

文章编号: 1000-8055(2010)03-0713-05

载荷扰动下可倾瓦推力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 机械工程学院, 西安 710049)

摘 要: 研究了可倾瓦滑动推力轴承在阶跃载荷扰动下的绝热瞬态行为. 通过对轴承油膜参数及轴承元件的动力学建模, 获得了大载荷扰动工况下可倾瓦推力轴承热瞬态运动参数的非线性响应曲线. 由于瞬态分析中大的计算量及油膜力的非线性, 计算中采用了 Newton-Raphson 法对模型进行求解. 最终给出了瞬态过程中轴承最高温度、最小膜厚等参数的变化规律. 结果表明: 如果设计和运行不当, 轴承有可能因为瞬态过程中温升过高等原因失效.

关 键 词: 热瞬态; 可倾瓦; 推力轴承; 响应; 温度

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

Transient behavior analysis of adiabatic thermal elasto-hydrodynamic lubrication of journal bearing under step load

MA Xi-zhi¹, ZHU Jun²

- (1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Adiabatic thermal transient behavior of tilted pads thrust bearing under abrupt load change was studied in this paper. The models of oil film and the dynamic parameters of the bearing parts were established, and solved by Newton-Raphson methods because of large cpu consumption and nonlinear oil film force. The responses of the bearing kinetic parameters were acquired. The changes of highest film temperature, minimum film thickness and other parameters of oil film were presented during the transient period. The results indicate that the bearing may be damaged if the design parameters are not properly selected.

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

滑动轴承是高速重载设备理想的支承部件, 轴承工作时, 因油膜黏性耗散热不仅会引起润滑油黏度降低, 而且还会造成轴承元件的热变形, 降低轴承承载能力及可靠性, 因此热分析是滑动轴承设计、研究及运行的重要内容之一^[1-2]. 随着生产设备向着大型、高速重载方向发展以及工况参数的复杂化, 轴承在非稳态过程中的失效成为设备故障的一个重要原因, 如大型水轮机组轴承会

在启动、停机以及推力发生波动期间出现烧瓦现象, 使得热瞬态问题成为滑动轴承研究的一个突出问题^[3-6].

轴承热瞬态研究中, 关于轴承径向轴承的研究较多, 其中包括 Paranjpe, Gadangi 及 Monmousseau^[7-11]等人的研究具有代表性, 他们对径向轴承的热瞬态进行了较为全面的研究, 研究了动态载荷作用下, 油膜温度、油膜厚度、承载能力

收稿日期: 2009-03-16; 修订日期: 2009-06-23

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.

等性能参数的变化规律,研究中耦合了油膜的温度、瓦块的导热及变形、轴颈运动状态等因素;但是对于推力轴承的热瞬态过程,研究的论文相对较少,其中具有代表性的是 Ettles^[12],他对大型可倾瓦推力轴承在启动和停车过程中热的影响进行了深入地研究,他认为推力轴承在启动和停车过程中失效的原因是由轴瓦大的热惯性和热变形,但是他没有对推力轴承热瞬态过程进行理论模拟。

实际上,全面的热瞬态研究中,需要考虑的瓦块导热,弹性变形及热变形、运动参数及润滑油性能变化等诸多因素,问题较为复杂。且油膜和瓦块的傅里叶数相差很大,即它们的热惯性有着巨大差别,油膜的小热惯性及动力学计算要求计算步长小,而瓦块大的热惯性又导致响应时间相对很长,因此造成计算工作量巨大。使得完全的瞬态过程在理论分析和工程应用受到一定的限制,通过有关资料分析,滑动轴承中润滑油流动带走了绝大多数耗散热量,而由于瓦块等热传导出的热量仅是其中一小部分。而经过计算分析,瞬态过程中油膜温度很快就达到稳态值,而瓦块温度需要较长时间。因此在绝热假设的基础上对瞬态过程进行研究,即可以避免计算量过大等缺点,仅就油膜温度而言,又可以较为精确的反映热瞬态过程中的真实情况。

本文建立了较为全面的可倾瓦推力轴承绝热瞬态计算模型,考虑了推力盘运动及瓦块的运动状态与油膜瞬态耦合作用,对可倾瓦推力轴承的热瞬态过程进行分析,给出了可倾瓦推力轴承在绝热瞬态过程中的性能变化规律以及热对瞬态过程的影响,对滑动轴承设计和运行有一定参考作用。

主要符号说明

α, β	瓦块的径向和周向摆角 (rad)
α_0, β_0	瓦块的初始径向和周向摆角 (rad)
J_0, J_r	绕支点周向和径向瓦块的转动惯量
p	油膜压力 (Pa)
p_a	进油压力 (Pa)
t	油膜温度 (°C)
t_a	进油温度 (°C)
W	油膜支承力 (N)
F	冲击载荷 (N)
T	时间坐标 (s)
m	推力盘质量 (kg)
r, θ	轴瓦表面极坐标 (m), (rad)
z	膜厚方向的坐标 (m)

r_p, θ_p	瓦块支承点坐标 (m), (rad)
h	油膜厚度 (m)
h_0	支承点油膜厚度 (m)
R	瓦块平均半径 (m)
μ	润滑油的黏度 (Pa · s)
c_v	润滑油的比定容热容 (J / (kg · °C))
ρ	润滑油的密度 (kg / m ³)

无量纲量及其相对单位为

$$\begin{aligned} p &= p_0 \bar{p}, t = t_0 \bar{t}, \tau = \bar{\tau} / \omega, \mu = \mu_0 \bar{\mu}, \\ h &= h_0 \bar{h}, r = R \bar{r}, W = W_0 \bar{W}, \\ \bar{\alpha} &= \alpha R / h_0, \bar{\beta} = \beta R / h_0, h_p = h_0 \bar{h}_p, \\ p_0 &= \mu \omega R^2 / h_0^2, t_0 = \mu \omega R^2 / (\rho c_v h_0^2), \\ W_0 &= \mu \omega R^4 / h_0^2 \end{aligned}$$

1 控制方程

1.1 瞬态 Reynolds 方程

对于推力轴承,根据流体力学中的 Navier-Stokes (N-S) 方程和连续性方程,以及在相应的假设条件下可以得到图 1 所示柱坐标下的无量纲 Reynolds 方程^[13-14]

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 r \omega \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\theta}} + 12 r \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\tau}} \quad (1)$$

边界条件

$$\begin{aligned} \bar{p} &= \bar{p}_a \big|_{r=r_1} \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial n} &= 0 \big|_{r=r_2} \\ \bar{p} &= 0 \big|_{r=r_2} \end{aligned}$$

其中 r_1 表示瓦的进油边界, r_2 表示除 r_1 外的余边界, r 表示全部瓦边界。

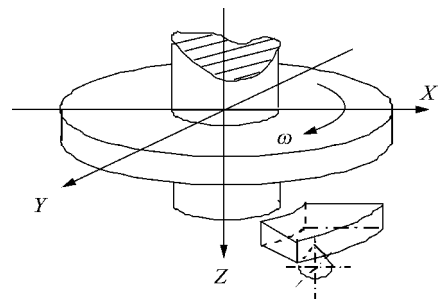


图 1 可倾瓦滑动推力轴承示意图

Fig. 1 Schematic of tilted pad thrust bearing

1.2 瞬态能量方程

应用能量守恒原理建立柱坐标下的瞬态油膜能量方程,这里直接给出其无量纲形式

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \tau} + \left[\frac{r\bar{\omega}}{2} - \frac{\bar{h}^2}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] \frac{\partial \bar{T}}{r\partial \theta} - \left[\frac{\bar{h}^2}{12\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right] \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} = \frac{\bar{\mu}\bar{\omega}^2 r}{\bar{h}^2} + \frac{\bar{h}^2}{12\bar{\mu}} \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{r\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right)^2 \right] \quad (2)$$

能量方程的边界条件为进油边温度,为第一类边界条件

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

其中 R_1 表示进油边.

1.3 膜厚方程

$$\bar{h} = \bar{h}_p + \bar{a}r\sin(\theta - \theta_p) - \beta[r\cos(\theta - \theta_p) - r_p] \quad (3)$$

1.4 油膜承载力和力矩公式

对油膜的承载区域内压力进行积分,就可以得到油膜承载力公式如下:

$$\bar{W} = \iint p \bar{r} d\theta dr \quad (4)$$

对于可倾瓦轴承,还必须考虑瓦块力矩平衡问题

$$\left. \begin{aligned} \bar{M}_\theta &= \iint p \sin(\theta - \theta_p) r^2 d\theta dr \\ \bar{M}_r &= \iint p [r\cos(\theta - \theta_p) - r_p] d\theta dr \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

1.5 运动方程

根据 Newton 力学第二定律,可以建立转子的动力学方程和瓦块力矩平衡方程如下:

$$\left. \begin{aligned} \bar{m}_r \ddot{\bar{z}} &= \bar{F} - \bar{W} \\ \bar{I}_\theta \ddot{\bar{\alpha}} &= \bar{M}_\theta - \bar{W} \bar{x}_c \\ \bar{I}_r \ddot{\bar{\beta}} &= \bar{M}_r - \bar{W} \bar{y}_c \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

方程的初始条件如下:

$$\begin{aligned} \bar{z} &= \bar{h}_{p0}, \quad \dot{\bar{z}} = 0 \\ \bar{\alpha} &= \bar{\alpha}_0, \quad \dot{\bar{\alpha}} = 0 \\ \bar{\beta} &= \bar{\beta}_0, \quad \dot{\bar{\beta}} = 0 \end{aligned}$$

2 数值求解过程

Reynolds 方程及能量方程数值求解的常用方法有:有限元、边界元、差分法等.因为瞬态分析需要大量计算,油膜力的非线性强,分析中对油膜参数采用了 Newton-Raphson 法,而运动方程采用了 Rugge-kutta 法,载荷平衡和瓦块摆角采用了 Newton 一维搜索法.综合考虑计算精度及时间等因素,扇形瓦面沿径向和周向分别被划分为

21 个等分节点,瓦面共有 441 个计算节点,油膜承载力及其对支点的转矩通过高斯积分法获得.为模拟推力盘受到阶跃载荷冲击后整个轴承系统的运动和发热过程,对需要 Reynolds 方程、能量方程和运动方程等进行可耦合求解.求解过程为首先求出轴承一个稳态工作点,以其作为初始位置,然后施加冲击载荷,求解运动方程,求出下一个时刻的运动参数,得出膜厚,从而确定瞬态绝热问题压力、温度等,即某一个时刻瞬态油膜参数,依此循环,直至稳定状态.

为了研究轴承的热瞬态性能,本文选择了某一实际轴承作为分析对象,且轴承的润滑油以及工作载荷也基本一致.该轴承参数见表 1.

表 1 轴承计算参数表
Table 1 Bearing parameters for calculation

参数	数值	参数	数值
R_o/mm	60	m/kg	9.0
R_i/mm	24	$\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s}) (40\text{ }^\circ\text{C})$	0.036
θ/rad	32	$c_v/(\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C}))$	1906
H/mm	36	p_a/MPa	0.1
$t_a/\text{ }^\circ\text{C}$	40	L/mm	0.48, 0.36

表 1 中 R_o, R_i 分别为轴瓦外径和内径; θ 为轴瓦包角; H 为轴瓦厚度; L 为相对于几何中心的相位置.

3 结果和讨论

图 2~图 4 是可倾瓦轴承在同一稳态工作点(转速 3000 r/min,瓦面平均压力 3 MPa)运行时,突然施加不同大小的阶跃载荷冲击后轴承的热响应过程,载荷的大小相当于瓦面平均压力分别增加 0.5, 1 MPa 和 2 MPa 时的轴承载荷,分别对应于三图中的曲线 1, 2, 3. 其中图 2 表示最大压力的响应曲线,它表明轴承受到阶跃载荷冲击后,油膜中的最大压力响应很快,整个过程时间仅为 8.0×10^{-6} s. 根据瞬态 Reynolds 方程可知,在不考虑油膜惯性力的前提下,油膜压力的变化主要与膜厚变化率有关,而从图 4 可知,膜厚变化率仅在受到冲击载荷的前期变化较大,后期的变化率较小,因此油膜压力在受到载荷冲击的极短时间内升高很快,经过反复计算,发现油膜压力在加载的后期较长时间内也有变化,只是变化幅度较小而已,因篇幅原因这里没有给出后期的变化规律.从图 2 可以看出油膜压力变化几乎与外载荷变化同步.图中曲线 1, 2

及3的响应时间有一定差别但不大,三种冲击载荷下响应的幅值有很大的差别,且变化量和冲击载荷的幅值一致,即冲击载荷越大,则压力响应的幅值也越大,实际上在应用场合,很难具有真正的阶跃载荷冲击,大部分载荷变化都有一定的时间范围,且零件具有弹性等,因此实际上油膜压力的响应时间不会如此之短,这里仅用阶跃载荷研究其极端情况,说明极端情况的油膜的压力变化规律。

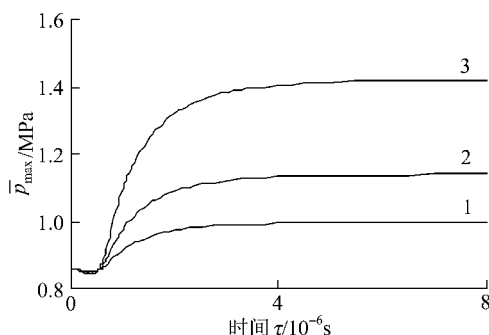


图2 可倾瓦油膜压力响应

Fig. 2 Pressure response of oil film on tilted pad

图3是油膜最高温度响应曲线,可以看出温度响应是一个惯性过程,它与压力响应相比慢的多,达到热稳定的时间大约为0.02 s,这和瓦块等固体零件的响应时间相比还是要小的多,在绝热瞬态分析中,除油膜的对流外,没有考虑油膜和瓦块及推力盘的导热,而油膜的厚度很薄,质量小,所以热惯性很小,响应时间也就很短。如果考虑瓦块等的导热,则由于瓦块大的热惯性,这一平衡过程将是一个很长的时间,有资料表明响应时间达数十分钟^[10],从这里也可以看出,仅油膜温度本身来说,它的响应时间很短,在如此短的时间内,热量无法通过瓦块传出去,因此会造成瓦块的局部温度的升高。因此常能见到有些轴承一旦发现温升过高,紧急停机后,仍然发现瓦块已经烧坏。曲线1,2,3在整个瞬态过程中的温升分别是3.1,6.5 °C和12.8 °C,即冲击载荷越大,则温升就越高,从能量方程可知,黏性耗散中的压力流一项会随着压力的增大而有所升高,因此冲击载荷越大,压力流产生的黏性损耗就越大,温升也就越高。

图4为最小膜厚响应曲线,受到冲击后膜厚迅速减小,其变化规律和温度比较相近,达到稳态的时间约为0.02 s以内,三种冲击载荷下膜厚的变化量分别是0.6,1.74 μm和2.46 μm。冲击载荷越大,膜厚的变化量也越大,这是由于冲击载荷越大,在相同的条件下,推力盘的加速度也越大,在相同时

间间隔内,其对应的位移也越大,因而引起的膜厚变化也就越大。由于有瓦块的摆动的存在,这种变化应该是推力盘运动和瓦块摆动的综合影响结果。

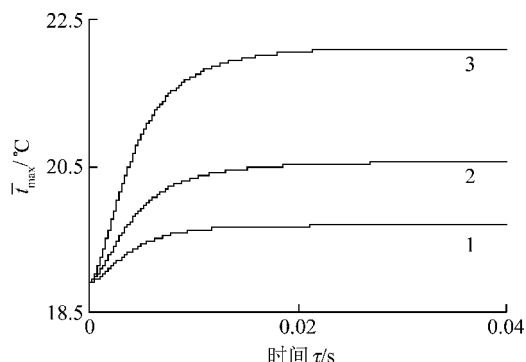


图3 可倾瓦油膜温度响应

Fig. 3 Temperature response of oil film on tilted pad

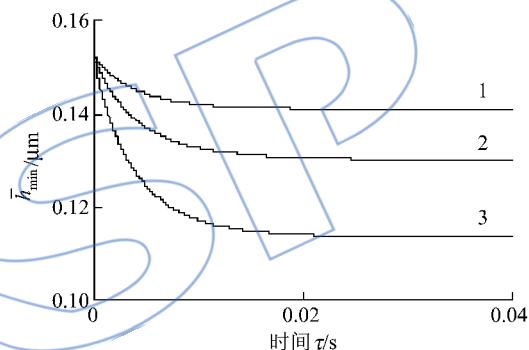


图4 可倾瓦膜厚响应

Fig. 4 Film thickness response of oil film on the tilted pad

图5和图6为瞬态过程中瓦块摆动规律,其中图中数字1,2,3所代表的含义和图1~图4相同,表示不同的工况条件。前者是周向摆角 $\bar{\alpha}$ 的响应曲线,在轴承受到轴向冲击后,周向摆角突然增加,而且有一个超调过程,随后其值逐渐减小直至稳定,且可以看出,载荷大小不同,摆角的变化规律和幅值都不相同。载荷冲击越大,其瓦块摆角的变化幅度越大,图6所示是瓦块径向摆角 $\bar{\beta}$ 的变化规律,它是一个过阻尼响应过程,两个方向瓦块摆动达到稳定的时间约为0.02~0.03 s。

虽然本文仅用一个特定轴承作为研究对象进行分析,但其模型对同类轴承具有普遍性,文中提供的方法和程序可以推广到多种推力轴承中。论文目的在于揭示瞬态过程中油膜温度的变化规律,重点在于确定瞬态过程热不平衡现象是否会造成油膜温度的急剧升高及其数量上的大小。对在何种条件下,会引起轴承的损坏的判断没有讨论,今后需要对瞬态过程进行更为全面的分析和

实验,以确定冲击载荷下轴承损坏的判据。

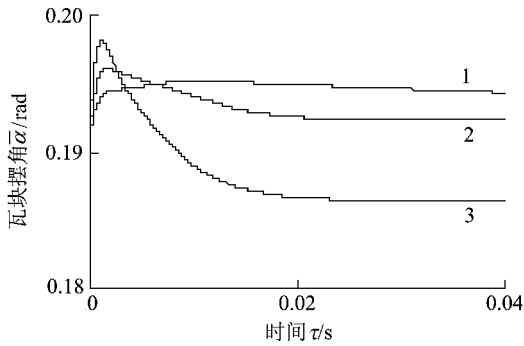


图 5 瞬态瓦块周向摆角响应

Fig. 5 Circumferential tilt angle response of the pad

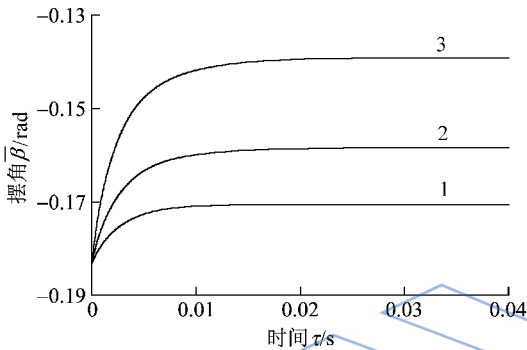


图 6 瞬态瓦块径向摆角响应

Fig. 6 Radial angle response of the pad

4 结 论

1) 建立了可倾瓦推力轴承的绝热瞬态模型,以某一轴承的几个典型工况为例,分析了可倾瓦推力轴承在阶跃载荷作用下的绝热瞬态过程中的油膜参数变化规律,证明模型和算法有效。

2) 获得油膜最大压力、最高温度和最小膜厚的非线性响应规律。发现轴承中油膜最大压力响应速度极其短暂,最高温度以及最小膜厚的热瞬态响应是一个惯性过程,油膜热惯性很小,对计算所用轴承,达到稳态的时间仅 0.01 s 的量级,温度幅值有较为剧烈的变化,最高可达 12.8 °C,冲击载荷幅值越大,温升越高。可见载荷冲击可造成油膜温度较大升高,油膜厚度的减小,并且响应时间很短,有可能造成轴承的瞬间损坏,这 and 实际轴承瞬态失效过程一致即失效发生的时间很短,因此需要在轴承设计和运行时加以注意。

3) 可倾瓦推力轴承瓦块摆角的变化在周向和径向不同,周向摆角的变化规律有超调过程,而径向摆角是一个惯性过程,轴承受到冲击后,有可能会因为周向摆角过大的超调量导致最小膜厚过小而发生

烧瓦事故,因此用稳态设计方法会存在一定误差。

参考文献:

- [1] 朱均. 流体润滑滑动轴承技术的研究动态[J]. 润滑和密封, 1993, 95(1): 62-68.
ZHU Jun. Research trends in technology of fluid lubrication 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 thermal dynamic analysis of circular bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(4): 469-474. (in Chinese)
- [3] Venkateswarlu K, Rodkiewicz C M. Thrust bearing characteristics when the slider is approaching the terminal speed[J]. Wear, 1981, 67: 341-350.
- [4] Ettle C M M. Transient thermoelastic effects in fluid film bearings[J]. Wear, 1982, 79: 53-71.
- [5] Doo R, Rodkiewicz C M, Gupta R N. Thermal effects in accelerating thrust bearing[J]. Wear, 1985, 103: 77-88.
- [6] Kennedy J S, Aabhapathy P, Rodkiewicz C. Transient thermal effects in an infinite tilted-pad slider bearing[J]. Trib. Trans., 1989, 32: 47-53.
- [7] 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: 368-378.
- [8] Gadangi R K, Palaolo A B, Kim J. Transient analysis of plain and tilt pad journal bearings including fluid film temperature effects[J]. ASME Journal of Tribology, 1996, 119: 423-440.
- [9] Monmousseau P, Fillon M. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings under dynamic loading[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1998, 120: 405-409.
- [10] Monmousseau P, Fillon M. Transient thermoelastohydrodynamic analysis for safe operating conditions of a tilting-pad journal bearing during start-up[J]. Trib. International, 2000, 33(1): 225-231.
- [11] Durany J, Pereira J, Varas F. Numerical solution to steady and transient problems in thermohydro-dynamic lubrication using a combination of finite element, finite volume and boundary element methods[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2008, 44: 686-695.
- [12] 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.
- [13] 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: 1-304.
- [14] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 1-309.