

滑动轴承一维温度场稳态热效应研究

刘大全, 苗同臣

(郑州大学工程力学系, 河南省 郑州市 450002)

One-dimensional Steady State Thermal Effects of Journal Bearings

LIU Daquan, MIAO Tongchen

(Department of Engineering Mechanics, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, Henan Province china)

ABSTRACT: A simplified one-dimensional thermal model was built on the basis of the original two-dimensional thermal model. Firstly, the oil-temperature governing equation and the generalized Reynolds equation were uncoupled by assuming that the Poiseuille term of the circumferential velocity can be neglected. Then the temperature variation across the film was assumed to be represented by a cubic polynomial, including the thermal boundary conditions at fluid film-solid interfaces, a simplified form of one-dimensional film temperature system of governing equations was derived by integrating across the film thickness and the analysis formula of film-bush interface temperature was obtained. The calculated results are compared with experimental measurements. The overall agreement is satisfactory, and significant computing time is saved, only accounting for 0.1% of two-dimensional finite element method's. It should prove useful in practical calculations of journal bearing thermal performance.

KEY WORDS: one-dimensional thermal model; uncouple; system of governing equations; film-bush interface temperature

摘要: 在二维温度场模型基础上, 建立了滑动轴承一维温度场计算模型。首先忽略周向速度中泊肃叶流项, 实现了广义雷诺方程和油膜温度场控制方程的解耦; 然后假定二维温度场径向是三次多项式函数, 控制方程径向积分, 利用油膜和轴颈、轴瓦接触面处热边界条件, 获得了周向一维油膜温度场控制方程组和轴瓦内表面温度解析表达式。算例表明, 轴瓦内表面温度值与实验数据吻合, 运算时间仅为二维模型的千分之一, 适用计及温黏效应下油膜润滑特性的工程分析。

关键词: 一维温度场模型; 解耦; 控制方程组; 轴瓦内表面温度力

0 引言

温黏热效应对高速旋转机械中轴承静平衡位

基金项目: 河南省教育厅自然科学研究计划项目(2008B130002)。

Project of Natural Science Research of Henan Department of Education (2008B130002).

置、油膜压力分布和油膜破裂边界影响巨大^[1-6]。本文将以轴承二维温度场模型为基础, 基于广义雷诺方程和油膜温度控制方程解耦的思想^[7], 对二维温度场作进一步合理简化, 提出油膜和轴瓦径向温度分别用三次多项式和对数函数形式近似表示, 建立温度场周向分布的一维模型, 再与广义雷诺方程快速算法^[8]相结合, 使原本复杂的三维分析温黏效应下的轴承非线性油膜力模型既体现热效应影响的实质, 同时非线性油膜力计算程序又易于实现。与文献[7]不同的是, 本文一维模型油膜和轴瓦接触面处采用热流连续边界条件, 更符合工程实际。

1 轴承二维无量纲温度场控制方程

图 1 中, O_b, O_j 分别是轴瓦和轴颈中心; x, y, z 表示油膜温度的周向、径向和轴向坐标; u, v, w 表示油膜周向、径向和轴向速度; x, r_2, z_2 表示轴瓦温度的周向、径向和轴向坐标; R_b, R_{bo} 分别是轴瓦的内、外半径; L 是轴承轴向长度。

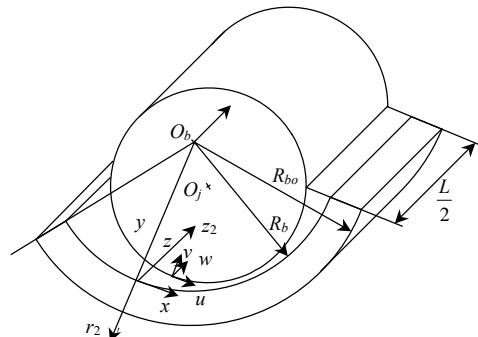


图 1 单块轴瓦中心对称面几何图形

Fig.1 The midsection geometry of for a one-arc bearing

油膜二维无量纲稳态温度场方程为

$$\bar{h}^2 \bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} + \bar{h} (\bar{v} - \bar{w}) \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} = G_1 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right) + G_2 \bar{\mu} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right)^2 \quad (1)$$

$$\begin{cases} G_1 = \frac{k_f}{\rho c_f \omega C^2} \\ G_2 = \frac{\omega R^2 \mu_f}{\rho c_f T_f C^2} \end{cases} \quad (2)$$

$$\bar{u} = \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \left(\int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}}{\bar{\mu}} d\bar{y} - \frac{\int_0^{\bar{y}} \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y} \int_0^{\bar{y}} \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y}}{\int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y}} \right) + \frac{\int_0^{\bar{y}} \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y}}{\int_0^1 \frac{1}{\bar{\mu}} d\bar{y}} \quad (3)$$

无量纲参数: $\bar{T} = T/T_f$; $\bar{h} = h/C$; $\bar{u} = u/(\omega R)$; $\bar{v} = v/(\omega C)$; $\bar{x} = x/R$; $\bar{y} = y/h$; $\bar{z} = z/R$; $\bar{\mu} = \mu/\mu_f$; $\bar{p} = pC^2/(R^2\mu_f\omega)$ 。式中: T 为油膜温度; T_f 为进油槽处供油温度; h 为油膜厚度; C 为轴承半径间隙; ω 为轴颈自转角速度; R 为轴颈半径; μ 为油黏度系数; μ_f 为进油槽处供油黏度系数; k_f, c_f 和 ρ 分别为油膜的导热系数, 比热和密度; p 为油膜压力。

可见, 二维油膜温度场分析式(1)中, 方程要求周向速度 \bar{u} 已知, 而速度计算式(3)中包括泊肃叶流和库埃特流两项, 泊肃叶流项中压力梯度项又需通过求解广义雷诺方程获得, 因此, 是 \bar{u} 中的泊肃叶流项使油膜温度场方程与广义雷诺方程 2 个控制方程耦合起来。文献[7]提出忽略泊肃叶流项, \bar{u} 只是径向和黏度的函数, 可实现油膜温度场方程与广义雷诺方程的解耦, 温度场方程(1)可简化为

$$\bar{h}^2 \bar{y} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} = G_1 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right) + G_2 \bar{\mu} \quad (4)$$

同时, 文献[7]还证实了轴承在偏心率小于 0.8 和长径比小于 0.5 条件下, 方程简化的有效性。

轴瓦的二维无量纲导热控制方程

$$\frac{1}{r_2^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial r_2^2} + \frac{1}{r_2} \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial r_2} = 0 \quad (5)$$

无量纲参数: $\bar{T}_2 = T_2/T_f$; $\bar{x} = x/R$; $\bar{r}_2 = r_2/R$ 。 T_2 为轴瓦温度。

边界条件的无量纲形式如下。

轴瓦与油膜接触面:

$$\left. \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y}=0} = -\bar{\eta} \bar{h} \left. \frac{\partial \bar{T}_2}{\partial r_2} \right|_{\bar{r}_2=1} \quad (6)$$

$$\bar{T}|_{\bar{y}=0} = \bar{T}_2|_{\bar{r}_2=1} = \bar{T}_b \quad (7)$$

式中: $\bar{\eta} = \frac{c_f k_b}{k_f R}$; 无量纲参数 $\bar{T}_b = T_b/T_f$; T_b 为轴瓦

内表面温度(轴瓦与油膜接触面); k_b 为轴瓦导热系数。

轴颈与油膜接触面:

$$\bar{T}|_{\bar{y}=1} = \bar{T}_j \quad (8)$$

$$Q = \sum_{i=1}^k \int_0^{\bar{y}} \frac{1}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \bigg|_{\bar{y}=1} d\bar{x} = 0 \quad (9)$$

式中 k 为轴承轴瓦块总数。

式(8)和(9)表明油膜和轴颈接触面上温度为常值 \bar{T}_j , 热流量在该接触面上沿周向积分为零。

实际上进口处温度与供油系统的供油量、进油槽处冷油与上瓦循环回来的热油混合度等有关^[9-10], 比较复杂, 难以精确定义。本文从进油处温度的计算量和与轴颈、轴瓦温度的协调性考虑, 选用的是文献[11]中提供的进油温度模式, 即:

进油槽处供油温度

$$\bar{T}|_{\bar{x}=0} = \bar{T}_b|_{\bar{x}=0} + (\bar{T}_j - \bar{T}_b|_{\bar{x}=0}) \bar{y} \quad (10)$$

轴瓦入口^[12]处

$$\bar{T}_2|_{\bar{x}=0} = T_f/T_f = 1 \quad (11)$$

轴瓦与外界接触面^[12]

$$\bar{T}_2|_{\bar{r}_2=\bar{R}_{bo}} = \bar{T}_e \quad (12)$$

无量纲参数: $\bar{T}_e = T_e/T_f$; $\bar{R}_{bo} = R_{bo}/R$; T_e 为环境温度。

2 一维温度场稳态计算模型

计算模型建立共分 3 步:

1) 一维温度场控制方程组。

假设油膜温度沿径向方向是 \bar{y} 的三次多项式形式, 即

$$\bar{T}(\bar{x}, \bar{y}) = (A_1 + A_2 \bar{y}) \bar{y} (1 - \bar{y}) + B \bar{T}_b + C \bar{T}_j \quad (13)$$

为满足油膜径向边界条件, 可试选取

$$\begin{cases} B = 1 - 5\bar{y} + 4\bar{y}^2 \\ C = -\bar{y} + 2\bar{y}^2 \end{cases} \quad (14)$$

待定系数 A_1 和 A_2 可由下面方程组来确定:

$$\begin{cases} \int_0^1 [\bar{h}^2 \bar{y} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} - G_1 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right) - G_2 \bar{\mu} k] d\bar{y} = 0 \\ \int_0^1 \bar{y} [\bar{h}^2 \bar{y} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} - G_1 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right) - G_2 \bar{\mu} k] d\bar{y} = 0 \end{cases} \quad (15)$$

将式(13)代入式(15), 得方程组:

$$\begin{cases} \frac{1}{12} \frac{\partial A_1}{\partial \bar{x}} + \frac{1}{20} \frac{\partial A_2}{\partial \bar{x}} + 2A_1 \frac{G_1}{\bar{h}^2} + A_2 \frac{G_1}{\bar{h}^2} = \\ \frac{1}{12} \frac{\partial \bar{T}_b}{\partial \bar{x}} + 6(\bar{T}_b + \bar{T}_j) \frac{G_1}{\bar{h}^2} + \bar{\mu}_1 \frac{G_2}{\bar{h}^2} \\ \frac{1}{20} \frac{\partial A_1}{\partial \bar{x}} + \frac{1}{30} \frac{\partial A_2}{\partial \bar{x}} + A_1 \frac{G_1}{\bar{h}^2} + A_2 \frac{G_1}{\bar{h}^2} = \\ \frac{7}{60} \frac{\partial \bar{T}_b}{\partial \bar{x}} + 2(2\bar{T}_b + \bar{T}_j) \frac{G_1}{\bar{h}^2} + \bar{\mu}_2 \frac{G_2}{\bar{h}^2} \end{cases} \quad (16)$$

其中

$$\begin{cases} \bar{\mu}_1 = \int_0^1 \bar{\mu} d\bar{y} = \int_0^1 e^{\beta T_r(1-\bar{T})} d\bar{y} \\ \bar{\mu}_2 = \int_0^1 \bar{y} \bar{\mu} d\bar{y} = \int_0^1 \bar{y} e^{\beta T_r(1-\bar{T})} d\bar{y} \end{cases} \quad (17)$$

2) \bar{T}_b 和 \bar{T}_j 的计算。

假设轴瓦温度场在周向坐标每个点上沿径向 \bar{r}_2 呈对数分布, 即

$$\bar{T}_2(\bar{x}, \bar{r}_2) = a_0 + b_0 \ln \bar{r}_2 \quad (18)$$

利用轴瓦与油膜和外界接触面处边界条件式(7)和(12), 可确定

$$\begin{cases} a_0 = \bar{T}_b \\ b_0 = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_b}{\ln \bar{R}_{bo}} \end{cases} \quad (19)$$

则轴瓦温度场的解析表达式为

$$\bar{T}_2(\bar{x}, \bar{r}_2) = \bar{T}_b(\bar{x}) + \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_b(\bar{x})}{\ln \bar{R}_{bo}} \ln \bar{r}_2 \quad (20)$$

再利用式(6), 可得轴瓦内表面温度为

$$\bar{T}_b = \frac{\ln \bar{R}_{bo} (A_1 - \bar{T}_j) + \bar{\eta} \bar{h} \bar{T}_e}{5 \ln \bar{R}_{bo} + \bar{\eta} \bar{h}} \quad (21)$$

而利用式(9), 可得轴颈与油膜接触面处温度为

$$\bar{T}_j = \frac{\sum_{i=1}^k \int_0^{\bar{y}} \frac{1}{h} [\frac{1}{3} A_1 + \frac{1}{3} A_2 - \bar{T}_b] d\bar{x}}{\sum_{i=1}^k \int_0^{\bar{y}} \frac{1}{h} d\bar{x}} \quad (22)$$

3) 进油槽处 A_1 和 A_2 的计算。

利用式(11), 进油槽处供油温度式(10)可表示为

$$\bar{T}|_{\bar{x}=0} = \bar{y} + (1-\bar{y})\bar{T}_j \quad (23)$$

由式(13), 对式(23)两边分别乘系数 1 和 \bar{y} , 并沿径向 \bar{y} 作 0 到 1 积分, 即

$$\begin{cases} \int_0^1 \bar{T}(0, \bar{y}) d\bar{y} = \int_0^1 ((1-\bar{y}) + \bar{T}_j \bar{y}) d\bar{y} \\ \int_0^1 \bar{y} \bar{T}(0, \bar{y}) d\bar{y} = \int_0^1 \bar{y} ((1-\bar{y}) + \bar{T}_j \bar{y}) d\bar{y} \end{cases} \quad (24)$$

计算式(24), 得进油槽处 A_1 和 A_2 的值为

$$\begin{cases} A_1 = 13 + 2\bar{T}_j - 4\bar{T}_b \\ A_2 = -10 + 10\bar{T}_b \end{cases} \quad (25)$$

数值计算过程是:

1) 假定油膜、轴瓦和轴颈初始温度, 利用式(25)和(13), (17)计算一维方程组中的 $\bar{\mu}_1$ 和 $\bar{\mu}_2$;

2) 采用有限元方法, 离散一维方程组(16), 计算 A_1 和 A_2 ;

3) 根据式(21)计算 \bar{T}_b ;

4) 根据式(22)计算 \bar{T}_j ;

5) 由式(25)和(13)、(17)更新 $A_1, A_2, \bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2$;

6) 重复步骤(2)~(5), 至 \bar{T}_j 收敛结束计算。

一旦收敛, 将 $A_1, A_2, \bar{T}_b, \bar{T}_j$ 的最终结果代入式(13)和文献[8]的式(3): $\bar{\mu} = e^{\beta T_r(1-\bar{T})}$, 可分别得到温度和黏度沿径向方向的分布值; 再将黏度值代入到文献[8]中, 计算与黏度有关的广义雷诺方程中的系数 \bar{E} 和 \bar{G} ; 最后利用广义雷诺方程的求解方法可计算油膜力和其他特性系数值。

3 计算实例分析

轴承模型和参数分别如图 2 和表 1 所示。给定转速和外载, 计算二油叶圆轴承静平衡时轴瓦内表面的温度 \bar{T}_b , 通过与文献[11]实验和计算模型数据比较, 验证本文一维温度场模型的正确性。

图 2 中, e 为轴颈中心 O_j 的偏心距, ϕ 为偏位角, γ 为单个轴瓦包角。

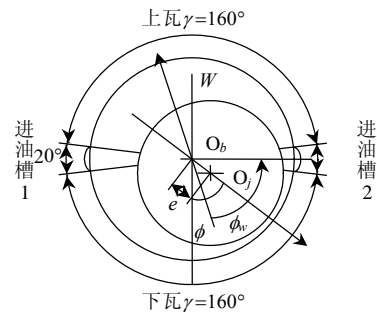


图 2 二油叶圆轴承几何图形

Fig.2 Geometry of a twin axial groove journal bearing

表 1 轴承基本参数

Tab.1 Bearing geometry and thermophysical properties

参数	值	参数	值
轴颈半径 R/m	0.037 5	轴瓦导热系数 $k_b/(W/(m \cdot K))$	0.15
轴承长度 L/m	0.037 5	油膜导热系数 $k_f/(W/(m \cdot K))$	52
轴瓦外半径 R_{bo}/m	0.060 9	油膜密度 $\rho/(kg/m^3)$	850
轴承间隙比 ψ	0.004	油膜比热 $c_f/(J/kg \cdot K)$	2 000
供油温度 $T_f/^\circ C$	30	轴颈转速 $N/(r/min)$	20 000
环境温度 $T_e/^\circ C$	30	给定外载荷 W/N	3 000
供油黏度 $\mu_f/(Pa \cdot s)$	0.05	外载荷方位角 ϕ_f	$0^\circ < \phi_f < 180^\circ$

图 3 是轴瓦内表面温度 \bar{T}_b 计算数据和实验比较结果。这里需要说明, 文献[11]采用的计算模型与本文模型的不同点是控制方程中, 广义雷诺方程和油膜二维温度场方程、轴瓦导热方程需要联立求解; 边界条件中, 轴瓦与外界接触面温度分布是进油槽处供油初始温度和轴颈表面温度的线性插值, 轴颈温度是整个润滑域内油膜温度的平均值, 轴瓦入口初始温度采用的是公式(11)。

从图 3 中可以看出, 本文模型上下轴瓦内表面温度变化与实验结果基本吻合。但在图 3(c)和(d)

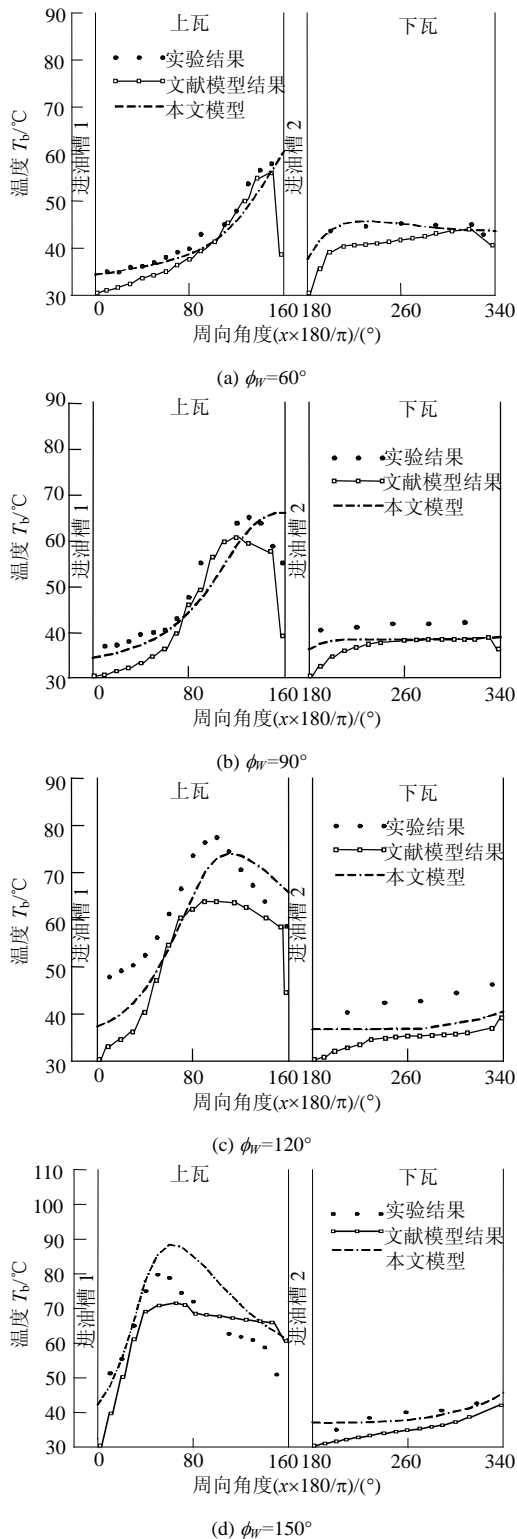


图3 轴瓦内表面温度结果比较

Fig. 3 Comparison between theoretical and experimental oil-bush interface temperature distributions

中,最高温度点分别相差了 5° 和 9° 。分析误差原因,一是实验误差;二是本文模型没有考虑供油压力,而文献[13-14]表明,供油压力对温度有很大的影响。除此,本文模型进油槽长度也没有考虑,进油

槽处的温度对油膜温度分布影响非常大,而该温度通常与油槽的长宽比有关^[12-13]。

本文模型与文献[11]计算模型比较,除了在进油口处温度较文献[11]计算结果略低外,整个润滑域的计算结果基本吻合。进油口处温度的不同主要归结为2种模型在该处边界条件的不同。文献[11]进油口温度就是供油温度;而本文模型中,轴瓦温度场径向假设对数为函数形式,轴瓦内表面温度可用解析表达式(21)表示,而在进油口处,该温度就只与油膜与轴颈接触面处温度、 A_1 值和外界环境温度有关。经过数值迭代计算后,进油口处的轴瓦内表面温度将大于供油温度。这就是图3中本文模型进油口处温度略高于文献[11]中计算模型的原因。

不失一般性,选用表1轴承基本参数,以二维温度场计算模型为基准,通过计算单块轴瓦下(对应图2中下瓦),已知轴颈转速,偏位角和偏心率时油膜力的大小,验证本文一维温度场模型结合广义雷诺方程快速算法^[8]求解轴承非线性油膜力的高效性。无量纲油膜力计算结果如表2所示。

表2 一维与二维模型结果比较($N=15\ 000\ \text{r/min}$, $\phi=100^\circ$)
Tab.2 Results computed by different methods

项目	一维模型		二维模型		Δ	时间比 (二维/一维)
	油膜力 \bar{F}_1	t/s	油膜力	t/s		
$\varepsilon=0.5$	0.169 4	8×10^{-4}	0.172 3	1.68	2.73	3 412
$\varepsilon=0.7$	0.319 1	7×10^{-4}	0.330 4	3.42	2.71	3 871
$\varepsilon=0.9$	0.618 9	10×10^{-4}	0.679 0	8.85	2.79	2 790

注:计算时间 t 以油膜力收敛精度 10^{-4} 为标准; $\Delta = |(\bar{F}_2 - \bar{F}_1) / \bar{F}_2|$ 。

算例二维模型中,油膜和轴瓦温度场周向和径向单元数是 20×5 ,油膜压力场周向和轴向单元数是 20×5 ,广义雷诺方程采用约束迭代法^[15]求解;一维模型中,油膜温度场和压力场周向单元数都是20。从表2中可以看出,在轴颈发生大扰动下,一维模型油膜力结果相对误差总体在9%范围内。作为一种近似,一维温度场模型已达到了很好的近似。同时,一维温度场模型在确保高计算精度的情况下,将运算时间缩短为二维模型的几千分之一,节约了大量的计算时间。

4 结论

本文提出的一维温度场稳态计算模型具有如下特点:

1) 计算节点数目较少。对于表2中算例,二维模型计算节点数是378个,而一维模型仅为42个。

2) 免于速度迭代计算。一维模型中周向速度假设为 \bar{y} ,无需再迭代。

3) 免于轴承温度场控制方程和广义雷诺方程迭代计算。2 个方程有限元一维模型未知量均沿周向变化, 单元可选用相同的计算格式。

4) 免于轴瓦导热方程和油膜与轴瓦接触面上热流连续条件的迭代计算。一维模型通过轴瓦内表面温度 \bar{T}_b 建立了油膜温度场和轴瓦导热方程的联系, 而 \bar{T}_b 又只是 A_1 和 \bar{T}_j 的函数解析式。

本文一维模型建立在理论和实验基础上, 油膜和轴瓦接触面处采用热流连续边界条件, 更符合工程实际, 具体算例也表明计算结果与实验结果总体变化吻合。因此, 一维温度场模型和广义雷诺方程的快速算法^[8]相结合, 具有计算程序易编制和数值稳定的特点, 可以用于滑动轴承的热效应分析。

参考文献

- [1] Gandjalik han Nassab S A, Moayeri M S. Three-dimensional thermohydrodynamic analysis of axially grooved journal bearings [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2002, 216(1): 35-47.
- [2] Jang J Y, Khonsari M M. Design of bearings on the basis of thermohydrodynamic analysis[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2004, 218(5): 355-363.
- [3] Singh D S, Majumdar B C. Computer-aided design of hydrodynamic journal bearings considering thermal effects[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2005, 219(2): 133-143.
- [4] Durany J, Pereira F V. Numerical solution to steady and transient problems in thermohydrodynamic lubrication using a combination a finite element, finite volume and boundary element methods [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2008, 44(11): 689-695.
- [5] 李伟力, 李勇, 杨雪峰, 等. 大型空冷汽轮发电机定子端部温度场与流体场的计算与分析[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(36): 80-87.
Li Weili, Li Yong, Yang Xuefeng, et al. Temperature and fluid flow field calculation and analysis of stator end of air cooled turbo-generator[J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(36): 80-87(in Chinese).
- [6] 国建鸿, 傅德平, 袁建华, 等. 300MW 汽轮发电机强迫循环蒸发冷却定子绕组温升计算[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(26): 92-97.
Guo Jianhong, Fu Deping, Yuan Jianhua, et al. Calculation of temperature distribution of larger evaporative cooling turbo-generator with forced inner cooling system[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(26): 92-97(in Chinese).
- [7] McCallion H, Yousif F, Lloyd T. The analysis of thermal effects in a full journal bearings[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1970, 92(4): 579-587.
- [8] 刘大全, 苗同臣. 滑动轴承广义雷诺方程的一维快速解法[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(29): 85-89.
Liu Daquan, Miao Tongchen. The one-dimensional rapid algorithm for the generalized reynolds equation[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(29): 85-89(in Chinese).
- [9] Kosasih P B, Tieu A K. An investigation into the thermal mixing in journal bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2004, 218(5): 379-389.
- [10] Dobrica M, Fillon M, Maspeyrot P. Influence of mixed-lubrication and rough elastic-plastic contact on the performance of small fluid film bearings [J]. STLE Tribology Transactions, 2008, 51(6): 699-717.
- [11] 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]. ASME Journal of Tribology, 1992, 114(2): 304-310.
- [12] Knight J D, Barrett L E. Analysis of tilting pad journal bearings with heat transfer effects[J]. ASME Journal of Tribology, 1988, 110(1): 128-133.
- [13] Costa L, Miranda A S, Fillon M, Claro J C P. An analysis of the influence of oil supply conditions on the thermohydrodynamic performance of a single groove journal bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(2): 133-144.
- [14] Bri to F P, Bouyer J, Fillon M, et al. Experimental investigation of the influence of supply temperature and supply pressure on the performance of a teo axial groove hydrodynamic journal bearing [J]. ASME Journal of Tribology, 2007, 129(1): 98-105.
- [15] Zheng T, Li L, Xu Q. An iterative method for the discrete problems of a class of elliptical variational inequalities[J]. Applied Mathematics and Mechanics(English Edition), 1995, 16(4): 351-358.



刘大全

收稿日期: 2010-02-21。

作者简介:

刘大全(1976), 女, 博士, 讲师, 研究方向为转子动力学, dada76@163.com;

苗同臣(1963), 男, 副教授, 研究方向为结构振动与稳定性, zdmw@zzu.edu.cn。

(责任编辑 车德竞)