

DOI: 10.16078/j.tribology.2018133

计及轴颈倾斜的径向滑动轴承湍流润滑分析

朱少禹¹, 孙军^{1*}, 李彪², 刘广胜², 苗恩铭³, 李云强⁴, 朱桂香⁴, 任燕平⁴

(1. 合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009;

2. 合肥工业大学 机械工程学院, 安徽 合肥 230009;

3. 合肥工业大学 仪器科学与光电工程学院, 安徽 合肥 230009;

4. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261001)

摘要: 分析了轴颈倾斜状态下, 径向滑动轴承的湍流润滑性能. 基于轴颈倾斜的统一Reynolds方程和能量方程, 应用有限差分法求解了不同轴颈倾斜方位角、轴颈倾斜度、偏心率 and 平均雷诺数下的径向滑动轴承湍流润滑性能. 结果表明: 轴颈倾斜方位角 $\alpha=0^\circ$ 时, 随着轴颈倾斜度的增大, 轴承油膜的峰值压力向轴承一端移动, 轴承一端的轴向油膜温度梯度增大; $\alpha=90^\circ$ 时, 随着轴颈倾斜度的增大, 轴承油膜压力逐渐出现双峰分布, 且向轴承两端移动, 轴承两端的轴向温度梯度也不断增大. 在相同轴颈倾斜度增量下, 轴承最大油膜压力、最高油膜温度、承载力和稳定工作力矩的增量随轴承中央截面偏心率的增大而增大. 相同轴颈倾斜度增量下, 轴承最大油膜压力增量、最高油膜温度增量、承载力增量、摩擦系数减量和稳定工作力矩增量随平均雷诺数的增大而增大. 可见, 径向滑动轴承湍流润滑分析中有必要考虑轴颈倾斜因素的影响.

关键词: 径向滑动轴承; 湍流; 润滑; 轴颈倾斜; 静态性能

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0235-13

Analysis of Turbulent Lubrication of Misaligned Journal Bearing

ZHU Shaoyu¹, SUN Jun^{1*}, LI Biao², LIU Guangsheng², MIAO Enming³, LI Yunqiang⁴,
ZHU Guixiang⁴, REN Yanping⁴

(1. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Anhui Hefei 230009, China

2. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Anhui Hefei 230009, China

3. School of Instrument Science and Optoelectronic Engineering, Hefei University of Technology,
Anhui Hefei 230009, China

4. Weichai Power Company Limited, Shandong Weifang 261001, China)

Abstract: The turbulent lubrication performance of misaligned journal bearing was analyzed. Based on the unified Reynolds equation and energy equation considering the misalignment of the journal, the finite-difference method was used to calculate the turbulent lubrication performance of the journal bearing under different misalignment azimuth, degree of misalignment (DM), eccentricity ratio and average Reynolds number. The results show that when the azimuth angle of the journal was $\alpha=0^\circ$, the pressure peak of the bearing oil film moved toward the bearing end as the DM increased, and the axial oil film temperature gradient at one end of the bearing increased. When the azimuth angle of the journal was $\alpha=90^\circ$, as the DM increased, the bearing oil film pressure distribution gradually appeared double peak, and

Received 12 September 2018, revised 19 December 2018, accepted 11 January 2019, available online 28 March 2019.

*Corresponding author. E-mail: sunjun_hfut@163.com, Tel: +86-18855125208.

The work is supported by Science Fund of State Key Laboratory of Engine Reliability of China (skler-201708) and National Natural Science Foundation of China (51490660/51490661).

内燃机可靠性国家重点实验室开放基金项目(skler-201708)和国家自然科学基金项目(51490660/51490661)资助.

moved to both ends of the bearing, the axial temperature gradient at both ends of the bearing also increased. When the DM was large, the increment of the maximum film pressure, the maximum oil film temperature, the load-carrying capacity and the misalignment moment increased with the increase of the eccentricity of the central section of the bearing under the same DM increment. Under the same DM increment, the Maximum film pressure increment, maximum film temperature increment, load-carrying capacity increment, frictional coefficient reduction and misalignment moment increment increased with the increase of average Reynolds number. Therefore, it's necessary to consider journal misalignment in the turbulent lubrication analysis of journal bearing.

Key words: journal bearing; turbulence; lubrication; journal misalignment; static performance

径向滑动轴承具有高转速、工作平稳可靠、承受冲击载荷大和噪声低等特点,是应用最广泛的流体动力润滑的机械零件^[1-2]. 随着现代机械设备向大型化(如汽轮发电机组)、高速化(如透平机)发展,其内部的重要支撑零部件滑动轴承常处于湍流润滑状态^[3]. 另外,一些特殊用途装备(如航空发动机燃油泵、核主泵等)中的滑动轴承使用航空煤油和水等低黏度流体作为润滑剂,轴承也常处于湍流润滑状态^[4-6]. 关于径向滑动轴承湍流润滑的研究,目前基本都是围绕静载滑动轴承展开. Ji等^[7]基于四种零方程湍流润滑模型分析了滑动轴承的静动态性能,并与试验结果比较发现Ng-Pan模型和Philip Aoki模型的分析准确度较高. Shenoy等^[8]针对研制的外部可调的轴承试验台,使用Ng-Pan湍流模型研究了不同偏心率及雷诺数下改变轴承径向间隙和轴瓦倾角时的轴承动态性能,发现在大偏心率、小径向间隙和小倾角下湍流润滑轴承稳定性高于层流润滑轴承. 在已开展的径向滑动轴承湍流润滑分析中,一般认为轴颈轴线与轴承孔中心线平行. 然而,在滑动轴承的实际工作中,由于受到诸多因素的影响(如载荷作用下轴的变形、轴的自重、轴承的制造与装配误差和轴的热变形等),轴颈在轴承孔中往往处于倾斜状态. 此时,轴承的实际间隙形状发生变化,这将使轴承工作性能发生改变. Sun等^[9-10]对轴-轴承系统受载导致的轴颈倾斜情况进行了理论分析与试验研究,发现轴颈倾斜对轴承的油膜厚度和油膜压力分布产生了明显影响,特别是随轴颈倾斜角的增大,轴承的最大油膜压力数值增幅显著. Lv等^[11]对实际应用中受船外伸展的螺旋桨重力影响导致的船尾轴承轴颈倾斜情况进行了分析,发现轴颈倾斜会导致轴承名义油膜厚度降低,从而增大处于混合润滑的滑动轴承摩擦系数. Lv等^[12]还对大尺寸滑动轴承中轴自身重力导致的轴颈倾斜情况进行了研究,发现轴颈倾斜会导致处于混合润滑的滑动轴承最大平均油膜压力显著增大. 因此,有必要全面地研究轴颈倾斜对滑动轴承湍流润滑性能的影响情况.

本文作者通过求解统一Reynolds方程和能量方程对各种轴颈倾斜情况下的滑动轴承湍流润滑性能进行研究,探讨不同轴颈倾斜方位角和轴颈倾斜度下的轴承性能参数的变化情况;通过改变轴承的重要运行参数:偏心率和平​​均雷诺数,探讨轴颈倾斜与轴承中央截面的综合影响,轴颈倾斜与轴承平均雷诺数的综合影响. 本文中的研究有助于对影响径向滑动轴承湍流润滑性能的重要因素—轴颈倾斜有更加全面深入的理解,也有助于更准确掌握处于恶劣工作条件的径向滑动轴承润滑状况,提出合适的改善措施.

1 方程和公式

1.1 油膜厚度方程

在层流润滑分析中,轴颈倾斜因素的影响主要通过​​对轴承间隙中油膜厚度的修正体现,具体表现为计入轴颈倾斜因素的影响时只需要修正油膜厚度的表达式而无需修正流体动力润滑控制方程^[13-15]. 在本文所进行的径向滑动轴承湍流润滑分析中,计入轴颈倾斜因素的影响时同样采用此方法.

如图1所示,倾斜轴颈轴承的油膜厚度表达式^[16]为式(1).

$$h = R_1 + e \cos(\theta - \psi) - R_2 \sqrt{1 + [\tan \gamma \cos(\theta - \psi_0 - \alpha)]^2} \tag{1}$$

式中: R_1 为轴承半径, R_2 为轴颈半径, γ 为轴颈倾角, α 为轴颈后端中心线(沿轴承轴线方向)投影矢量(从轴承中央截面上轴颈中心点指向轴承后端面上轴颈中心点)与轴承中央截面上的偏心率矢量(从轴承中心点指向轴颈中心点)之间的夹角, ψ_0 为轴承中央截面上轴承和轴颈中心连线与 z 轴夹角, e 为偏心率, θ 为从坐标轴 z 量起的角坐标, ψ 为轴承与轴颈中心的连线线与 z 轴之间的夹角.

轴颈在轴承中的倾斜程度可以用倾斜度 DM 表示,表达式为式(2).

$$DM = \frac{e'}{e'_{\max}} \tag{2}$$

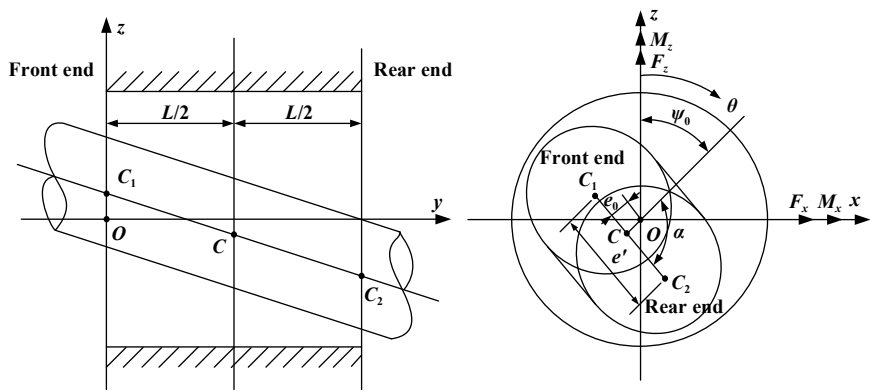


Fig. 1 Schematic representation of misaligned journal bearing.
图 1 倾斜轴颈轴承示意图

式中: e' 为轴颈中心线在轴承中央截面上的投影长度, $e'_{\max}$ 为 e' 的最大值. $e'_{\max}$ 根据轴承结构确定, 表达式^[14] 为式(3)

$$e'_{\max} = 2c(\sqrt{1 - \varepsilon_0^2 \sin^2 \alpha} - \varepsilon_0 |\cos \alpha|) \tag{3}$$

式中: c 为轴承半径间隙, ε_0 为轴承中央截面偏心率.

1.2 统一Reynolds方程

径向滑动轴承在高转速、低黏度润滑剂或较大间隙等情况下, 轴承润滑剂的流动状态很容易由层流流动转变为湍流流动. 目前主要通过计算局部雷诺数 Re 的值判定径向滑动轴承间隙中的润滑剂流动状态^[4]. 如果 $Re \geq 1\,000$, 润滑剂处于湍流流动状态; 如果 $Re < 1\,000$, 润滑剂处于层流流动状态.

$$Re = \frac{\rho U h}{\eta} \tag{4}$$

式中: ρ 为润滑剂密度, U 为轴颈表面沿圆周切向的平移速度, η 为润滑剂动力黏度.

在径向滑动轴承的湍流润滑分析中, 当轴颈存在偏心时, 轴承整个润滑区域可能出现 $Re < 1\,000$ 和 $Re \geq 1\,000$ 共存的情况, 即整个润滑区域中部分为层流润滑区域, 部分为湍流润滑区域.

虽然目前存在很多适用于计算湍流润滑区域油膜压力的零方程湍流润滑模型, 如基于 Prandtl 混合长度理论的 Constantinescu 零方程湍流润滑模型^[17], 基于壁面定律及 Boussinesq 涡黏假设的 Ng-Pan-Elrod 零方程湍流润滑模型^[18-19] 和基于壁面剪应力与平均流动速度之间经验关系的 Hirs 零方程湍流润滑模型^[20] 等, 但根据文献[2]和[7]对现有零方程湍流润滑模型的评价, 认为 Ng-Pan-Elrod 零方程湍流润滑模型更为完备和精确, 所以本文中采用 Ng-Pan-Elrod 零方程对湍流润滑区域进行分析.

对于层流润滑区域油膜压力的计算仍然使用层流 Reynolds 方程. 考虑到分析过程的方便性和控制方程形式的简洁性, 给出以下适用于径向滑动轴承湍流润滑分析的无量纲形式的统一 Reynolds 控制方程.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(G_\theta \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R_2}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(G_y \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \tag{5}$$

式中: $\bar{h}$ 为无量纲油膜厚度, $\bar{p}$ 为无量纲油膜压力, $\bar{\eta}$ 为无量纲润滑剂黏度, L 为轴承宽度, G_θ 和 G_y 为统一 Reynolds 方程系数^[4].

$$G_\theta = 1 / (12 + A_1 Re^{B_1}) \tag{6a}$$

$$G_y = 1 / (12 + A_2 Re^{B_2}) \tag{6b}$$

相应的湍流参数 A_1 、 B_1 、 A_2 和 B_2 的取值如表 1 所示.

(5) 式中的无量纲参数为

$$\bar{y} = \frac{y}{L}, \bar{h} = \frac{h}{c}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \bar{p} = \frac{2c^2}{UR_2 \eta_0}$$

式中: η_0 为进油温度 T_0 下的润滑剂动力黏度.

1.3 能量方程

采用的无量纲形式的稳态二维能量方程为^[21-22]

$$\begin{aligned} & \frac{\rho C_p U c}{2R_2} \left[\left(\bar{h} - \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_\theta \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} - \left(\frac{R_2}{L} \right)^2 \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_y \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right] + \\ & (H_s + H_b) \bar{T} = \frac{\eta_0 U^2}{c T_0} \left\{ \bar{\tau}_c \frac{\bar{\eta}}{\bar{h}} + \frac{\bar{h}^3}{4\bar{\eta}} \left[G_\theta \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)^2 + \right. \right. \\ & \left. \left. \left(\frac{R_2}{L} \right)^2 G_y \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] \right\} + (H_s \bar{T}_s + H_b \bar{T}_b) \end{aligned} \tag{7}$$

式中: ρ 为润滑剂密度, C_p 为润滑剂的比热容, H_s 为润滑剂与轴颈之间的对流换热系数, H_b 为润滑剂与轴瓦之间的对流换热系数, $\bar{T}$ 为无量纲润滑剂温度, $\bar{T}_s$ 为无量纲轴颈表面温度, $\bar{T}_b$ 为无量纲轴瓦表面温度, $\bar{\tau}_c$ 为无量纲 Couette 剪切应力^[4].

表 1 湍流参数^[4]
Table 1 Turbulence Parameters

Parameter	A_1	B_1	A_2	B_2
$50\,000 \leq Re$	0.038 8	0.8	0.021 3	0.8
$10\,000 \leq Re < 50\,000$	0.025 0	0.84	0.013 6	0.84
$5\,000 \leq Re < 10\,000$	0.025 0	0.84	0.008 8	0.88
$1\,000 \leq Re < 5\,000$	0.003 9	1.06	0.002 1	1.06
$Re < 1\,000$	0	0	0	0

$$\bar{\tau}_c = \begin{cases} 1 + 0.002\,32Re^{0.86} & Re > 10\,000 \\ 1 + 0.000\,99Re^{0.96} & 1\,000 \leq Re \leq 10\,000 \\ 1 & Re < 1\,000 \end{cases} \quad (8)$$

式(7)中的无量纲参数为

$$\bar{\tau}_c = \tau_c \frac{h}{\eta U}, \bar{T} = \frac{T}{T_0}, \bar{T}_s = \frac{T_s}{T_0}, \bar{T}_b = \frac{T_b}{T_0}$$

1.4 黏温方程

润滑剂无量纲形式的黏温方程为

$$\bar{\eta} = \exp[-\beta T_0(\bar{T} - 1)] \quad (9)$$

式中: β 为黏温系数, 取 2.91×10^{-4} .

1.5 边界条件

求解统一Reynolds方程(5)时, 应用Reynolds压力边界条件:

$$\bar{p}(\theta, 0) = \bar{p}(\theta, 1) = 0, \bar{p}(\theta^*, \bar{y}) = \frac{\partial \bar{p}(\theta, \bar{y})}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta^*} = 0 \quad (10)$$

式中: θ^* 为油膜结束(破裂)角.

求解能量方程(11)时, 油槽位置的润滑剂温度为进油与回油的混油温度, 见式(11)^[23].

$$\bar{T}_{\text{mix}} = \frac{Q_{\text{in}}\bar{T}_{\text{in}} + Q_{\text{rec}}\bar{T}_{\text{rec}}}{Q_{\text{in}} + Q_{\text{rec}}} \quad (11)$$

式中: Q_{rec} 为回油流量, $\bar{T}_{\text{rec}}$ 为回油温度, Q_{in} 为进油流量, $\bar{T}_{\text{in}}$ 为进油温度.

考虑到空穴区内油膜不连续, 出现了条状流束和气泡并存的现象. 所以空穴区域内轴瓦表面被润滑剂有效湿润的宽度所占比例为^[22]

$$L_c(\theta) = \frac{\int_0^1 \int_0^{\bar{h}(\theta^*, \bar{y})} u(\theta^*, \bar{y}) d\bar{z} d\bar{y}}{\int_0^1 \int_0^{\bar{h}(\theta, \bar{y})} u(\theta, \bar{y}) d\bar{z} d\bar{y}} \quad (12)$$

式中: u 为沿 θ 方向的润滑剂流动速度.

能量方程一般只适用于完整的油膜区, 若要将其应用于空穴区, 需对 H_b 的值进行一定的修正^[24].

在完整油膜区:

$$H_b(\theta) = H_{b0} \quad (13a)$$

在空穴区:

$$H_b(\theta) = L_c(\theta)H_{b0} + (1 - L_c(\theta))H_{bg} \quad (13b)$$

1.6 轴承承载力

如图1所示, 轴承承载力(油膜反力)在 x 和 z 坐标轴方向的分量为

$$\bar{F}_x = - \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p} \sin \theta d\theta d\bar{y} \quad (14a)$$

$$\bar{F}_z = - \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p} \cos \theta d\theta d\bar{y} \quad (14b)$$

则轴承承载力为

$$\bar{F} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_z^2} \quad (15)$$

1.7 轴承端泄流量

从轴承前端面和后端面流出的润滑剂流量分别为

$$\bar{Q}_1 = - \int_0^{2\pi} \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_y \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \Big|_{\bar{y}=0} d\theta \quad (16a)$$

$$\bar{Q}_2 = - \int_0^{2\pi} \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_y \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \Big|_{\bar{y}=1} d\theta \quad (16b)$$

则轴承端泄流量为

$$\bar{Q} = |\bar{Q}_1| + |\bar{Q}_2| \quad (17)$$

1.8 摩擦系数

轴颈表面的摩擦力为^[4, 25]

$$\bar{F}_j = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \left(\frac{\bar{h}}{4} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} + \frac{\bar{\eta} \bar{\tau}_c}{\bar{h}} \right) d\theta d\bar{y} \quad (18)$$

轴颈表面的摩擦系数为

$$\bar{\mu}_j = \frac{\bar{F}_j}{\bar{F}} \quad (19)$$

1.9 稳定工作力矩

保持轴颈稳定工作的力矩在 x 和 z 坐标轴的分量为

$$\bar{M}_x = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p}(\bar{y} - 1/2) \cos \theta d\theta d\bar{y} \quad (20a)$$

$$\bar{M}_z = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p}(\bar{y} - 1/2) \sin \theta d\theta d\bar{y} \quad (20b)$$

则作用在轴承上的力矩为

$$\bar{M} = \sqrt{\bar{M}_x^2 + \bar{M}_z^2} \quad (21)$$

2 数值方法及验证

统一Reynolds方程(5)和能量方程(7)使用有限差分法求解. 判断油膜压力、油膜温度和油膜黏度计算是否收敛的判据分别为

$$\varepsilon_p = \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |\bar{p}_{i,j}^{(k+1)} - \bar{p}_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \bar{p}_{i,j}^{(k+1)}} \leq 10^{-5} \tag{22}$$

$$\varepsilon_T = \max |\bar{T}_{i,j}^{(k+1)} - \bar{T}_{i,j}^{(k)}| \leq 10^{-5} \tag{23}$$

$$\varepsilon_\eta = \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |\bar{\eta}_{i,j}^{(k+1)} - \bar{\eta}_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \bar{\eta}_{i,j}^{(k+1)}} \leq 10^{-5} \tag{24}$$

式中: k 为迭代次数, m 为圆周方向划分的网格节点数, n 为轴向方向划分的网格节点数。

计算轴承承载力、端泄流量、摩擦力和保持轴颈倾斜稳定工作力矩的公式(14)、(16)、(18)和(20)中的积分应用Simpson公式进行数值积分, 偏导数应用四点差分公式计算。给定轴承结构参数和润滑剂参数后求解轴承油膜的的压力场、温度场和黏度场。具体的求解过程如下:

- (1) 计算轴承油膜厚度;
 - (2) 给压力场、温度场和黏度场赋初值;
 - (3) 根据油膜厚度值和润滑剂黏度值计算局部雷诺数 Re ;
 - (4) 计算出相应的湍流润滑方程系数 G_θ 和 G_y ;
 - (5) 求解统一-Reynolds方程得到油膜压力分布;
 - (6) 根据公式(22)判断油膜压力是否收敛, 若收敛则进入下一步, 否则返回(5);
 - (7) 求解能量方程得到温度分布;
 - (8) 根据公式(23)判断油膜温度是否收敛, 若收敛则进入下一步, 否则返回(7);
 - (9) 求解黏温方程得到油膜的黏度分布;
 - (10) 根据公式(24)判断润滑剂黏度是否收敛, 若收敛则进入下一步, 否则返回(3);
 - (11) 计算轴承润滑性能参数并输出结果。
- 轴承湍流润滑的计算流程如图2所示。

为了验证本文中应用的统一-Reynolds方程和相应的有限差分求解的正确性, 针对文献[26]中结构参数满足 $c/R_2=0.003$ 、 $L/D=1$ 的径向滑动轴承进行湍流润滑性能分析计算, 并将计算获得的轴承特性参数索默菲德数 S 与文献中的试验结果进行了对比。径向滑动轴承的整体湍流润滑状态使用平均雷诺数 Re^* 表征。

$$S = \frac{\eta_0 LU}{\pi W} \left(\frac{R_2}{c}\right)^2, Re^* = \frac{\rho U c}{\eta_0}$$

式中: D 为轴颈直径, W 为施加的外载荷。

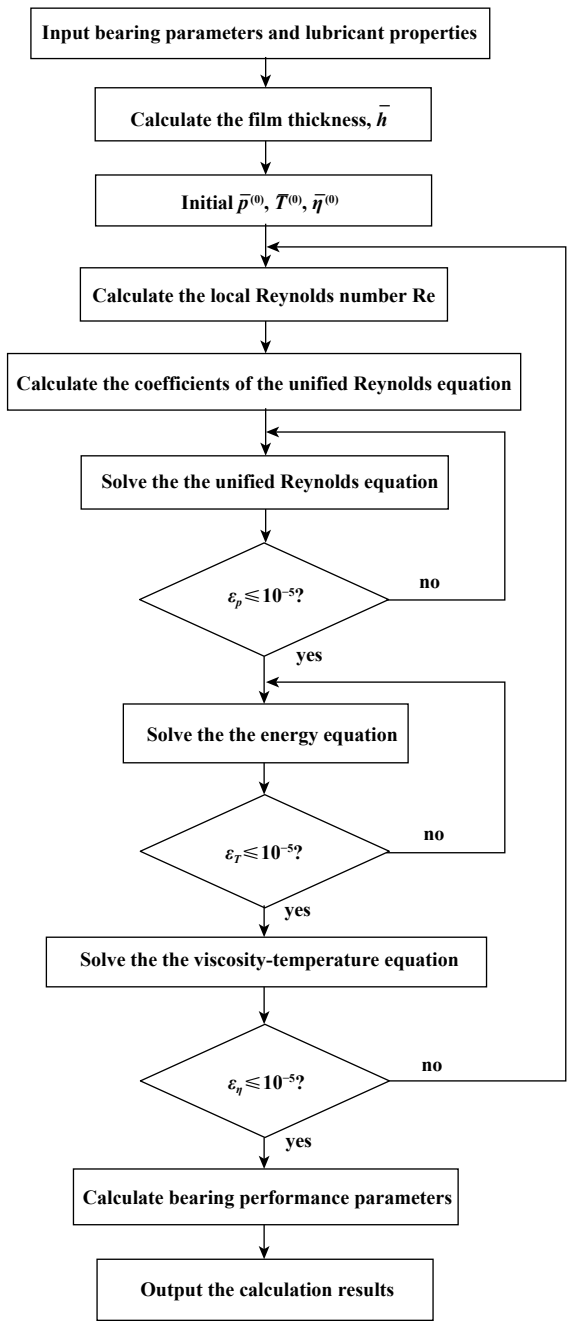


Fig. 2 Flow chart of the turbulent lubrication analysis of misaligned bearing
图2 轴承湍流润滑计算流程

分析计算结果和相应的试验结果对比如图3所示。可以看出, 应用统一-Reynolds方程的计算结果与试验值的一致性良好, 验证了本文中应用的统一-Reynolds方程和有限差分求解程序的正确性。

本文中倾斜轴颈轴承湍流润滑分析采用的轴承与润滑剂基本参数列于表2中。

采用有限差分法求解方程(5)和(7)的过程中, 网格密度是保证计算结果准确性的关键。为了确定合理

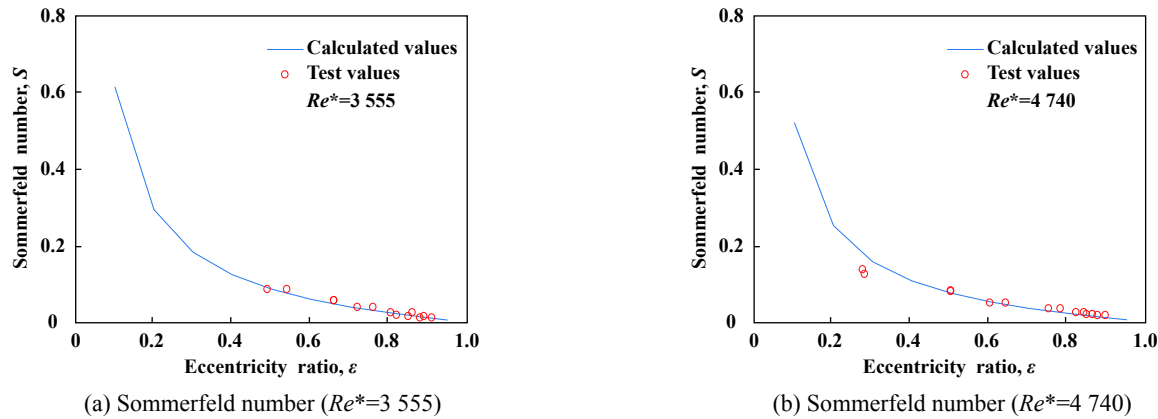


Fig. 3 The variation of Sommerfeld number with eccentricity ratio
图 3 索默菲德数随偏心率的变化

表 2 轴承和润滑剂基本参数

Table 2 Main parameters of bearing and lubricant

Description	Symbol	Specification
Bearing width to journal diameter ratio	L/D	1
Bearing clearance ratio	c/R_2	0.002 2
Density of Lubricant/(kg/m ³)	ρ	762.5
Dynamic viscosity of lubricant at inlet temperature/(mPa·s)	η_0	0.777 75
Inlet lubricant temperature/°C	T_0	40
Inlet lubricant pressure/MPa	P_0	0.05
Bush temperature/°C	T_b	45
Shaft temperature/°C	T_s	45
Specific heat of lubricant/[J/(kg·°C)]	C_p	2 200
Convective heat transfer coefficient of lubricant to bush/[W/(m ² ·°C)]	H_{bo}	7 700
Convective heat transfer coefficient of gas to bush/[W/(m ² ·°C)]	H_{bg}	7 700
Convective heat transfer coefficient of lubricant to shaft/[W/(m ² ·°C)]	H_s	2 400
Axial groove width/(°)	-	10

的差分网格数量, 本文中以表2中的径向滑动轴承($Re^*=2\,000$, $\varepsilon_0=0.8$, $\psi_0=\alpha=0^\circ$, $DM=0$)为研究对象, 进行了多种差分网格数的径向滑动轴承性能参数计算, 计算结果列于表3中. 差分网格数288×92与网格数144×46相比, 最大油膜压力、承载力和摩擦系数的相对误差分别为0.23%、0.27%和0.35%, 计算结果的差异很小, 因此本文中计算采用144×46的差分网格.

3 结果与分析

为了全面深入探讨轴颈倾斜因素对轴承端流润

滑性能的影响, 首先对轴颈倾斜的影响进行研究, 然后对轴颈倾斜和轴承中央截面偏心率的综合影响进行研究, 最后对轴颈倾斜和平均雷诺数的综合影响进行研究.

3.1 轴颈倾斜的影响

图4和图5为不同轴颈倾斜度和轴颈倾斜方位角下轴承的油膜厚度、油膜压力和油膜温度分布.

与轴颈不倾斜相比, 当轴颈倾斜方位角 $\alpha=0^\circ$ 时, 随着轴颈倾斜度(DM)的增大, 轴承油膜的压力峰向轴承一端移动, 轴承一端的轴向油膜温度梯度增大. 虽

表 3 不同网格数量下轴承性能参数计算结果

Table 3 Calculation results of bearing performance parameters under different grid numbers

Number of differential grids (circumferential×axis)	maximum film pressure, $\bar{p}_{\max}$	load capacity, $\bar{F}$	frictional coefficient, $\bar{\mu}_j$
72×22	26.211 7	18.37	1.057 2
144×46	26.302 4	18.45	1.055 3
288×92	26.242 6	18.40	1.059 0

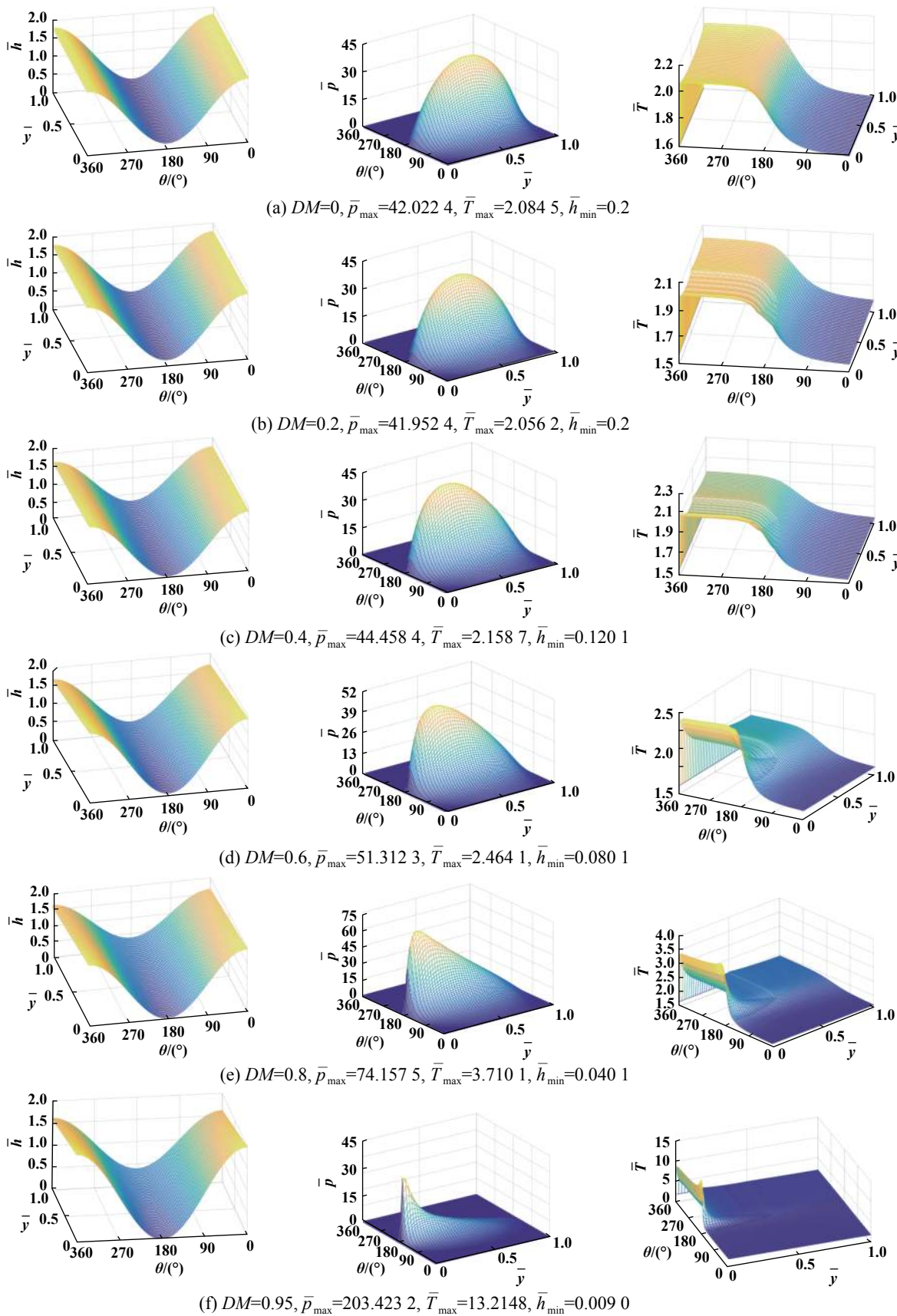


Fig. 4 Distributions of film thickness $\bar{h}$, film pressure $\bar{p}$ and film temperature $\bar{T}$ of journal bearing ($Re^*=5\ 000, \varepsilon_0=0.8, \varphi_0=\alpha=0^\circ$) at different degree of misalignment

图 4 轴承($Re^*=5\ 000, \varepsilon_0=0.8, \varphi_0=\alpha=0^\circ$)在不同轴颈倾斜度下的油膜厚度 $\bar{h}$ 、油膜压力 $\bar{p}$ 和油膜温度 $\bar{T}$ 分布

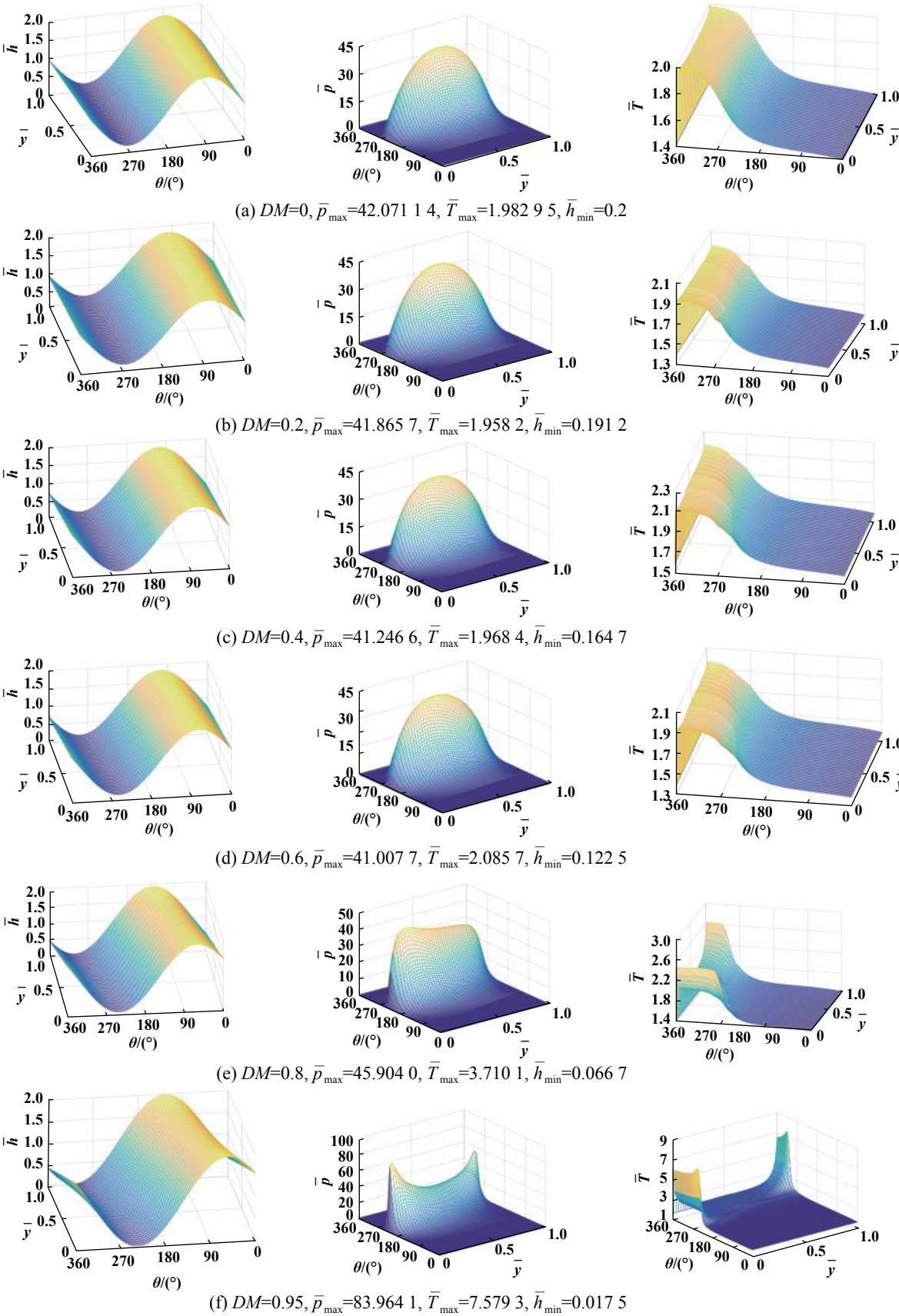


Fig. 5 Distributions of film thickness $\bar{h}$, film pressure $\bar{p}$ and film temperature $\bar{T}$ of journal bearing ($Re^*=5\ 000, \varepsilon_0=0.8, \Psi_0=\alpha=90^\circ$) at different degree of misalignment

图 5 轴承($Re^*=5\ 000, \varepsilon_0=0.8, \Psi_0=\alpha=90^\circ$)在不同轴颈倾斜度下的油膜厚度 $\bar{h}$ 、油膜压力 $\bar{p}$ 和油膜温度 $\bar{T}$ 分布

然 DM 的增大并没有改变位于轴承一端的最小油膜厚度位置, 但是使得最小油膜厚度数值不断减小, 从而造成了最小油膜厚度附近的轴向区域对轴承油膜压力分布的影响越来越大, 出现了轴承油膜的压力峰向轴承一端移动. 同时, 轴承油膜压力峰的移动也导致了轴承一端沿轴向的压力梯度增大, 所以轴承一端的轴向油膜温度梯度增大.

与轴颈不倾斜相比, 当轴颈倾斜方位角 $\alpha=90^\circ$ 时, 随着轴颈倾斜度(DM)的增大, 轴承油膜压力分布逐渐出现了双峰, 且向轴承两端移动, 轴承两端的轴向温度梯度也不断增大. 轴颈倾斜方位角 $\alpha=0^\circ$ 时, 轴颈倾斜发生在 yOz 平面内, 而 $\alpha=90^\circ$ 时, 轴颈倾斜发生在 xOy 平面内, 这时轴颈倾斜形成的油膜厚度分布明显不同. 随着 DM 的增大, 在轴承两端均出现了较小的油膜厚度值, 这使轴承两端附近的轴向区域对轴承油膜压力分布的影响越来越大, 油膜压力分布出现了双峰, 并且随 DM 增大两峰均向轴承的端部移动. 同时, 轴承两端的轴向压力梯度也不断增大, 使得轴承两端的轴向温度梯度不断增大.

在轴颈倾斜度不大时($\alpha=0^\circ$ 时, $DM \leq 0.2$; $\alpha=90^\circ$ 时, $DM \leq 0.6$), 轴颈倾斜度的改变对轴承的最大油膜压力和最高油膜温度影响很小. 随着轴颈倾斜度的增大($\alpha=0^\circ$ 时, $DM > 0.2$; $\alpha=90^\circ$ 时, $DM > 0.6$), 轴承的最小油膜厚度减小, 最大油膜压力和最高油膜温度增大. 特别是在大轴颈倾斜度区域, 较小的轴颈倾斜度增长量会引起最大油膜压力和最高油膜温度的急剧改变, 如 DM 由0.8增大到0.95, 增幅为18.75%, 相应的轴承最大油膜压力增幅为174.31%, 最高油膜温度增幅为256.18%. 这主要是因为在在大轴颈倾斜度下, 最小油膜厚度的数量级较小, 此时较小的轴颈倾斜度增长量会引起较大的最小油膜厚度减幅, 而最小油膜厚度对轴承最大油膜压力影响很大, 最大油膜压力附近的压力梯度对最高油膜温度影响很大.

油膜压力分布随着轴颈倾斜方位的改变而表现出的单双峰情况和随着轴颈倾斜度的变化而表现出的单双峰移动情况与文献[8]中层流润滑情况下油膜压力分布随轴颈倾斜方位角和轴颈倾斜度的变化情况很类似. 而且, 在大轴颈倾斜度下, 较小的轴颈倾斜度增量引起很大的最大油膜压力增幅, 这与文献[12]中给出的层流润滑下最大油膜压力随轴颈倾斜度变化的情况类似. 由此可以看出尽管润滑剂的流动状态由层流变为湍流, 但轴承的油膜压力特征并没有改变.

在很大的轴颈倾斜度($DM=0.95$)下, 轴承最高油

膜温度值很高, 这很容易造成润滑剂和轴承材料失效. 所以, 在轴承的实际使用中要尽量保证较好的对中度, 防止轴承在大轴颈倾斜度下工作.

3.2 轴颈倾斜和轴承中央截面偏心率的综合影响

图6为轴承平均雷诺数 $Re^*=6\ 000$ 时, 不同轴颈倾斜方位角和轴承中央截面偏心率下轴承端流润滑性能随轴颈倾斜度(DM)的变化.

随着轴承中央截面偏心率的增大, 轴承最小油膜厚度随 DM 的变化趋于平缓, 如 $\alpha=0^\circ$ 时, $\varepsilon_0=0.8$ 的最小油膜厚度随 DM 增大的直线斜率为0.2, 而 $\varepsilon_0=0.2$ 的最小油膜厚度随 DM 增大的直线斜率达0.8. 轴承中央截面偏心率较大时($\alpha=0^\circ$ 时, $\varepsilon_0 \geq 0.4$; $\alpha=90^\circ$ 时, $\varepsilon_0 > 0.6$), 随着 DM 的增大, 轴承端泄流量基本保持不变. 轴承中央截面偏心率较大时($\alpha=0^\circ$ 时, $\varepsilon_0 \geq 0.6$; $\alpha=90^\circ$ 时, $\varepsilon_0 \geq 0.4$), 随着 DM 的增大, 摩擦系数基本保持不变.

轴颈倾斜度 DM 不大时, 轴承中央截面偏心率的改变对轴承最大油膜压力增量($\alpha=0^\circ$ 时, $DM < 0.2$; $\alpha=90^\circ$ 时, $DM < 0.6$)、最高油膜温度增量($\alpha=0^\circ$ 时, $DM < 0.4$; $\alpha=90^\circ$ 时, $DM < 0.6$)和承载力增量($\alpha=0^\circ$ 时, $DM < 0.4$; $\alpha=90^\circ$ 时, $DM < 0.6$)基本没有影响. 轴承中央截面偏心率越大, 随着 DM 的增大, 最大油膜压力增量、最高油膜温度增量、承载力增量和稳定工作力矩的增量都越大. 例如, $\alpha=0^\circ$ 时, DM 由0.6增大到0.8, $\varepsilon_0=0.2$ 的最大油膜压力增量为2.33, 最高油膜温度增量为0.22, 承载力增量为0.46, 稳定工作力矩增量为0.29; 而 $\varepsilon_0=0.8$ 的最大油膜压力增量为22.11, 最高油膜温度增量为1.53, 承载力的增量为2.93, 稳定工作力矩的增量为1.43.

轴承中央截面偏心率的增大, 使得轴承最小油膜厚度量级减小, 而且最大油膜压力对越小的最小油膜厚度量级的敏感度越大, 所以轴承中央截面偏心率越大, 在相同的 DM 增量下, 最大油膜压力的增量越大. 由于相应的轴承油膜压力梯度增量也增大, 因此最高油膜温度的增量也越大. 由公式(14)和(20)可以判断轴承承载力和稳定工作力矩的增量变化决定于油膜压力, 所以轴承承载力和稳定工作力矩的增量变化与最大油膜压力保持一致. 可见, 增大轴承中央截面偏心率对轴颈倾斜因素造成的轴承端流润滑性能影响有扩大作用.

3.3 轴颈倾斜和轴承平均雷诺数的综合影响

图7为不同平均雷诺数下轴承润滑性能随轴颈倾斜度(DM)的变化.

可见, 最小油膜厚度随轴颈倾斜度的变化关系不

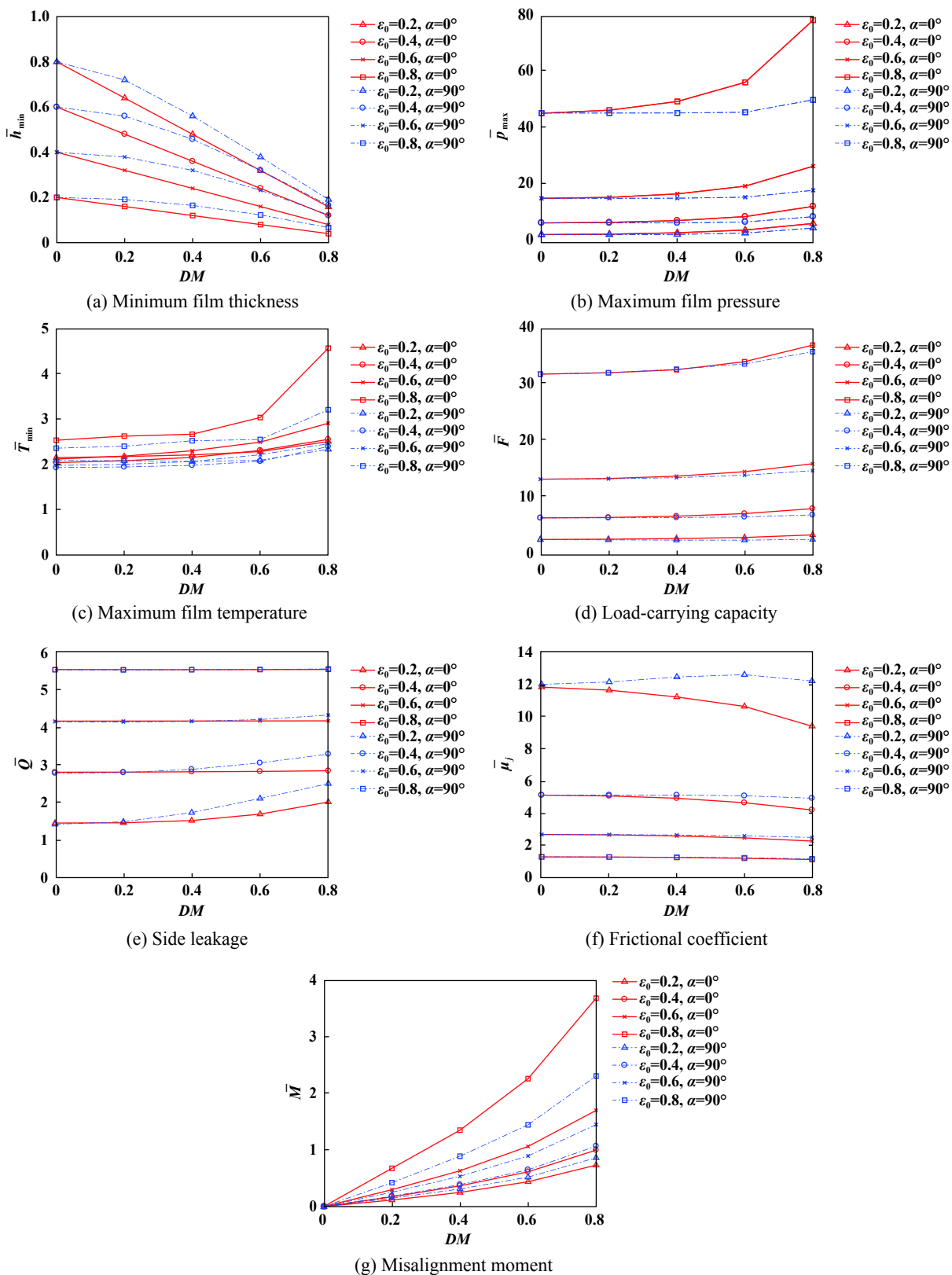


Fig. 6 Variation of turbulent lubrication performance parameters with DM for different ε_0 and α ($Re^* = 6\ 000$)

图6 不同轴承中央截面偏心率和轴颈倾斜方位角下轴承湍流润滑性能参数随轴颈倾斜度的变化($Re^* = 6\ 000$)

受平均雷诺数影响. 平均雷诺数的改变, 就是改变轴承转速, 对轴承的轴颈位置没有任何影响, 所以最小

油膜厚度不受平均雷诺数变化的影响. 不管平均雷诺数如何改变, 端泄流量随 DM 的增大保持不变. 随着

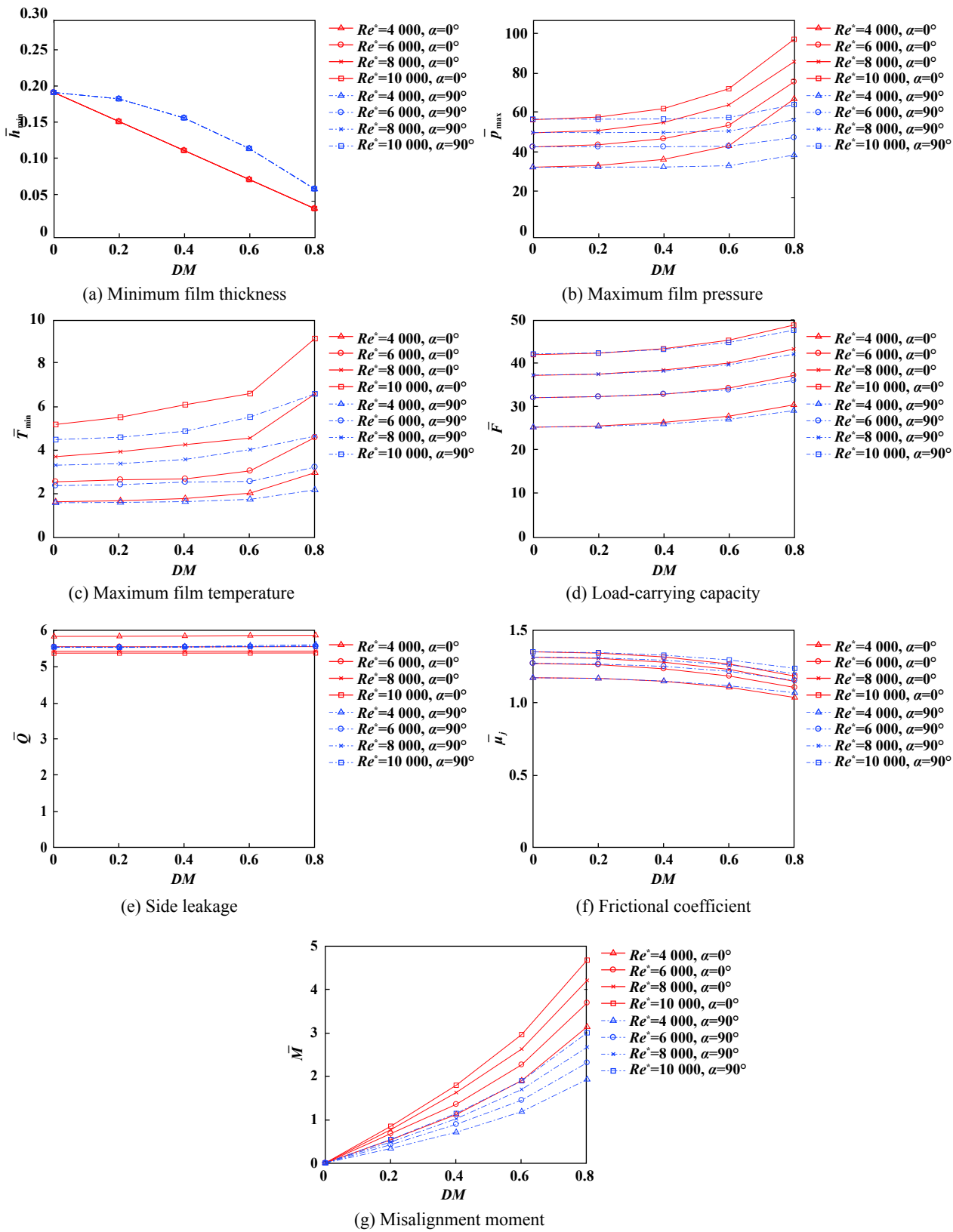


Fig. 7 Variation of turbulent lubrication performance parameters with DM for different Re^* ($\varepsilon_0=0.8$)

图 7 不同平均雷诺数下轴承端流润滑性能参数随轴颈倾斜度的变化($\varepsilon_0=0.8$)

DM 的增大, 摩擦系数的减量随平均雷诺数的增大而增大。当 $\alpha=0^\circ$ 时, DM 由0.6增大到0.8, $Re^*=4\,000$ 下的摩

擦系数减量0.070, 而 $Re^*=10\,000$ 下的摩擦系数减量为0.083。

随着 DM 的增大,轴承最大油膜压力、最高油膜温度、承载力和稳定工作力矩的增量随平均雷诺数的增大而增大。当 $\alpha=0^\circ$ 时, DM 由0.6增大到0.8, $Re^*=4\ 000$ 下的最大油膜压力增量为23.87,最高油膜温度增量为0.94,承载力增量为2.62和稳定工作力矩增量为1.24;而 $Re^*=10\ 000$ 下的最大油膜压力增量为25.12,最高油膜温度增量为2.53,承载力增量为3.5和稳定工作力矩增量为1.72。

平均雷诺数增大,对应的轴颈表面速度增大,使得方程(7)中 G_θ 和 G_y 的数值减小,而且在较大平均雷诺数基础上增大平均雷诺数时, G_θ 和 G_y 数值的减幅更大。所以,平均雷诺数越大,在相同的 DM 增量下,最大油膜压力的增量越大。由于相应的油膜压力梯度增量也增大,与此同时轴颈表面速度随着平均雷诺数的增大而增大,因此最高油膜温度的增量也越大。根据公式(14)和(20),轴承承载力和稳定工作力矩的增量变化与最大油膜压力的增量变化一致。可见,增大轴承平均雷诺数对轴颈倾斜因素造成的轴承湍流润滑性能影响有扩大作用。

4 结论

a. 轴颈倾斜度较大时,较小的轴颈倾斜度增幅会导致较大的最小油膜厚度减幅、最大油膜压力增幅和最高油膜温度增幅。

b. 轴颈倾斜方位角 $\alpha=0^\circ$ 时,轴承油膜压力分布的单峰随着轴颈倾斜度的增大向轴承端部移动,轴承的一端出现随轴颈倾斜度增大而不断增大的轴向温度梯度; $\alpha=90^\circ$ 时,轴承的油膜压力分布出现双峰,随着轴颈倾斜度的增大两峰反向向轴承端部移动,轴承两端都出现随轴颈倾斜度增大而不断增大的轴向温度梯度。

c. 轴颈倾斜度较大时,相同轴颈倾斜度增量下轴承最大油膜压力、最高油膜温度、承载力和稳定工作力矩的增量都随轴承中央截面偏心率的增大而增大。轴承中央截面偏心率较大时,轴承端泄流量和摩擦系数基本不随轴颈倾斜度的变化而变化。

d. 相同轴颈倾斜度增量下,轴承最大油膜压力增量、最高油膜温度增量、承载力增量、摩擦系数减量和稳定工作力矩增量都随平均雷诺数的增大而增大。不同平均雷诺数下,轴承端泄流量随轴颈倾斜度的增大基本保持不变。

e. 轴颈倾斜对径向滑动轴承湍流润滑性能有明显影响,因此在湍流润滑轴承的性能分析中需要考虑

轴颈倾斜因素的影响,以提高分析研究的准确性。

参考文献

- [1] Wu Zongze, Gao Zhi. Mechanical design[M]. Second Edition. Beijing: Higher Education Press, 2009: 60–94(in Chinese) [吴宗泽, 高志. 机械设计[M]. 第2版. 北京:高等教育出版社, 2009: 60–94].
- [2] Wen Shizhu, Huang Ping. Tribology principle[M]. First Edition. Beijing: Tsinghua University Press, 1990: 52–73(in Chinese) [温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 第1版. 北京:清华大学出版社, 1990: 52–73].
- [3] Zhang Zhiming, Zhang Yanyang, Xie Youbai, et al. Hydrodynamic lubrication theory of plain bearings[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986: 120–143(in Chinese) [张直明, 张言羊, 谢友柏, 等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986: 120–143].
- [4] Taylor C M, Dowson D. Turbulent lubrication theory-application to design[J]. Asme Journal of Tribology, 1974, 96(1): 36–46.
- [5] Fu Jiangfeng, Li Kun, Li Huacong, et al. Optimization design of fuel pump sliding bearing based on the analysis of lubrication characteristics[J]. Tribology, 2018, 38(5): 512–520 (in Chinese) [符江锋, 李昆, 李华聪, 等. 基于润滑特性仿真的燃油泵滑动轴承优化设计[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(5): 512–520]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.05.003.
- [6] Song Zhixiang, Liu Ying, Guo Fei, et al. Influence of centrifugal deformation of thrust collar in water-lubricated tilting-pad thrust bearings of nuclear canned pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(1): 127–135 (in Chinese) [宋智翔, 刘莹, 郭飞, 等. 屏蔽式核主泵水润滑可倾瓦推力轴承推力盘的离心效应[J]. 机械工程学报, 2018, 54(1): 127–135].
- [7] Ji F, Guo Y, Yuan X Y, et al. Turbulent model analysis and experimental research for lubrication performance of large power units journal bearing[C]. In: 20094th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, Xi'an, 2009: 206–210
- [8] Shenoy B S, Pai R. Stability characteristics of an externally adjustable fluid film bearing in the laminar and turbulent regimes[J]. Tribology International, 2010, 43(9): 1751–1759. doi: 10.1016/j.triboint.2010.04.015.
- [9] Sun J, Gui C L. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation[J]. Tribology International, 2004, 37(10): 841–848. doi: 10.1016/j.triboint.2004.05.007.
- [10] Sun J, Gui C L, Li Z, et al. Influence of journal misalignment caused by shaft deformation under rotational load on performance of journal bearing[J]. Journal of Engineering Tribology, 2005, 219(4): 275–283.
- [11] Lv F, Rao Z, Na T, et al. Mixed-lubrication analysis of thin polymer film overlaid metallic marine stern bearing considering wall slip and journal misalignment[J]. Tribology International, 2017, 109: 390–397. doi: 10.1016/j.triboint.2017.01.008.

- [12] Lv F, Jiao C, Na T, Rao Z, et al. Mixed-lubrication analysis of misaligned bearing considering turbulence[J]. Tribology International, 2018, 119: 19–26. doi: [10.1016/j.triboint.2017.10.030](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.10.030).
- [13] Vijayaraghavan D, Keith T G. Analysis of a finite grooved misaligned journal bearing considering cavitation and starvation effects[J]. ASME Journal of Tribology, 1990, 112(1): 60–67. doi: [10.1115/1.2920231](https://doi.org/10.1115/1.2920231).
- [14] Guha S K. Analysis of steady-state characteristics of misaligned hydrodynamic journal bearings with isotropic roughness effect[J]. Tribology International, 2000, 33(1): 1–12. doi: [10.1016/S0301-679X\(00\)00005-0](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00005-0).
- [15] Mallya R, Shenoy S B, Pai R. Steady state characteristics of misaligned multiple axial groove water-lubricated journal bearing[J]. IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(6): 712–722. doi: [10.1177/1350650114560833](https://doi.org/10.1177/1350650114560833).
- [16] Sun Jun, Wang Zhenhua, Gui Changlin, et al. Elastohydrodynamics lubrication analysis of misaligned journal bearing considering surface roughness[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(18): 2203–2208 (in Chinese) [孙军, 王震华, 桂长林, 等. 计及表面形貌的倾斜轴颈轴承弹性流体动力润滑分析[J]. 中国机械工程, 2008, 19(18): 2203–2208]. doi: [10.3321/j.issn:1004-132X.2008.18.015](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-132X.2008.18.015).
- [17] Constantinescu V N. On turbulent lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1959, 173(1): 881–900. doi: [10.1243/PIME_PROC_1959_173_068_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1959_173_068_02).
- [18] Ng C W, Pan C H T. A linearized turbulent lubrication theory[J]. Journal of Fluids Engineering, 1965, 87(3): 675–682.
- [19] Elrod H G, Ng C W. A theory for turbulent fluid films and its application to bearings[J]. ASME Journal of Tribology, 1967, 1(3): 346–362.
- [20] Hirs G G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricant films[J]. ASME Journal of Tribology, 1973, 95(2): 137–145.
- [21] Constantinescu V N. Basic relationships in turbulent lubrication and their extension to include thermal effects[J]. Journal of Lubrication Technology, 1973, 95(2): 147–154. doi: [10.1115/1.3451755](https://doi.org/10.1115/1.3451755).
- [22] Sang M C. Thermohydrodynamic lubrication analysis of high-speed journal bearing considering variable density and variable specific heat[J]. Tribology International, 2004, 37(5): 405–413. doi: [10.1016/j.triboint.2003.12.009](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2003.12.009).
- [23] Khonsari M M, Beaman J J. Thermohydrodynamic analysis of laminar incompressible journal bearings[J]. ASME Transactions, 1986, 29(2): 141–150. doi: [10.1080/05698198608981671](https://doi.org/10.1080/05698198608981671).
- [24] Sang M C, Ha D H. Study on mixing flow effects in a high-speed journal bearing[J]. Tribology International, 2001, 34(6): 397–405. doi: [10.1016/S0301-679X\(01\)00030-5](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(01)00030-5).
- [25] Taylor C M. Turbulent lubrication theory applied to fluid film bearing design[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 1969, 184(12): 40–47. doi: [10.1243/PIME_CONF_1969_184_368_02](https://doi.org/10.1243/PIME_CONF_1969_184_368_02).
- [26] Frene J, Arghir M, Constantinescu V. Combined thin-film and navier-stokes analysis in high Reynolds number lubrication[J]. Tribology International, 2006, 39(8): 734–747. doi: [10.1016/j.triboint.2005.07.004](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.07.004).