

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.03.044

计入空化效应的新型动静压轴承热动力分析*

杨莹 路长厚

(山东大学机械工程学院, 济南 250061)

【摘要】 基于气液两相流空穴模型,建立了螺旋油楔动静压轴承的热流体动力润滑数学模型。采用有限差分法,数值求解了广义雷诺方程、简化油膜能量方程及轴瓦热传导方程,研究了油膜压力分布以及供油温度和供油压力对轴承内表面温度的影响。结果表明:油膜破裂面积沿轴向先减小后增大,破裂位置沿圆周方向有一定的偏移,距离的大小与螺旋角有关;供油温度对轴承内表面温度的分布影响较大,而供油压力的影响相对较小。

关键词: 动静压轴承 螺旋油楔 热动力 空化效应 两相流模型

中图分类号: TH113.31 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)03-0215-04

Thermohydrodynamic Analysis on Novel Journal Bearing Considering Cavitating Effects

Yang Ying Lu Changhou

(School of Mechanical Engineering, Shandong University, Ji'nan 250061, China)

Abstract

Based on the two-phase flow cavitation model, a numerical model of the thermohydrodynamic lubrication of spiral-oil wedge hybrid journal bearing was built up. By using finite differential method, the generalized Reynolds equation, simplified energy equation of oil film and heat conduction equation of the bush were solved. The pressure distribution of oil film and the influences of supply temperature and supply pressure on bush inner surface temperature were carried out. The results indicated that rupture area of oil film initially increased, then decreased. The rupture location in circumferential direction moved a distance which related to spiral angle. Supply temperature had a great effect on the bush inner surface temperature distribution, but contrarily, supply pressure had a little effect.

Key words Hybrid journal bearing, Spiral-oil wedge, Thermohydrodynamics, Cavitation, Two-phase flow model

引言

针对高速和轻结构旋转机械的设计需要,滑动轴承热动力的正确预测变得越来越重要。解决这个问题必须联立求解润滑油的能量方程以及轴颈和轴瓦的热传导方程^[1]。同时润滑油在高速旋转过程中容易产生空化效应,国内关于空化效应对轴承热性能的影响的研究还比较少。

多年来,针对油膜润滑中的空化效应,各国学者

做了大量的研究工作。Elrod^[2]根据质量守恒将描述油膜完整区和空穴区的方程统一为通用方程,在计算过程中自动引入空穴边界。Vijayaraghavan等^[3-4]以Elrod算法为基础,对滑动轴承的不同工况进行修正,建立新的算法并求解。Knight^[5]进行了有效长度模型(EL)和气泡模型(GB)两个空穴模型的对比研究,气泡模型数值结果与试验吻合得较好。但是迄今为止,针对轴承腔中润滑油的两相流研究还很少见。

收稿日期:2009-06-15 修回日期:2009-10-28

* 国家“973”重点基础研究发展计划资助项目(2009CB724404)

作者简介:杨莹,博士生,主要从事机电系统检测与控制技术研究, E-mail: ying0729@gmail.com

本文基于气液两相流空穴模型,对广义雷诺方程、简化能量方程及轴瓦热传导方程进行数值分析,获得油膜压力分布,探讨供油温度和供油压力对轴承内表面温度的影响。

1 理论分析

轴承结构如图1所示。轴承配有3个周向均匀分布的螺旋形油腔,每个油腔上各有一个进油孔和一个出油孔。轴承的工作原理是润滑油通过进油孔进入油腔内,在轴承的旋转以及螺旋槽的推进作用下,润滑油一部分进入下一个油腔,而另一部分则直接通过出油孔流出。

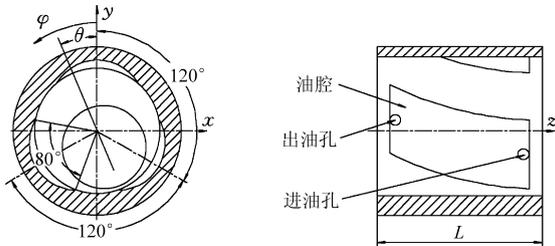


图1 螺旋油楔轴承结构示意图

Fig.1 Sketch of structure of spiral-oil wedge journal bearing

1.1 广义雷诺方程

文献[6]中广义雷诺方程的无量纲形式为

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{h}^3 E_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 E_0 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\partial (E_1 \bar{h})}{\partial \varphi} \quad (1)$$

坐标系 (x, z) 无量纲化

$$\varphi = x/R \quad \bar{z} = z/L$$

其中

$$\bar{h} = \begin{cases} 1 + \varepsilon \cos(\varphi - \theta) + R_1 \cos \gamma_1 / c - \\ R/c + e_1 \cos(\varphi - \alpha) / c & (\text{油腔处}) \\ 1 + \varepsilon \cos(\varphi - \theta) & (\text{封油面处}) \end{cases}$$

$$\cos \gamma_1 = \sqrt{1 - \frac{e_1^2 \sin^2(\varphi - \alpha)}{R_1^2}}$$

$$\alpha = (m-1) \frac{2\pi}{3} + \frac{\bar{z}}{R/L} \tan \beta_0 \quad (m=1, 2, 3)$$

$$\bar{p} = \frac{c^2 p}{\mu_i R^2 \omega} \quad \bar{h} = \frac{h}{c}$$

式中 R ——轴颈半径 L ——轴承长度
 p ——油膜压力 h ——油膜厚度
 μ_i ——供油粘度 ω ——轴颈角速度
 c ——半径间隙 R_1 ——油腔半径
 e_1 ——油腔偏心距 β_0 ——油腔螺旋角

所有变量的无量纲形式统一表示为变量上加“-”。

E_0, E_1 是关于无量纲粘度 $\bar{\mu}$ 的函数,关系式为

$$E_0 = \int_0^1 \frac{\bar{y}^2}{\bar{\mu}} d\bar{y} - \frac{\left(\int_0^1 \frac{\bar{y}}{\bar{\mu}} d\bar{y} \right)^2}{\int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y}} \quad (2)$$

$$E_1 = 1 - \frac{\int_0^1 \frac{\bar{y}}{\bar{\mu}} d\bar{y}}{\int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y}} \quad (3)$$

其中 $\bar{\mu} = \mu/\mu_i$ $\bar{y} = y/h$

式中 μ ——润滑剂粘度

y ——油膜厚度方向坐标

为了获得油膜压力分布,求解式(1)时采用雷诺边界条件:

进油孔处

$$\bar{p}(\varphi_i, \bar{z}) = \bar{p}_s$$

出油孔处

$$\bar{p}(\varphi_o, \bar{z}) = \bar{p}_a$$

轴承两端

$$\bar{p}(\varphi, 0 \text{ 或 } 1) = \bar{p}_a$$

油膜破裂处

$$\bar{p}(\varphi_{rup}, \bar{z}) = 0 \text{ 且 } \left. \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right|_{\varphi = \varphi_{rup}} = 0$$

式中 $\varphi_i, \varphi_o, \varphi_{rup}$ ——进油孔位置、出油孔位置及油膜破裂位置对应的圆周坐标

p_a ——大气压力, $\bar{p}_a = c^2 p_a / (\mu_i R^2 \omega)$

1.2 粘度方程

润滑剂的粘度是与润滑剂温度有关的函数,其无量纲形式为

$$\bar{\mu} = e^{\beta T_i(1-\bar{T})} \quad (4)$$

其中

$$\bar{T} = T/T_i$$

式中 T ——油膜温度 β ——粘温系数

T_i ——进油孔处供油温度

1.3 能量方程

根据文献[7]的试验结果发现,由于温度沿 z 方向的温度变化比较小,因此本文对温度的研究不考虑轴向的变化。无量纲形式的能量方程简化为

$$\bar{h}^2 \left[\bar{y} + \frac{\bar{h}^2}{2\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} (\bar{y}^2 - \bar{y}) \right] \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} = \frac{1}{Pe} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2} + G \bar{\mu} \left[1 + \frac{\bar{h}^2}{2\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} (2\bar{y} - 1) \right]^2 \quad (5)$$

其中 $Pe = \frac{c^2 \rho c_p \omega}{\kappa}$ $G = \frac{\mu_i \omega}{\rho c_p T_i} \left(\frac{R}{c} \right)^2$

式中 ρ ——润滑剂密度

c_p ——润滑剂比热系数

κ ——润滑剂热传导率

为了有效获得油膜温度场分布,根据文献[8]的思路进行分析。首先假设油膜厚度方向的温度近似于 \bar{y} 的二次多项式。

$$\bar{T}(\varphi, \bar{y}) = \bar{T}_b + 2(3\bar{T}_m - \bar{T}_j - 2\bar{T}_b)\bar{y} + 3(\bar{T}_j - 2\bar{T}_m + \bar{T}_b)\bar{y}^2 \quad (6)$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y}=0} = 6\bar{T}_m - 2\bar{T}_j - 4\bar{T}_b \quad (7)$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y}=1} = -6\bar{T}_m + 4\bar{T}_j + 2\bar{T}_b \quad (8)$$

其中 $\bar{T}_m(\varphi) = \int_0^1 T(\varphi, \bar{y}) d\bar{y}$

式中 T_m ——油膜任意位置处的平均温度
 T_j, T_b ——轴颈表面、轴承内表面温度
 对 \bar{y} 在区间 $[0, 1]$ 上进行积分,整理为

$$\frac{6}{Pe}(\bar{T}_j - 2\bar{T}_m + \bar{T}_b) + G\bar{\mu}_m + \frac{Gh^4}{12\bar{\mu}_m} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right)^2 \quad (9)$$

其中 $\bar{\mu}_m(\varphi) = \int_0^1 \bar{\mu}(\varphi, \bar{y}) d\bar{y}$

1.4 轴瓦热传导方程

轴瓦的热传导一般是两维的,即径向和圆周方向。无量纲形式为

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{r}} + \frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (10)$$

其中 $\bar{r} = r/R_{bi}$

式中 T_2 ——轴瓦温度 R_{bi} ——轴承内径
 r ——径向坐标

根据热传导方程的特性,认为

$$\bar{T}_2(\varphi, \bar{r}) = a + b \ln \bar{r} \quad (11)$$

其中, a, b 为关于 φ 的函数,当 $\bar{r} = 1$ 时, $a = \bar{T}_b$; 当 $\bar{r} =$

$$\frac{R_{bo}}{R_{bi}} = \bar{R}_{bo} \text{ 时, } b = (\bar{T}_a - \bar{T}_b) / \ln \bar{R}_{bo}.$$

式中 R_{bo} ——轴承外径 T_a ——大气温度

因此,轴瓦的温度为

$$\bar{T}_2(\varphi, \bar{r}) = \bar{T}_b(\varphi) + \frac{\bar{T}_a - \bar{T}_b(\varphi)}{\ln \bar{R}_{bo}} \ln \bar{r} \quad (12)$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{r}} \right|_{\bar{r}=1} = \frac{\bar{T}_a - \bar{T}_b}{\ln \bar{R}_{bo}} \quad (13)$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{r}} \right|_{\bar{r}=\bar{R}_{bo}} = \frac{\bar{T}_a - \bar{T}_b}{\bar{R}_{bo} \ln \bar{R}_{bo}} \quad (14)$$

边界条件:

(1) 润滑剂与轴瓦接触表面,根据热量的连续性可知

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial \bar{r}} \right|_{\bar{r}=1} = - \left. \frac{\kappa R_{bi}}{\kappa_b c h} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y}=0} \quad (15)$$

式中 κ_b ——轴承热传导率

将式(7)、(13)代入式(15)整理为

$$\bar{T}_b(\varphi) =$$

$$\frac{\kappa_b c h \bar{T}_a + \kappa R_{bi} [6\bar{T}_m(\varphi) - 2\bar{T}_j] \ln \bar{R}_{bo}}{\kappa_b c h + 4\kappa R_{bi} \ln \bar{R}_{bo}} \quad (16)$$

(2) 润滑剂与轴颈接触表面,根据文献[9],假设两者之间没有热量交换,则满足下述方程为

$$\int_0^{2\pi} \frac{1}{h} \left. \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y}=1} d\varphi = 0 \quad (17)$$

将式(8)代入式(17)整理为

$$\bar{T}_j = \frac{\int_0^{2\pi} [-1.5\bar{T}_m(\varphi) + 0.5\bar{T}_b(\varphi)] d\varphi}{\int_0^{2\pi} \frac{1}{h} d\varphi} \quad (18)$$

(3) 根据文献[10],进油孔处油膜温度、进油孔处轴瓦温度分别为

$$\bar{T}|_{\varphi=\varphi_i} = \bar{T}_b|_{\varphi=\varphi_i} + (\bar{T}_j - \bar{T}_b|_{\varphi=\varphi_i})\bar{y} \quad (19)$$

$$\bar{T}_2|_{\varphi=\varphi_i} = \frac{T_i}{T_i} = 1 \quad (20)$$

2 空穴模型

根据文献[11]试验结果可知,油膜空穴区由2部分组成:油膜破裂与再形成之间的条形流以及粘附在轴颈表面的层流。本文假设空穴区为气液两相共同存在的流动状态,即蒸汽和润滑油的混合物,其物理参数以气液两相流的平均特性来替代。密度

$$\rho = (1 - \gamma)\rho_g + \gamma\rho_l \quad (21)$$

其他物理参数

$$\psi = \frac{\psi_g \psi_l}{(1 - \gamma)\psi_l + \gamma\psi_g} \quad (22)$$

其中 $\gamma = \bar{h}_{rup}/\bar{h}$ ($\gamma = 1$ 完整油膜区)

式中 γ ——液体体积分

h_{rup} ——油膜破裂处厚度

ψ ——粘度、传导率和比热系数,下标 l 和 g 分别表示液体和蒸汽

3 计算结果与分析

根据所建立的数学模型进行了一系列数值计算。给出一组仿真结果,主要工况参数为: $L/D = 1.1, R = 0.05 \text{ m}, c = 0.00002 \text{ m}, R_{bo} = 0.069 \text{ m}, \rho_l = 860 \text{ kg/m}^3, n = 2000 \text{ r/min}, \kappa_l = 0.13 \text{ W/(m}\cdot\text{C)}, \mu_i = 0.0277 \text{ Pa}\cdot\text{s} (T_i = 40\text{C}), \beta = 0.0341, \kappa_b = 75.0 \text{ W/(m}\cdot\text{C)}$ 。此外,蒸汽的特性参数与润滑油的关系式为

$$\frac{\rho_g}{\rho_l} = 1.4 \times 10^{-3} \quad \frac{\mu_g}{\mu_l} = 1.1 \times 10^{-3}$$

$$\frac{\kappa_g}{\kappa_l} = 0.017 \quad \frac{c_{pg}}{c_{pl}} = 0.5$$

为了对本文计算方法进行检验,利用文献[1]

给出的试验条件,在相同的润滑状态和工况下进行了计算分析。计算中所需要的一些轴承结构参数见文献[1]。图2所示为文献[1]的试验结果与本文结果的比较。通过对比发现,当圆周位置趋于收敛区域时,即最小油膜厚度处,理论结果与试验结果有一些误差;相反当趋于发散区时,吻合得比较好,总体来说误差是可以接受的。这也从另一方面很好地验证了本文的计算方法和结果。

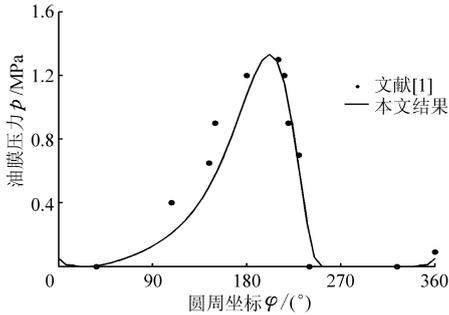


图2 油膜压力分布

Fig. 2 Pressure distribution of oil film

图3给出了不同轴截面处的油膜压力分布。可以看出,油膜压力沿轴向是先增大后减小,变化的幅度较小。油膜有3处破裂区域,破裂区域的面积沿轴向先减小后增大,破裂位置沿圆周方向偏移角度与螺旋角变化值基本相同。

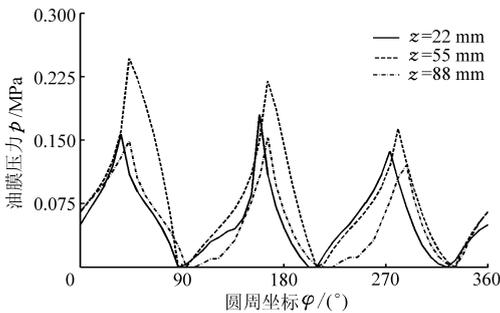


图3 不同截面处的油膜压力分布

Fig. 3 Oil film pressure distribution at different sections

图4所示为供油温度对轴承内表面温度的影响规律。从图中可以看出,随着供油温度的升高,轴承内表面温度有明显升高,升高的幅度略小于供油温度升高的幅度。温度的峰值出现在油腔的封油面处,油腔温度普遍低于封油面上的温度。这主要是由于采用外部供油,封油面处轴承的动压比较小,润滑介质流动不畅而引起温度上升。

图5为供油压力对轴承内表面温度的影响规

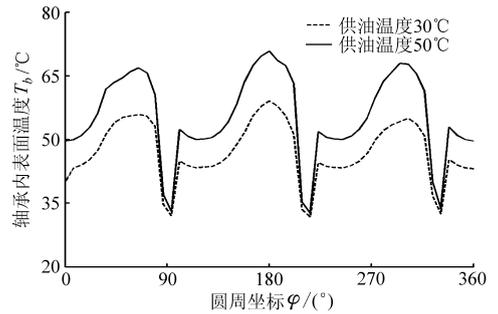


图4 供油温度 T_i 对轴承内表面温度 T_b 的影响规律

Fig. 4 Influence of the supply temperature T_i on the bush inner surface temperature T_b

律。根据图5可知,供油压力的改变对轴承内表面温度的影响比较小。主要是因为速度是影响油膜温度的主要因素之一。当速度稳定时,摩擦发热与油流带热和传导散热达到平衡,温度场即趋向稳定。速度由 Couette 流和 Poiseuille 流两部分的线性叠加,其中 Poiseuille 流对整个油膜的影响要比 Couette 流小得多。供油压力对压力梯度变化有贡献,而对温度的影响很小。

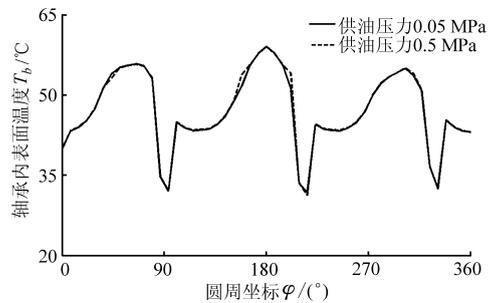


图5 供油压力 p_s 对轴承内表面温度 T_b 的影响规律

Fig. 5 Influence of the supply pressure p_s on the bush inner surface temperature T_b

4 结论

(1) 油膜破裂面积沿轴向先减小后增大,破裂位置沿圆周方向有一定的偏移,距离的大小与螺旋角有关。

(2) 供油温度对轴承内表面温度的影响比较大,温度的峰值出现在轴承封油面处,油腔温度普遍低于封油面温度;轴承内表面温度分布受供油压力的影响小。

(3) 将油膜温度分布表达成 \bar{y} 的二次多项式,方法简单,耗时少。

参 考 文 献

- Gandjalikhan Nassab S A, Maneshian B. Thermohydrodynamic analysis of cavitating journal bearings using three different cavitation models[C]//Proceedings of the IMechE, Part J:Journal of Engineering Tribology, 2007,221(4):501~513.
- Elrod H G. A cavitation algorithm[J]. Lubrication Technology, 1981, 103(3): 350~354.

- Engineering and Applications, 2002(17):95~97. (in Chinese)
- 2 段德全,李俊芬. 基于骨架的三维网格局部编辑[J]. 计算机工程与应用, 2006(33):88~90.
Duan Dequan, Li Junfen. Skeleton-based arithmetic of local edit for 3D meshes[J]. Computer Engineering and Applications, 2006(33):88~90. (in Chinese)
 - 3 周廷方,冯结青,肖春霞,等. 基于层次B样条的网格模型变形技术[J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2006, 18(3):443~450.
Zhou Tingfang, Feng Jieqing, Xiao Chunxia, et al. Mesh deformation with hierarchical B-splines[J]. Journal of Computer-aided Design & Computer Graphics, 2006, 18(3):443~450. (in Chinese)
 - 4 秦绪佳,王青,华炜,等. 网格模型的局部编辑算法[J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2004, 16(4):444~448.
Qin Xujia, Wang Qing, Hua Wei, et al. Local editing algorithm for mesh models[J]. Journal of Computer-aided Design & Computer Graphics, 2004, 16(4):444~448. (in Chinese)
 - 5 孙殿柱,范述鑫,李延瑞,等. 三角网格细分曲面数控加工刀轨快速生成算法[J]. 农业机械学报, 2009, 40(3):218~221.
Sun Dianzhu, Fan Shuxin, Li Yanrui, et al. Algorithm of NC tool path generation for triangular meshing subdivision surface [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(3):218~221. (in Chinese)
 - 6 孙殿柱,朱昌志,李延瑞,等. 散乱点云局部型面参考数据的快速查询算法[J]. 农业机械学报, 2009, 40(5):218~221.
Sun Dianzhu, Zhu Changzhi, Li Yanrui, et al. Algorithm of local model reference data querying for scattered points [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(5):218~221. (in Chinese)
 - 7 姜献峰,鲁聪达. 复杂曲面的5次三角域Bezier曲面拼接[J]. 浙江工业大学学报, 2000, 28(增刊):37~40.
Jiang Xianfeng, Lu Congda. Surface modeling with triangular surface patch of 5 degree [J]. Journal of Zhejiang University of Technology, 2000, 28(Sup.):37~40. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 218 页)

- 3 Vijayaraghavan D, Keith T G. Development and evaluation of cavitation algorithm[J]. Tribology Transactions, 1989, 32(2):225~233.
- 4 Bruno V, Maspeyrot P, Frene J. Cavitation in dynamically loaded journal bearings using mobility method[J]. Wear, 1996, 193(2):155~162.
- 5 Knight J D, Niewiarowski A J. Effects of two film rupture models on the thermal analysis of a journal bearing[J]. Tribology, 1990, 112(4):183~188.
- 6 Syverud T. Experimental investigation of the temperature fade in the cavitation zone of full journal bearings[J]. Tribology International, 2001, 34(12):859~870.
- 7 Ferron J, Frene J, Boncompain R. A study of the thermohydrodynamic performance of a plain journal bearing comparison between theory and experiments[J]. Lubrication Technology, 1983, 105(2):422~428.
- 8 Knight J D, Ghadimi P. Analysis and observation of cavities in a journal bearing considering flow continuity[J]. Tribology Transactions, 2001, 44(1):88~96.
- 9 Dowson D, Hudson J, Hunter B, et al. An experimental investigation of the thermal equilibrium of steadily loaded journal bearings[C]//Proc. Inst. Mech. Eng., Part 3B, 1966~1967:70~80.
- 10 El-Deihi M K I, Gethin D T. A thermohydrodynamic analysis of a twin axial groove bearing under different loading directions and comparison with experiment[J]. Tribology, 1992, 114(2):304~310.
- 11 Heshmat H. The mechanism of cavitation in hydrodynamic lubrication[J]. Tribology Transactions, 1991, 34(22):177~180.