含めた最適軸受形状を一考する。

2. 主な記号

- C_b : 組立平均すきま⁷⁾
- C_p : 加工平均すきま
- e : ジャーナル離心量
- F : 摩擦力, $\bar{F}=F/[6\mu\omega(R/C_p)^2]$
- f : 摩擦係数
- h : すきま, $\bar{h}=h/C_p$
- $h_s = h/\sigma$
- L : 軸受幅
- L_g : 給油溝幅
- m_p : 予圧係数 $=1-C_b/C_p$
- p_a : 固体接触圧力, $\bar{p}_a=p_a/[6\mu\omega(R/C_p)^2]$
- p_r : 流体圧力, $\bar{p}_r=p_r/[6\mu\omega(R/C_p)^2]$
- p_m : 軸受平均圧力 $=W/(2LR)$
- Q_s : 側面漏れ流量, $\bar{Q}_s=Q_s/(\omega C_p LR)$
- R : 軸受半径
- S_o : Sommerfeld 数 $=\mu N(R/C_p)^2/p_m$

* 原稿受付 2003年5月30日

*1 正会員 室蘭工業大学工学部機械システム工学科
 (〒050-8585 室蘭市水元町27-1)

- W : 軸受荷重, $\bar{W}=W/[6\mu\omega(R^2/C_p)^2]$
- y : 軸受幅方向座標, $\bar{y}=y/L$
- $\hat{\epsilon}$: 離心率 $=e/C_b$
- η, ξ : 直交座標系
- θ : 周方向座標
- θ_g : 給油溝角度
- θ_{00} : 軸受姿勢角度
- μ : 粘度
- σ : 表面粗さ
- ϕ : 離心角
- ω : 軸角速度

3. 理論

2, 3, 4 円弧の固定パッドとそのパッド端に給油溝 (幅 L_g , 広がり角度 θ_g) を有する多円弧ジャーナル軸受を考える。各多円弧軸受の模式図ならびに座標系を図1に示す。本報では、軸ならびに軸受しゅう動面の粗さ突起の干渉と接触を考慮する。ただし、軸受幅方向のすきまは一樣、すきまの流れは層流、

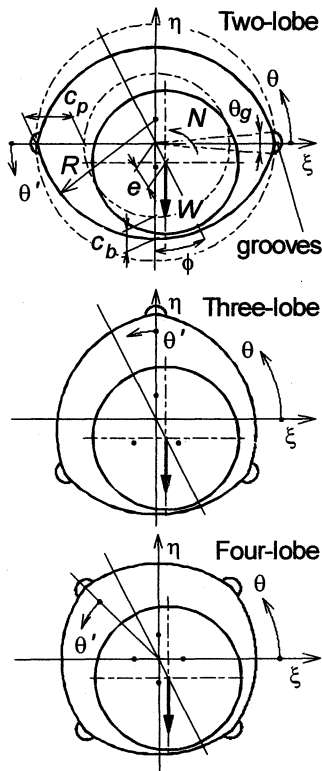


Fig.1 Schematic diagrams and coordinates of two, three and four-lobe hydrodynamic journal bearings ($\theta_{00}=0$ rad)

潤滑液の物性値は一定、軸受の作動状態は定常を仮定する。

定式化¹³⁻¹⁵⁾に際しては、粗さ突起の接触による負荷容量に対して Greenwood & Williamson の突起接触メカニズム¹⁶⁾を、粗さを考慮した流れ場に対して Patir & Cheng の average flow model¹⁷⁾をベースに、吸着膜の効果などを含めて構築された混合潤滑モデル¹⁴⁾を用いる。

附録Aに記す基礎式を離散化し、反復法により収束解を得る。代表的なパラメータの数値例には、鉱油系潤滑油を用いる鋼製ジャーナルと軸受合金製ブシュで構成される回転機械主軸用すべり軸受を想定して、次の値を設定する。半径すきま比 $C_p/R=0.001$, 等価弾性係数 $E=83.6$ GPa, 軟質材の硬さ $Ha=250$ MPa, 軸受幅比 $L/(2R)=0.5$, 給油溝幅 $L_g/L=0.8$, 給油圧力 $p_g=0.1$ MPa, 軸受半径 $R=50$ mm, 荷重 $W=10$ kN, 粗さ突起山頂の平均等価曲率半径 $\beta=0.05$ mm, 粗さパラメータ¹⁷⁾ $\gamma=1$, $\eta'\beta'\sigma^*=0.05$ (η' : 突起の面密度, σ^* : 突起山頂高さの標準偏差)¹⁶⁾, 粘度 $\mu=27.2$ mPa.s, 給油溝角度 $\theta_g=\pi/9$ rad, 軸受姿勢角度 $\theta_{00}=0$ rad (Loading on pad, 図1の状態), 密度 $\rho=850$ kg/m³, 等価表面粗さ $\sigma=1$ μ m, $\sigma_1/\sigma_2=1$, 吸着膜のせん断強さ $\tau_{ad}=15$ MPa, 塑性接触部のせん断強さ $\tau_p=70$ MPa. なお、開発したプログラムを附録Bで検証する。

4. 数値解析の結果および考察

2~4 円弧軸受の固体接触圧力 p_a/p_m および流体圧力 p_f/p_m の周方向分布を図2~4に示す。予圧係数 m_p および軸受姿勢角度 θ_{00} は、いずれの図においても、 $m_p=1/2$, $\theta_{00}=0$ rad である。Sommerfeld 数 S_0 が大きい ($S_0=10^0$) 場合、軸心は軸受中心近傍にあり、与圧 ($m_p>0$) に基づく各固定パッド上のくさび膜の形成により、 p_f/p_m は円弧と同数のピークを生じる。 S_0 が減少するにしたがって軸は離心して、軸受半周にわた

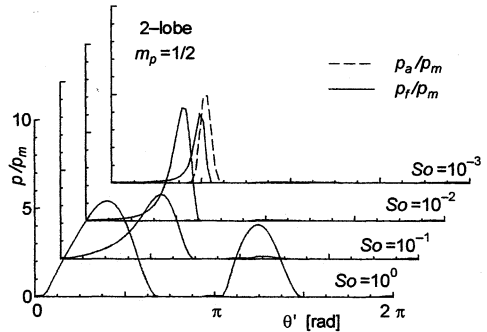


Fig.2 Pressure distributions due to asperity-contact p_a/p_m and fluid p_f/p_m of two-lobe bearing ($m_p=1/2$)

るくさび膜の効果は相対的に大きくなる。そのため、 p_f/p_m の上昇は、最小すきま位置にあるパッド上に集中する。なお、Loading on pad ($\theta_{00}=0$ rad)の場合、 $S_o=10^{-3}$ では、円弧の数によらず、円周上の1箇所で固体接触($p_a/p_m > 0$)を生じる。

図5は、軸心の軌跡を示す。図中の●印は、流体潤滑域と混合潤滑域の遷移点を表す。つまり、 S_o を大きな値($S_o=10^1$)から減少させると、 \hat{e} は零近傍から増加し、各曲線の●印を境に、しゅう動面の粗さ突起が接触し始める。さらに、与圧係数 m_p が大きくなると、多円弧軸受毎に特徴的な軌跡を示す。2円弧軸受の $m_p=0$ の場合(水平方向両端に給油溝をもつ真円軸受)、ほぼ半円弧を描く。 m_p の増加に伴って、●印の \hat{e} と離心角 ϕ はともに増加して、 $m_p \geq 3/4$ では、その最大値は、 $\hat{e}_{max} > 1.2$, $\phi_{max} > \pi/3$ radに達する。一方、3, 4円弧軸受の軸心の動きは、2円弧軸受のそれとは異なる。特に m_p が大きい場合($m_p=3/4, 4/5$)、流体潤滑域では、それぞれ、 $\phi \approx \pi/4, \pi/6$ rad方向へほぼ直線的に移動し、混合潤滑域では、各円弧に沿って鉛直方向($\phi=0$ rad)へ移動する。

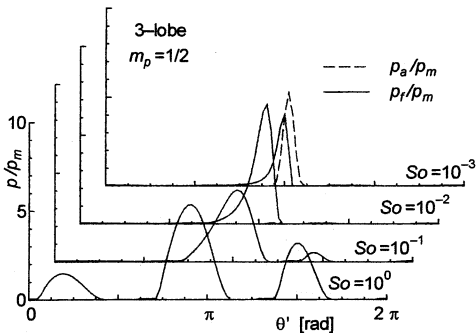


Fig.3 Pressure distributions due to asperity-contact p_a/p_m and fluid p_f/p_m of three-lobe bearing ($m_p=1/2$)

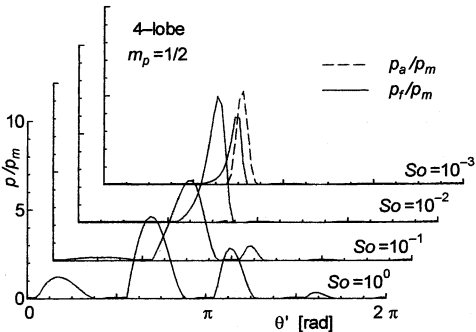


Fig.4 Pressure distributions due to asperity-contact p_a/p_m and fluid p_f/p_m of four-lobe bearing ($m_p=1/2$)

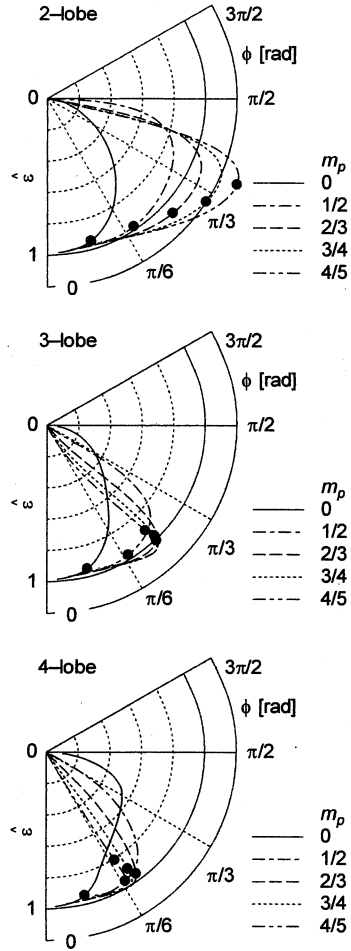


Fig.5 Effect of pre-load factor m_p on loci of multi-lobe bearings

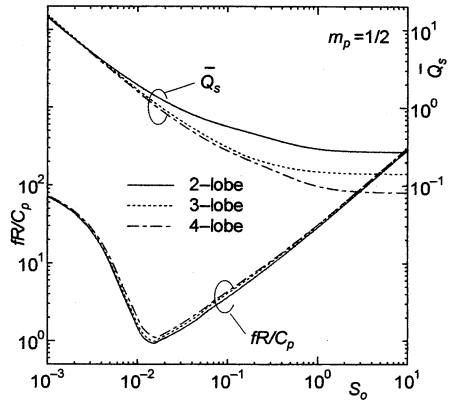


Fig.6 Frictional coefficient fR/C_p and side leakage flow rate \bar{Q}_s ($m_p=1/2$)

図 6, 7 は, 摩擦係数 fR/C_p , 側面漏れ流量 \bar{Q}_s , 最大固体接触圧力 $p_{a\max}/p_m$ ならびに最小すきま $h_{s\min}$ である。円弧数の多い軸受の方が, $h_{s\min}$ および \bar{Q}_s は小さい。なお, その差は, S_o の減少に伴って小さくなる。同図では, およそ $S_o < 2 \times 10^{-2}$ で混合潤滑状態 ($p_{a\max}/p_m > 0$) となり, 固体接触部の摩擦力により fR/C_p は増加する。ただし, 円弧数の多い方が, $p_{a\max}/p_m$ および fR/C_p は大きく, $p_{a\max}/p_m > 0$ となる S_o もまたやや大きい。

図 8~10 は, 軸受の姿勢角度 θ_{o0} が, 各多円弧軸受の摩擦・流量特性に及ぼす影響を示す。ここで, θ_{o0} は, 図 1 の状態から反時計回りを正に採る。荷重方向と給油溝位置は, 2, 3, 4 円弧軸受に対して, それぞれ, $\theta_{o0} = \pm\pi/2, \pm\pi/3, \pm\pi/4$ で一致する (Loading between pads)。また, $S_o = 10^{-1}$ では流体潤滑状態, $S_o =$

$10^{-2}, 10^{-3}$ では混合潤滑状態となる。

角度 θ_{o0} は, 円弧数が少ない軸受では \bar{Q}_s に, 多い軸受では fR/C_p に及ぼす影響が強い。2 円弧軸受 (図 8) では, θ_{o0} をわずかに正に採ると, 潤滑域を問わず, \bar{Q}_s は極小値を採る。他方, 突起荷重分担比の小さな混合潤滑状態となる $S_o = 10^{-2}$ の場合には, 特に 4 円弧軸受 (図 10) で, やや負の θ_{o0} において fR/C_p は小さくなる。ただし, この影響は, $S_o = 10^{-1}$ および 10^{-3} では, ほとんど表れない。

以上の結果から, 設計仕様や作動条件に応じて θ_{o0} を適切に選定あるいは調整することにより, 対象とする多円弧軸受の混合潤滑域におけるトライボロジー特性の向上を図れることになる。なお, 荷重の作用方向と給油溝の加工位置などに関する検討¹⁸⁾は, 流体潤滑域に留まっているようである。

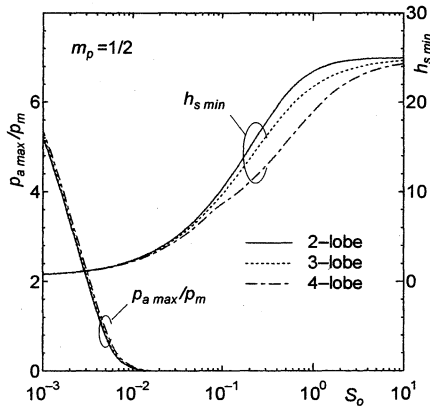


Fig.7 Maximum asperity-contact pressure $p_{a\max}/p_m$ and minimum clearance $h_{s\min}$ ($m_p=1/2$)

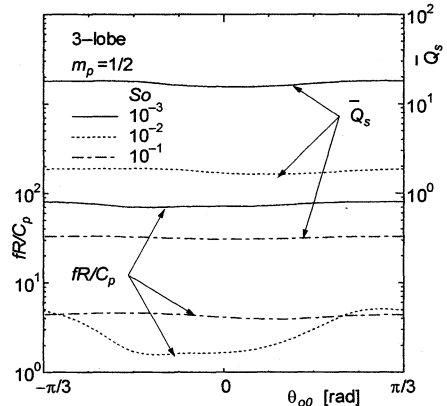


Fig.9 Effect of bearing-attitude θ_{o0} on frictional coefficient fR/C_p and flow rate \bar{Q}_s (Three lobe, $m_p=1/2$)

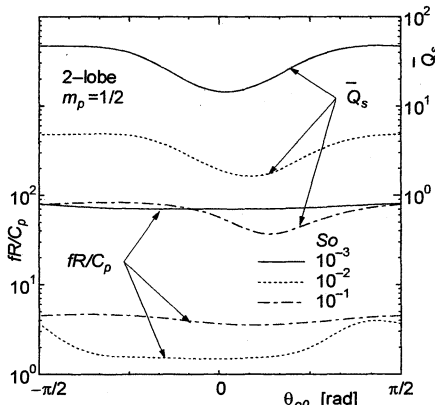


Fig.8 Effect of bearing-attitude θ_{o0} on frictional coefficient fR/C_p and flow rate \bar{Q}_s (Two lobe, $m_p=1/2$)

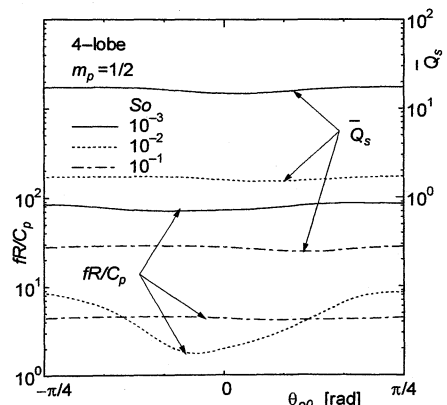


Fig.10 Effect of bearing-attitude θ_{o0} on frictional coefficient fR/C_p and flow rate \bar{Q}_s (Four lobe, $m_p=1/2$)

5. むすび

流体潤滑域から混合潤滑域にわたる定常作動条件のもとで、多円弧ジャーナルすべり軸受の数値解析を行い、与圧係数や軸受姿勢角度が、軸心軌跡、固体接触圧力、流体圧力分布、摩擦係数、漏れ流量、最小すきまに及ぼす影響を論じた。本報で用いた数値パラメータに基づく主な結論をまとめると

- i) 混合潤滑域ならびに流体潤滑域において、摩擦係数や漏れ流量が小さくなる最適な軸受姿勢角度が存在する。
- ii) 同一の予圧係数では、円弧数の多い軸受の方が、最小すきまおよび漏れ流量は小さく、接触圧力および摩擦係数はやや大きい。その差異は混合潤滑域で小さい。
- iii) 予圧係数が大きくなると、特に2円弧軸受で、混合潤滑域と流体潤滑域の遷移点における離心率および離心角は増加する。
- iv) Loading on pad の場合、流体圧力のピークの数は、混合潤滑域ではひとつとなり、流体潤滑域では円弧の数と一致する。

参考文献

- 1) Pinkus, O.: Analysis of Elliptical Bearings, *Trans. ASME*, (1956), 965/973.
- 2) Li, D. F., Choy, K. C. and Allaire, P. E.: Stability and Transient Characteristics of Four Multilobe Journal Bearing Configurations, *J. Lubrication Technology, Trans. ASME*, 102 (1980), 291/299.
- 3) 佐々木・森：多面すべり軸受の流体潤滑理論，機論，22-122 (1956), 738/744.
- 4) Monmousseau, P. and Fillon, M.: Transient Thermoelastohydrodynamic Analysis for Safe Operating Conditions of a Tilting-pad Journal Bearing during Start-up, *Tribology International*, 33-3/4 (2000), 225/231.
- 5) 栗田・田中：ティルティングパッドジャーナル軸受の最適設計，トライボロジスト，46-11 (2001), 897/903.
- 6) Wilcock, D. F. and Booser, E. R.: Bearing Design and Application, (1957), 256/267, McGraw-Hill.
- 7) 日本機械学会：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。
- 8) 橋本・和田・角田：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, 50-450 (1984), 346/353.
- 9) Ma, M.-T. and Taylor, C. M.: A Comparative Thermal Analysis of the Static Performance of Different Fixed Profile Bore Plain Bearings, *J. Engineering Tribology, Proc. IMechE*, 213 (1999), 13/30.
- 10) Hatakenaka, K. and Tanaka, M.: Thermohydrodynamic Performance of Journal Bearings with Partial Reverse Flow and Finger-type Cavitation, *J. Engineering Tribology, Proc. IMechE*, 216 (2002), 315/325.
- 11) 野々垣・中原：ジャーナルすべり軸受の混合潤滑摩擦特性の近似解析，トライボロジスト，38-4 (1993), 337/344.
- 12) 竹内・吾妻・中原・青木：なじみによるジャーナル軸受特性の改善，設計工学，31-11 (1996), 402/410.
- 13) 風間・藤原：混合潤滑域を含むジャーナル軸受の性能解析，設計工学，32-1 (1997), 40/43.
- 14) Yamaguchi, A. and Matsuoka, H.: A Mixed Lubrication Model Applicable to Bearing/Seal Parts of Hydraulic Equipment, *J. Tribology, Trans. ASME*, 114 (1992), 116/121.
- 15) Kazama, T. and Yamaguchi, A.: Application of A Mixed Lubrication Model for Hydrostatic Thrust Bearings of Hydraulic Equipment, *J. Tribology, Trans. ASME*, 115 (1993), 686/691.
- 16) Greenwood, J. A. and Williamson, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces, *Proc. Roy. Soc. London, Ser. A*, 295 (1966), 300/319.
- 17) Patir, N. and Cheng, H. S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, *J. Lubrication Technology, Trans. ASME*, 101 (1979), 220/230.
- 18) Campbell, J., Day, P. A. and Hill, A.: Recent Developments in Bearing Technology and Their Influence on Marine Propulsion Machinery, *Proc. ISME, Tokyo*, (1973), 2-5-13/25.

附 録 A

PC モデル¹⁷⁾に基づくと、粗さを考慮した Reynolds 方程式は

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\phi_\theta \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial y} \right) = \frac{\partial \bar{h}_r}{\partial \theta} + \frac{\sigma}{C_p} \frac{\partial \phi_s}{\partial \theta} \quad (A1)$$

ここに、 ϕ_θ , ϕ_y は、それぞれ、 θ , y 軸方向の pressure flow factors, ϕ_s は shear flow factor¹⁷⁾である。なお、圧力境界条件として、軸受幅端で大気圧、給油溝位置で給油圧力 \bar{p}_g とする。一方、軸受側面から流出する流量 \bar{Q}_s は

$$\bar{Q}_s = -\left(\frac{R}{L}\right)^2 \int_0^{2\pi} \int_b^a \phi_y \bar{F}_s^3 \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial y} \Big|_{y=1/2} d\theta \quad (A2)$$

流体摩擦力 \bar{F}_f は、圧力流れに関する項も含めると

$$\bar{F}_f = \frac{C_p L}{6R^2} \int_0^{2\pi} \int_b^a \frac{1}{h} \left[\phi_f + \left(1 - 2\frac{\sigma_1^2}{\sigma^2}\right) \phi_{fs} \right] d\bar{y} d\theta - 3\phi_{fp} \bar{h} \frac{\partial \bar{p}_f}{\partial \theta} \quad (A3)$$

ここに、 ϕ_{fs} は shear stress factor, ϕ_{fp} は pressure stress factor¹⁷⁾である。

突起接触に基づく負荷容量¹⁶⁾は、微小面積に対する平均圧力として

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_{ae} &= (2/3) \bar{E}' \eta \beta' \sigma^* (\sigma^*/\beta')^{1/2} \\ &\quad \times [F_{3/2}(d_e^*) - F_{3/2}(d_e^* + w_p^*)] \\ \bar{p}_{ap} &= \pi \bar{H}_a \eta \beta' \sigma^* F_1(d_e^* + w_p^*) \end{aligned} \right\} \quad (A4)$$

ここに、 d_e^* : 分離距離, $\bar{E}' = E' / [6\mu\omega(R/C_p)^2]$, $\bar{H}_a = H_a / [6\mu\omega(R/C_p)^2]$, $w_p^* = (\beta'/\sigma^*) (2H_a/E')^2$. 添え字 e, p は突起の弾性および塑性変形を表す。また、関数 F_m は

$$F_m(h_s) = \int_0^s (s-h_s)^m \psi(s) ds \quad (A5)$$

であり、 $\psi(s)$: 標準確率密度関数 $= (2\pi)^{-1/2} \exp(-s^2/2)$ である。粗さをもつ二面の接触は、等価的に粗面と平滑面の接触として取扱う。粗面の基準面は、突起平均面 (GWモデル) あるいは表面平均面 (PCモデル) のどちらか一方であり、これらの平均面の関係を、 $d_e^* = h_s (h_s \geq 1.8); = 1.5h_s - 0.9 (h_s < 1.8)$ と与える。粗さ突起の接触条件は $h_s < 3$ とする。なお、マイクロEHLおよびマイクロキャピテーションに基づく負荷容量への寄与¹⁴⁾は無視する。

力の釣合い式は

$$\left. \begin{aligned} \int_0^{2\pi} \int_b^a (\bar{p}_a + \bar{p}_f) \cos \theta d\bar{y} d\theta &= 0 \\ \int_0^{2\pi} \int_b^a (\bar{p}_a + \bar{p}_f) \sin \theta d\bar{y} d\theta + \frac{R}{L} \bar{W} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (A6)$$

固体接触部の摩擦力 \bar{F}_a は、吸着膜の破断割合を表すパラメータ $\xi = \phi \exp[(h_{ad}/a_r)^m / (\Delta A_r / \Delta A_0)]$ を導入して ($a_r, h_{ad}, m, \Delta A_r / \Delta A_0, \phi$) は文献 14 参照)

$$\bar{F}_a = \frac{L}{R} \int_{\theta_0}^{\theta_1} \xi \bar{\tau}_p \left(\frac{\bar{\tau}_e}{\bar{\tau}_p} d\bar{A}_e + d\bar{A}_p \right) + (1-\xi) \bar{\tau}_{ad} d\bar{A} \quad (A7)$$

Table A1 Parameters in clearance expression for two, three and four-lobe journal bearings

lobe	$\Delta\theta_0$	θ_{o1}	θ'_0
2	π	$\pi/2 \pm \theta_{o0}$	$\pi \pm \theta_{o0}$
3	$2\pi/3$	$-\pi/6 \pm \theta_{o0}$	$\pi/2 \pm \theta_{o0}$
4	$\pi/2$	$\pm \theta_{o0}$	$3\pi/4 \pm \theta_{o0}$

ここに、 \bar{A}_0 : 見掛けの接触面積 $= A_0/R^2$, $d\bar{A}_e$: 真実接触面積 $= d\bar{A}_e + d\bar{A}_p$, $\bar{\tau} = \tau / [6\mu\omega(R/C_p)^2]$. なお、摩擦係数 f は $f = (\bar{F}_a + \bar{F}_f) / \bar{W}$ で定義する。

図 1 に示す各多円弧軸受の円弧 i 番目のすきま \bar{h}_i は (ただし、 $(i-1)\Delta\theta_0 \leq \theta \leq i\Delta\theta_0$)、表 A1 の関係を用いることにより、統一的に次式で表すことができる ($\varepsilon = \hat{\varepsilon}(1-m_p)$, $\theta = \theta'_0 + \theta$)。

$$\bar{h}_i = 1 + \varepsilon \sin(\theta - \phi) + m_p \cos[\theta_{o1} + (i-1)\Delta\theta_0 - \theta] \quad (A8)$$

附 録 B

本プログラムで得られる計算結果の妥当性を、文献 7 に記載されているデータ (図 A1 中の○印) を用いて検証する。円弧数、軸受幅比、与圧係数の異なる三つの条件を選定して、幅広い条件で比較する。ただし、同文献の取扱いは流体潤滑域であるので、 $\sigma/C_p = 2 \times 10^{-4}$ に設定する。各条件において、文献値とのよい一致を確認できる。

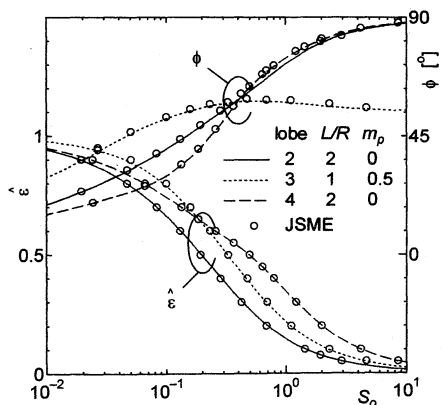


Fig.A1 Comparison of eccentric ratio $\hat{\varepsilon}$ and bearing attitude ϕ between results by present code and data in JSME handbook⁷⁾