

文章编号: 1000-8055(2009)08-1893-06

可倾瓦径向滑动轴承绝热瞬态过程分析

马希直¹, 朱 均²

(1. 南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016;

2. 西安交通大学 润滑理论及轴承研究所, 西安 710049)

摘 要: 为了研究可倾瓦径向轴承在载荷扰动下的绝热瞬态行为, 对瞬态油膜压力和温度分布采用了时变的 Reynolds 方程和能量方程, 建立了轴颈及瓦块动力学方程. 应用有限差分及 Newton-Raphson 法对方程联立求解, 模拟了阶跃载荷冲击工况下可倾瓦径向轴承热瞬态非线性响应过程. 给出瞬态过程中油膜最高温度、最小膜厚等参数的变化规律. 结论认为瞬态过程中, 油膜温度和膜厚变化量较大, 油膜温度和膜厚响应有一定的超调量, 瞬态过程中有可能因油膜温升过高或膜厚太小而导致失效.

关 键 词: 热瞬态; 可倾瓦; 径向轴承; 响应; 温度

中图分类号: TH133. 3

文献标识码: A

Study on adiabatic transient behavior of tilting-pad journal bearing

MA Xi-zhi¹, ZHU Jun²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Theory of Lubrication and Bearing Institute,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The purpose of this paper is to study the thermal behavior of a tilting-pad journal bearing subject to a sudden dynamic load. The time-dependent Reynolds equation and energy equation were used to analyze the transient pressure and temperature of the oil film during this period. The dynamic equations were developed to simulate the motion of journal and pads. These equations with initial conditions were solved numerically using finite differential methods and the Newton-Raphson iterative scheme simultaneously. The nonlinear thermal transient response of tilting-pad bearing was simulated under a step load function. The change of maximum film temperature and minimum film thickness as well as other parameters were presented. Oil film temperatures and film thickness were found to vary considerably, and there existed some overshoot in the responses of maximum temperature and minimum film thickness, leading possibly to the damage of bearing during the transient period.

Key words: thermal transient; pivot pads; journal bearing; response; temperature

符号说明

p —油膜压力 (Pa);
 t —油膜温度 (°C);
 x, y —轴心坐标 (m);
 h —油膜厚度 (m);

B —轴承长度 (m);
 R —轴颈半径 (m);
 C —轴承径向间隙 (m);
 μ —润滑油的黏度 (Pa·s);

收稿日期: 2008-08-21; 修订日期: 2009-01-18

作者简介: 马希直 (1964-), 男, 陕西耀县人, 副教授, 博士, 主要从事流体动力润滑理论及轴承技术研究.

1.2 绝热瞬态能量方程

瞬态能量方程^[14]的形式如下:

$$\frac{\partial \bar{t}}{\partial \tau} + \left(\omega - \frac{\bar{h}^2}{3\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \bar{t}}{\partial \phi} - \lambda \frac{\bar{h}^2}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \frac{\partial \bar{t}}{\partial z} =$$
$$\frac{\omega^2 \mu}{\bar{h}^2} + \frac{\bar{h}^2}{3\mu} \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

温度无量纲相对单位

$$t_0 = \frac{2\mu_0 \omega R^2}{\rho_v \psi \beta}$$

边界条件

$$\bar{t} \Big|_{r=R_1} = \bar{t}_a$$

1.3 膜厚及单瓦承载能力公式

膜厚公式^[14]

$$\bar{h}_i = 1 - m \cos(\beta_i - \phi_j) + \varepsilon \cos(\phi_i - \theta) -$$
$$\frac{\delta_i \sin(\beta_i - \phi_j)}{\psi} \quad (3)$$

对油膜压力进行积分,得载荷公式

$$\bar{W}_x = \iint \left(\cos \phi \right) r \mathrm{d}\phi \mathrm{d}z$$
$$\bar{W}_y = \iint \left(\sin \phi \right) r \mathrm{d}\phi \mathrm{d}z$$
$$\bar{W} = \sqrt{\bar{W}_x^2 + \bar{W}_y^2} \quad (4)$$

无量纲相对单位

$$W = W_0 \bar{W}, \quad W_0 = \frac{2\mu_0 \omega DL}{\psi \beta}$$

1.4 径向轴承运动方程

根据动力学原理建立轴颈的运动学方程如下:

$$\bar{m}_j \dot{\bar{x}} = \bar{W}_x - \bar{F}_x$$
$$\bar{m}_j \dot{\bar{y}} = \bar{W}_y - \bar{F}_y \quad (5)$$

同理可以建立瓦块的运动方程如下:

$$\bar{I}_{pi} \ddot{\delta} = \bar{M}_{pi} \quad (6)$$

初始条件为

$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= \bar{x}_0, \quad \dot{\bar{x}} = 0 \\ \bar{y} &= \bar{y}_0, \quad \dot{\bar{y}} = 0 \\ \delta &= \delta_0, \quad \dot{\delta} = 0 \end{aligned} \right|_{\tau=0} \quad (7)$$

其中 $i=1,2,\cdots,n_p$, i 表示瓦块的编号; n_p 表示瓦块的总数.

1.5 载荷表达式

$$\begin{cases} F = F_0 & | \tau \geq 0 \\ F = 0 & | \tau < 0 \end{cases} \quad (8)$$

2 计算参数及求解方法

本文以载荷在瓦块间的 5 瓦可倾瓦轴承为对象进行了分析研究,在计算过程中,由于计算量巨大、时间长,因此在计算中压力场及温度场方程求解采用有限差分法,考虑了进油边的逆流影响,运动微分方程求解采用了 Newton-Raphson 法^[15]. 整个求解过程从初始稳态工作点开始,联立求解多个方程,获得各时刻轴颈和瓦块位置及运动参数,并据此求解油膜压力和温度等参数,依次循环直至达到稳定状态,

具体计算参数见表 1. 载荷为轴承直径方向投影面积上油膜平均压力,计算时取为 3 MPa,轴颈转速为 3 000 r/min. 本文分析方法是对轴承施加一个阶跃载荷,然后模拟轴承在受到冲击后的热瞬态行为,计算中冲击载荷大小以轴承直径上的平均压力表示,取为 1 MPa,冲击载荷方向和 y 轴成 210° 夹角.

表 1 计算参数表

Table 1 Bearing parameters

参数	数值
轴承直径 R/m	0.10
轴承长度 B/m	0.06
轴承间隙比 ψ	0.0013
转子质量 m_j/kg	120.0
瓦块转动惯量 $I_p/10^{-3}(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.43
润滑油黏度 (40 °C) $\mu(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.034
润滑油比定容热容 $c_v/(\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K})$	1906
进油压力 p_a/MPa	0.1
进油温度 $t_a/^\circ\text{C}$	40

3 结果和讨论

经分析得到瞬态过程中油膜参数的响应规律,其中图 2、图 3 是瞬态过程中轴向对称面上各瓦块油膜压力和温度分布,图中位于最下面的 2 号瓦块的油膜压力及温度值比其他瓦块高的多,说明 2 号瓦在轴承中起着最为重要的作用,其工作状态最为严酷.

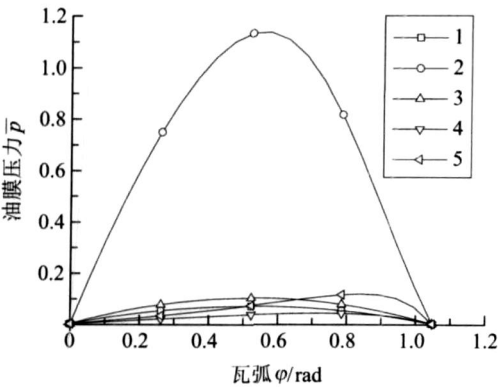


图 2 瓦块油膜压力分布

Fig. 2 Film pressure distribution on the pad

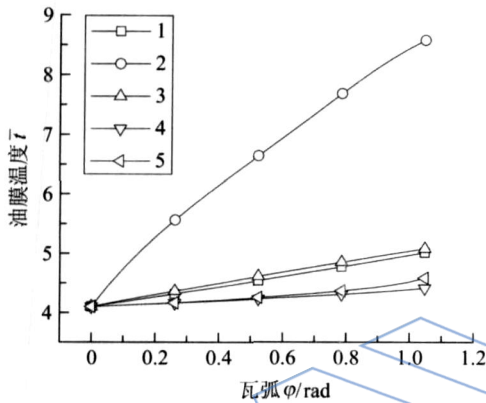


图 3 瓦块油膜温度分布

Fig. 3 Film temperature distribution on the pad

图 4、图 5 是各瓦瞬态过程压力响应曲线,其中图 4 表示轴承受到阶跃载荷冲击后很短时间内的压力变化过程,可以看出主要承载的 2 号瓦在响应开始阶段最大压力增量较大,而 3 号瓦上的压力增量相对较小,1 号、4 号、5 号瓦由于轴心位置远离,膜厚增大,因而油膜压力减小,同时还可看出压力响应可以分成两个阶段:第一阶段如图 4 所示,压力在很短时间就接近稳态压力值,达到了稳态值的 93%;第二阶段,是一个相对较长的响应阶段,在该响应时间内,油膜压力变化相对缓慢,其变化规律如图 5 所示,经分析这是由于油膜系统在载荷冲击下的非线性振荡过程.图 6 是各瓦块油膜温度响应曲线,温度变化和压力变化相比相对缓慢,在整个加载过程中,2 号瓦温升最高,温度变化量约为 9.36 °C,从开始加载到温度达到稳定时的响应时间约为 0.025 s. 图中 2 号、3 号瓦的温度变化曲线随时间上升,这是因为冲击载荷使得 2 号、3 号瓦载荷增加,同理由于轴心的远离,1 号、5 号瓦的平均膜厚增大,其温度随着时间降低.而 4 号瓦由于其位置及载荷作用方

向的原因,压力、温度及膜厚变化较小.由图 6 进一步可知,瞬态温度响应具有一定的超调,高于稳态温度,因此用稳态手段分析瞬态过程不够准确.

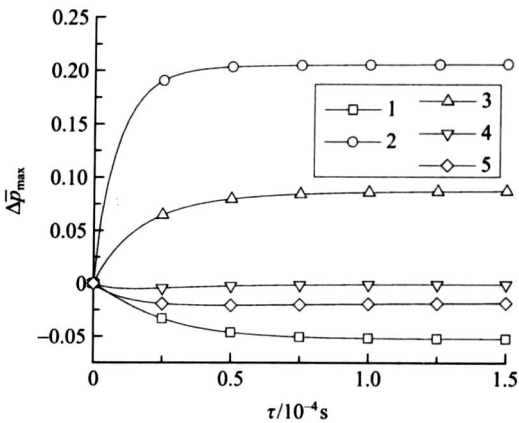


图 4 初始压力响应曲线

Fig. 4 Film pressure response during the initial period

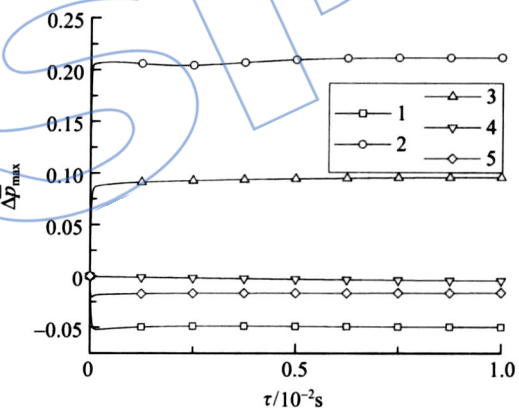


图 5 全过程压力响应曲线

Fig. 5 Evolution of film pressure during the transient period

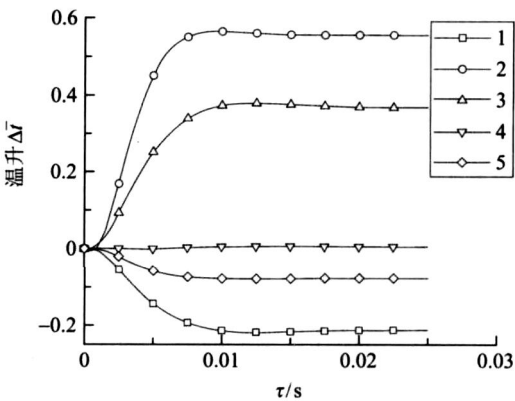


图 6 最高温度响应曲线

Fig. 6 Film highest temperature response

图 7 是加载过程中最小膜厚的响应曲线,由图可知 2 号、3 号瓦最小膜厚随着时间的增加而减小,由于 2 号瓦分担载荷最多,其膜厚变化量最大,最小膜厚减薄约 $4.58\mu\text{m}$,1 号、5 号瓦块的最小膜厚增加,其中 1 号瓦的膜厚增量最大,4 号瓦最小,与图 6 比较,膜厚的响应时间和温度响应时间一致.图 8 是轴颈中心在瞬态过程中的运动规律,在受到冲击载荷后,轴心沿载荷冲击方向按一定规律运动,偏心率随着时间迅速增加,并很快稳定在一个确定位置,这也验证了可倾瓦轴承良好的动力稳定性.

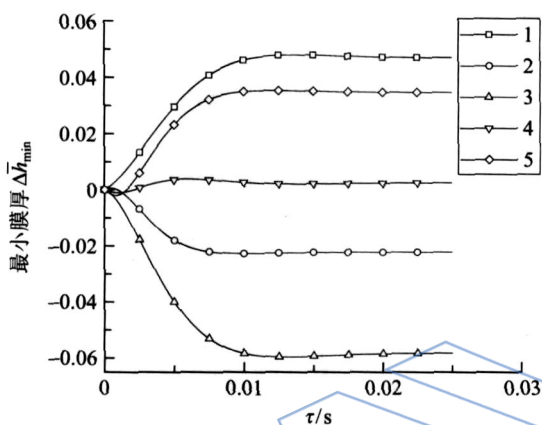


图 7 最小膜厚响应曲线

Fig. 7 Response of minimum film thickness

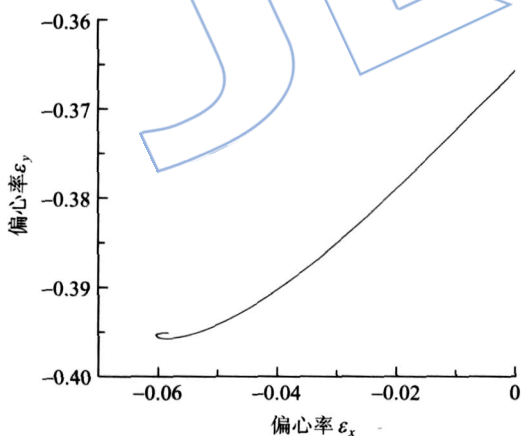


图 8 瞬态过程轴心轨迹

Fig. 8 Transient trajectory of journal center

因篇幅所限,这里仅给出承载能力最大且温度最高的 2 号瓦的摆角响应曲线,如图 9 所示,在受到冲击载荷后,瓦块的摆角迅速减小,并且有一定超调量,最终达到稳态值,其响应时间和温度及膜厚的响应时间一致,摆角的变化量约为 $0.9 \times 10^{-4}\text{rad}$.由此可知,在瞬态过程中,由于轴心和瓦块受到冲击后的运动,导致膜厚的响应有一个超

调,这一额外的膜厚减小,使得润滑油膜温度也出现了稳定计算不能得出的超调.因此这一超调温升和膜厚减小有可能是造成瞬态过程中轴承失效事故较多的原因之一.

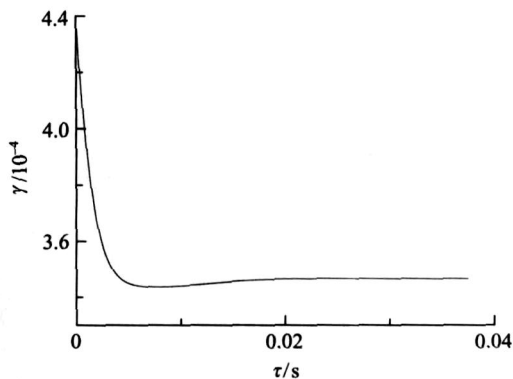


图 9 2 号瓦摆角响曲线

Fig. 9 Response of the pose angle of pad 2

4 结 论

- 1) 建立可倾瓦径向轴承的绝热瞬态计算模型,在此基础上对径向可倾瓦轴承进行了绝热瞬态过程分析,程序结果有效;
- 2) 分析载荷冲击工况下轴承的热瞬态过程,得到了轴承轴向对称线上的油膜压力、温度和膜厚分布及各瓦块油膜最大压力、最高温度和最小膜厚的时间响应特性;
- 3) 给出轴颈在瞬态过程中的轴心轨迹及瞬态过程中各瓦块摆角的响应规律;
- 4) 可倾瓦径向轴承各瓦块油膜温度和膜厚响应都有一定的超调量,所以用稳态方法分析冲击载荷作用下的瞬态油膜温度会引起较大误差.从计算结果可以看出,瞬态过程中的温度和膜厚超调量较大,有可能导致油膜温度过高或者膜厚过小而失效,因此这一因素有可能是造成瞬态过程中轴承失效事故较多的原因之一.

参考文献:

- [1] 朱均. 流体润滑滑动轴承技术的研究动态[J]. 润滑与密封, 1993, 95(1): 62-68.
ZHU Jun. Research trends in tecnology of fluid lubricated sliding bearing[J]. Lubrication Engineering, 1993, 95(1): 62-68. (in Chinese)
- [2] 富彦丽,马希直,朱均. 圆轴承三维热流体动力润滑的研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 469-474.
FU Yanli, MA Xizhi, ZHU Jun. Three-dimensional thermohydrodynamic analysis of circular journal bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(4): 469-474. (in

- Chinese)
- [3] Parajpe R S, Han T. A transient thermohydrodynamic analysis including mass conserving cavitation for dynamically load journal bearings[J]. ASME Journal of Tribology, 1995, 117(3) : 368-378.
- [4] Gadangi K, Palaolo B, Kim J. Transient analysis of plain and tilt pad journal bearings including fluid film temperature effects[J]. ASME Journal of Tribology, 1996, 118(2) :423-440.
- [5] Kucinski B, Fillon M. Transient thermoelastohydrodynamic study of steadily loaded plain journal bearings using finite element method analysis[J]. ASME Journal of Tribology, 2000, 122(1) : 219-226.
- [6] Monmousseau P, Fillon M. Transient thermoelastohydrodynamic analysis for safe operating conditions of a tilting-pad journal bearing during start-up[J]. Tribology International, 2000, 33(1) : 225-231.
- [7] Kudish I. A conformal lubricated contact of cylindrical surfaces involved in a non-steady motion [J]. ASME Journal of Tribology, 2002, 124(1) : 62-71.
- [8] Ettles C M, Seyler J, Bottenschein M. Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators[J]. ASME Journal of Tribology, 2003, 125(4) : 824-832.
- [9] Suya F C, Lagemanna V, Füssera H J. The transient elastohydrodynamic friction analysis of main bearings[J]. Tribology and Interface Engineering, 2005, 48 : 617-626.
- [10] El-Butch A M, Ashour N M. Transient analysis of misaligned elastic tilting-pad journal bearing [J]. Tribology International, 2005, 38(1) : 41-48.
- [11] Bouyer J, Fillon M. Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subject to numerous startups and stops[J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(1) : 205-208.
- [12] Stefani F, Rebora A. Steadily loaded journal bearings: quasi-3D-mass-energy-conserving analysis [J]. Tribology International, 2009, 42(3) :448-460.
- [13] Durany J, Pereira J, Varas F. Numerical solution to steady and transient problems in thermohydrodynamic lubrication using a combination of finite element, finite volume and boundary element methods[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2008, 44(11) : 686-695.
- [14] 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.
- [15] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.