

## 摩擦磨损与润滑

# 界面滑移对阶梯滑块轴承润滑行为的影响

荆兆刚<sup>1</sup>, 郭峰<sup>1\*</sup>, 金微<sup>1</sup>, MITJAN Kalin<sup>2</sup>, MARKO Polajnar<sup>2</sup>,  
王永强<sup>1</sup>, 刘成龙<sup>1</sup>

(1. 青岛理工大学 机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520;  
2. 卢布尔雅那大学 机械工程学院, 斯洛文尼亚卢布尔雅那 1000)

**摘要:** **目的** 研究入/出口阶梯面界面滑移对阶梯轴承油膜厚度和摩擦因数的影响。**方法** 通过建立考虑入/出口阶梯面不同程度的界面滑移的一维阶梯滑块模型, 求解不同入/出口滑移比例下的油膜厚度和摩擦因数。在阶梯滑块工作面制备含氟类金刚石涂层 (F-DLC), 在平行间隙条件下研究了有无含氟类金刚石涂层对油膜润滑性能的影响, 并与理论计算结果进行比较。**结果** 当滑移只发生在入口阶梯面时, 随着滑移程度的增大, 油膜厚度增大, 摩擦因数减小; 当滑移只发生在出口阶梯面时, 随着滑移程度的增大, 油膜厚度减小, 摩擦因数减小。当润滑油在入口和出口阶梯面均发生滑移时, 会产生油膜厚度及摩擦因数同时减小或油膜厚度增大而摩擦因数减小 2 种结果。试验结果表明, F-DLC 涂层阶梯滑块的膜厚最大且摩擦因数最小, 没有涂层的结论与之相反。产生这一特殊现象是由于润滑油在阶梯滑块入口区和出口区的滑移程度不同。由于激光加工形成了微凸体结构以及 F-DLC 涂层的协同作用, 入口区的滑移程度比出口区的大, 从而膜厚增大; 同时滑移的存在使其摩擦因数降低。**结论** 在入/出口的界面滑移对阶梯滑块轴承的影响下, 会产生 2 种结果, 得到了可以同时满足油膜承载力增大且摩擦因数减小的入/出口滑移比例关系。通过试验验证了在阶梯滑块表面发生一定滑移的条件下, 会在理论计算的油膜厚度增大的同时出现摩擦因数减小的情况。

**关键词:** 界面滑移; 阶梯滑块轴承; 油膜厚度; 摩擦因数; 类金刚石薄膜; 接触角

中图分类号: TH117.1; TH117.2 文献标识码: A 文章编号: 1001-3660(2023)12-0335-08

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2023.12.027

## Lubrication Behavior of Step Slider Bearing Effected by Interfacial Slip

JING Zhao-gang<sup>1</sup>, GUO Feng<sup>1\*</sup>, JIN Wei<sup>1</sup>, MITJAN Kalin<sup>2</sup>, MARKO Polajnar<sup>2</sup>,  
WANG Yong-qiang<sup>1</sup>, LIU Cheng-long<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Qingdao University of Technology, Shandong Qingdao 266520, China;  
2. Faculty of Mechanical Engineering, University of Ljubljana, Ljubljana 1000, Slovenia)

**ABSTRACT:** The work aims to study the effect of interfacial slip at the inlet step/outlet land on the oil film thickness and coefficient of friction (COF) of the step bearing. The oil film thickness and coefficient of friction were solved by establishing a one-dimensional step slider model taking account of interfacial slip at the inlet step and outlet land. At the same time, fluorinated diamond-like carbon (F-DLC) coatings were prepared on the contact surface of the step slider, and the effect of F-DLC coatings

收稿日期: 2023-05-12; 修订日期: 2023-09-28

Received: 2023-05-12; Revised: 2023-09-28

基金项目: 国家自然科学基金 (52175173)

Fund: The National Natural Science Foundation of China (52175173)

引文格式: 荆兆刚, 郭峰, 金微, 等. 界面滑移对阶梯滑块轴承润滑行为的影响[J]. 表面技术, 2023, 52(12): 335-342.

JING Zhao-gang, GUO Feng, JIN Wei, et al. Lubrication Behavior of Step Slider Bearing Effected by Interfacial Slip[J]. Surface Technology, 2023, 52(12): 335-342.

\*通信作者 (Corresponding author)

on the lubrication performance was studied under the condition of parallel contact gap and compared with the results of theoretical calculation. The theoretical results showed that when the interfacial slip occurred only at the inlet step, the oil film thickness increased and the COF decreased with the interfacial slip increasing. When the interfacial slip only occurred at the outlet land, with the increase of the interfacial slip, both the oil film thickness and the COF decreased. When the interfacial slip occurred on both the inlet step and the outlet land, there were two results: the oil film thickness and the COF decreased at the same time or the oil film thickness increased and the COF decreased. The experimental results showed that the step slider coated with F-DLC had the maximum film thickness and the minimum COF at the same time, which was opposite to the uncoated step slider. This unique phenomenon was due to the different interfacial slip at the inlet step and outlet land of the step slider caused by the synergistic effect of the micro-convex structure formed by laser processing in the inlet step and the F-DLC coating. The interfacial slip at the inlet step was larger, leading to an increase in film thickness. And at the same time, the existence of interfacial slip made the COF decrease. Under the influence of the inlet/outlet interface slip on the step sliding block bearing, there are two results. The relationship between the interfacial slip ratio at the inlet step and outlet land that can satisfy the commands what can make the carrying capacity and the COF increase synchronously is obtained. The study shows it is experimentally verified that the oil film thickness increases and the COF decreases under certain slippage conditions.

**KEY WORDS:** interfacial slip; step slider bearing; oil film thickness; coefficient of friction; DLC coating; contact angle

Rayleigh<sup>[1]</sup>在 1918 年提出了阶梯滑块轴承, 该类轴承具有不同高度的两平行表面, 不需要楔形油膜就可以实现流体动压效应。阶梯滑块轴承因具有高承载力和易加工等优势, 广泛应用于各种发动机、压缩机、涡轮机、泵及高速透平机等设备的推力轴承中<sup>[2-5]</sup>。对阶梯滑块轴承进行加工会形成具有不同表面性质的两阶梯表面, 如粗糙度不同或表面能不同, 会造成润滑剂在表面的黏附性不同, 进而影响润滑剂在表面的滑移行为。

在经典的流体力学和摩擦学理论中, 大家普遍接受流体在固体界面上无滑移的假设<sup>[6]</sup>, 也就是附着于固体界面的流体层保持与固体表面相同的速度, 无相对滑动。但在实际的工程应用中, 没有根本的物理原因说明流体在固体界面不存在滑移, Navier<sup>[7]</sup>在利用 Navier-Stokes 方程分析流体力学时, 提出了滑移边界条件。部分实验研究发现, 界面滑移发生在光滑微几何条件下<sup>[8-10]</sup>。

随着微纳米技术、实验技术和分析技术的发展, 人们对界面滑移的了解越来越多, 研究人员已经做了大量实验和理论研究。王馨等<sup>[11]</sup>研究了微纳米间隙受限液体的边界滑移, 发现边界滑移效应对流体动压力有重要影响, 润湿性差的光滑表面的边界滑移明显大于润湿性好的表面的。Guo 等<sup>[12]</sup>通过实验证实了在低载条件下弱亲和性的固液界面会降低油膜承载力。王志君等<sup>[13]</sup>研究了非均匀亲和性界面对流体动压条件下油膜厚度的影响, 发现固液界面亲和性低的部分发生了较强侧泄, 造成油膜厚度降低。Ponjavic 等<sup>[14]</sup>通过试验发现界面滑移会引起弹性流体动力润滑过程中的油膜厚度和摩擦因数减小。一些学者通过将极限剪应力滑移模型作为边界条件探究了滑移对润滑的影响<sup>[15-17]</sup>。Zhang 等<sup>[18]</sup>采用分油层滑移模型, 研究了试验条件和流变特性对滑移的影响, 研究表明, 滑

移程度一般随着载荷的增大和极限剪应力的减小而增大。Spikes 等<sup>[19-20]</sup>和 Wu 等<sup>[21]</sup>分析了滑移对滑动轴承流体动压润滑的影响。

由相关文献可知, 界面滑移的存在虽然可以降低摩擦因数, 但同时会使油膜厚度减小, 而油膜厚度的减小不利于摩擦副的润滑。本文通过理论数值计算和试验进行了研究, 建立了考虑阶梯滑块入口区域和出口区域滑移程度不同的模型, 研究了滑移程度对阶梯滑块润滑行为的影响, 找到了界面滑移使摩擦因数降低、油膜厚度增大的条件, 以期阶梯滑块轴承设计带来全新的思考。由于含氟类金刚石涂层具有低表面能以及润滑剂在含氟类金刚石涂层上不浸润<sup>[22]</sup>, 因此该涂层可以使润滑油发生滑移并降低弹流润滑条件下的摩擦因数<sup>[23-24]</sup>。通过试验测得有涂层和无涂层阶梯滑块的油膜厚度和摩擦因数, 并将其与理论结果进行比较分析, 从而验证理论数值计算的准确性。

## 1 理论模型

本文做出如下假设: 润滑剂为牛顿流体且不可压缩; 流动为层流; 不考虑体积力的作用; 在沿润滑油膜厚度方向上压力不发生变化; 忽略惯性力的影响; 忽略侧泄的影响; 界面滑移只发生在阶梯滑块表面。建立如图 1 所示的具有不同滑移程度的阶梯滑块轴承简化模型图, 其中, 阶梯滑块是固定的, 保持静止。阶梯滑块沿滑动速度方向的长度为  $l$ , 入口阶梯的宽度与阶梯滑块长度  $l$  比值为  $n_s$ , 阶梯高度为  $S_h$ 。玻璃盘以  $u_d$  速度旋转, 出口油膜厚度为  $h_0$ 。

不考虑端泄的无限长滑块问题, 简化雷诺方程如式 (1) 所示。

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = -6\eta U \frac{dh}{dx} \quad (1)$$

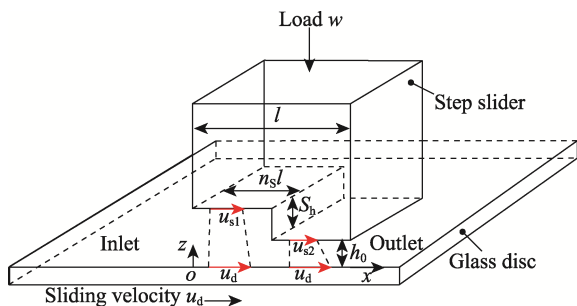


图 1 阶梯滑块轴承入/出口不同滑移程度模型  
Fig.1 Model of step slider with different interfacial slip at the inlet step and outlet land

式中:  $h$  为阶梯滑块出口处的油膜厚度, m;  $\eta$  为润滑油的黏度, Pa·s;  $U$  为卷吸速度,  $U=u_d$ , m/s;  $p$  为油膜压力, Pa;  $x$  为直角坐标系下沿滑动方向的坐标。

在阶梯滑块模型中, 入口和出口的油膜厚度均为常数, 式 (1) 可以简化为式 (2)。

$$\frac{d^2 p}{dx^2} = 0 \quad (2)$$

在阶梯滑块的入口和出口 2 个区域, 油膜厚度不同并且沿滑动速度方向的压力梯度也不同, 但阶梯处的压力和流量是连续的。存在边界条件  $p_{x=0} = 0$  和  $p_{x=l} = 0$ , 阶梯滑块压力连续条件如式 (3) 所示。

$$p_{\max} = n_s l \left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{inlet}} = -(l - n_s l) \left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{outlet}} \quad (3)$$

式中:  $(dp/dx)_{\text{inlet}}$  和  $(dp/dx)_{\text{outlet}}$  分别为入口区域和出口区域的压力梯度。

膜厚不连续处的流量连续条件如式 (4) 所示。

$$\begin{aligned} & -\frac{(h_0 + S_h)^3}{12\eta} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{inlet}} + \frac{(1+k_1)u_d}{2} (h_0 + S_h) = \\ & -\frac{h_0^3}{12\eta} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{outlet}} + \frac{(1+k_2)u_d}{2} h_0 \end{aligned} \quad (4)$$

式中:  $k_1$  和  $k_2$  分别为阶梯滑块入口和出口区域的滑移比例, 即阶梯滑块入口和出口区域的滑移速度  $u_{s1} = k_1 u_d$ ,  $u_{s2} = k_2 u_d$ 。

联立式 (3) 和式 (4) 可以求得  $(dp/dx)_{\text{inlet}}$ , 如式 (5) 所示。

$$\begin{aligned} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{inlet}} = & \frac{6\eta(k_1 - k_2)u_d(1-n_s)h_0}{(1-n_s)(h_0 + S_h)^3 + n_s h_0^3} + \\ & \frac{6\eta(1+k_1)u_d(1-n_s)S_h}{(1-n_s)(h_0 + S_h)^3 + n_s h_0^3} \end{aligned} \quad (5)$$

将式 (5) 代入式 (3), 得最大压力 (在  $x = n_s l$  处) 如式 (6) 所示。

$$\begin{aligned} p_{\max} = & \frac{6\eta(k_1 - k_2)u_d l n_s (1-n_s)h_0}{(1-n_s)(h_0 + S_h)^3 + n_s h_0^3} + \\ & \frac{6\eta(1+k_1)u_d l n_s (1-n_s)S_h}{(1-n_s)(h_0 + S_h)^3 + n_s h_0^3} \end{aligned} \quad (6)$$

法向载荷可以通过最大压力表达, 如式 (7) 所示。

$$\begin{aligned} w'_z = & \frac{p_{\max} l}{2} = \frac{l}{2} \left[ \frac{6\eta(k_1 - k_2)u_d l n_s (1-n_s)h_0}{(1-n_s)(h_0 + S_h)^3 + n_s h_0^3} + \right. \\ & \left. \frac{6\eta(1+k_1)u_d l n_s (1-n_s)S_h}{(1-n_s)(h_0 + S_h)^3 + n_s h_0^3} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

通过式 (7) 可以发现, 在使用同一个阶梯滑块时, 最大接触压力越大, 油膜承载能力越强。

润滑剂在玻璃盘表面产生滑移时的剪切力表达式如式 (8) 所示。阶梯滑块-盘接触中润滑剂摩擦力表达式如式 (9) 所示。

$$\tau_{z=0} = \begin{cases} -\frac{h_0 + S_h}{2} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{inlet}} - \frac{\eta(1-k_1)u_d}{h_0 + S_h}, & 0 \leq x \leq n_s l \\ -\frac{h_0}{2} \left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{outlet}} - \frac{\eta(1-k_2)u_d}{h_0}, & n_s l \leq x \leq l \end{cases} \quad (8)$$

$$f = \int_0^{n_s l} \tau_{z=0} dx + \int_{n_s l}^l \tau_{z=0} dx \quad (9)$$

联立式 (8) 和式 (9), 可得摩擦力如式 (10) 所示。

$$f = -\frac{S_h p_{\max}}{2} - \eta l \left[ \frac{n_s(1-k_1)u_d}{h_0 + S_h} + \frac{(1-n_s)(1-k_2)u_d}{h_0} \right] \quad (10)$$

通过式 (7) 和式 (10) 得到阶梯滑块轴承的摩擦因数如式 (11) 所示。

$$\begin{aligned} \mu = & -\frac{f}{w'_z} = \\ & \frac{S_h}{l} \left\{ 1 + \frac{2[n_s H_0(1-k_1) + (1-n_s)(H_0+1)(1-k_2)]}{P_m H_0(H_0+1)} \right\} \end{aligned} \quad (11)$$

式中:  $P_m$  为无量纲最大压力,  $P_m = \frac{S_h^2}{\eta u_d l} p_{\max}$ ;  $H_0$

为无量纲油膜厚度,  $H_0 = \frac{h_0}{S_h}$ 。

## 2 数值求解与结果分析

本文使用的阶梯滑块长度  $l=4$  mm, 阶梯深度  $S_h=1.9$   $\mu\text{m}$ , 阶梯宽度与滑块长度比  $n_s=0.5$ 。文中涉及的其他参数如表 1 所示。

表 1 数值计算使用的参数  
Tab.1 Parameters used in calculation

$\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	$k_1$	$k_2$	$u_d/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	$w'_z/\text{N}$
0.122 9	0-0.1, step size is 0.01	0-0.1, step size is 0.01	12.55, 19.91, 31.55, 50.0, 79.24, 125.6, 199.1	2, 4, 6

在诸多文献报道中,界面滑移的存在会降低摩擦副之间的摩擦因数,同时引起油膜厚度或者承载力降低<sup>[14,25-27]</sup>。而在本文工作中发现,在阶梯滑块入口和出口区域发生界面滑移时,对油膜厚度和摩擦因数的影响并不是唯一的,会有几种情况发生。

当阶梯滑块入口不存在滑移时,在出口滑移比例  $k_2$  分别为 0、0.03、0.06、0.09 条件下,油膜厚度与摩擦因数随滑动速度的变化曲线如图 2 所示。可以看出,出口油膜厚度随着滑动速度的增大而呈对数线性增大。与出口和入口都不存在滑移(即  $k_1=0$ 、 $k_2=0$ )的条件相比,当滑移只发生在阶梯滑块出口区时,出口油膜厚度比无滑移的小,并且随着出口滑移比例  $k_2$  的增大,出口油膜厚度依次减小。这是由于当界面滑移只发生在阶梯滑块出口时,润滑剂在阶梯滑块出口区域表面层的运动速度不再为 0,而是存在一个沿出口方向的流动速度,这引起了流出接触区的润滑剂增多,而流入接触区的润滑剂没有变化。在润滑剂的流动过程中流体是连续的,因此在接触区工作的润滑油量的减少使阶梯滑块与玻璃盘之间的油膜厚度降低。

当滑移仅发生在阶梯滑块入口区域时,出口油膜厚度和摩擦因数的变化情况如图 3 所示。与出口处发

生滑移截然不同,在入口区发生滑移时,润滑剂在阶梯滑块表面层的流速不再为 0,出现了在阶梯滑块入口区进入接触区的润滑剂增多的现象,润滑剂在流出阶梯滑块出口区流速不变的情况下,要满足流量连续的条件,从而引起了膜厚升高,因此油膜厚度均高于阶梯滑块表面无滑移情况时的,随着滑移比例的增大,油膜厚度也随着增大。同时,滑移仅发生在入口区域或出口区域时的摩擦因数均低于没有滑移发生时的摩擦因数,如图 2b 和图 3b 所示。在出口区域发生滑移时,滑移使速度变化( $\Delta u$ )减小、剪应变率 $\dot{\gamma}$ 减小,从而使摩擦因数降低。在入口区域发生滑移的情况下,在油膜厚度增大的同时,滑移引起速度变化减小,即  $\Delta h$  增大和  $\Delta u$  减小,使剪应变率 $\dot{\gamma}$ 变小,从而使摩擦因数更低;滑移发生在入口时的摩擦因数减小程度要大于滑移发生在出口区域时的。

在阶梯滑块入口和出口皆存在滑移的条件下,计算得到的润滑油膜厚度与摩擦因数如图 4 所示。在图 4 中,不同的颜色代表了不同大小的油膜厚度和摩擦因数,每一层的数值都分别对应不同速度下的颜色映射条,每一个点都表示对应滑移比例( $k_1$ 和 $k_2$ )和对应速度 $u_d$ 下的油膜厚度和摩擦因数。在图 4a 中,灰

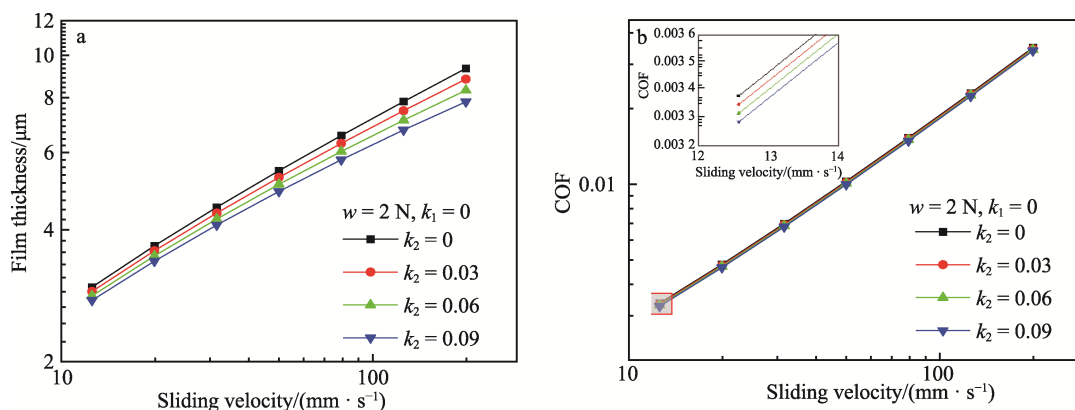


图 2 阶梯滑块出口滑移条件下油膜厚度 (a)、摩擦因数 (b) 与滑动速度关系  
Fig.2 Oil film thickness (a) and COF (b) vs. sliding velocity when the interfacial slip only occurred at the outlet land of step slider

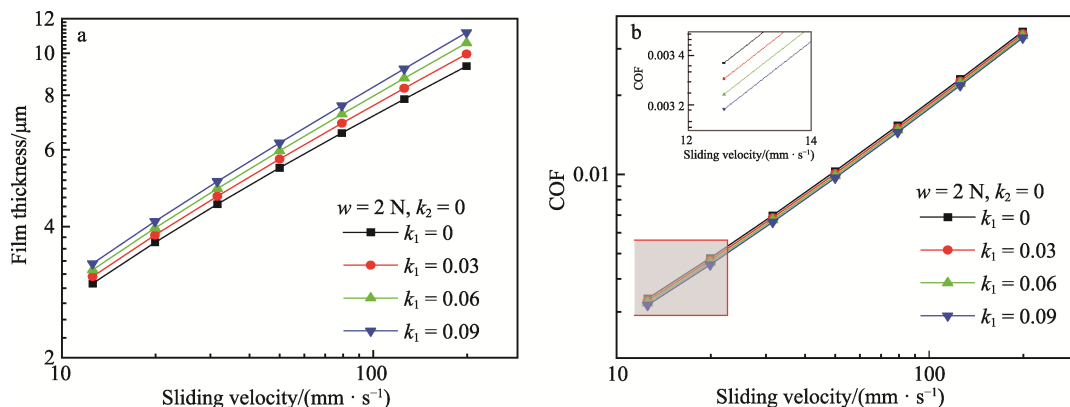


图 3 阶梯滑块入口滑移条件下油膜厚度 (a)、摩擦因数 (b) 与滑动速度关系  
Fig.3 Oil film thickness (a) and COF (b) vs. sliding velocity when the interfacial slip only occurred at the inlet step of step slider

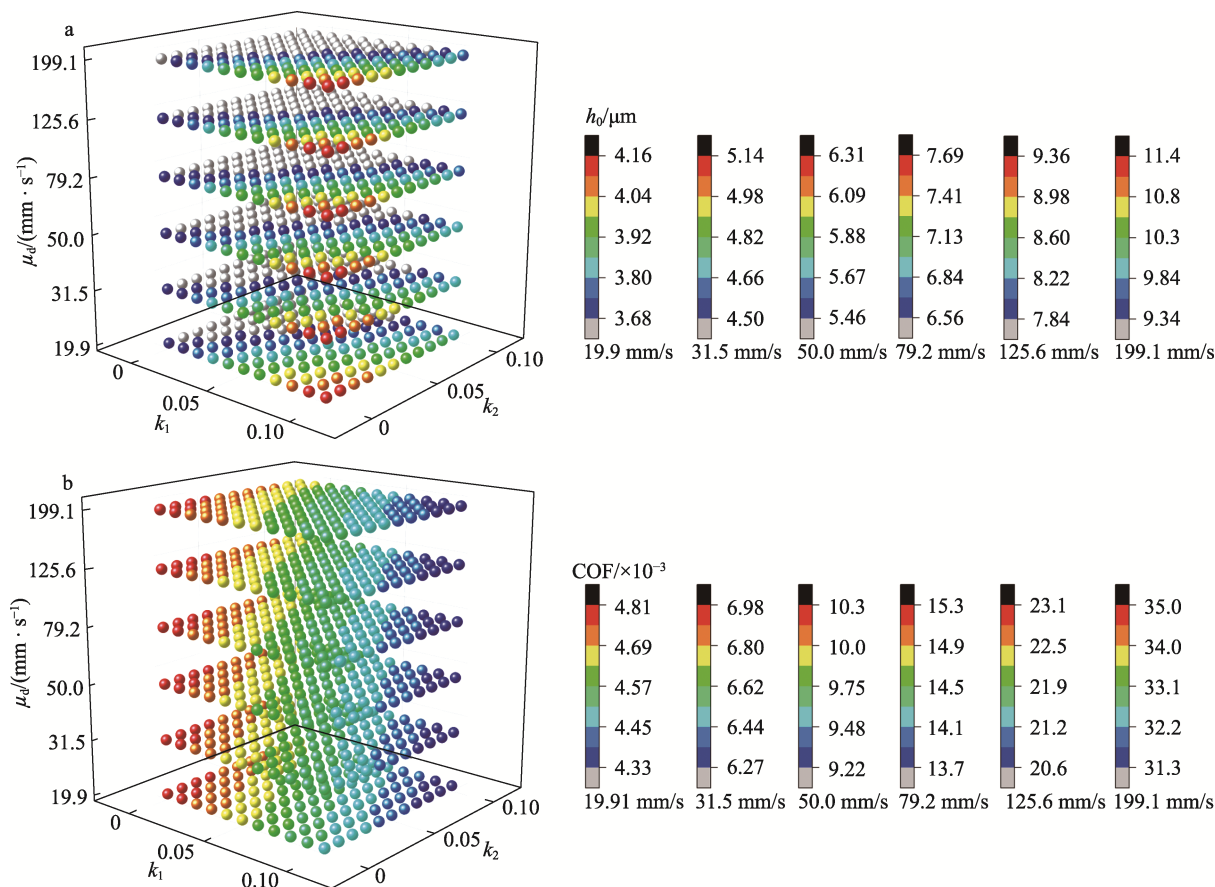


图 4 阶梯滑块入口和出口均发生滑移油膜厚度 (a)、摩擦因数 (b) 变化颜色映射图

Fig.4 Color map of oil film thickness (a) and COF (b) under different interfacial slip at the inlet step and outlet land

色球表示在对应的阶梯滑块入口和出口滑移比例下, 求解的油膜厚度小于阶梯滑块出口和入口没有滑移时的油膜厚度。由图 4 可知, 在相同滑动速度下, 润滑油在阶梯滑块入口和出口表面发生不同程度的界面滑移会对油膜厚度和摩擦因数产生 2 种影响: 油膜厚度减小同时摩擦因数减小; 油膜厚度增大而摩擦因数减小。第 2 种界面滑移不仅能提高润滑油的油膜厚度, 还可以降低摩擦因数, 这对接触副润滑来说是最理想的状态。但这种结果的出现需要阶梯滑块入口和出口的滑移比例在一定的区域范围内。比较图 4a 和图 4b 可以发现, 与在入/出口发生滑移时油膜厚度更大 (与无滑移时相比) 的区域 (见图 4a 彩色球区域) 相比, 在入/出口发生滑移时摩擦因数更小 (与无滑移时相比) 的区域 (见图 4b 彩色球区域) 更大。也就是说, 在满足油膜厚度增大的阶梯滑块入口和出口滑移比例的区域, 摩擦因数一定减小。因此, 可以通过计算满足最大压力增大的阶梯滑块入口和出口滑移比例关系, 来实现阶梯滑块轴承承载力的增大及摩擦因数的减小。

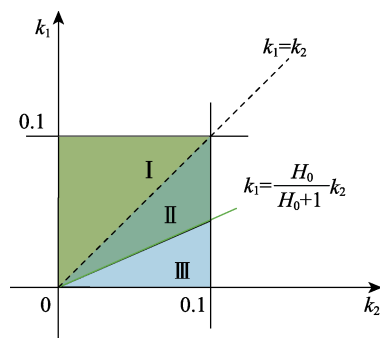
令式 (6) 中的  $k_1=0$ 、 $k_2=0$ , 则阶梯滑块轴承表面无滑移的最大压力如式 (12) 所示。

$$p'_{\max} = \frac{6\eta u_d n_s l (1-n_s) S_h}{(1-n_s)(h_0 + S_h)^3 + n_s h_0^3} \quad (12)$$

求解  $p_{\max} - p'_{\max} > 0$  可以得到:

$$k_1 > \frac{H_0}{H_0 + 1} k_2 \quad (13)$$

通过不等式 (13) 可以知道, 当阶梯滑块轴承入口滑移比例  $k_1$  和出口滑移比例  $k_2$  满足不等式 (13) 时, 阶梯滑块轴承承载力提高, 摩擦因数减小。如图 5 所示, 区域 I 和 II 为不等式 (13) 的解集区域, 即当  $k_1$  和  $k_2$  落在区域 I 和 II 时, 轴承承载力会提高, 摩擦因数降低。解集区域随着油膜厚度的变化而变化, 当油膜厚度增大时, 解集区域的边界绿线会逐渐逼近  $k_1=k_2$  线, 解集区域随着油膜厚度的增大而逐渐变小。

图 5 方程的解集区域  
Fig.5 Solution of equation

### 3 试验对比

试验使用与数值计算相同尺寸的、GCr15 轴承钢材料的阶梯滑块,通过在阶梯滑块轴承表面镀含氟类金刚石薄膜(F-DLC),改变阶梯滑块表面的润湿性。用飞秒激光在滑块上加工阶梯,由于激光的烧蚀,入口阶梯处形成了粗糙形貌,其表面粗糙度大于出口光滑区域的。涂镀的含氟类金刚石 F-DLC 涂层能降低滑块表面能,它与入口的表面粗糙形貌协同作用,更加提高了表面的疏油性,从而使涂镀 F-DLC 的粗糙表面与润滑油之间的滑移大于润滑油在光滑 F-DLC 表面的滑移。实际上,在表面工程领域,研究人员常常在低表面能的表面条件下设计不同表面形貌,以实现超疏水/疏油<sup>[28]</sup>。基础油 PAO10 在阶梯滑块不同涂层表面入口区域和出口区域的接触角如图 6 所示。可以看出,PAO10 在阶梯滑块入口区域的接触角大于在出口区域的接触角,在 F-DLC 涂层表面的接触角大于没有涂层表面的接触角。

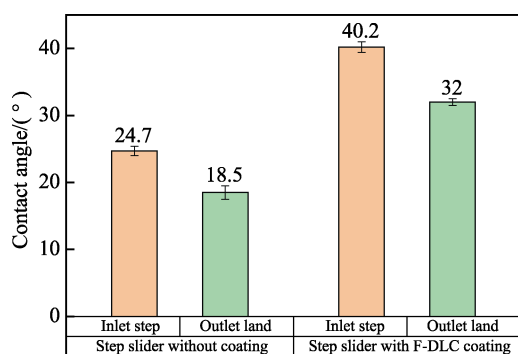


图 6 基础油 PAO10 在阶梯滑块表面的接触角  
Fig.6 Contact angle of base oil PAO10 on step slider surface

利用滑块-盘面接触润滑油膜测量系统<sup>[29-30]</sup>测量阶梯滑块在充分供油条件下的油膜厚度和摩擦因数,面接触润滑油膜测量系统示意图如图 7 所示。使阶梯滑块与玻璃盘保持平行接触,红绿双色激光经过接触区的多次折射和反射形成了条纹干涉图像,该图像经

显微镜放大被 CCD 采集传输到电脑上。加载板通过空气轴承支承可以在水平面内自由转动。当玻璃盘旋转时,油膜的剪切力传递到滑块表面,从而驱动加载板旋转,接触区的摩擦力经过加载板被放大后通过压力传感器采集。

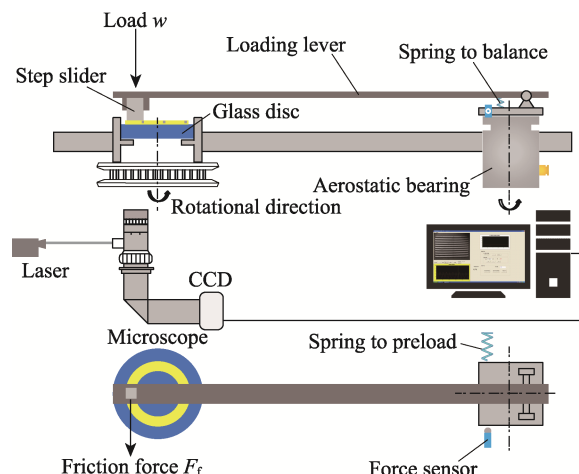


图 7 滑块-盘面接触润滑油膜测量系统示意图  
Fig.7 Schematic of test rig for measuring oil film thickness and coefficient of friction

在环境温度为 $(22\pm1)^\circ\text{C}$ 、相对湿度为 $(50\pm3)\%$ 条件下测量油膜厚度和摩擦因数。试验中使用的润滑剂 PAO10 在温度为  $22^\circ\text{C}$  时的动力黏度为  $122.9\text{ mPa}\cdot\text{s}$  (安东帕流变仪 MCR 302)。PAO10 在不同涂层表面阶梯滑块的油膜厚度和摩擦因数随滑动速度的变化情况如图 8 所示。可以看出,摩擦因数随着滑动速度的增大呈先减小后缓慢增大的趋势,没有涂层的阶梯滑块尤为明显。试验中使用的没有涂层的阶梯滑块出口平台处的均方根粗糙度 ( $R_q$ ) 为  $0.090\text{ }\mu\text{m}$  (表面形貌仪 Form Talysurf PGI 800),玻璃盘的均方根粗糙度为  $0.002\text{ }\mu\text{m}$ 。通过试验测得:当膜厚计算滑动速度为  $5\sim12.5\text{ mm/s}$  时,膜厚比  $\lambda^{[31]}$  为  $1.39\sim3.9$ ,摩擦副的润滑状态经历了从混合润滑到全膜润滑的状态转变。当润滑剂为 PAO10、滑动速度为  $5\text{ mm/s}$  时,

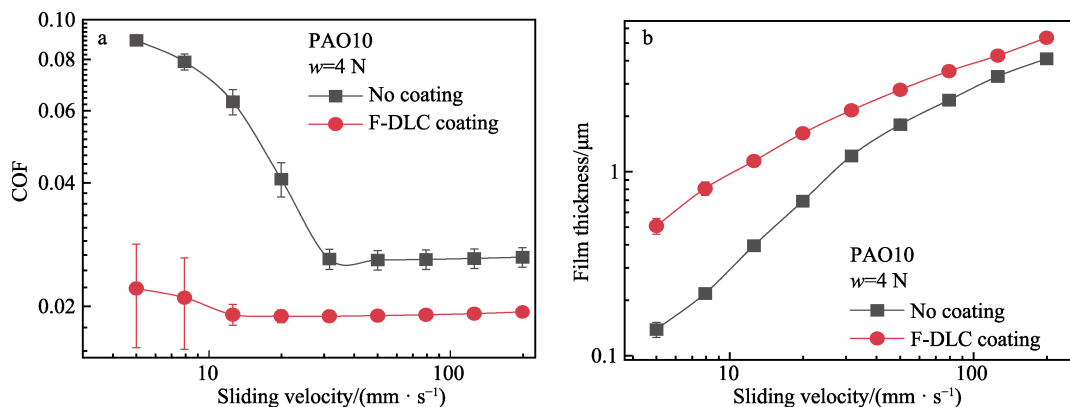


图 8 不同阶梯滑块表面油膜厚度 (a) 和摩擦因数 (b) 随滑动速度的变化  
Fig.8 Oil film thickness (a) and COF (b) vs. sliding velocity at different surfaces of step slider

没有涂层的阶梯滑块接触区的油膜非常薄, 厚度仅为  $0.13\ \mu\text{m}$ 。而在相同条件下, F-DLC 涂层阶梯滑块的油膜厚度为  $0.53\ \mu\text{m}$ 。随着滑动速度的增大, 两者之间的差距越来越小。2 种阶梯滑块的摩擦因数恰恰相反, F-DLC 涂层阶梯滑块的摩擦因数较小。同样地, 在甘油水溶液试验中, F-DLC 涂层阶梯滑块的油膜厚度高于没有涂层阶梯滑块的, 而摩擦因数比没有涂层的摩擦因数低。基于图 6 接触角的试验结果, 假定润滑油在没有涂层的阶梯滑块表面没有发生滑移, 即  $k_1=0$ 、 $k_2=0$ , 落在图 5 的原点位置, 而 PAO10 在镀 F-DLC 阶梯滑块的接触角比没有涂层的接触角大, 且入口处的接触角 ( $15.5^\circ$ ) 大于出口处的 ( $13.5^\circ$ ), 在 F-DLC 涂层阶梯滑块上,  $k_1$  和  $k_2$  落在区域 I 上, 也就是这个试验结果同时落在了图 4a 和图 4b 的彩色球区域, 符合前文所述的阶梯滑块入口和出口界面滑移导致的第 2 种结果, 引起这种结果的原因就是润滑油在入口区域和出口区域的阶梯滑块表面发生了不同程度的滑移, 从而引起油膜厚度的增大和摩擦因数的减小。从图 8b 可以看到, 随着滑动速度的增大, 两者油膜厚度的差距越来越小。从图 4a 的颜色映射条可以看出, 随着滑动速度的增大, 两者之间的承载力差距越来越小。这说明理论计算和试验数据具有良好的一致性。在本文的试验工作中, 笔者尚未对第 1 种情况进行试验验证, 将在后续工作中继续研究。

## 4 结论

采用润滑油在阶梯滑块轴承入口和出口区域表面滑移程度不同的模型, 通过理论计算和试验研究了滑移程度对阶梯滑块润滑的影响。得到以下结论:

1) 当润滑油在阶梯滑块入口和出口区域表面发生不同程度的滑移时, 会产生 2 种结果: 油膜厚度和摩擦因数同时减小; 油膜厚度增大, 摩擦因数减小。

2) 当入口滑移比例  $k_1$  和出口滑移比例  $k_2$  满足  $k_1 > H_0 k_2 / (H_0 + 1)$  时, 就可以在增大油膜承载力的同时减小摩擦因数。

3) 当滑移只发生在入口时, 油膜承载力增大, 摩擦因数减小, 随着滑移比例的增大, 影响越发显著; 但当滑移只发生在出口时, 随着滑移比例的增大, 油膜承载力减小, 摩擦因数在低滑动速度时减小, 在高滑动速度下增大。

4) 通过在阶梯滑块表面镀 F-DLC 涂层, 验证了在一定的滑移条件下, 油膜厚度会增大, 同时摩擦因数会减小的结论。

## 参考文献:

[1] RAYLEIGH L. Notes on the Theory of Lubrication [J]. Philosophical Magazine, 1918, 35: 1-12.

[2] DOBRICA M B, FILLON M. About the Validity of Reynolds Equation and Inertia Effects in Textured Sliders of Infinite Width[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2009, 223: 69-78.

[3] SATO Y, KNIGHT J D. Performance Characteristics of Shrouded Rayleigh-step and Spiral Groove Viscous Pumps[J]. ASME Journal of Tribology, 1992, 114: 499-503.

[4] BOLDYREV Y Y, LUPULYAK S V, SHINDER Y K. Numerical Solution of the Variational Rayleigh Problem of Gas Lubrication Theory[J]. Fluid Dynamics, 1995, 30: 826-832.

[5] ZHANG X, YIN Z, JIANG D, et al. The Design of Hydrodynamic Water-lubricated Step Thrust Bearings Using CFD Method[J]. Mechanics & Industry, 2014, 15(3): 197-206.

[6] REYNOLDS O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments Including an Experimental Determination of the Viscosity of Oliver Oil[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society, 1886, 177: 157-234.

[7] NAVIER C. Mémoire Sur Les Lois Du Mouvement Des Fluids[J]. Mémoires de l'Académie Royale des Sciences de l'Institut de France, 1823, 6(1823): 389-416.

[8] CRAIG V S J, NETO C, WILLIAMS D R M. Shear-dependent Boundary Slip in an Aqueous Newtonian Liquid[J]. Physical Review Letters, 2001, 87(5): 054504.

[9] ZHU Y, GRANICK S. Limits of the Hydrodynamic No-slip Boundary Condition[J]. Physical Review Letters, 2002, 88(10): 106102.

[10] ZHU Y, GRANICK S. Rate-dependent Slip of Newtonian Liquid at Smooth Surfaces[J]. Physical Review Letters, 2001, 87(9): 096105.

[11] 王馨, 张向军, 孟永钢, 等. 微纳米间隙受限液体边界滑移与表面润湿性试验[J]. 清华大学学报, 2008, 48(8): 4.

WANG Xin, ZHANG Xiang-jun, MENG Yong-gang, et al. Experimental Study of Boundary Slip in Confined Liquids in Micro/nano Scale Systems and the Effect of Interfacial Wetting[J]. Journal of Tsinghua University, 2008, 48(8): 4.

[12] GUO F, YANG S Y, MA C, et al. Experimental Study on Lubrication Film Thickness under Different Interface Wettabilities[J]. Tribology Letters, 2014, 54: 81-88.

[13] 王志君, 田鹏晖, 郭峰. 非均匀亲和性界面对流体动压润滑油膜厚度的影响[J]. 表面技术, 2017, 46(6): 35-41.

WANG Zhi-jun, TIAN Peng-hui, GUO Feng. Effects of Non-heterogeneous Affinity Interface on Hydrodynamic Lubricant Films[J]. Surface Technology, 2017, 46(6): 35-41.

[14] PONJAVIC A, WONG J S S. The Effect of Boundary Slip on Elastohydrodynamic Lubrication[J]. RSC Advances, 2014, 4: 20821-9.

- [15] AURELIAN F, PATRICK M, MOHAMED H. Wall Slip Effects in (Elasto) Hydrodynamic Journal Bearings[J]. Tribology International, 2011, 44: 868-877.
- [16] MA G J, WU C W, ZHOU P. Influence of Wall Slip on the Dynamic Properties of a Rotor-Bearing System[J]. Tribology Transactions, 2008, 51: 204-212.
- [17] TAUVIQRRAHMAN M, ISMAIL R, JAMARI J, et al. Combined Effect of Texturing and Boundary Slippage in Lubricated Sliding Contacts[J]. Tribology International, 2013, 66: 274-281.
- [18] ZHANG Y, WANG W, LIANG H, et al. Slip Status in Lubricated Point-contact Based on Layered Oil Slip Lubrication Model[J]. Tribology International, 2020, 144: 106104.
- [19] SPIKES H A. The Half-wetted Bearing. Part 1: Extended Reynolds Equation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(1): 1-14.
- [20] SPIKES H A. The Half-wetted Bearing. Part 2: Potential Application in Low Load Contacts[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(1): 15-26.
- [21] WU C W, MA G J, ZHOU P, et al. Low Friction and High Load Support Capacity of Slider Bearing with a Mixed Slip Surface[J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128(4): 904-907.
- [22] KALIN M, POLAJNAR M. The Wetting of Steel, DLC Coatings, Ceramics and Polymers with Oils and Water: The Importance and Correlations of Surface Energy, Surface Tension, Contact Angle and Spreading[J]. Applied Surface Science, 2014(293): 97-108.
- [23] KALIN M, POLAJNAR M. The Effect of Wetting and Surface Energy on the Friction and Slip in Oil-Lubricated Contacts[J]. Tribology Letters, 2013(52): 185-194.
- [24] POLAJNAR M, KALIN M. Effect of the Slide-to-Roll Ratio and the Contact Kinematics on the Elastohydrodynamic Friction in Diamond-Like-Carbon Contacts with Different Wetting Behaviours[J]. Tribology Letters, 2015, 60: 1-10.
- [25] FU Z, WONG P L, GUO F. Effect of Interfacial Properties on EHL under Pure Sliding Conditions[J]. Tribology Letters, 2013, 49(1): 31-38.
- [26] JAHANMIR S, HUNSBERGER A Z, HESHMAT H. Load Capacity and Durability of H-DLC Coated Hydrodynamic Thrust Bearings[J]. Journal of Tribology, 2011, 133(3): 031301.
- [27] WU C W, MA G J. Abnormal Behavior of a Hydrodynamic Lubrication Journal Bearing Caused by Wall Slip[J]. Tribology International, 2005, 38(5): 492-499.
- [28] GHAFARI S, ALIOFKHAZRAEI M, DARBAND G B, et al. Review of Superoleophobic Surfaces: Evaluation, Fabrication Methods, and Industrial Applications[J]. Surfaces and Interfaces, 2019, 17: 100340.
- [29] BAI Q, GUO F, WONG P L, et al. Online Measurement of Lubricating Film Thickness in Slider-on-Disc Contact Based on Dichromatic Optical Interferometry[J]. Tribology Letters, 2017, 65(4): 145.
- [30] 荆兆刚, 郭峰, 曾守东. 滑块-盘接触油膜润滑摩擦力测量[J]. 润滑与密封, 2019, 44(3): 48-53.
- JING Zhao-gang, GUO Feng, ZENG Shou-dong. Measurement of Friction of Oil Film Lubrication in Slider-on-Disc Contact[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(3): 48-53.
- [31] 温诗铸, 黄平, 田煜, 等. 摩擦学原理(第 5 版)[M]. 北京: 清华大学出版社, 2018.
- WEN Shi-zhu, HUANG Ping, TIAN Yu, et al. Principles of Tribology (Fifth Edition)[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2018.

责任编辑: 蒋红晨