

基于热混合润滑的钢/橡胶接触 表面水润滑增强调控

李群, 刘晓玲*, 郭峰, 周家傲, 张政

(青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520)

摘要: **目的** 增强钢/橡胶摩擦副的润滑性能, 为提高混合润滑状态下水润滑轴承的性能提供参考。**方法** 建立水润滑条件下钢/橡胶摩擦副的热混合润滑模型, 讨论热效应对润滑性能的影响, 并在此基础上进一步研究表面粗糙度、水基润滑剂黏度和供水压力对水润滑增强调控的作用。**结果** 与等温解相比, 热效应使 Stribeck 曲线发生了右移, 摩擦因数和载荷比增大, 膜厚比降低。最高水膜温度随着转速的增加而升高, 热效应对混合润滑性能的影响显著。减小摩擦副表面粗糙度, Stribeck 曲线向左移动。在相同转速下, 载荷比随着表面粗糙度的减小而降低, 膜厚比反之。表面粗糙度越大, 水膜温度越高, 最高温度位于出口区, 且钢的表面温度低于水膜和橡胶的表面温度。当水基润滑剂的黏度增大时, 膜厚比增大, 载荷比和最高水膜温度降低, Stribeck 曲线发生左移。增加供水压力可以改善水膜压力分布, 使水膜承载区增大、压力减小, 粗糙峰接触压力和承载区减小, 导致载荷比减小、膜厚比增加, Stribeck 曲线向左偏移, 水膜最高温度降低。当接触区由边界润滑向混合润滑过渡时, 水膜最高温度出现拐点, 且水膜最高温度拐点随着供水压力的增加而左移。**结论** 热效应会降低摩擦副的混合润滑性能, 因此在混合润滑中不能忽略。考虑热效应时, 通过减小表面粗糙度, 或增加水基润滑剂黏度和供水压力, 均有利于增强钢/橡胶接触表面水润滑的混合润滑性能。

关键词: 水润滑; 热混合润滑; 粗糙度; 水基润滑剂; 供水压力; Stribeck 曲线

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3660(2024)03-0142-10

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2024.03.014

Enhanced Regulation of Water Lubrication on Steel/Rubber Contact Surfaces Based on Thermal Mixed Lubrication

LI Qun, LIU Xiaoling*, GUO Feng, ZHOU Jiaao, ZHANG Zheng

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Shandong Qingdao 266520, China)

ABSTRACT: Due to the low viscosity of water, the water-lubricated bearing is prone to friction and wear. In order to guide the design of water-lubricated bearings under mixed lubrication, it is necessary to enhance the lubrication performance of steel/rubber friction pairs with water as the lubricant. For this goal, a thermal mixed lubrication model of steel/rubber friction pairs under water lubrication was established, and the thermal effects on lubrication performance were discussed by a comparative study. On this basis, the effects of surface roughness, viscosity of water-based lubricant and water supply pressure

收稿日期: 2022-12-12; 修订日期: 2023-05-18

Received: 2022-12-12; Revised: 2023-05-18

基金项目: 国家自然科学基金 (51475250); 泰山学者人才工程 (TS20190943)

Fund: National Natural Science Foundation of China (51475250); The Taishan Scholars Talent Project (TS20190943)

引文格式: 李群, 刘晓玲, 郭峰, 等. 基于热混合润滑的钢/橡胶接触表面水润滑增强调控[J]. 表面技术, 2024, 53(3): 142-151.

LI Qun, LIU Xiaoling, GUO Feng, et al. Enhanced Regulation of Water Lubrication on Steel/Rubber Contact Surfaces Based on Thermal Mixed Lubrication[J]. Surface Technology, 2024, 53(3): 142-151.

*通信作者 (Corresponding author)

on the regulation of water lubrication enhancement were further studied with consideration of the Stribeck curve. The results showed that, when the friction coefficient for thermal solution was the same as that of isothermal solution, the rotational speed of thermal solution was greater than that of isothermal solution, which made the Stribeck curve shift to the right. Different from the isothermal solution, the thermal effect increased the friction coefficient and the load ratio, and decreased the film thickness ratio for the same rotational speed. The maximum water film temperature increased with the increase of the rotating speed, and the thermal effect had a significant impact on the mixed lubrication performance. For the thermal mixed lubrication of steel/rubber pairs, when the surface roughness of the friction pair reduced, the Stribeck curve moved to the left. At the same rotational speed, the load ratio decreased, while the film thickness ratio increased with the decrease of surface roughness; In addition, the larger the surface roughness, the higher the temperature of the water film and steel/rubber friction pair. The highest temperature was located in the outlet of the contact region, and the surface temperature of the steel was lower than that of the water film and the rubber. When the rotational speed was constant for different viscosity of water-based lubricant, increasing the viscosity could increase the film thickness ratio, and reduce the load ratio and the maximum water film temperature. When the friction coefficient was the same, the higher the viscosity, the lower the rotational speed, therefore, the Stribeck curve shifted to the left. As the water supply pressure increased, the water film pressure distribution was improved, resulting in an increase in the water film bearing area, a decrease in the water film pressure, and a decrease in the rough peak contact pressure and its bearing area, so that the load ratio decreased, the film thickness ratio increased, the Stribeck curve shifted to the left, and the maximum temperature of the water film decreased. Moreover, the maximum temperature of the water film increased firstly and then decreased with the increase of the rotating speed, and the maximum temperature of the water film appeared an inflection point, and the inflection point moved to the left with the increase of the water supply pressure. The reason was that the speed at the inflection point was correspondingly the transition of the lubrication state from boundary lubrication to mixed lubrication. It can be concluded that the thermal effects will weaken the mixed lubrication performance of the friction pair and cannot be negligible in the mixed lubrication. When considering the thermal effect, reducing the surface roughness, increasing the viscosity of water-based lubricant and water supply pressure are beneficial to enhance the mixed lubrication performance of water lubrication on the steel/rubber contact surface.

KEY WORDS: water lubrication; thermal mixed lubrication; roughness; water-based lubricant; water supply pressure; Stribeck curve

水润滑轴承具有节能、无污染的优势,目前水润滑轴承还存在成膜能力差、承载能力差等问题。为了提高水润滑轴承的润滑性能,国内外学者对轴承的润滑性能进行了大量研究。学者^[1-2]发现,水润滑轴承经常工作在混合润滑状态下。Kraker 等^[3]和 Xie 等^[4-5]通过研究 Stribeck 曲线发现,粗糙度与润滑状态的转变密切相关。刘洋洋等^[6]比较了弹流润滑和混合润滑状态下水膜(采用水作为润滑介质,在相对运动的摩擦表面间形成的水润滑膜,简称水膜^[7-8])厚度和压力分布,表明粗糙度对润滑性能的影响不能忽略。水润滑条件下的摩擦磨损实验结果表明,偶件的表面粗糙度存在最佳范围使得摩擦因数和磨损率最小^[9]。随着表面粗糙度的增加,水润滑条件下 UHMWPE 的摩擦因数和磨损率呈现与干摩擦相同的变化规律^[10]。在合适的粗糙度下,圆形三角形复合织构的水润滑推力轴承可以提高承载力,降低摩擦因数^[11]。上述研究表明,表面形貌会影响轴承的混合润滑性能,但并未考虑热效应。

实际上,在混合润滑状态下轴承和轴颈的局部摩擦不可避免,严重时会产生大量的摩擦热,造成轴瓦

烧损^[12],故热效应的影响不可忽视。张同钢等^[13]和董晓菲^[14]基于动静压轴承分析了供水压力对温度分布的影响,但此研究基于全膜润滑工况,并未考虑表面粗糙度。雷凯文^[15]建立了沟槽式水润滑轴承水膜的有限体积模型,研究了偏心率、转速、沟槽类型等对水膜温度场的影响。曹玉哲等^[16-17]建立了考虑热效应的混合润滑模型,讨论了长径比、粗糙度对水润滑轴承润滑性能的影响。Xiang 等^[18]建立了非线性动力学的热混合润滑模型,研究了半径间隙和壳体厚度对润滑性能的影响。Xie 等^[19]考虑了混合润滑工况下轴承偏斜角对温升及润滑性能的影响。上述研究侧重于讨论水润滑轴承的结构对轴承热混合润滑性能的影响,均未考虑润滑介质对 Stribeck 曲线及润滑性能的影响。

为了提升水润滑轴承的成膜能力,有必要研究水润滑钢/橡胶摩擦副的热混合润滑增强效应。由此,文中建立了润滑钢/橡胶摩擦副的热混合润滑模型,从表面粗糙度和润滑介质(水基润滑剂黏度、供水压力)入手,研究混合润滑问题的 Stribeck 曲线,以期混合润滑状态下水润滑轴承的润滑性能增强提供参考。

1 数学模型

钢环与橡胶块构成的接触副如图1所示,其承载载荷为 w , 钢环的速度为 u_a , 橡胶块静止时的速度 $u_b=0$, h_t 为摩擦副表面的实际水膜厚度, h 为不考虑表面形貌的水膜厚度, 即名义膜厚。

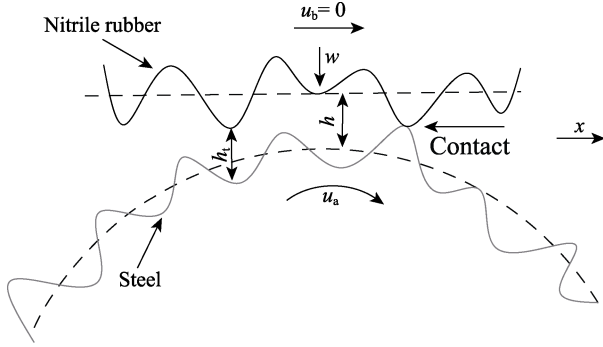


图1 钢-橡胶摩擦副示意图
Fig.1 Schematic diagram of friction pairs between steel and rubber

考虑表面形貌的热混合润滑广义 Reynolds 方程见式(1)。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\varphi \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) = 12u_e \frac{\partial(\rho^* h_t)}{\partial x} \quad (1)$$

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

$$\rho^* = [\rho'_e \eta_e (u_b - u_a) + \rho_e u_a] / u_e$$

$$\rho_e = (1/h) \int_0^h \rho dz$$

$$\rho'_e = (1/h^2) \int_0^h \rho \int_0^z (dz' / \eta^*) dz$$

$$\rho''_e = (1/h^3) \int_0^h \rho \int_0^z (z' dz' / \eta^*) dz$$

$$1/\eta_e = (1/h) \int_0^h (1/\eta^*) dz$$

$$1/\eta'_e = (1/h^2) \int_0^h (z / \eta^*) dz$$

式中: h 为膜厚; ρ 为润滑剂的密度; η^* 为润滑剂的等效黏度; u_a 、 u_b 分别为钢环 a、橡胶块 b 的速度; u_e 为卷吸速度; φ 为由 Patir 和 Cheng^[20]推导出的压力流量因子,假设表面纹理参数粗糙峰纵横比为 1, 见式(2)。

$$\varphi = 1 - 0.9e^{-0.56 \frac{h}{\sigma}} \quad (2)$$

式中: σ 为综合粗糙度, $\sigma = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_b^2}$, σ_a 、 σ_b 为接触副的表面粗糙度; h_t 为运动表面的平均间隙^[21], 计算见式(3)。

$$h_t = 0.5h \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma} \right) \right] + \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \exp \left(\frac{-h^2}{2\sigma^2} \right) \quad (3)$$

广义 Reynolds 方程(1)的边界条件见式(4)。

$$\begin{cases} p_h(x_{in}) = p_{in} \\ p_h(x) \geq 0 & x_{in} < x < x_{out} \\ p_h(x_{out}) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中: p_{in} 为供水压力。

采用 Eyring 流变模型^[22], 等效黏度 η^* 的计算见式(5)。

$$\eta^* = \eta \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right) / \sinh \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right) \quad (5)$$

式中: τ_0 为特征剪应力; τ 为剪应力; η 为表观黏度, 采用 Roelands^[23]推导的黏温关系求解, 见式(6)。

$$\eta = \eta_0 \exp \{ A_1 [-1 + (A_2 T - A_3)^{-S_0}] \} \quad (6)$$

式中: $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$; $A_2 = 1/(T_0 - 138)$; $A_3 = 138/(T_0 - 138)$; $S_0 = \beta_T(T_0 - 138)/(\ln \eta_0 + 9.67)$; η_0 为环境黏度; T_0 为环境温度; T 为水膜温度; β_T 为黏温系数。

在式(3)中, 水膜名义厚度 h 的计算见式(7)。

$$h(x) = h_{00} + \frac{x^2}{2R_0} - \frac{2}{\pi E'} \int_{x_{in}}^{x_{out}} p \ln(x-x')^2 dx' \quad (7)$$

式中: h_{00} 为刚体中心膜厚; R_0 为综合曲率半径;

E' 为当量弹性模量, $\frac{1}{E'} = \frac{1-\nu_a^2}{E_a} + \frac{1-\nu_b^2}{E_b}$, E_a 、 E_b 、 ν_a 、 ν_b 分别为两接触表面的弹性模量和 Poisson 比。

总压力由水膜压力和粗糙峰接触压力两部分组成, 压力的计算见式(8)。

$$p = p_h + p_a \quad (8)$$

式中: p_h 为水膜压力; p_a 为由 Zhao 等^[24]推导的粗糙峰接触压力, 表达式见式(9)。

$$\begin{aligned} p_a = & \frac{2}{3} E' n \beta^{0.5} \sigma^{1.5} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{h^*-y_s^*}^{h^*-y_s^*+w_1^*} w^{*1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} Z^* \right)^2} dZ^* + \\ & 2\pi \cdot h_d \cdot n \beta \sigma \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \int_{h^*-y_s^*+w_2^*}^{\infty} w^{*1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} Z^* \right)^2} dZ^* + \\ & \pi \cdot h_d \cdot n \beta \sigma \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \right) \times \int_{h^*-y_s^*+w_1^*}^{h^*-y_s^*+w_2^*} w^{*1.5} e^{-0.5 \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} Z^* \right)^2} \times \\ & \left[1 - 0.6 \frac{\ln w_2^* - \ln w_1^*}{\ln w_2^* - \ln w_1^*} \right] \times \left[1 - 2 \left(\frac{w^* - w_1^*}{w_2^* - w_1^*} \right)^3 + 3 \left(\frac{w^* - w_1^*}{w_2^* - w_1^*} \right)^2 \right] dZ^* \end{aligned} \quad (9)$$

式中带星号表示无量纲化后的参数, $w^* = w/\sigma$, $z^* = z/\sigma$, $h^* = h/\sigma$, $y_s^* = y_s/\sigma$, $w^* = z^* - h^* + y_s^*$ 。 n 为粗糙峰的密度, β 为粗糙峰的半径。对于不同表面 $n\beta\sigma$ 的乘积变化不大, 故文中取 $n\beta\sigma=0.05$ 。 w_1 为产生屈服的位移, w_2 为产生完全塑性变形的位移, $w_2=54w_1$ ^[24]。 σ_s 、 y_s 为由 Mccool^[25]计算得出的接触表面粗糙度峰值的标准偏差, 以及表面高度中线与表面顶点中线之间的距离, 表达式见式(10)。载荷平衡方程见式(11), 载荷比的计算见式(12)。

$$\sigma_s = \sqrt{1 - \frac{3.7169 \times 10^{-4}}{(n\beta\sigma)^2}} \sigma, \quad y_s = \frac{0.0459}{n\beta\sigma} \sigma \quad (10)$$

$$w = \int_{x_{in}}^{x_{out}} p_h(x) dx + \int_{x_{in}}^{x_{out}} p_a(x) dx \quad (11)$$

$$L_a = \frac{w_a}{w} = \frac{\int_{x_{in}}^{x_{out}} p_a(x) dx}{\int_{x_{in}}^{x_{out}} p(x) dx} \quad (12)$$

在混合润滑中, 摩擦力 F 由水膜的剪切力 F_h 和粗糙峰接触产生的摩擦力 F_a 组成, 见式 (13)~(15)。在混合润滑中, 平均摩擦因数的计算见式 (16)。膜厚比为最小膜厚 h_{min} 与综合表面粗糙度的比值, 见式 (17)。水膜能量方程见式 (18)。

$$F = F_h + F_a \quad (13)$$

$$F_h = \int_{x_{in}}^{x_{out}} \tau(x) dx \quad (14)$$

$$F_a = \int_{x_{in}}^{x_{out}} f_a \cdot p_a(x) dx \quad (15)$$

$$f_c = F / w \quad (16)$$

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sigma} \quad (17)$$

$$c \left[\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \left(-\frac{\partial}{\partial x} \int_0^z \rho u dz' \right) \frac{\partial T}{\partial z} \right] - k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = -\frac{T}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(u \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) + \eta^* \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] + Q_a \quad (18)$$

式中: c 为润滑剂比热容; k 为润滑剂的热传导系数; Q_a 为粗糙峰引起的单位体积热量, 表达式见式 (19)。

$$Q_a = \frac{u_s f_a p_a}{h} \quad (19)$$

式中, u_s 为滑移速度, $u_s = |u_a - u_b|$ 。

固体 a、b 的能量方程、热流量连续性方程和热传导方程的边界条件与文献[26]相同。

2 数值方法

数值计算需要将方程无量纲化后进行, 定义无量纲参数: $\bar{\eta}^* = \eta^* / \eta_0$, $\bar{\eta} = \eta / \eta_0$, $\bar{\rho} = \rho / \rho_0$, $\bar{\tau} = \tau / p_H$, $\bar{\tau}_0 = \tau_0 / p_H$, $p_H = E'b / (4R_0)$ 。 p_H 为最大赫兹压力, b 是赫兹接触区的半宽。 $b = \sqrt{8w'R_0 / (\pi E')}$, $\bar{p} = p / p_H$, $\bar{p}_h = p_h / p_H$, $\bar{p}_a = p_a / p_H$, $\bar{h} = hR_0 / b^2$, $\bar{h}_t = h_t R_0 / b^2$, $\bar{\sigma} = \sigma R_0 / b^2$, $\bar{u}_e = u_e \eta_0 / (E'R_0)$, $\bar{u}_s = u_s \eta_0 / (E'R_0)$, $\bar{u} = u / u_e$, $\bar{T} = T / T_0$, $\bar{w}' = w' / (E'R_0)$, $\bar{z} = z / h$, $\bar{z}_a = z_a / b$, $\bar{z}_b = z_b / b$, $\bar{X} = x / b$ 。

采用有限差分法离散无量纲的雷诺方程。能量方程的顺流区采用向后差分, 逆流区采用向前差分, \bar{z}

方向采用中心差分格式。油膜压力采用多重网格法求解, 弹性变形采用多重网格积分法求解, 温度场采用逐列扫描法求解^[22]。采用 6 层网格, 最高层网格有 961 个节点。 \bar{X} 的计算域为 $[-4.6, 1.4]$, 温度场 \bar{z} 的计算域为 $[-6, 16]$, 其网格划分如图 2 所示。使用 Fortran 6.6 对方程进行求解, 计算流程如图 3 所示, 其中 E_p 、

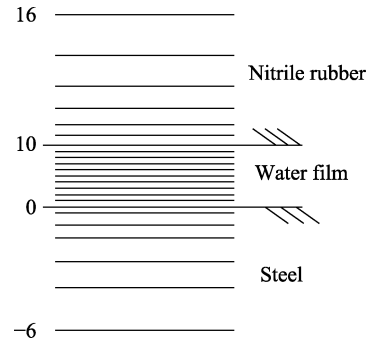


图 2 \bar{z} 方向的温度计算网格
Fig.2 Temperature calculation grid in \bar{z} direction

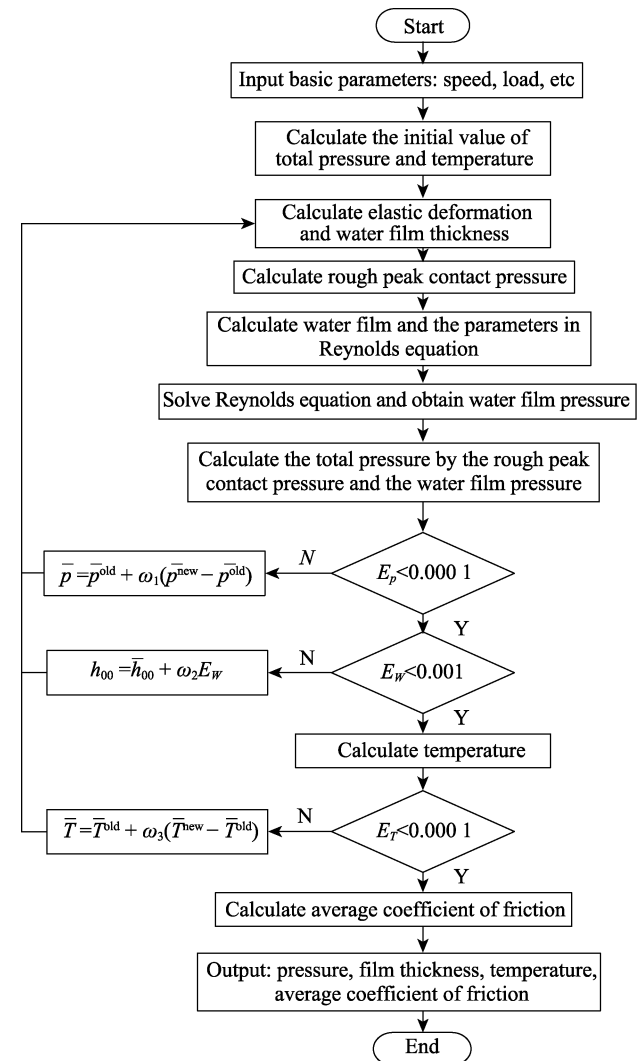


图 3 计算流程

Fig.3 Flow chart of numerical calculation

E_W 、 E_T 分别为压力、载荷和温度的误差，他们需满足收敛精度。

3 结果分析

公共输入参数： $t_0=25\text{ }^\circ\text{C}$ ，水的黏度 $\eta_0=0.001\text{ Pa}\cdot\text{s}$ ，密度 $\rho=998\text{ kg/m}^3$ ，比热容 $c=4\,186\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ ，热传导率 $k=0.58\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。摩擦副丁腈橡胶和钢的相关参数如表 1 所示。

3.1 算法验证

将文中结果与 Masjedi 等^[27]的混合润滑模型计算的压力进行对比，如图 4 所示。Masjedi 模型输入的无量纲参数 $W=1\times 10^{-4}$ ， $U=1\times 10^{-11}$ ， $G=4\,500$ ， $h_d/E'=0.01$ ， $\bar{\sigma}=5\times 10^{-6}$ ， $\bar{\sigma}=2\times 10^{-5}$ ， $\bar{\sigma}=5\times 10^{-5}$ 。由图 4 可见，文中计算结果与文献^[27]的计算结果基本吻合，验证了文中模型和程序计算的准确性。

3.2 热效应对 Stribeck 曲线的影响

为了考察热效应对润滑状态的影响，对比分析了 $w=81.3\text{ kN/m}$ ， $\sigma=1.13\text{ }\mu\text{m}$ 时 Stribeck 曲线与等温解

的区别。由图 5 可见，在热效应的影响下 Stribeck 曲线发生右移。当摩擦因数相同时，热解的转速高于等温解。例如：在摩擦因数为 0.03，热解对应的转速约为 1 500 r/min 时，等温解对应 1 300 r/min，说明热效应使其润滑性能变差。

为了探究热效应对摩擦性能的影响机理，对比了不同转速下的载荷比和膜厚比，如图 6 所示。从图 6a 可以看出，载荷比为 19.8% 时，等温解对应的转速 $n=1\,300\text{ r/min}$ ，而热解对应的转速 $n=1\,500\text{ r/min}$ 。原因在于水的黏度随着温度的增高而减小，如图 7 所示，黏度的减小使相同工况下水的承载能力降低，粗糙峰的接触压力增加。若达到相同的载荷比，热解需要比等温解具有更高的转速。同理，黏温效应使得相同工况下热解的膜厚小于等温解的膜厚，故热解的膜厚比小于等温解的膜厚比，如图 6b、c 所示。根据膜厚比对润滑状态的判定^[28]，此工况下膜厚比均小于 1，处于边界润滑状态。热解在 $n=1\,500\text{ r/min}$ 时与等温解在 $n=1\,300\text{ r/min}$ 时具有相同的载荷比和膜厚比，表明两者处于相同的润滑状态，故摩擦因数相同。

与之相对应的水膜最高温度变化如图 8 所示。由

表 1 摩擦副相关参数
Tab.1 Parameters of friction pair

Material	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	E/GPa	ν	$c/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	$k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$
316 stainless steel	7 850	195.0	0.30	470	46.00
Nitrile rubber	1 190	1.2	0.47	1 500	0.29

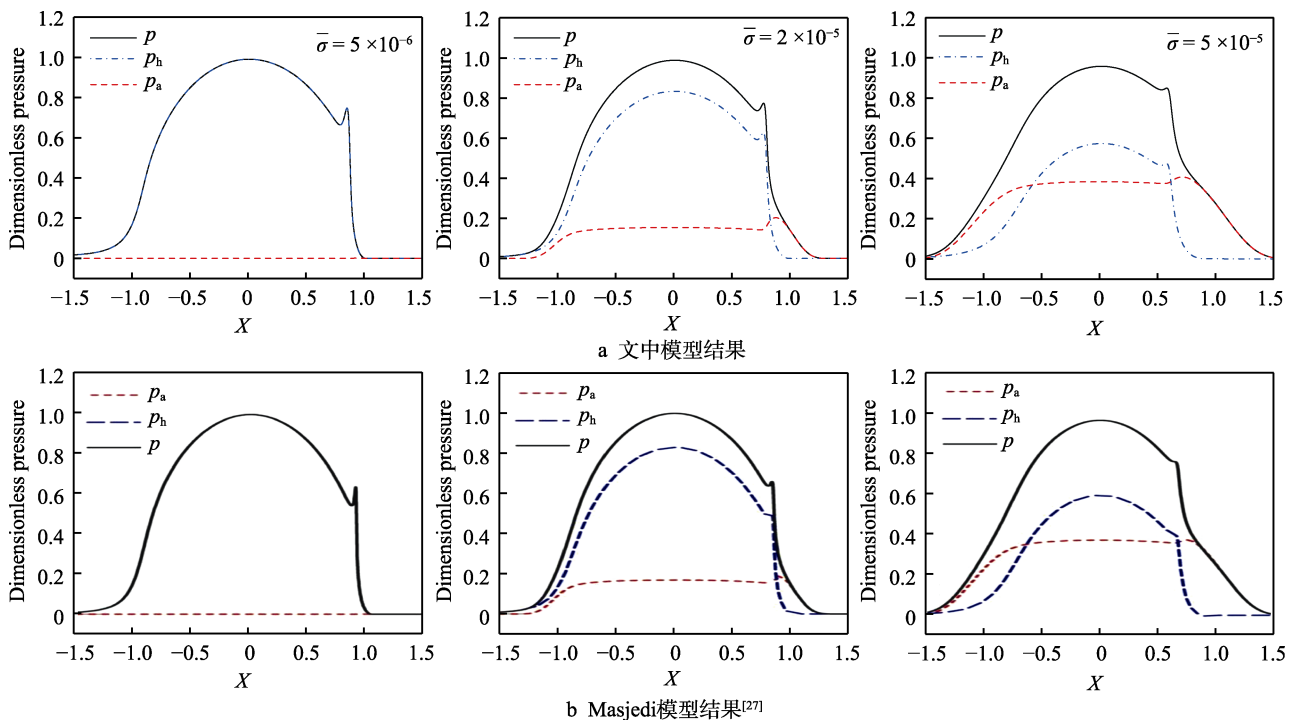


图 4 算法验证

Fig.4 Algorithm verification: a) results of model in the paper; b) Masjedi model's results^[27]

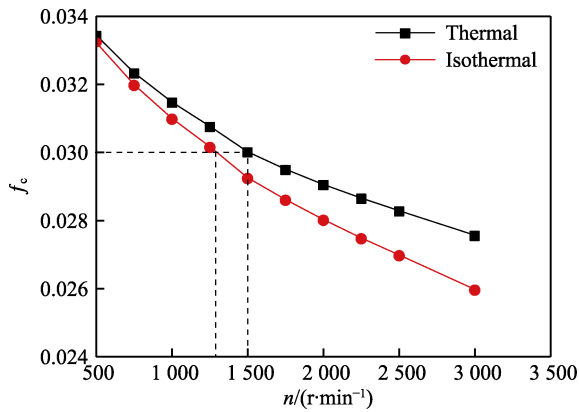


图 5 热效应对摩擦因数的影响

Fig.5 Effect of thermal effect on friction coefficient

图 8 可见,随着转速的增加,水膜的最高温度不断升高。由前文可知,在该工况下摩擦副始终处于边界润滑状态,粗糙峰接触数量较多,摩擦较严重,粗糙峰接触产生的摩擦热,即,能量方程式(18)中的 Q_a 是影响水膜温度的主要因素。当转速增加时,两接触面间的相对滑动速度增大、温度升高,黏温效应越来越明显,等温与热 2 种条件下的差距越显著,这与图 5、6 的结论对应。

综上所述,在重载工况下钢/橡胶表面摩擦副的磨损较严重,产生的热量较多,使得摩擦副处于边界润滑状态。由此可见,热效应对润滑性能的影响不可忽略,混合润滑性能与表面形貌和润滑介质有关,下一步将探究热混合润滑性能增强的策略。

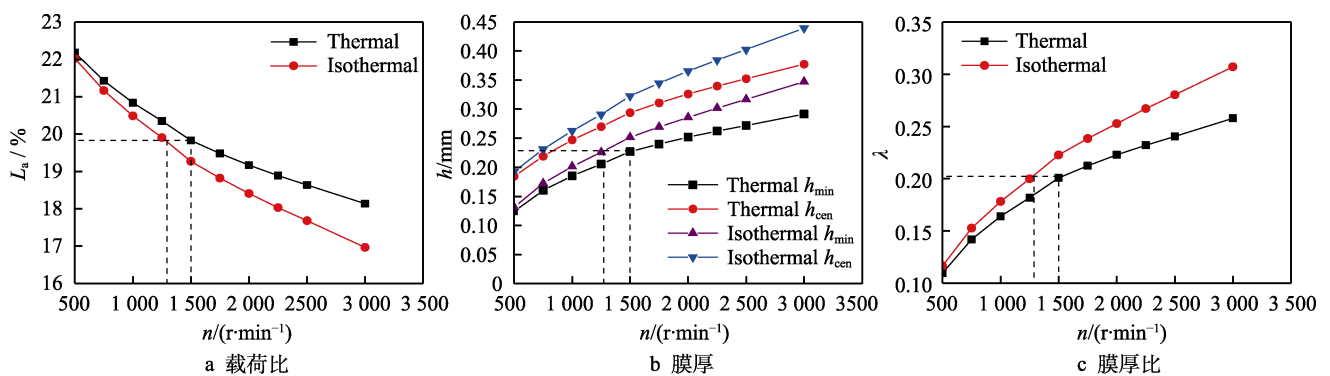


图 6 热效应对载荷比、膜厚及膜厚比的影响

Fig.6 Effect of thermal effect on load ratio, film thickness and film thickness ratio:

a) load ratio; b) film thickness; c) film thickness ratio

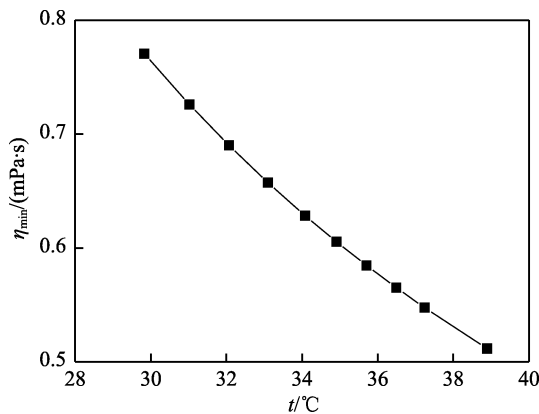


图 7 温度对黏度的影响

Fig.7 Effect of temperature on viscosity

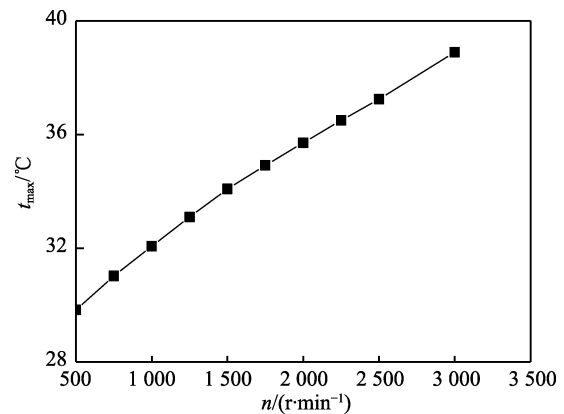


图 8 转速对最高温度的影响

Fig.8 Effect of rotational speed on maximum temperature

3.3 表面粗糙度对 Stribeck 曲线的影响

在 $w=81.3 \text{ kN/m}$ 工况下,粗糙度对 Stribeck 曲线的影响如图 9 所示。当摩擦因数为 0.027 9,粗糙度分别为 1、0.8、0.6 μm 时,对应的转速分别为 2 000、1 200、665 r/min ,Stribeck 曲线整体左移。这是因为粗糙度越大,粗糙峰刺破水膜接触的数量越多,粗糙峰之间的摩擦加剧,平均摩擦因数增大。当转速从 500 r/min 增加到 3 000 r/min 时,动压效应使得表面粗糙度 σ 为 1.0 μm 时的平均摩擦因数降低了约 19.6%。

在相同工况下,粗糙度对载荷比和膜厚比的影响如图 10 所示。从图 10 可以看出,随着粗糙度的减小,载荷比减小,同时膜厚比增大,但 λ 小于 1 时处于边界润滑状态。在边界润滑或混合润滑工况下,粗糙峰接触摩擦力是影响总摩擦力的主要因素^[4]。当载荷一定时,载荷比的变化趋势表明,粗糙峰接触载荷随着粗糙度的减小而减小,导致总摩擦力减小,故平均摩擦因数减小。表面粗糙度的增大使得局部动压效应增强,导致最小膜厚增加,但其增幅小于粗糙度的增幅,

故膜厚比随着表面粗糙度的增加而降低。由此可见,表面粗糙度越小,粗糙峰接触的数量越少,平均摩擦因数越小。

当 $n=1\ 500\ \text{r/min}$ 时,表面粗糙度对固体 a、水膜、固体 b 温度的影响如图 11 所示。可以看出,随着粗糙度的减小,水膜、固体 a、固体 b 的温度均降低,出口区温度最高,且变化最明显。随着粗糙度的降低,固体 a 出口区的最高温度从 $33.1\ ^\circ\text{C}$ 下降到 $31.9\ ^\circ\text{C}$,水膜的最高水膜温度从 $33.7\ ^\circ\text{C}$ 下降到 $32.4\ ^\circ\text{C}$ 。固体 a 为运动表面,散热较快,因此温度略低于水膜和固体 b 的温度。固体 b 静止,且为橡胶材料,热传导系数较小,因此散热较慢,其温度与水膜相近。

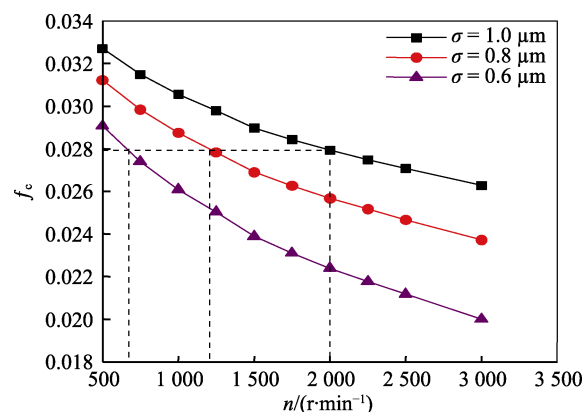


图9 粗糙度对摩擦因数的影响
Fig.9 Effect of roughness on friction coefficient

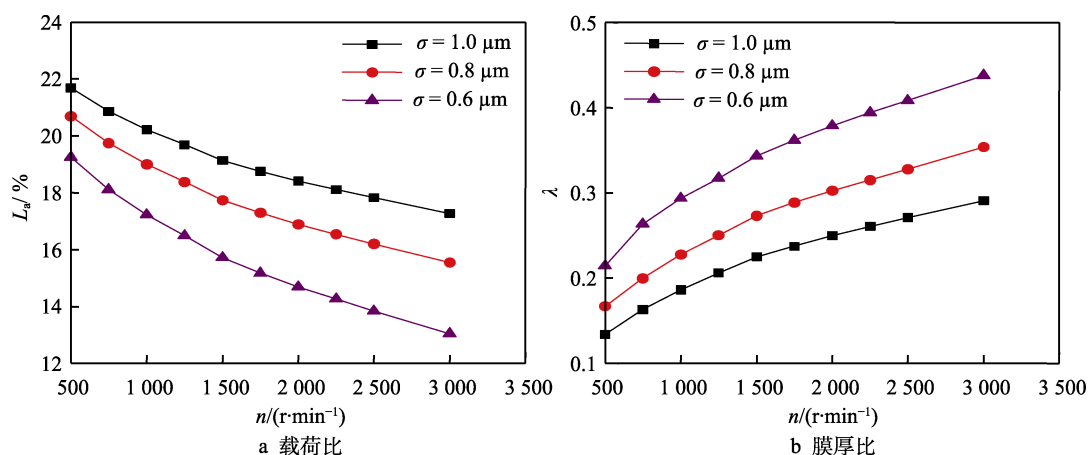


图10 粗糙度对载荷比和膜厚比的影响
Fig.10 Effect of roughness on load ratio and film thickness ratio: a) load ratio; b) film thickness ratio

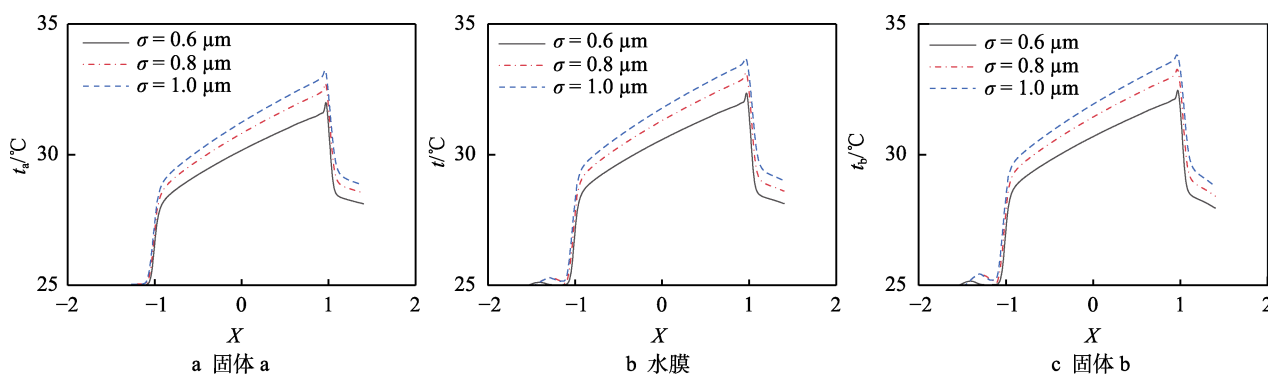


图11 粗糙度对温度的影响
Fig.11 Effect of roughness on temperature: a) solid a; b) water film; c) solid b

综上可知,减小接触表面的粗糙度可增强钢/橡胶摩擦副的混合润滑性能。

3.4 水基润滑剂黏度对 Stribeck 曲线的影响

低黏度是水润滑轴承承载能力低、成膜能力差的一个重要原因。学者在水中加入乳化油、低元醇等^[29-30],以增加水的黏度,从而提高水润滑轴承的润滑性能。水的黏度较低,乳化油的黏度较高,根据文献[31]的实验结果可知,加入乳化油会增加水的黏度,

这里对水中加入少量乳化油 ($<10\%$) 形成的水基润滑剂进行了分析。

在 $w=81.3\ \text{kN/m}$, $\sigma=1.13\ \mu\text{m}$ 工况下,不同黏度的水基润滑剂对 Stribeck 曲线的影响如图 12 所示。当 $n=2\ 500\ \text{r/min}$ 时, $\eta_0=0.003\ \text{Pa}\cdot\text{s}$, 比 $\eta_0=0.001\ \text{Pa}\cdot\text{s}$ 对应的摩擦因数降低了 22.5% 。这是因为水包油型流体的含油率越大,黏度越高,油膜越厚^[32],使得水基润滑剂的承载能力增加,导致粗糙峰的接触压力减小,进而引起总摩擦力的减小,摩擦因数降低。当摩

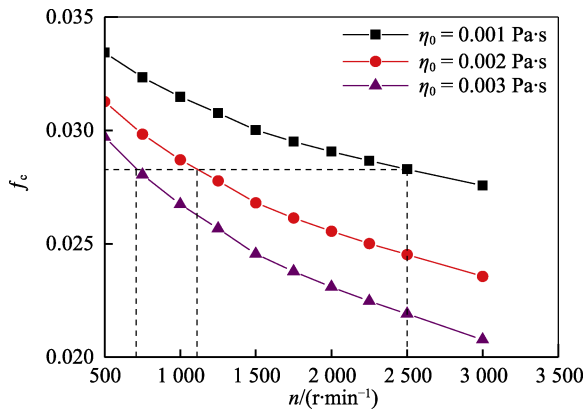


图 12 黏度对摩擦因数的影响
Fig.12 Effect of viscosity on friction coefficient

摩擦因数相同时, 黏度越低对应的转速越大, Stribeck 曲线左移。这是因为黏度越低, 接触摩擦副的摩擦力越大, 需通过提高转速增加动压效应, 以弥补水膜的承载压力, 减小粗糙峰的接触压力来降低摩擦因数。

为了进一步探究黏度对摩擦因数的影响机理, 研究了相同工况下的载荷比、膜厚比和水膜最高温度, 如图 13 所示。从图 13a、b 可以看出, 当转速一定时, 随着黏度的增加, 载荷比减小, 膜厚比增加。载荷比的降低和膜厚比的增加均会减小粗糙峰接触压力, 使得粗糙峰之间的摩擦减小, 进而减小了摩擦因数, 这

与水基润滑剂的抗磨损性主要取决于微弹流区压力分布改变的结论一致^[33]。同理, 当水基润滑剂黏度增大时, 接触副微凸体表面摩擦减弱, 由微凸体接触产生的摩擦热降低, 最高水膜温度降低, 如图 13c 所示。这也表明在边界润滑状态下, 微凸体接触产生的摩擦热是影响水膜温度的主要因素, 因此通过在水中加入乳化油形成水基润滑剂可增强钢/橡胶接触副的润滑性能。

3.5 供水压力对 Stribeck 曲线的影响

在 $w=21 \text{ kN/m}$, $\sigma=0.2 \mu\text{m}$, $n=1500 \text{ r/min}$ 工况下, 供水压力对水膜压力 p_h 、总压力 p 和粗糙峰接触压力 p_a 分布的影响如图 14 所示。由图 14 可见, 随着供水压力的增大, 水膜承载区和压力均有所减小, 导致总压力的承载区减小、压力降低, 进而粗糙峰的承载区减小、接触压力降低。这是因为供水压力使得承载区增大, 且供水压力越大, 入口区承载的压力越大, 使得中心承载区的压力减小。

供水压力对 Stribeck 曲线、载荷比和膜厚比的影响如图 15 所示。从图 15a 可以看出, 当摩擦因数为 0.18 时, 与不考虑入口压力相比, 入口压力为 1.5、3 MPa 时转速分别降低了 25.6%、55.5%, 即较大的入口压力对应较小的转速, 使 Stribeck 曲线向左移动。

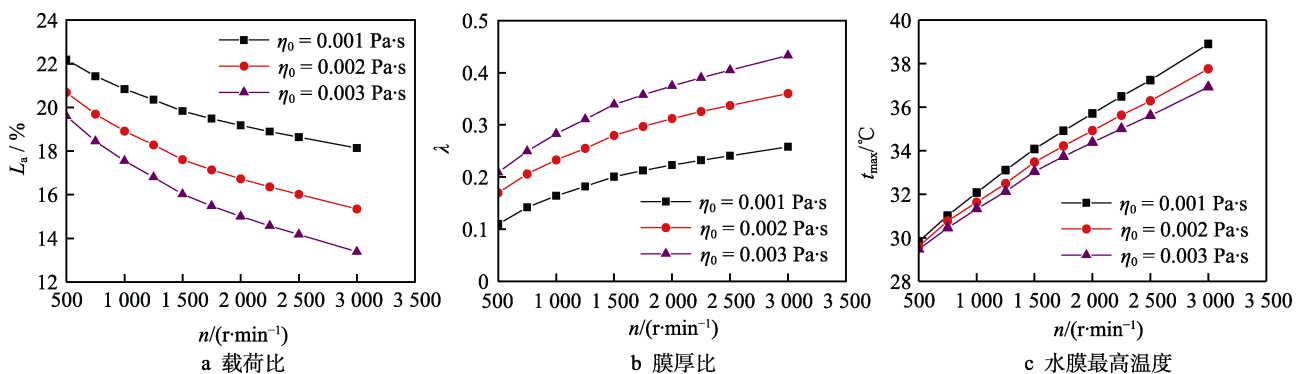


图 13 黏度对载荷比、膜厚比和最高温度的影响
Fig.13 Effect of viscosity on load ratio, film thickness ratio and maximum temperature:
a) load ratio; b) film thickness ratio; c) maximum temperature of water film

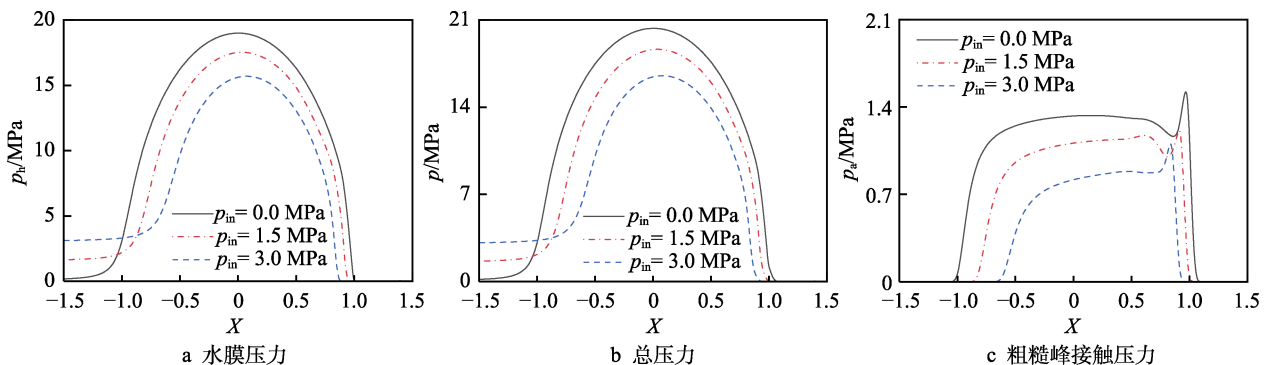


图 14 供水压力对水膜压力、总压力和粗糙峰接触压力的影响
Fig.14 Effect of water supply pressure on water film pressure, total pressure, and rough peak contact pressure: a) total pressure; b) water film pressure; c) rough peak contact pressure

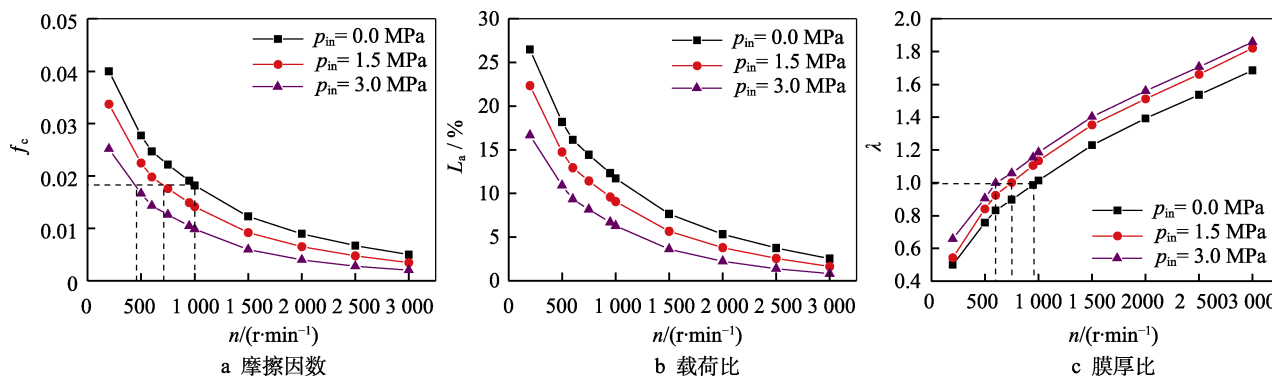


图 15 供水压力对摩擦因数、载荷比和膜厚比的影响

Fig.15 Effect of water supply pressure on friction coefficient, load ratio and film thickness ratio: a) friction coefficient; b) load ratio; c) film thickness ratio

这是因为随着供水压力的增大,粗糙峰接触压力和粗糙峰承载区均减小,粗糙峰接触载荷降低,故载荷比减小,如图 15b 所示。同时,随着供水压力的增大,水膜承载压力减小,膜厚增大,故膜厚比增加,如图 15c 所示。载荷比降低和膜厚比增加都可使平均摩擦因数减小,由此 Stribeck 曲线左移。

供水压力对温度的影响如图 16 所示。随着转速的增加,水膜最高温度先增大后减小。随着入口压力的增加,水膜最高温度逐渐减小,最高温度拐点向低速方向移动。这是因为拐点的转速对应图 14c 中 $\lambda=1$ 左右,即边界润滑向混合润滑过渡的区域。当处于边界润滑时,微凸体接触产生的摩擦热较多。当处于混合润滑状态时,微凸体接触摩擦开始减弱,产生的摩擦热减少,故最高温度随着转速的增加呈先升高后降低的趋势。在工程实际中,温度拐点处对应的转速易导致轴承烧损。

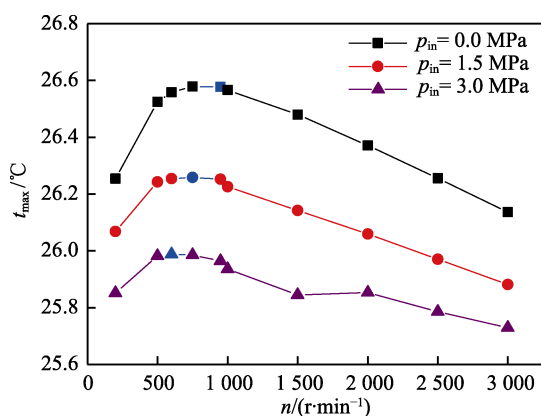


图 16 供水压力对最高温度的影响

Fig.16 Effect of water supply pressure on maximum temperature

4 结论

1) 建立了考虑表面形貌的钢/橡胶摩擦副热混合润滑模型,得到了完整的数值解,并与等温解进行了

对比。与等温解相比,考虑热效应时,平均摩擦因数和载荷比较大,膜厚比较小,表明在混合润滑状态下不可忽略热效应。

2) 在热混合润滑工况下,减小表面粗糙度,可使 Stribeck 曲线左移,降低载荷比和水膜温度,增大膜厚比,进而改善润滑性能。

3) 加入适量绿色添加剂,以增加水的黏度,可使 Stribeck 曲线左移,降低摩擦因数,增大膜厚比,减小载荷比和水膜温度,有利于增强混合润滑性能。

4) 增加供水压力也可使 Stribeck 曲线左移,降低摩擦因数,增加膜厚比,减小载荷比,降低最高水膜温度,从而增强混合润滑性能。

参考文献:

- [1] HIRANI H, VERMA M. Tribological Study of Elastomeric Bearings for Marine Propeller Shaft System[J]. Tribology International, 2009, 42(2): 378-390.
- [2] CABRERA D L, WOOLLEY N H, ALLANSON D R, et al. Film Pressure Distribution in Water-Lubricated Rubber Journal Bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2005, 219(2): 125-132.
- [3] DE KRAKER A, VAN OSTAYEN R A J, RIXEN D J. Calculation of Stribeck Curves for (Water) Lubricated Journal Bearings[J]. Tribology International, 2007, 40(3): 459-469.
- [4] XIE Z L, RAO Z S, TAN N, et al. Investigations on Transitions of Lubrication States for Water Lubricated Bearing. Part II: Further Insight into the Film Thickness Ratio Lambda [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2016, 68(3): 416-429.
- [5] XIE Z L, ZHU W D. Theoretical and Experimental Exploration on the Micro Asperity Contact Load Ratios and Lubrication Regimes Transition for Water-Lubricated Stern Tube Bearing[J]. Tribology International, 2021, 164: 107105.
- [6] 刘洋洋, 金英泽, 王亚兵, 等. 表面粗糙度对低速水润

- 滑滑动轴承混合润滑性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(7): 121-128.
- LIU Y Y, JIN Y Z, WANG Y B, et al. Effect of Surface Roughness on Mixed-Lubrication Performance of Low-Speed and Water-Lubricated Sliding Bearings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(7): 121-128.
- [7] 彭龙龙, 汪久根, 彭娟娟, 等. 表面织构对水润滑径向滑动轴承湍流特性的影响[J]. 润滑与密封, 2016, 41(2): 1-7.
- PENG L L, WANG J G, PENG J J, et al. Effects of Surface Texture on Turbulent Lubrication of Water-Lubricated Journal Bearing[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(2): 1-7.
- [8] 杜媛英, 闵为, 刘晓艺, 等. 考虑粗糙度时不同衬层材料水润滑轴承润滑特性比较[J]. 润滑与密封, 2022, 47(9): 24-31.
- DU Y Y, MIN W, LIU X Y, et al. Comparison of Lubrication Characteristics of Water-Lubricated Bearings with Different Lining Materials Considering Roughness[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(9): 24-31.
- [9] 代汉达, 曲建俊. 水润滑下偶件表面粗糙度对 PTFE 复合材料摩擦学性能的影响[J]. 润滑与密封, 2009, 34(2): 8-10.
- DAI H D, QU J J. Effect of the Surface Roughness of Matching Material on Tribological Properties of PTFE Composites under Water Lubrication[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 8-10.
- [10] 王秋风, 王鸿灵, 王云霞, 等. 表面粗糙度对 UHMWPE 微动摩擦磨损性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(4): 441-447.
- WANG Q F, WANG H L, WANG Y X, et al. Effects of Surface Roughness on Fretting Wear of UHMWPE under Different Conditions[J]. Tribology, 2015, 35(4): 441-447.
- [11] 王丽丽, 段敬东, 李龙超, 等. 考虑粗糙度的水润滑复合微织构推力轴承性能分析[J/OL]. 表面技术, 2022: 1-13. (2022-09-15). <https://kns.cnki.net/kcms/detail/50.1083.TG.20220914.1917.006.html>.
- WANG L L, DUAN J D, LI L C, et al. Performance Analysis of Water-Lubricated Composite Micro-Texture Thrust Bearing Considering Roughness[J/OL]. Surface Technology, 2022: 1-13. (2022-09-15). <https://kns.cnki.net/kcms/detail/50.1083.TG.20220914.1917.006.html>.
- [12] BISHOP J L, MCC ETTLES C M. The Seizure of Journal Bearings by Thermoelastic Mechanisms[J]. Wear, 1982, 79(1): 37-52.
- [13] 张同钢, 王优强, 徐彩虹, 等. 水润滑动静压陶瓷轴承的热弹流润滑分析[J]. 机械传动, 2017, 41(10): 17-22.
- ZHANG T G, WANG Y Q, XU C H, et al. Analysis of the Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Water-Lubricated Hybrid Ceramic Bearing[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(10): 17-22.
- [14] 董晓菲. 基于水基润滑剂的高速动静压陶瓷滑动轴承仿真分析[D]. 天津: 天津大学, 2013: 27-28.
- DONG X F. The Simulation Analysis on High Speed Hydrodynamic-Hydrostatic Ceramic Sliding Bearing Based on Water-Based Lubricant[D]. Tianjin: Tianjin University, 2013: 27-28.
- [15] 雷凯文. 水润滑橡胶轴承润滑特性及温度场分析[D]. 北京: 北京化工大学, 2021: 23-40.
- LEI K W. Lubrication Characteristics and Temperature Field of Water Lubricated Rubber Bearings[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2021: 23-40.
- [16] 曹玉哲, 梁鹏, 郭峰, 等. 长径比对重载工况水润滑轴承性能的影响[J]. 润滑与密封, 2021, 46(11): 60-67.
- CAO Y Z, LIANG P, GUO F, et al. Effect of Length Diameter Ratio on the Lubrication Performance of Heavy-Load Water Lubricated Bearings[J]. Lubrication Engineering, 2021, 46(11): 60-67.
- [17] 曹玉哲, 梁鹏, 郭峰, 等. 不同工况下表面粗糙度对水润滑轴承启动性能的影响[J]. 推进技术, 2022, 43(7): 457-469.
- CAO Y Z, LIANG P, GUO F, et al. Effects of Surface Roughness on Transient Performance of Water Lubricated Bearings during Start-up under Different Working Conditions[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(7): 457-469.
- [18] XIANG G, WANG J X, HAN Y F, et al. Investigation on the Nonlinear Dynamic Behaviors of Water-Lubricated Bearings Considering Mixed Thermoelastohydrodynamic Performances[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 169: 108627.
- [19] XIE Z L, SHEN N W, ZHU W D, et al. Theoretical and Experimental Investigation on the Influences of Misalignment on the Lubrication Performances and Lubrication Regimes Transition of Water Lubricated Bearing[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 149: 107211.
- [20] PATIR N, CHENG H S. An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 12-17.
- [21] KHONSARI M M, BOOSER E R. Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication[M]. New York: Wiley, 2017.
- [22] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998: 294-295.
- YANG P R. Numerical Analysis of Fluid Lubrication[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1998: 294-295.
- [23] ROELANDS C J A. Correctional Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils[D]. Delft: Technische Hogeschool Delft, 1966.
- [24] ZHAO Y W, MAIETTA D M, CHANG L. An Asperity Microcontact Model Incorporating the Transition from Elastic Deformation to Fully Plastic Flow[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 86-93.
- [25] MCCOOL J I. Relating Profile Instrument Measurements to the Functional Performance of Rough Surfaces[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(2): 264-270.