

【特约稿】

环境温度变化对水润滑动静压轴承的热弹流影响

张同钢, 王优强, 徐彩虹, 王立梅

(青岛理工大学 机械工程学院, 山东 青岛 266033)

摘要: **目的** 研究不同季节或地域以及外部降温对水润滑动静压轴承热弹流的影响。**方法** 选取小孔式水润滑动静压滑动轴承为研究对象, 采用考虑了热效应的 Reynolds 方程对水润滑动静压滑动轴承进行热弹流润滑分析, 研究了不同温度边界条件下三种轴瓦材料的水润滑动静压滑动轴承润滑膜的温度变化及其压力膜厚的变化。**结果** 当轴瓦、轴颈的温度相同且异于润滑剂初始温度 (313 K) 时, 轴瓦、轴颈温度越低, 润滑膜的温度越低, 在入口区和出口区出现明显的温度变化, 轴瓦、轴颈温度越低, 润滑膜的膜厚越大, 第二压力峰越明显。轴承外部降温, 使轴瓦温度 (297.35、281.7 K) 保持低于润滑膜以及轴颈的初始温度 (313 K), 轴瓦温度越低, 润滑膜的温度越低, 入口区以及出口区的温度也发生变化, 润滑膜的膜厚增大, 第二压力峰增大。对比轴瓦、轴颈温度同时降低和轴瓦温度降低这两种工况, 润滑剂温度的变化趋势与压力膜厚的变化趋势相同, 但变化幅度不同。**结论** 由于轴承所处季节或地域不同, 轴瓦、轴颈的温度异于润滑剂初始温度, 外部环境温度越低, 润滑膜的膜厚越大, 有利于润滑。通过外部降温的形式使轴瓦保持低温状态, 同样可以使润滑膜的膜厚增大, 有利于润滑。

关键词: 水润滑; 动静压; 轴瓦材料; 环境温度; 外部降温; 润滑剂; 热弹流

中图分类号: TH117.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2017)06-0069-08

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2017.06.011

Effects of Ambient Temperature Variation on Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Water-lubricated Hybrid Journal Bearings

ZHANG Tong-gang, WANG You-qiang, XU Cai-hong, WANG Li-mei

(School of Mechanical Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266033, China)

ABSTRACT: The work aims to study the effects of different seasonal or regional and external cooling on thermal elastohydrodynamic lubrication of water-lubricated hybrid journal bearings. With hole-entry water-lubricated hybrid journal bearing as object of study, the thermal elastohydrodynamic lubrication of water-lubricated hybrid journal bearings was analyzed using the Reynolds equation which has allowed for thermal effect, so as to study changes in film temperature, film pressure and film thickness of water-lubricated hybrid journal bearings with different bearing bush materials under different temperature boundary conditions. When the temperatures of bearing bush and journal were the same but different from initial temperature of lubricant

收稿日期: 2017-01-11; 修订日期: 2017-03-14

Received: 2017-01-11; Revised: 2017-03-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51575289); 山东省自然科学基金培养项目 (2016ZRB01AJX)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51575289) and Project of Natural Science Foundation of Shandong Province (2016ZRB01AJX)

作者简介: 张同钢 (1991—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为水润滑动静压滑动轴承摩擦学。

Biography: ZHANG Tong-gang (1991—), Male, Master, Research focus: tribology of water-lubricated hybrid journal bearings.

通讯作者: 王优强 (1970—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为齿轮及轴承的弹流润滑。

Corresponding author: WANG You-qiang (1970—), Male, Doctor, Professor, Research focus: elastohydrodynamic lubrication of gears and bearings.

(313 K). The lower the temperatures of bearing bush and journal were, the lower the lubricating film thickness was, and significant temperature change was present in inlet and outlet areas, more obvious the second pressure peak was. As a result of external bearing cooling, the temperature of bearing bush (297.35 K、281.7 K) was kept below initial temperature of the lubricant and journal (313 K). The lower the temperature of the bearing bush was, the lower the temperature of the lubricating film was, the temperature in inlet and outlet areas changed as well, the higher the film thickness of the lubricating film was, and the higher the second pressure peak was. By comparing the two working conditions of the temperature decrease of both journal and bearing bush and single bearing bush, variation trends of lubricant temperature, film thickness and pressure were the same, but amplitudes of variation were different. As the bearings are in different seasons or regions, temperatures of bearing bush and journal differ from the initial temperature of lubricant. The lower the external ambient temperature is, the higher the film thickness is, which is conducive to lubrication. Bearing bush being kept at a low temperature by external cooling can also make the film thickness increases, which is conducive to lubrication.

KEY WORDS: water-lubricated; hybrid; bearing bush materials; ambient temperature; external cooling; lubricants; elastohydrodynamic lubrication

水润滑动静压滑动轴承的研究及其使用,为解决船舶润滑油泄漏而污染江河湖海的问题提供了一个很好的方向^[1]。水作为润滑剂充分利用了其经济和环保特性,但是水的黏度低、沸点低等物理特性又使水润滑动静压滑动轴承在实际工况中的使用受到了制约,当润滑介质温度过高时,空穴效应明显,影响轴承润滑。

近年来,关于水润滑动静压滑动轴承弹流润滑的研究较多^[2-8],但对于在不同工况下考虑润滑介质温度变化的热弹流方面的研究不够充分。国内外关于动静压滑动轴承的温度场分布做了一些研究。郭红等^[9]以具有深浅腔的动静压轴承为研究对象,研究了在不同工况下油膜温度场的分布,但并未考虑水作为润滑剂的情况。Lin Wang 等^[10]分析了紊流以及热效应对具有环形槽和阶梯腔的水润滑动静压轴承的影响,为高速水润滑动静压轴承的设计提供依据,但只是对润滑剂的热效应进行了定性分析。刘晓玲^[11]研究了接触固体温度对热弹流润滑的影响,未对比不同轴瓦材料的使用对热弹流润滑的影响变化。Dun Lu 等^[12]对比了不同轴瓦材料的使用对水润滑动静压滑动轴承最大工作温度的影响,但并未给出外界环境变化对热弹流的影响。

本文考虑了由于季节、地域及工况变化时轴承外部环境温度的变化,以小孔式水润滑动静压滑动轴承为研究对象,分析了环境温度变化及降低轴瓦温度对不同轴瓦材料的水润滑动静压滑动轴承热弹流的影响。

1 几何模型

本文研究的水润滑动静压滑动轴承的材料能够发生弹性变形,轴承的长径比大于 4,所以可以将其等效成无限长线接触的弹流润滑模型^[13]。水润滑动静

压滑动轴承的弹流润滑模型和线接触等效模型如图 1 所示。

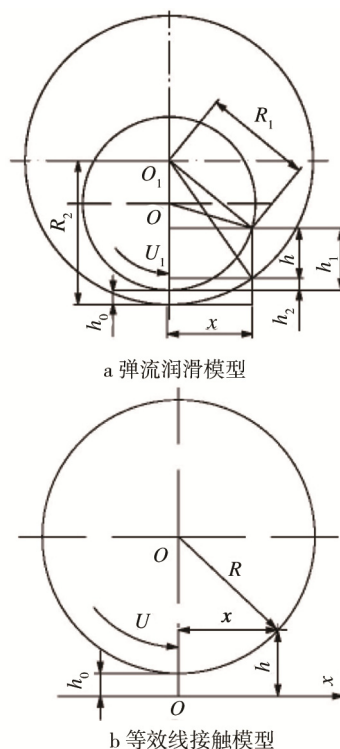


图 1 弹流润滑模型及其等效线接触模型
Fig.1 EHL model and equivalent line contact mode

对于本文模型,等效曲率半径的计算如下:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \quad (1)$$

轴颈的转动速度为 U_1 , 轴承的转动速度为 U_2 , 可计算出卷吸速度为 $U = (U_1 + U_2)/2$ 。中心膜厚的计算采用 Yang P^[15]回归出的经验公式:

$$h_{00} = 11.9\alpha^{0.4} (\eta_0 U)^{0.74} E'^{-0.14} R^{0.46} W^{-0.2} \quad (2)$$

2 基本方程及其边界条件

考虑热效应的等温线接触的广义 Reynolds^[14]方程：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12U \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial x} \quad (3)$$

式中定义了以下当量：

$$\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e = 12 \left(\frac{\eta_e \rho'_e}{\eta'_e} - \rho''_e \right) \quad (4)$$

$$\eta_e = \frac{h}{\int_0^h \frac{dz'}{\eta}} \quad (5)$$

$$\rho^* = 2(\rho_e - \eta_e \rho'_e) \quad (6)$$

$$\rho_e = \frac{1}{h} \int_0^h \rho dz \quad (7)$$

$$\rho'_e = \frac{1}{h^2} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{dz'}{\eta} dz \quad (8)$$

$$\eta'_e = \frac{h^2}{\int_0^h \frac{z dz'}{\eta}} \quad (9)$$

$$\rho''_e = \frac{1}{h^3} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{z' dz'}{\eta} dz \quad (10)$$

式中： ρ 为润滑剂的密度， kg/m^3 ； η 为润滑剂的黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ； h 为润滑膜厚度， μm ； p 为水润滑膜压力， Pa ； U 为卷吸速度， m/s 。

黏压黏温关系式采用 Roelands^[15]的经验公式，用国际单位制可表示为：

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ A_1 \times \left[-1 + (1 + A_2 P)^{Z_0} (A_3 T - A_4)^{-S_0} \right] \right\} \quad (11)$$

式(11)中： $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$ ； $A_2 = 5.1 \times 10^{-9}$ ； $A_3 = 1/(T_0 - 138)$ ； $A_4 = 138/(T_0 - 138)$ ； Z_0 和 S_0 为量纲常数，分别为 $Z_0 = \alpha/(A_1 A_2)$ ， $S_0 = \beta/(A_1 A_3)$ ； T 为温度， K ； T_0 为环境温度， K ； α 为 Barus 黏压系数； β 为 Roelands 黏温系数。

关于润滑剂的密压密温关系经验公式为^[16]：

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 P / (1 + C_2 P) - C_3 (T - T_0)] \quad (12)$$

式中： $C_1 = 0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ ； $C_2 = 1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ ； $C_3 = 0.000 65 \text{ K}^{-1}$ 。

记 W 为单位长度上的载荷，则压力 p 满足载荷方程为：

$$W = \int_{-\infty}^{x^*} p dx \quad (13)$$

将 x_{in} 代替 $-\infty$ 来作为润滑膜的入口坐标，即程序中开始计算的坐标， x_{out} 为程序中计算域的终止坐标。规定轴承的宽度为 B ，则可以得到单位长度上的载荷计算式为 $W = F/B$ 。

压力边界条件为：当 $x_{\text{in}} = -4.6$ ， $x_{\text{out}} = 1.4$ 时，

$p(x_{\text{in}}) = p(x_{\text{out}}) = p_c$ ， p_c 为供水压力；当 $x_{\text{in}} \leq x^* \leq x_{\text{out}}$ 时， $p(x^*) \geq p_c$ 。

流速方程为：

$$u = U + \left(\int_0^z \frac{z' dz'}{\eta} - \frac{\eta_e}{\eta'_e} h \int_0^z \frac{dz'}{\eta} \right) \frac{dp}{dx} - \frac{\eta_e U}{h} \int_0^z \frac{dz'}{\eta} \quad (14)$$

温度控制方程的能量方程采用：

$$c \left(\rho u \frac{\partial T}{\partial x} - q \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(u \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (15)$$

温度控制方程的热传导方程采用：

$$\begin{cases} c_1 \rho_1 U_1 \frac{\partial T}{\partial x} = k_1 \frac{\partial^2 T}{\partial z_1^2} \\ c_2 \rho_2 U_2 \frac{\partial T}{\partial x} = k_2 \frac{\partial^2 T}{\partial z_2^2} \end{cases} \quad (16)$$

式中： c_1 、 c_2 分别为轴和轴承的比热容， $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ； ρ_1 、 ρ_2 分别为轴和轴承的密度， kg/m^3 ； U_1 、 U_2 分别为轴和轴承的热传导系数， $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

图 2 给出了本文水润滑动静压滑动轴承的温度边界条件，其表达式见式 (17)，轴瓦的表面速度 $u_a = 0$ ，轴颈的表面速度 $u_b \geq 0$ 。在 $x = x_{\text{in}}$ 处，即轴承温度计算区域的左侧，轴瓦的温度边界为 t_a ，轴颈的温度边界为 t_b ，润滑剂的温度边界为 t_0 。图 2 中 d 为轴瓦和轴颈变温层的厚度，因为润滑膜的厚度为微米级， d 为毫米级，实际上轴瓦和轴颈的变温层厚度比润滑膜的厚度要大几个数量级。

$$\begin{cases} t(x_{\text{in}}, z_a) = t_a, t(x, -d) = t_a \\ t(x_{\text{in}}, z_b) = t_b, t(x, d) = t_b \end{cases} \quad (17)$$

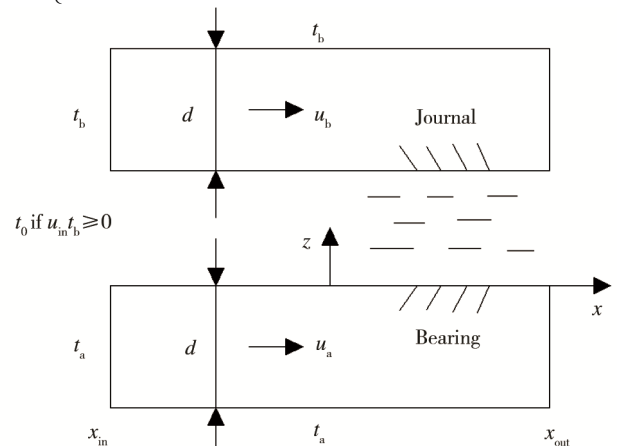


图 2 水润滑动静压轴承温度边界示意
Fig.2 Schematic of boundary temperature of water-lubricated hybrid bearings

膜厚方程为：

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{x^*} p(x') \ln(x - x')^2 dx' \quad (18)$$

式中： h_0 为刚体中心膜厚， m ； R 为等效曲率半

径, m; E 为综合弹性模量, GPa。其中:

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (19)$$

式中: E_1 和 ν_1 分别为轴瓦弹性模量和泊松比; E_2 和 ν_2 分别为轴颈弹性模量和泊松比。

为了减少计算程序中出现的参数数目, 并提高程序计算过程中的结果稳性, Hertz 压力为 p_H , 将变量进行无量纲化: $\bar{x} = x/b$, $\bar{h} = hR/b^2$, $\bar{p} = p/p_H$, $\bar{\eta} = \eta/\eta_0$, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$, $\bar{w} = w/(E'R')$, $\bar{u} = \eta_0 u/(E'R')$, $\bar{h} = hR/b^2$, $\bar{T} = T/T_0$ 。其中, \bar{p} 为无量纲油膜压力; p 为流体压力; p_H 为最大 Hertz 接触压力; $\bar{\eta}$ 为无量纲黏度; η 为水在压力为 p 时的黏度; η_0 为水大气压下的黏度; $\bar{\rho}$ 为无量纲密度; ρ 为水在压力为 p 时的密度; ρ_0 为水在大气压下的密度; \bar{w} 、 \bar{u} 为无量纲载荷和速度; w 为线载荷; \bar{h} 为无量纲膜厚; b 为 Hertz 接触半宽。

3 数值方法

轴承中压力的求解方法是多重网格法^[17]并考虑其中的温度变化, 利用多重网格积分法来计算弹性变形的数值, 采用逐列扫描法来计算温度的数值。在程序运算过程中采用 W 循环, 网格的层数为 6 层, 其中最高层网格上最多有 961 个节点且分布均匀。利用 Gauss-Seidel 迭代方法对各层网格上的压力进行计算。在压力和温度的计算过程中, 前一瞬时的迭代数值作为下一瞬时的迭代初值, 最终得到压力和温度迭代的结果。收敛的判别依据是每一个瞬时的无量纲压力和载荷的相对误差都小于 10^{-3} , 无量纲温度的相对误差小于 10^{-4} 。由于润滑膜中的温度梯度变化比较大, 本文采用等距网格。而在润滑剂和轴瓦、轴颈固液界面处的温度变化比较平缓, 所以本文使用不等距网格, 网格之间的距离是等比数列。

4 结果分析与讨论

表 1 为本文计算时使用的润滑剂的参数, 表 2 为轴承轴颈和轴瓦的材料参数。

表 1 润滑剂相关参数

Tab.1 Parameters relevant about lubricants

Parameters	Water
Environmental viscosity η_0 /(Pa·s)	0.001
Environmental density ρ_0 /(kg·m ⁻³)	1000
Heat conduction coefficient k /(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	0.58
Specific heat c /(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	4186

表 2 轴颈和轴瓦的材料参数

Tab.2 The material parameters of journal and bearing

Parameters	45 [#] steel	Ceramic	Plastic
Density ρ /(kg·m ⁻³)	7850	3260	941
Heat conduction coefficient k /(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	46	20	0.46
Specific heat c /(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	470	3500	2300
Radius/mm	100	100	100
Elastic Modulus/GPa	210	100	0.4
Poisson's ratio	0.3	0.42	0.4

4.1 轴瓦和轴颈温度一致变化对水润滑静压轴承的热弹流影响

由于季节或地域的变化, 水润滑静压滑动轴承工作的外部环境会发生很大的变化, 其中外界温度的变化对轴承润滑膜热弹流的影响很大。由于轴瓦、轴颈处于外界环境之中, 其温度与外界温度相同, 而润滑剂可以在轴承运行前加入, 这样就会导致润滑剂的初始温度异于轴瓦、轴颈的温度。本文考虑了三种水润滑静压轴承工作时的外部环境温度, 其中无量纲 T_a 表示轴瓦的温度, 无量纲 T_b 代表轴颈的温度, 无量纲 T_0 代表润滑剂的初始温度。

1) 无量纲温度边界为 $T_a = T_b = 0.95$, $T_0 = 1.0$, 其中 $T_0 = 1.0$ 表示 $t_0=313$ K, 这表示外部环境温度低于润滑剂的初始温度。

2) 无量纲温度边界为 $T_a = T_b = T_0 = 1.0$, 其中 $T_0 = 1.0$ 表示 $t_0=313$ K, 这表示外部环境温度和润滑剂初始温度相同。

3) 无量纲温度边界为 $T_a = T_b = 1.05$, $T_0 = 1.0$, 其中 $T_0 = 1.0$ 表示 $t_0=313$ K, 这表示外部环境温度高于润滑剂的初始温度。

对于无量纲参数 $U = 2.0 \times 10^{-12}$, $W = 3.0 \times 10^{-5}$ 。图 3 给出了润滑介质为纯水, 轴颈材料为 45[#]钢, 轴瓦材料分别为 45[#]钢、陶瓷、塑料时, 以上三种工况下润滑剂的温度变化曲线(选择包含润滑膜温度最高值的曲线)。

从图 3 可以看出, 三种轴瓦材料的水润滑静压轴承的润滑膜温度出现了相似的变化: 当轴瓦和轴颈的温度高于润滑剂的初始温度时, 润滑剂在入口区的温度先上升到接近轴瓦和轴颈的温度; 当轴瓦和轴颈的温度低于润滑剂的初始温度时, 润滑剂在入口区的温度先下降到接近轴瓦和轴颈的温度。这相当于在入口区轴瓦和轴颈对润滑剂起到了加热和冷却的作用。轴瓦和轴颈的温度越低, 润滑膜的温度曲线越低, 其中塑料轴瓦轴承润滑膜的温度变化最大, 陶瓷次之, 45[#]钢最小。轴瓦和轴颈的温度越低, 在出口区润滑

膜的温度突变越明显, 而且 45#钢轴瓦轴承的出口区润滑膜温度突变最大, 陶瓷轴瓦轴承次之, 塑料轴瓦轴承最小。

图 4 给出了润滑介质为纯水, 轴颈材料为 45#钢, 轴瓦材料分别为 45#钢、陶瓷、塑料在三种工况下润滑膜压力及膜厚的变化曲线。

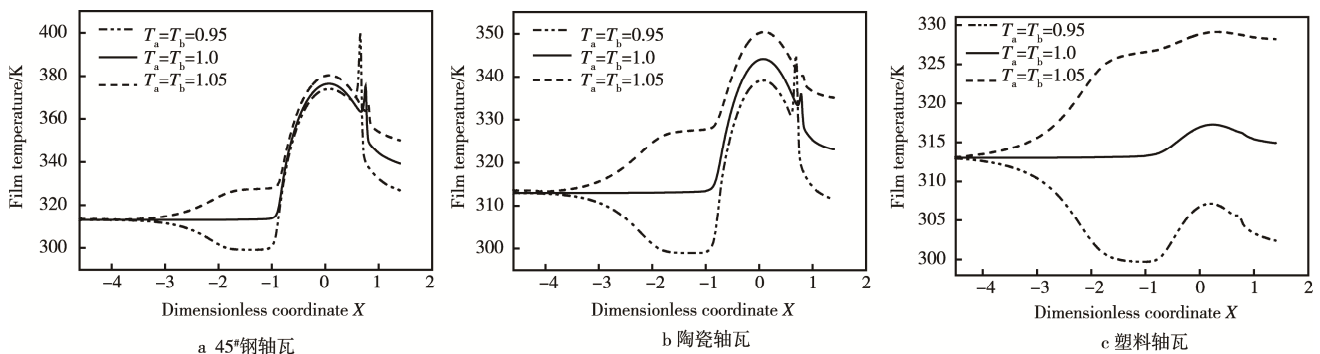


图 3 三种轴瓦材料轴承在不同轴瓦、轴颈温度下的润滑膜温度曲线

Fig.3 The temperature curve of lubricant film with three bearing materials under different temperature of bushing and journal

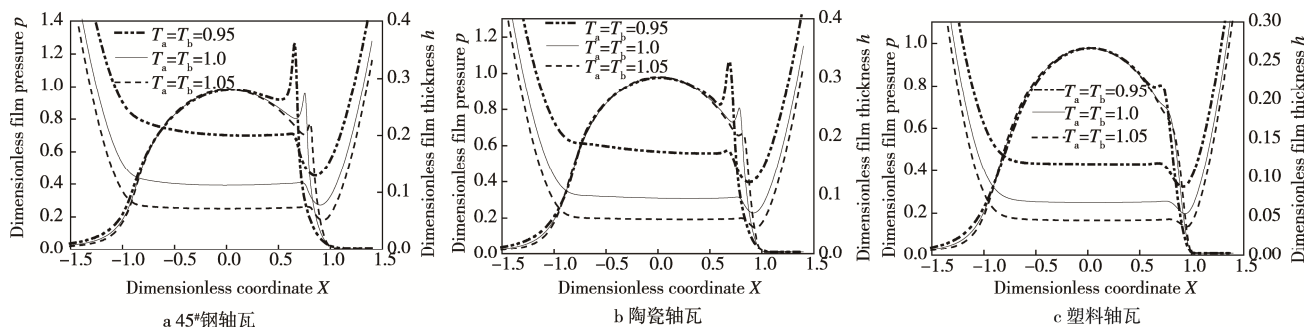


图 4 三种轴瓦材料轴承在不同轴瓦、轴颈温度下压力及膜厚的变化曲线

Fig.4 The pressure film thickness curve of three bearing materials under different temperature of bushing and journal

从图 4 可以看出, 对于三种轴瓦材料轴承, 轴瓦和轴颈的温度越低, 润滑膜的膜厚越大, 其中 45#钢轴瓦轴承润滑膜的膜厚变化最大, 陶瓷次之, 塑料最小。轴瓦和轴颈的温度越低, 润滑膜的第二压力峰越大, 其中 45#钢轴瓦轴承润滑膜的第二压力峰变化最大, 陶瓷次之, 塑料最小。不同轴瓦材料轴承的润滑膜的第二压力峰的变化, 也为润滑膜在出口区温度突变提供了解释。

4.2 轴瓦温度变化对水润滑动静压轴承的热弹流影响

为了更好地控制轴承润滑膜温度和压力膜厚的变化, 以外部降温 (本文未考虑强制对流的情况, 外部降温只是模拟环境温度降低使轴瓦温度保持固定值的情况) 的形式控制轴瓦的温度低于轴颈和润滑剂的初始温度。

1) 无量纲温度边界为 $T_a = T_0 = T_b = 1.0$, 其中 $T_0 = T_b = 1.0$ 表示 $t_0 = t_b = 313$ K, 这表示未进行外部降温的轴瓦无量纲温度 $T_a = 1.0$ 。

2) 无量纲温度边界为 $T_a = 0.95$, $T_0 = T_b = 1.0$, 其

中 $T_0 = T_b = 1.0$ 表示 $t_0 = t_b = 313$ K, 这表示通过外部降温控制轴瓦无量纲温度 $T_a = 0.95$ 。

3) 无量纲温度边界为 $T_a = 0.9$, $T_0 = T_b = 1.0$, 其中 $T_0 = T_b = 1.0$ 表示 $t_0 = t_b = 313$ K, 这表示通过外部降温控制轴瓦无量纲温度 $T_a = 0.9$ 。

对于无量纲参数 $U = 1.0 \times 10^{-12}$, $W = 3.0 \times 10^{-5}$ 。图 5 给出了润滑介质为纯水, 轴颈材料为 45#钢, 轴瓦材料分别为 45#钢、陶瓷、塑料时, 存在外部降温和不存在外部降温时的润滑剂温度变化对比曲线 (选择包含润滑膜温度最高值的曲线)。

从图 5 可以得到, 三种轴瓦材料轴承在存在外部降温时, 入口区温度均发生下降, 可以认为是轴瓦对润滑膜的冷却作用, 轴瓦的降温使三种轴瓦材料轴承的润滑膜温度整体有所下降。45#钢轴瓦轴承和陶瓷轴瓦轴承中润滑剂的出口区温度会由于外部降温作用发生突变, 而且轴瓦温度下降越大, 润滑剂出口区的温度突变越大, 塑料轴瓦轴承则未出现明显的润滑剂出口区温度突变的情况。

图 6 给出了润滑介质为纯水, 轴颈材料为 45#钢, 轴瓦材料分别为 45#钢、陶瓷、塑料时, 存在外部降

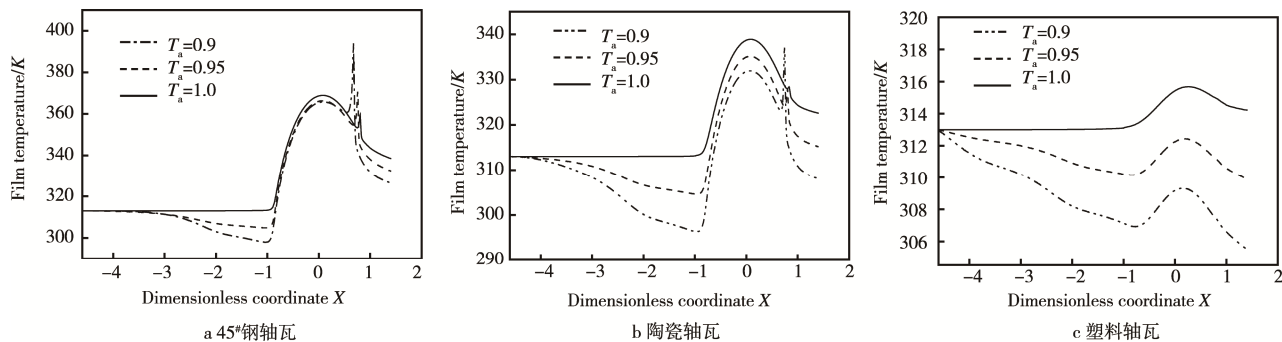


图5 三种轴瓦材料轴承在不同轴瓦温度下的润滑膜温度曲线

Fig.5 The temperature curve of lubricant film with three bearing materials under different temperature of bushing

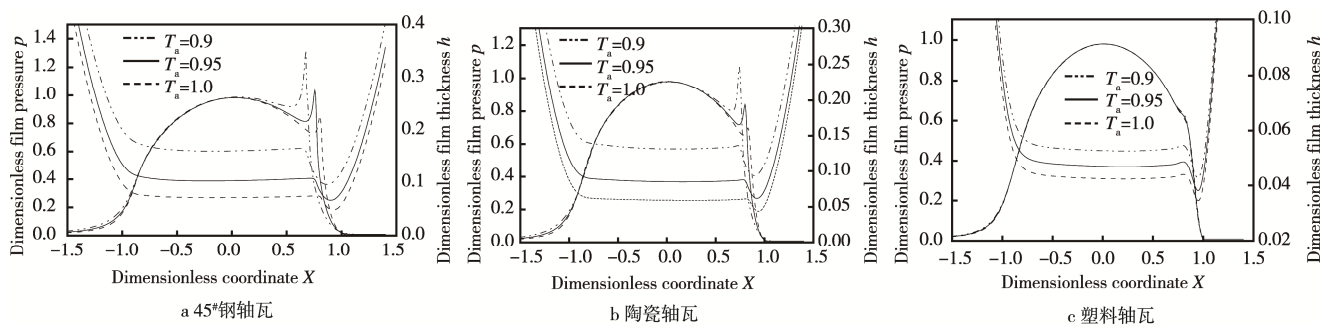


图6 三种轴瓦材料轴承在不同轴瓦温度下的压力、膜厚变化曲线

Fig.6 The pressure film thickness curve of three bearing materials under different temperature of bushing

温和不存在外部降温时压力、膜厚的变化曲线。

从图6可以看出,通过外部降温作用使轴瓦温度降低以后,润滑膜膜厚增大,而且温度越低,膜厚越大,可见外部降温有利于轴承的润滑。外部降温幅度越大,润滑膜的第二压力峰越明显,45#钢轴瓦轴承润滑膜的第二压力峰最大,陶瓷轴瓦轴承次之,塑料轴瓦轴承最小。

4.3 轴瓦、轴颈温度同时变化和轴瓦温度单独变化的对比

图7给出了在相同速度和载荷下,当轴瓦、轴颈温度相同且都低于润滑剂初始温度(第一种工况,即 $T_a = T_b = 0.95$)和轴瓦温度低于润滑剂和轴颈的初始

温度(第二种工况,即 $T_a = 0.95$)两种工况下,三种轴瓦材料轴承的润滑膜温度曲线变化对比图(选择包含润滑膜温度最高值的曲线)。

从图7可以看出,三种轴瓦材料轴承的润滑剂温度在入口区均出现下降趋势,但第一种工况下润滑剂在入口区温度下降的幅度大于第二种工况,可见轴瓦、轴颈温度同时降低对润滑膜冷却作用更强。45#钢轴瓦材料轴承和陶瓷轴瓦材料轴承在两种工况下,润滑剂出口区的温度均发生突变,但第一种工况变化幅度大于第二种工况,塑料轴瓦轴承出口区润滑剂温度突变不明显,但其整体温度变化要大于陶瓷轴瓦轴承和45#钢轴瓦材料轴承。

图8给出两种工况下三种轴瓦材料轴承的压力、

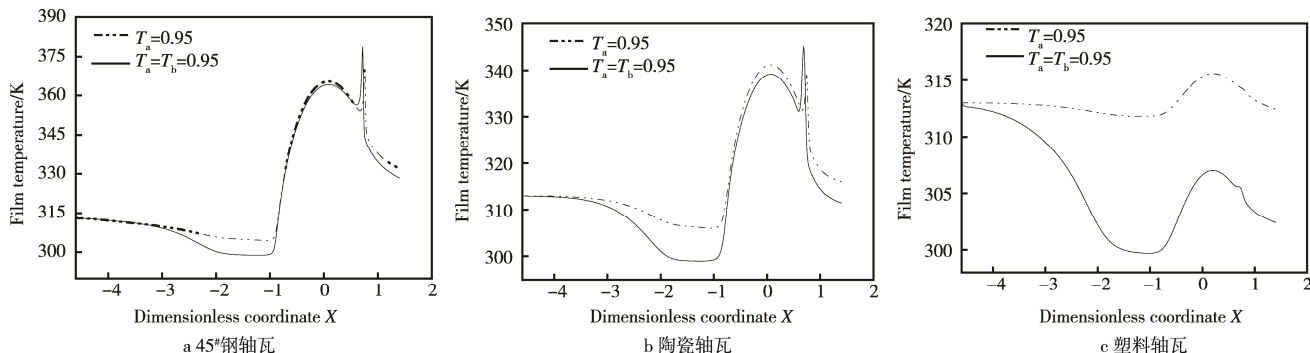


图7 三种轴瓦材料轴承在不同工况下的温度对比

Fig.7 The temperature contrast figure of three bearing materials under different working conditions

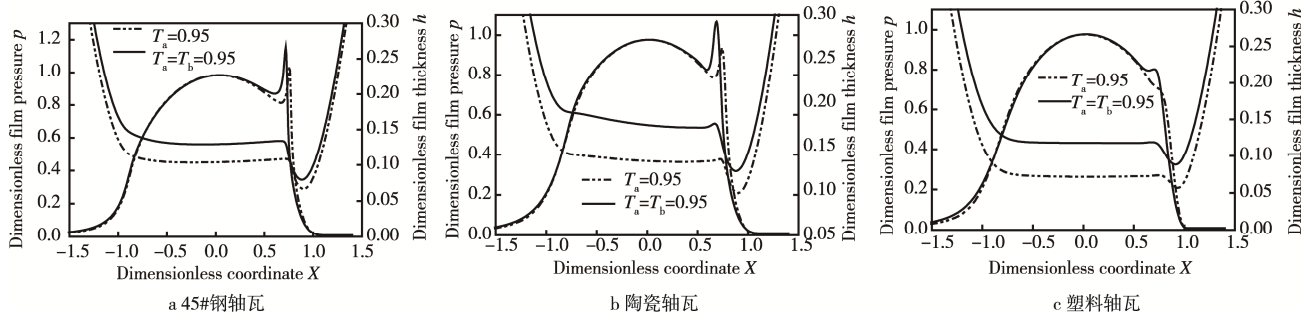


图 8 三种轴瓦材料轴承在不同工况下压力、膜厚对比

Fig.8 The film pressure thickness contrast of three bearing materials under different working conditions

膜厚变化对比图。从图 8 可以看出, 三种轴瓦材料轴承在第一种工况下的润滑膜膜厚均大于第二种工况, 滑膜的第二压力峰也是第一种工况大于第二种工况, 这也给出了图 7 温度对比图中出口区第一种工况的温度突变大于第二种工况的原因。

5 结论

1) 轴瓦、轴颈的温度高于润滑剂初始温度相较于轴瓦、轴颈温度等于润滑剂初始温度的情况, 其在入口区润滑膜的温度升高, 出口区的温度突变幅度降低, 润滑膜膜厚减小, 第二压力峰降低; 当轴瓦、轴颈温度低于润滑剂初始温度时与以上变化趋势相反。对于不同轴瓦材料的轴承, 当轴瓦、轴颈的温度变化相同时, 塑料轴瓦材料轴承的温度变化幅度最大, 陶瓷轴瓦材料轴承变化次之, 45#钢轴瓦材料轴承变化最小, 而三种轴瓦材料轴承出口区的温度突变幅度与以上趋势相反。

2) 三种轴瓦材料的轴承均出现: 由于轴瓦的冷却作用, 入口区的温度和整体润滑膜温度随轴瓦温度的降低而降低, 润滑膜膜厚增大; 随轴瓦温度降低, 出口区第二压力峰增大, 且温度突变幅度也增大, 其中 45#钢轴瓦材料的轴承变化最明显, 陶瓷轴瓦轴承次之, 塑料轴瓦材料轴承最小。

3) 对比轴瓦、轴颈温度同时降低和轴瓦温度降低这两种工况, 三种轴瓦材料轴承的润滑剂入口区温度都有下降趋势。第一种工况下, 润滑剂在入口区温度下降的幅度以及出口区的温度突变幅度均大于第二种工况, 塑料轴瓦材料的轴承出口区温度突变不明显。第一种工况的第二压力峰以及润滑膜膜厚均大于第二种工况。

参考文献:

- [1] 王海宝, 杨大壮. 水润滑轴承材料设计[J]. 润滑与密封, 2002, 27(3): 82—84.
WANG Hai-bao, YANG Da-zhuang. The Material Design

of Water-lubricated Bearing[J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(3): 82—84.

- [2] ZHOU Guang-wu, WANG Jia-xu, HAN Yan-feng, et al. An Experimental Study on Film Pressure Circumferential Distribution of Water Lubricated Rubber Bearings with Multiple Grooves[J]. Tribology Transactions, 2016, 3: 336—342.
- [3] WANG Lin, PEI Shi-yuan, XU Hua. Influence of Rotating Speed and Supply Pressure on the Performance of Water-lubricated Hybrid Bearing[C]// 2013 IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing (ISAM). American: Springer International Publishing, 2013: 25—28.
- [4] WANG Lin, PEI Shi-yuan, XIONG Xian-zhi, et al. Study on the Static Performance and Stability of a Water lubricated Hybrid Bearing with Circumferential Grooves and Stepped Recesses Considering the Influence of Recess Sizes[J]. Tribology Transactions, 2013, 57(1): 36—45.
- [5] LI Peng-ju, ZHU Yong-sheng, YAN Ke, et al. Experimental Investigation on the Film Pressure Measurement in Micro-gap Water-lubricated Hybrid Journal Bearing[J]. Tribology Transactions, 2016, 66: 1—38.
- [6] XIONG Xian-zhi, XU Hua. Simplified Multigrid Technique for the Numerical Solution to the Steady-state and Transient EHL Line Contacts and the Arbitrary Entertainment EHL Point Contacts[J]. Advanced Materials Research, 2013, 816—817: 289—293.
- [7] WANG You-qiang, SHI Xiu-jiang, ZHANG Li-jing. Experimental and Numerical Study on Water-lubricated Rubber Bearings[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2014, 66(2): 282—288.
- [8] WANG Yan-zhen, YIN Zhong-wei, JIANG Dan, et al. Study of the Lubrication Performance of Water lubricated[J]. Journal Bearings with CFD and FSI Method, 2016, 68(3): 341—348.
- [9] 郭红, 刘豪, 张杰, 等. 动静压轴承油膜温度场特性分析与实验研究[J]. 润滑与密封, 2015, 40(5): 1—4.
GUO Hong, LIU Hao, ZHANG Jie, et al. The Analysis and Experimental Research of the Film Temperature Field

- on Hybrid Journal Bearings[J]. *Lubrication Engineering*, 2015, 40(5): 1—4.
- [10] WANG Lin, PEI Shi-yuan, XIONG Xian-zhi, et al. Investigation of the Combined Influence of Turbulence and Thermal Effects on the Performance of Water-lubricated Hybrid Bearings with Circumferential Grooves and Stepped Recesses[J]. *Engineering Tribology*, 2014, 228(1): 53—68.
- [11] 刘晓玲. 滚子副的润滑机理研究[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2011.
- LIU Xiao-ling. On the Lubrication Mechanism of Roller Pairs[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2011.
- [12] LU Dun, LIU Ke-jia, ZHAO Wan-hua. Thermal Characteristics of Water-lubricated Ceramic Hydrostatic Hydrodynamic Hybrid Bearings[J]. *Tribology Letters*, 2016, 63: 23—33.
- [13] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.
- WEN Shi-zhu, HUANG Ping. The Principle of Tribology[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2002.
- [14] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- YANG P R. Numerical Analysis of Fluid Lubrication[M]. Beijing: The Defense Industry Press, 1998.
- [15] ROELANDS C J A, VLUGTER J C, WATERMAN H I. The Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils and Its Correlation with Chemical Constitution[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1963, 85(4): 601—607.
- [16] DOWSON D, HIGGINSON G R. *Elasto-hydrodynamic Lubrication*[M]. Oxford: Pergamon Press, 1977: 20—56.
- [17] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- WEN Shi-zhu, YANG P. Elastic Hydrodynamic Lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992.
- [18] 郭红, 张直明, 岑少起, 等. 径向浮环动静压轴承稳定性研究[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(17): 17—21.
- GUO Hong, ZHANG Zhi-ming, CEN Shao-qi, et al. The Study on the Stability of Radial Floating Ring Hybrid Bearings[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(17): 17—21.
- [19] 熊万里, 侯志泉, 吕浪, 等. 基于动网格模型的液体动静压轴承刚度阻尼计算方法[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(23): 118—126.
- XIONG Wan-li, HOU Zhi-quan, LYU Lang, et al. The Calculation Method of Rigidity and Damping of Hybrid Bearings Based on Dynamic Mesh Model [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(23): 118—126.
- [20] 郭力, 李波, 章泽. 液体动静压轴承的温度场与热变形仿真分析[J]. *机械科学与技术*, 2014, 33(4): 511—515.
- GUO Li, LI Bo, ZHANG Ze. The Simulation Analysis of Temperature Field and Thermal Deformation of Liquid Hybrid Bearings[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 33(4): 511—515.
- [21] 戴攀, 张亚宾, 徐华. 高速水润滑动静压轴承环面节流器节流系数研究[J]. *润滑与密封*, 2010(2): 40—43.
- DAI Pan, ZHANG Ya-bin, XU Hua. The Research on Throttle Coefficient of Annular Throttle for High Speed Water-lubricated Hybrid Bearings[J]. *Lubrication Engineering*, 2010(2): 40—43.
- [22] WU X J, WANG J X, XIAO K, et al. Numerical Simulation Study on Water-lubricated Rubber Bearings[J]. *Journal of Advanced Manufacturing Systems*, 2008, 7(1): 111—114.
- [23] 周广武. 水润滑橡胶合金轴承混合润滑分析与动力学性能优化[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
- ZHOU Guang-wu. The Mixed Lubrication Analysis and Dynamic Performance Optimization of Lubricated Rubber-alloy[D]. Chongqing: Chongqing University, 2013.
- [24] SATISH C S, VIKAS M P, JAIN S C. Influence of Wear on the Performance of a Multirecess Conical Hybrid Journal Bearing Compensated with Orifice Restrictor[J]. *Tribology International*, 2011, 44(12): 1754—1764.
- [25] LITWIN W. Influence of Surface Roughness Topography on Properties of Water-lubricated Polymer Bearings[J]. *Tribology Transactions*, 2011, 54(3): 351—361.