

DOI: 10.16078/j.tribology.2019007

# 接触角滞后与流体动压润滑的相关性研究

王茜, 韩素立\*, 郭峰, 李超

(青岛理工大学机械与汽车工程学院, 山东 青岛 266520)

**摘要:** 理论研究表明不同润湿性界面对流体动压润滑油膜厚度有着显著地影响, 一般采用接触角(CA)来表征固液界面润湿性. 而由热力学原理推导出的界面势能垒理论模型不仅与接触角相关, 也是接触角滞后(CAH)的函数. 本文作者通过对不同基体材料的滑块进行表面张力修饰, 获得了不同亲和性的界面. 利用干涉法及荧光法分别测量了不同润湿性界面的流体动压润滑油膜厚及油膜受剪切的流动特性, 研究了接触角及接触角滞后两个界面参数对流体动压润滑油膜厚度的影响, 并对势能垒与接触角滞后的关系进行了讨论. 结果表明: 接触角与流体动压润滑油膜厚度的相关性较差, 接触角滞后可以更好地表征界面效应对流体动压润滑油膜厚度的影响.

**关键词:** 流体动压润滑; 润湿性; 接触角; 接触角滞后; 势能垒

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0340-10

## Correlation between Contact Angle Hysteresis and Hydrodynamic Lubrication

WANG Qian, HAN Suli\*, GUO Feng, LI Chao

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

**Abstract:** Theoretical studies have proved that different solid-liquid affinity surfaces have significant effects on hydrodynamic lubrication film. In general, contact angle (CA) is used to characterize the wettability of solid-liquid interface. However a theoretical model derived based on thermodynamic principles shows that the potential energy barrier of a surface is not only a function of contact angle, but also of another interfacial parameter, contact angle hysteresis (CAH). By modifying the surface of the slider, different affinity interfaces were obtained. The lubricating film thickness and the continuity of flow velocity were measured by a fixed-inclined slider bearing system using optical interference method and fluorescence method respectively. This study thus evaluated the two, CA and CAH, by conducting thin film hydrodynamic lubrication experiments with surfaces of hydrophilic and hydrophobic. Fundamental relation between the potential energy barrier and CAH was discussed. The results show that the correlation between CA and hydrodynamic lubrication oil film thickness was unsatisfactory. But CAH can better characterize the influence of interface effect on the hydrodynamic lubrication film thickness.

**Key words:** hydrodynamic lubrication; interfacial wettability; contact angle; contact angle hysteresis; potential energy barrier

在流体力学中, 一般假设固液分子界面没有相对速度, 即液体分子在固体表面上没有滑移, 大多数传统工程采用“无滑移”边界条件. 但是在微型机械中,

液体薄膜润滑相比于固体润滑具有一定优越性. 微机电系统器件的尺寸一般在微米甚至纳米量级, 器件的表面与体积比极大, 与表面相关的摩擦力、表面张力

Received 9 January 2019, revised 6 March 2019, accepted 20 March 2019, available online 28 May 2019.

\*Corresponding author. E-mail: best\_hsl@163.com, Tel: +86-13165008113.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51605239 and 51775286).

国家自然科学基金项目(51605239和51775286)资助.

和表面能等参数对器件的影响变得非常突出,固液边界滑移效应可能对流体流动及润滑油膜的形成产生重大的影响,在对润滑特性的研究过程中必须对界面效应加以考虑<sup>[1-2]</sup>.

目前,关于固液界面润湿性对滑移的影响还缺乏统一的认识<sup>[3-6]</sup>,对于给定液体通常由接触角来表征固体界面的润湿性,疏水表面接触角越大,润湿性越差,亲水表面则相反.一些试验研究表明接触角越大,固液分子间的粘附力越弱并且容易被克服,从而导致界面滑移. Barrat等<sup>[7]</sup>用分子动力学模拟发现界面滑移量随接触角的增大而增加,并且当接触角达到 $140^\circ$ 时滑移量能达到30个分子直径的长度. Zhu等<sup>[8]</sup>在牛顿液体中用SFA法测量了滑移长度,当流速超过临界值时,滑移长度会随接触角的增大而增加. Choo等<sup>[9-10]</sup>对点接触流体润滑的摩擦力进行了研究,并指出疏水表面的摩擦力相比于亲水表面摩擦力值要小,这一结果归因于在疏水表面发生了界面滑移. 马学虎等<sup>[11]</sup>研究了接触角滞后对表面液滴运动特性及传热性能的影响,制备了具有不同接触角滞后的超疏水表面,结果表明接触角滞后越大传热性能越小. 在面接触条件下,杨淑燕等<sup>[12]</sup>、王茜等<sup>[13]</sup>和王志君等<sup>[14]</sup>对不同润湿性界面形成的油膜厚度进行了测量,试验表明具有较强润湿性的界面产生的油膜厚度较高,差的润湿性界面油膜厚度有明显下降.

然而也有与上述研究相矛盾的结果. Bonaccorso等<sup>[15]</sup>的试验研究表明液体即使是在完全润湿的固体表面也会出现滑移. Bongaerts等<sup>[16]</sup>的试验表明疏水表面不会影响弹流润滑的摩擦系数,然而在边界润滑中,摩擦系数随着接触角的减小而增大. Cho等<sup>[17]</sup>发现,当接触角相对较小(从 $10^\circ\sim 40^\circ$ )时,非极性液体的滑移长度随接触角的减小而减小,然而,对于具有较大接触角(从 $60^\circ\sim 100^\circ$ )的极性液体,滑移长度和接触角之间没有相关性. 郭亮等<sup>[18]</sup>使用EGC涂层滑块得到了油膜厚度降低的反常现象,并提出接触角滞后是确定界面滑移的主要参数. Wang等<sup>[19]</sup>开发了一种可以改变油滴在超疏油表面粘附力的技术,随着紫外线处理时间的增加,油滴的滚动角从 $0^\circ$ 到 $90^\circ$ 之间发生变化,而接触角仅减少了约10%. Bhushan等<sup>[20]</sup>的试验研究发现水在玫瑰花瓣上形成的接触角非常大,然而将花瓣倾斜 $180^\circ$ 后水滴仍然可以悬挂在花瓣表面上,固液界面的粘附力很强,不容易产生界面滑移现象. 因此,仅仅通过接触角来表示液体能否在固体表面上发生滑移是不准确的.

上述关于润湿性对滑移影响的试验研究结论不一致,流体流动和润滑过程本质上是一个动态的过程,而接触角的测量是一个静态的过程,接触角滞后是前进角( $\theta_A$ )与后退角( $\theta_R$ )的差值,是一个动态测量过程. 液体分子如果获得的能量高于附着力的势能垒,则界面上发生滑移,热力学原理推导出的理论模型表明表面势能垒不仅是接触角的函数,也是接触角滞后的函数. 本研究的目的是通过比较接触角及接触角滞后与流体动压润滑油膜的相关性,找到与界面滑移相关性更好的界面参数.

## 1 试验部分

### 1.1 干涉测量装置

光干涉面接触油膜厚度测量装置<sup>[21-23]</sup>原理如图1所示:接触副从下向上依次为玻璃盘、Cr分光膜、 $\text{SiO}_2$ 膜、润滑剂、滑块,激光光源经过去散斑处理后在各个界面上发生反射和折射,相干的反射光束形成干涉条纹,通过干涉条纹的数目判断滑块与玻璃盘的倾角. 玻璃盘按照一定速度转动,带动润滑油流过滑块与玻璃盘之间的楔形间隙,从而形成动压效应抬起滑块. 出口处膜厚即最小膜厚 $h_0$ ,为评价润滑效果的主要指标.

### 1.2 试验材料及条件

试验所用光学圆盘材料为K9玻璃,玻璃盘在表面上镀有铬膜和二氧化硅膜( $\text{Cr}+\text{SiO}_2$ ),反射率控制在20%左右,表面粗糙度 $R_a$ 为4 nm. 用于测试的滑块表面尺寸均为 $4\text{ mm}\times 6\text{ mm}$ . 5个滑块分别为Steel块、 $\text{SiO}_2$ 块、FAS块、AF块、 $\text{SiO}_2+\text{AF}$ 块,滑块表面的处理方式如下: Steel块材料为GCr15轴承钢,粗糙度 $R_a$ 为 $8\sim 10\text{ nm}$ ;  $\text{SiO}_2$ 块是在K9玻璃滑块的工作面上镀有

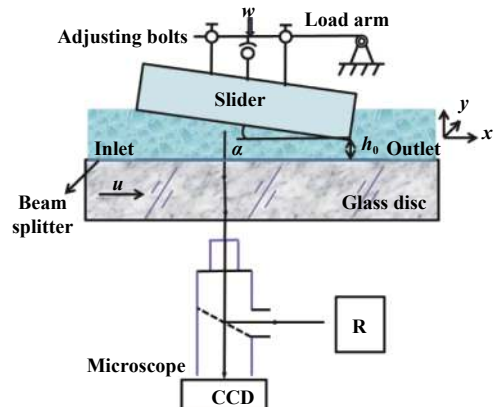


Fig. 1 Test system for interferometry measurement of film thickness in conformal contacts

图1 面接触润滑油膜干涉测量系统

Cr+SiO<sub>2</sub>膜,表面粗糙度与Steel块相同;FAS块为采用气相法在Steel块表面镀有一层全氟癸基三甲氧基硅烷(C13H13F17O3Si,北京百灵威科技有限公司)疏水单分子膜;AF块和SiO<sub>2</sub>+AF块分别为Steel块和SiO<sub>2</sub>块表面镀有一层防指纹涂层(深圳艾赛克润滑材料有限公司).

试验所用润滑油为PAO10和低分子量液态聚乙二醇(PEG,无锡市亚泰联合化工有限公司)基础油,分别为PEG200、PEG400、PEG600,性质如表1所示.与PAO10相匹配的荧光探针选择尼罗红(Nile Red, C20H18N2O2,分子量318.37,南京奥多福尼生物有限公司),配比浓度为0.5 mMol/L.试验机用有机玻璃罩密封,温度控制在22±0.5 °C,湿度控制在RH25%±5%,降低PEG吸湿及温度变化对润滑油黏度的影响.

表1 试验所用润滑油特性(@22 °C)

Table 1 Properties of lubricants used in the test (@22 °C)

Lubricant	Dynamic viscosity, $\eta$ /(mPa·s)	Refractive index, $N$
PEG200	59.7	1.46
PEG400	112.7	1.46
PEG600	160.5	1.47
PAO10	122.2	1.46

为了表征固液界面润湿性,分别利用悬滴法及加液减液法对3种润滑油在滑块表面的接触角及接触角滞后进行了测量,润滑油的用量为3  $\mu$ L,具体数值列于表2中,均为5次测量的平均值.接触角及接触角滞后对环境非常敏感,滑块表面必须进行严格清洗,将滑块先后放置在酒精及去离子水中超声清洗5 min,然

表2 试验所用PEG润滑油在滑块表面的接触角及接触角滞后

Table 2 CA and CAH of the PEG lubricants on the slider surfaces

Slider	Lubricant	Contact angle, CA/(°)	Contact angle hysteresis, CAH/(°)
Steel	PEG400	50.3 <sup>+3.2</sup> <sub>-2.3</sub>	28.9 <sup>+3.1</sup> <sub>-6.3</sub>
FAS	PEG400	95.3 <sup>+3.2</sup> <sub>-2.1</sub>	13.5 <sup>+1.9</sup> <sub>-4.4</sub>
AF	PEG400	86.7 <sup>+0.8</sup> <sub>-1.7</sub>	28.8 <sup>+2.8</sup> <sub>-3.1</sub>
SiO <sub>2</sub>	PEG400	26.7 <sup>+3.8</sup> <sub>-1.7</sub>	33.2 <sup>+1.7</sup> <sub>-2.5</sub>
SiO <sub>2</sub> +AF	PEG400	87.5 <sup>+1.4</sup> <sub>-1.1</sub>	30.38 <sup>+4.1</sup> <sub>-4.3</sub>
Steel	PEG200	54.6 <sup>+1.4</sup> <sub>-1.6</sub>	29.4 <sup>+2.3</sup> <sub>-2.7</sub>
FAS	PEG200	102.2 <sup>+0.8</sup> <sub>-1.2</sub>	10.8 <sup>+3.2</sup> <sub>-2.3</sub>
Steel	PEG600	47.5 <sup>+5.0</sup> <sub>-5.0</sub>	30.5 <sup>+2.1</sup> <sub>-3.2</sub>
FAS	PEG600	94.1 <sup>+1.9</sup> <sub>-1.6</sub>	11.2 <sup>+2.1</sup> <sub>-2.6</sub>
FAS	PAO10	70.2 <sup>+3.3</sup> <sub>-2.2</sub>	22.5 <sup>+2.7</sup> <sub>-2.6</sub>
AF	PAO10	57.6 <sup>+1.9</sup> <sub>-5.0</sub>	27.5 <sup>+2.1</sup> <sub>-2.2</sub>

后氮气吹干.为了确定聚乙二醇的吸湿性对试验结果造成的影响,首先对润滑油黏度随时间的变化进行了测量,如图2所示.由图可以看出,三种聚乙二醇润滑油在1 h内黏度有轻微的降低,在前30 min黏度的变化量均低于4.6%.因此,为了保证试验结果的可靠性,每30 min更换一次润滑油.

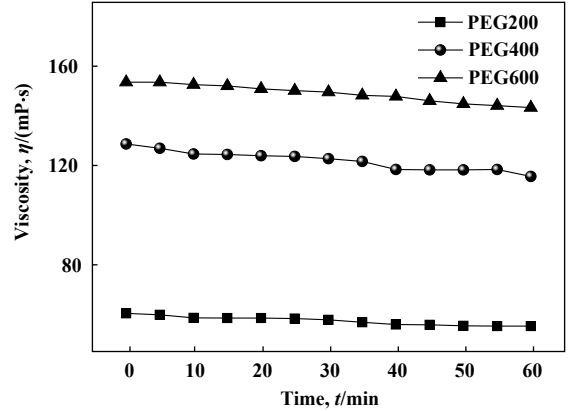


Fig. 2 Dynamic viscosity versus time of PEG lubricants

图2 PEG润滑油黏度及膜厚随时间的变化

## 2 结果与讨论

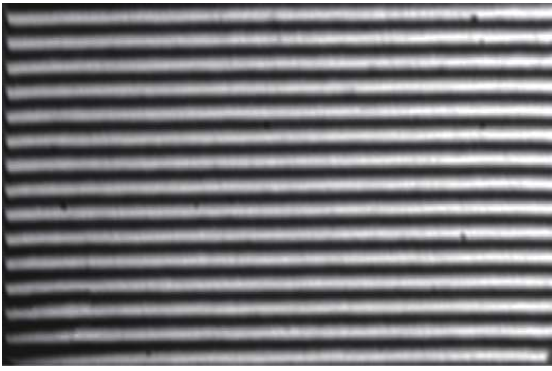
试验测量了不同滑块润滑油膜厚随速度的变化曲线,试验过程中滑块倾角保持1:1 218(即15条纹)恒定,载荷为2和4 N.图3为载荷4 N,Steel块与FAS块两种不同界面的干涉图,干涉条纹均匀,油膜压力没有引起明显的弹性变形,润滑副处于流体动压润滑状态.

在载荷4 N条件下,针对PEG400润滑剂进行了试验,油膜厚度随速度变化曲线如图4所示.图4(a)和图4(b)分别为FAS块及AF块与Steel块的膜厚对比结果,两组试验只有滑块表面不同,其他试验条件均相同.为了更好地对比试验结果,给出了两条理论的膜厚速度曲线,没有滑移的理论曲线与经典雷诺方程相对应,如式(1)所示.固液界面发生滑移以后,对经典雷诺方程加以修正,以滑移临界应力作为滑块表面的边界条件,取临界剪应力值为零,从而得到修正的雷诺方程<sup>[12,24]</sup>,如式(2)所示.对比式(1~2)可知,发生完全滑移后,修正的雷诺方程对应的等效卷吸速度降低,油膜厚度减小,试验结果如图4所示.

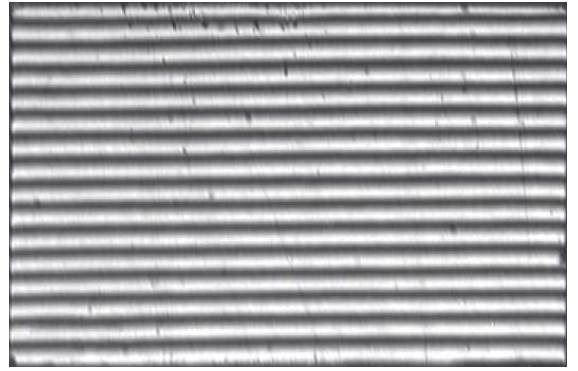
$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6u\eta \frac{dh}{dx} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 3u\eta \frac{dh}{dx} \quad (2)$$

其中: $p$ 为压力; $h$ 为膜厚; $u$ 为盘速; $\eta$ 为润滑油的黏度;



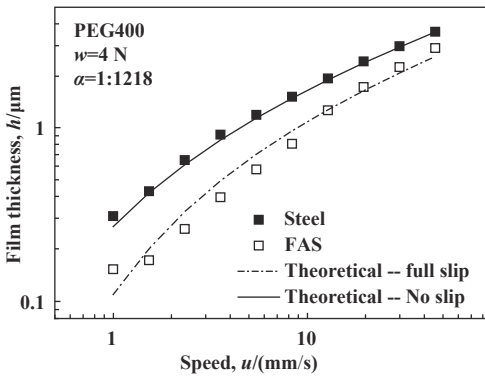
(a) Steel



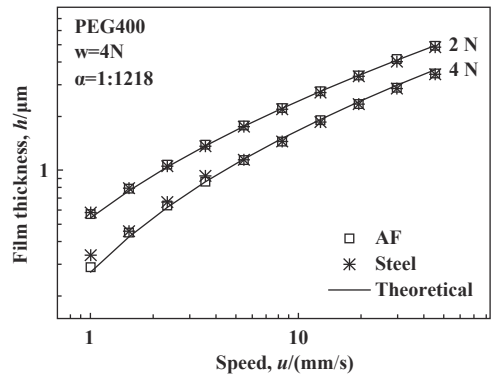
(b) FAS

Fig. 3 Interferogram of different wettability interfaces (PEG400, Steel/FAS,  $w=4\text{ N}$ )

图 3 不同润湿性界面干涉图



(a) Steel/ FAS



(b) Steel/ AF

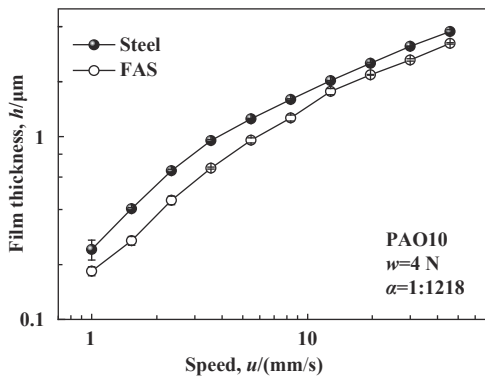
Fig. 4 Film thickness vs speed(PEG400, Steel/FAS, Steel/AF)

图 4 不同润湿性滑块表面膜厚速度曲线

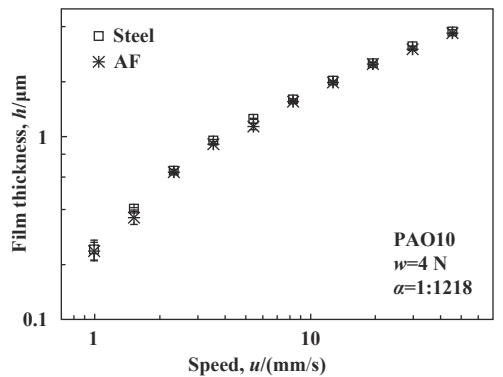
$x$ 与 $y$ 是沿卷吸速度方向和垂直于卷吸速度方向上的坐标变量。

从图4(a)中可以看出,在试验速度范围内Steel块的试验结果与理论曲线非常接近,FAS块的膜厚值相比于Steel块膜厚值减小,并且与全滑移理论曲线吻合较好。图4(b)为Steel块与AF块的试验数据对比结果,

一般认为润湿性越差产生的油膜厚度越低,但从试验结果上来看,两不同界面的滑块在膜厚测量结果上并没有产生差别并且与理论曲线吻合良好。图5(a)和图5(b)分别为PAO10相对于Steel和FAS,Steel和AF的膜厚对比结果,同样地,试验得出了与图4相同的试验结论,FAS块的膜厚相比于Steel块膜厚降低,AF块与Steel块



(a) Steel/ FAS



(b) Steel/ AF

Fig. 5 Film thickness vs speed(PAO10, Steel/FAS, Steel/ AF)

图 5 不同润湿性滑块表面膜厚速度曲线

膜厚基本没有差别。

接触角、接触角滞后与油膜厚度的关系如图6(a-b)所示, Steel与AF块的接触角分别为50.3°和86.7°, 接触角滞后分别为28.9°和28.8°, 这两种滑块接触角相差很大, 约35°, 但接触角滞后几乎相同(SiO<sub>2</sub>/SiO<sub>2</sub>+AF的试验结果与Steel/AF的试验结果类似)。Steel块与FAS块的接触角分别为50.3°和95.3°, 接触角滞后分别为28.9°和13.5°, 这两种滑块不仅接触角相差很大, 接触角滞后相差也很大。如图6(a)所示, 除AF块, SiO<sub>2</sub>+AF块之外, 膜厚随接触角的增大而减小, 与通常概念认为的一致。由此说明, 在部分情况下接触角不能作为判断界面润湿性与油膜厚度关系的唯一参数。图6(b)为接触角滞后与油膜厚度的关系曲线, 从图中可以看出接触角滞后与膜厚的相关性更好, 并且较小的接触角滞后对应较低的油膜厚度。

接触角滞后与前进角( $\theta_A$ )和后退角( $\theta_R$ )相关, 因此, 图6(c)和图6(d)分别给出了油膜厚度与 $\theta_R$ 以及与 $\theta_R$ 、 $\theta_A$ 相关的 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的关系。从图6(c)中可以看出, Steel块与AF块表面 $\theta_R$ 相差较大, 但是膜厚度基本相同。MacDougall和Ockrent<sup>[25]</sup>指出液体和固体表面分

子之间的粘附力与 $\gamma_L(\cos\theta_R-\cos\theta_A)$ 成正比, 因此 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 值小的界面粘附力小, 容易导致界面滑移。从图6(d)可以看出 SiO<sub>2</sub>、SiO<sub>2</sub>+AF、FAS块界面上,  $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的值相差较小, 特别是SiO<sub>2</sub>块和SiO<sub>2</sub>+AF块界面上,  $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的值相差非常小, 但膜厚相差较大。Steel块与AF块界面上 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的值相差较大, 但膜厚基本没有差别。可以看出膜厚与 $\theta_R$ 、 $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的相关性较差。

由图4可知, Steel块与FAS块的成膜能力不同。试验选用与PEG400分子量不同的PEG200与PEG600进行了重复试验, 进一步验证上述试验结果的可靠性。两种润滑剂在两种不同界面上的试验结果分别如图7(a)和图7(b)所示, 载荷分别为2和4 N。图7(a)为PEG200在Steel块及FAS块两种不同润湿性界面的试验对比结果, FAS块的油膜厚度相比Steel块降低程度分别为12%~60%、12%~39%。图7(b)为PEG600在两种不同润湿性界面的试验对比结果, PEG600相比于FAS块界面的油膜厚度较Steel块界面的膜厚降低程度分别为11%~58%、11%~50%。同时图7(b)中给出载荷为2 N时无量纲极限剪应力 $\tau^*=0$ (完全滑移),  $\tau^*=1$ (不完全滑

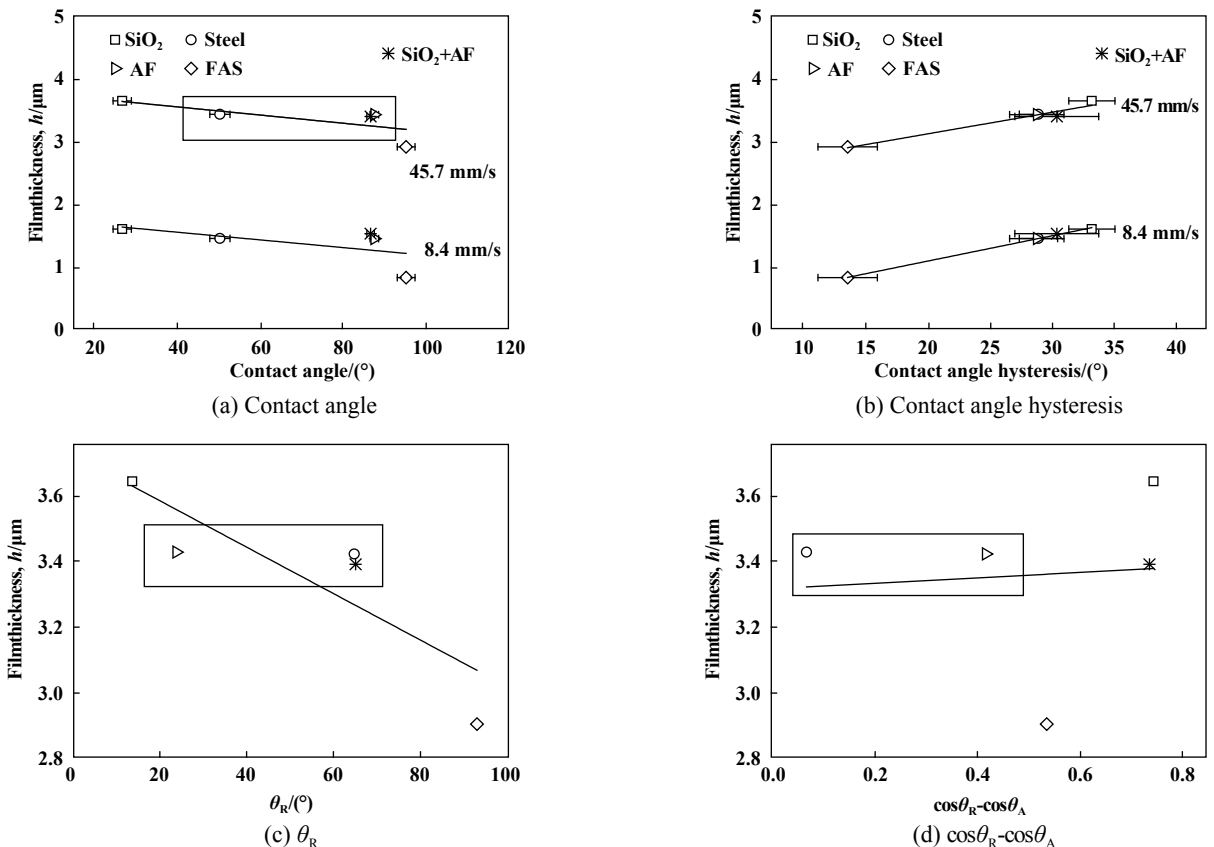
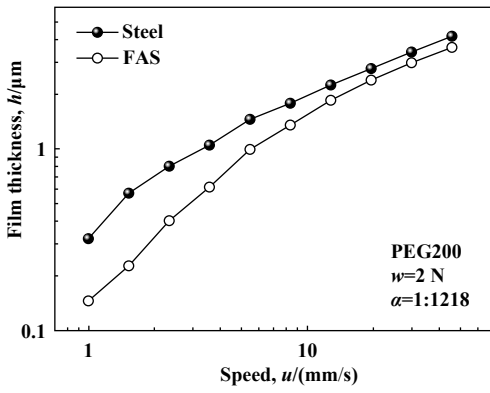
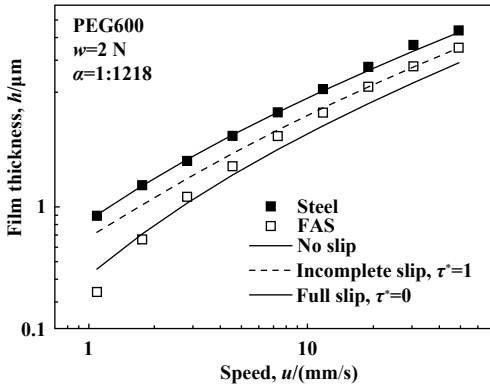
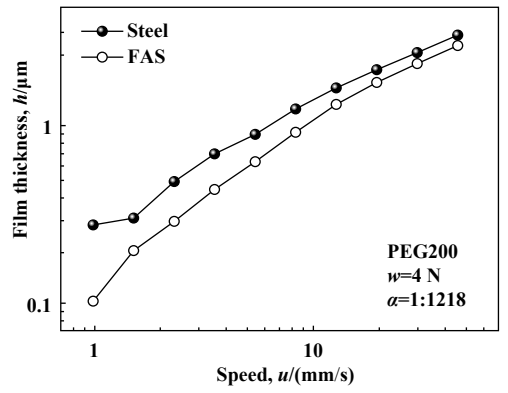


Fig. 6 Correlation of film thickness and(a)contact angle;(b)contact angle hysteresis;(c) $\theta_R$ ;(d) $\cos\theta_R-\cos\theta_A$

图6 油膜厚度与(a)接触角;(b)接触角滞后;(c)后退角;(d) $\cos\theta_R-\cos\theta_A$ 的关系



(a) PEG200



(b) PEG600

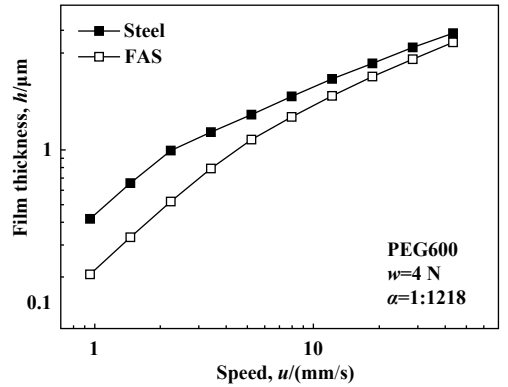


Fig. 7 Film thickness vs speed

图7 不同润湿性界面膜厚随速度的变化曲线

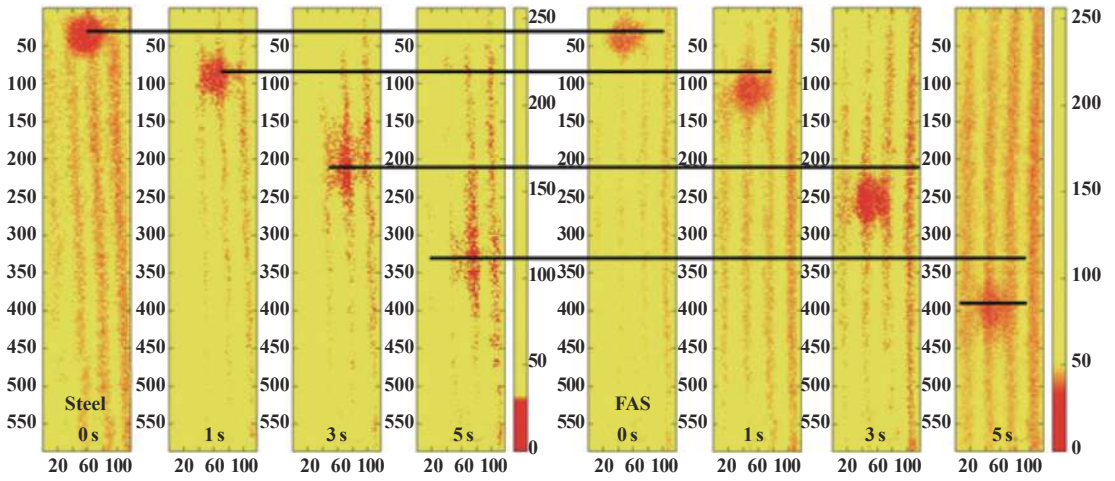
移)及不滑移时的3条理论曲线. 可以看出Steel块与不滑移时的理论曲线相吻合, FAS块测得的试验数值落在了完全滑移与不完全滑移两条理论曲线之间, 说明FAS块表面并未发生完全滑移. 无论是PEG200还是PEG600, FAS块的油膜厚度相比于Steel块均减小. FAS涂层降低了滑块的表面能, 固液界面发生了滑移, 油膜厚度大幅度降低.

从接触角及接触角滞后的对比结果来看, PEG200相对于Steel块与FAS块的接触角滞后分别为29.4°和10.8°; PEG600相对于Steel块与FAS块的接触角滞后分别为30.5°和11.2°, 两种润滑剂在Steel块与FAS块上的接触角滞后相差很大, 这进一步证明, 接触角滞后能够更好地反应界面效应对流体动压润滑的影响, 同时也可以看出, 较小的接触角滞后对应较低油膜厚度.

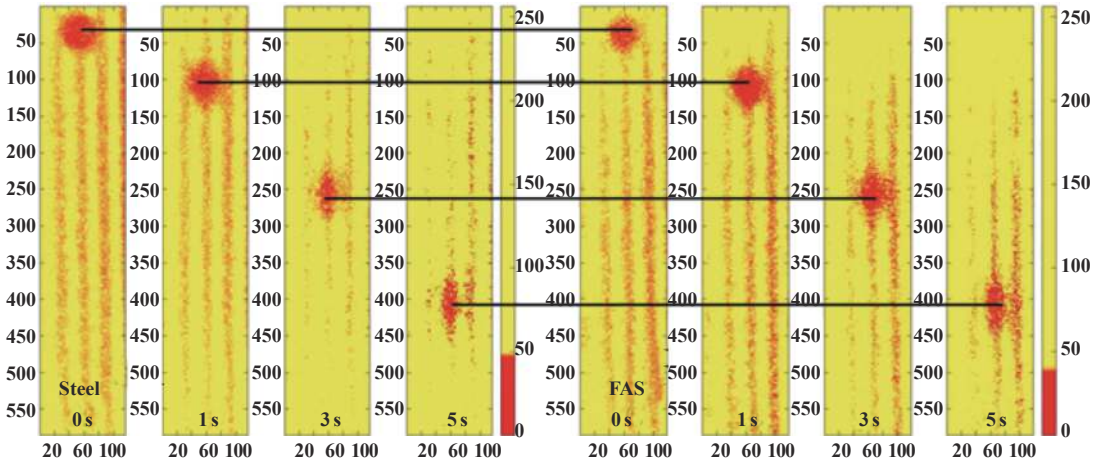
试验对纯剪切条件下PAO10相对于Steel块和FAS块、Steel块和AF两种不同润湿性界面的流速特性进行测量. 图8(a)和图8(b)为荧光漂白过程, 单帧图像的曝光时间为200ms, 采集时间为10 s, 电机的加减速时间为100ms, 盘速为0.5 mm/s, 固定膜厚 $h=1.5 \mu\text{m}$ , 图(c)为荧光漂白斑点与流速及界面滑移关系的示意

图, 带箭头的黑色线条代表一种流速分布, 流速沿膜厚方向的积分即为流量. 由图8(a)和图8(c)可知, 当采用Steel块时, 润滑油膜在滑块和玻璃盘上下表面都具有较强的润湿性, 润滑油膜虽然出现非均匀剪切特性<sup>[26]</sup>, 但由于卷吸作用产生的整体流量和线性流速分布相同, 具体为 $Q=1/2uh$ . 当采用FAS块时, 润滑剂在FAS块表面的润湿性要差, 润滑油膜受剪切作用产生的流速相比于Steel块要快. 由于界面滑移润滑油膜出现了流量增加现象, 流量的具体增加量为 $\Delta Q=\Delta uh$ ,  $\Delta u$ 为漂白光斑中心速度的变化量. 流量增加现象和经典部分滑移理论模型一致. 由图8(b)可以看出, Steel块与AF块的流速特性一致, 没有出现流量增加现象.

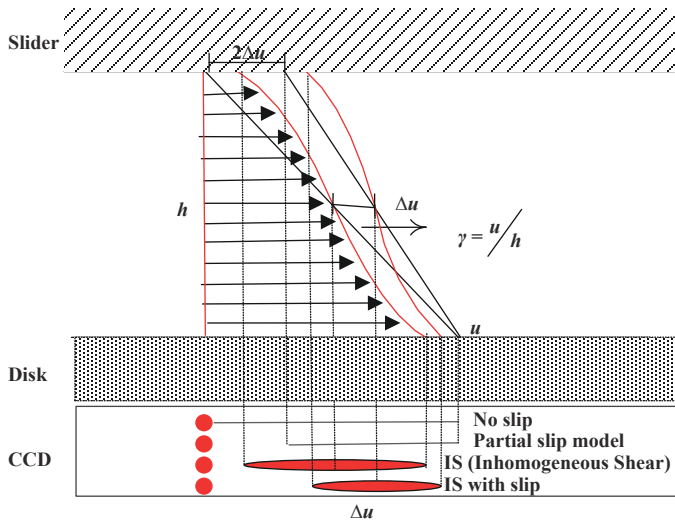
图9中给出了漂白斑点中心相对运动距离随时间的变化曲线, 斜率代表了漂白斑点中心的运动速度. 从图9(a)中可以看出, FAS块漂白斑点中心位置流速约为0.28 mm/s, Steel块漂白斑点中心位置流速约为0.25 mm/s, Steel块漂白斑点中心运动速度滞后于FAS块, 润滑油膜在FAS块表面出现了滑移, 流量增加, 增加量 $\Delta Q/Q$ 约为26.1%. 从图9(b)中可以看出, Steel块和AF块漂白斑点随时间的变化一致.



(a) PAO10: Steel/FAS



(b) PAO10: Steel/AF



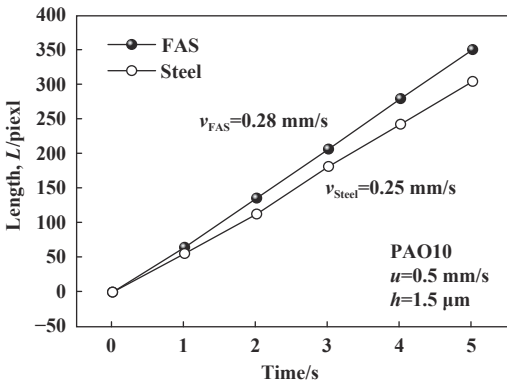
(c) Schematic representation of velocity profile

Fig. 8 Fluorescence photobleaching process and flow of a liquid under shear( $h=1.5 \mu\text{m}$ ,  $u=0.5 \text{ mm/s}$ )

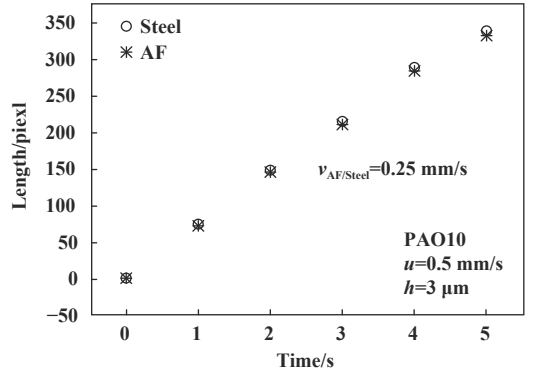
图 8 PAO10相对于Steel块与FAS块、Steel块与AF块界面的荧光漂白过程及其流速示意图

上述试验研究针对PAO10在Steel块与FAS块表面的流速连续性进行了对比, 结果表明, PAO10在FAS

块表面出现了滑移, 流速加快, 流量增加, 这一试验结果与图5(a)中PAO10相对于Steel块与FAS块膜厚的对



(a) PAO10: Steel/FAS



(b) PAO10: Steel/AF

Fig. 9 Relative displacements of bleaching center over time

图 9 漂白中心相对运动距离随时间的变化曲线

比结果具有一致性, 滑动速度导致的润滑剂流速的增加要通过减小油膜厚度来平衡. PAO10在Steel块与AF块表面的流速无差别, 这一试验结果与图5(b)中PAO10相对于Steel块与AF块的膜厚测量结果具有一致性.

经典的润滑理论表明无量纲载荷  $W$  仅取决于收敛比  $K$ , 而与其他量无关, 但试验结果却并不如此. 图10为不同润湿性界面对应的承载量曲线, 载荷为4 N. 从图中可以看出FAS块的承载量曲线相比于Steel块降低, 承载量曲线可以区分出不同亲和性质的表面, 与

不同润湿性界面上膜厚的对比结果一致, 即弱的界面润湿性表现出较弱的成膜能力, 对应油膜承载力降低.

在润滑研究中, 通常将轴承数  $u\eta/w$  用来描述轴承的工作参数,  $u$  为盘速,  $\eta$  为黏度,  $w$  载荷. 将试验中有关膜厚的测量结果按照膜厚-轴承数的关系来排列, 结果如图11所示, 不同亲和性滑块的曲线明显分成了两组, 受界面亲疏水性的不同, Steel块的数据点分布在FAS块的数据点之上.

利用不同亲和性滑块表面获得的试验结果表明了界面效应对流体动压润滑的影响. 油膜的成膜能力

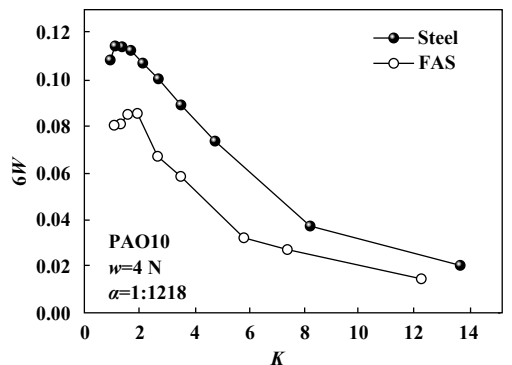
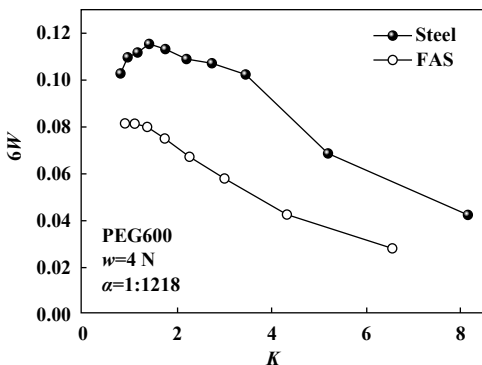
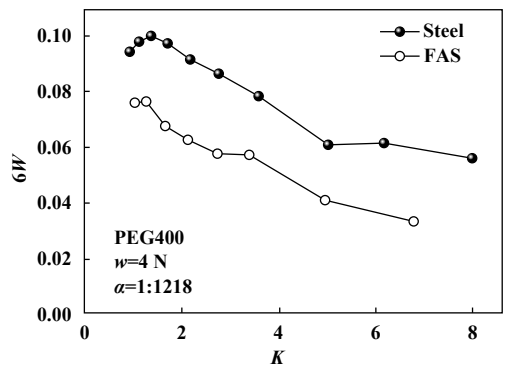
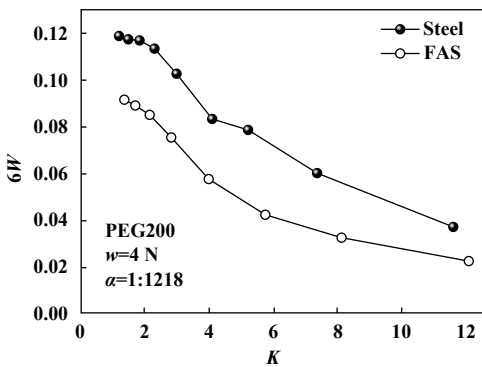


Fig. 10 Load-carrying capacity under different interfaces

图 10 不同润湿性界面的承载性能



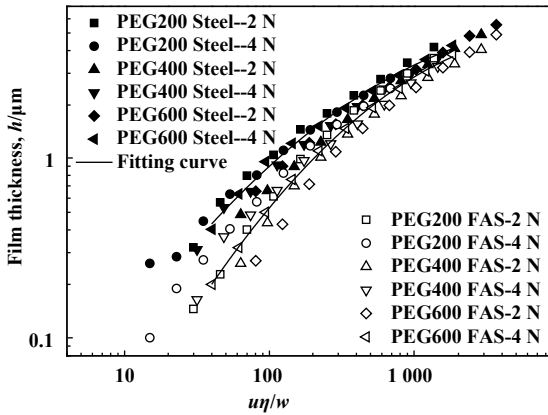


Fig. 11 Film thickness vs bearing number  
图 11 膜厚随轴承数变化曲线

与固液界面的结合强度有关,只有当液体分子获得足够的能量以克服固液分子之间粘附力产生的势能垒时,液体分子才能够在固体表面产生相对运动或滑动。势能垒的大小取决于滑块表面和液体的界面性质,可以用两个界面参数来表征:接触角和接触角滞后。许多研究结果<sup>[27-29]</sup>均表明接触角和流体动压润滑行为没有直接关系,Whyman等<sup>[30]</sup>通过热力学基本假设和虚功原理导出了势能垒的表达式,把势能垒 $E$ 表示为接触角 $\theta$ 和接触角滞后CAH的函数,即:

$$E = \frac{\gamma R}{2^{7/3}} (CAH)^2 f(\theta) \quad (3)$$

$$f(\theta) = \frac{(1 + \cos \theta)^{1/2}}{(1 - \cos \theta)^{1/6} (2 + \cos \theta)^{4/3}} \quad (4)$$

由图12可以看出,势能垒与 $60^\circ \sim 110^\circ$ 范围内的接触角没有表现出很强的函数关系, $f(\theta)$ 在这一接触角范围内保持常量,而在 $20^\circ \sim 60^\circ$ ,  $110^\circ \sim 140^\circ$ 范围 $f(\theta)$ 和接触角具有的弱的反比例关系。试验中接触角的变化范围在 $25^\circ \sim 105^\circ$ 之间, $f(\theta)$ 的变化范围在 $0.39 \sim 0.49$ 之

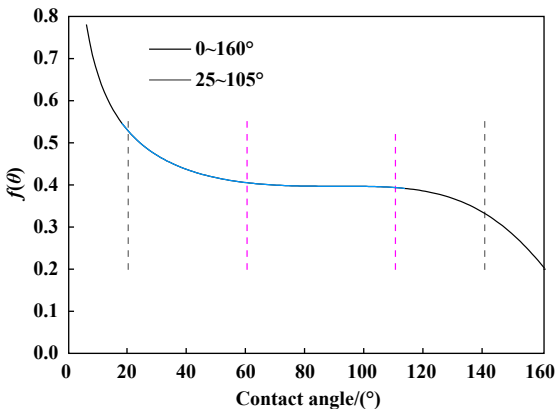


Fig. 12  $f(\theta)$  vs contact angle  
图 12  $f(\theta)$ 与接触角的关系

间,虽然接触角对润滑膜厚有一定影响,由于接触角在此范围内变化较小,势能垒的变化主要取决于接触角滞后,和流体动压润滑膜厚试验结果基本一致。一般来说,接触角大于 $90^\circ$ 的界面被认为是疏水表面,因此,具有疏水性质的滑块轴承的成膜能力不一定比具有亲水性质的滑块轴承的成膜能力差。Extrand<sup>[31]</sup>也指出,接触角滞后的原因是由于固液分子之间的相互作用,这也说明了为什么流体动压润滑油膜与接触滞后相关性更好。

### 3 结论

利用AF及FAS疏油涂层对Steel块及 $\text{SiO}_2$ 块进行表面张力修饰,获得了具有不同润湿性的界面,通过对润滑油膜厚度的测量得到以下结论:

- 接触角滞后可以更好地表征界面效应对流体动压润滑油膜厚度的影响。
- 固液分子间的粘附力是关于接触角滞后的强函数,与 $20^\circ \sim 110^\circ$ 这一范围内的接触角相关性较差。

### 参考文献

- Patton S T, Zabinski J S. Failure mechanisms of a MEMS actuator in very high vacuum[J]. Tribology International, 2002, 35(6): 373-379. doi: 10.1016/S0301-679X(02)00018-X.
- Nosonovsky M, Bhushan B. Multiscale friction mechanisms and hierarchical surfaces in nano- and bio-tribology[J]. Materials Science & Engineering R, 2007, 58(3): 162-193.
- Alicia E, Fortier. Numerical analysis of a slider bearing with a heterogeneous slip/no-slip surface[J]. Tribology Transactions, 2004, 47(3): 328-334. doi: 10.1080/05698190490455348.
- Yin Zhenxin. Study on the mechanism and shear characteristics of boundary slip under high pressure and shear rate condition[D]. Beijing: Beijing Institute of technology, 2015(in Chinese) [尹振鑫. 高压高剪切流体边界滑移机理与剪切特性研究[D]. 北京理工大学, 2015].
- Li Xinming, Guo Feng, Huang Bolin. Quantitative measurement of slip length under high pressure conditions[J]. Tribology Letters, 2012, 32(1): 34-39 (in Chinese) [栗心明, 郭峰, 黄柏林. 高压条件下界面滑移长度的定量测量[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(1): 34-39]. doi: 10.16078/j.tribology.2012.01.012.
- Wu Chengwei, Ma Guojun, Zhou Ping. A review of the study on the boundary slip problems of fluid flow[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(3): 265-282 (in Chinese) [吴承伟, 马国军, 周平. 流体流动的边界滑移问题研究进展[J]. 力学进展, 2008, 38(3): 265-282]. doi: 10.3321/j.issn:1000-0992.2008.03.001.
- Barrat J L, Lyd e, Bocquet R. Large slip effect at a nonwetting fluid-solid interface[J]. Physical Review Letters, 1999, 82(23):

- 4671–4674. doi: [10.1103/PhysRevLett.82.4671](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.82.4671).
- [8] Zhu Y, Granick S. Rate-dependent slip of newtonian liquid at smooth surfaces[J]. *Physical Review Letters*, 2001, 87(9): 096105. doi: [10.1103/PhysRevLett.87.096105](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.87.096105).
- [9] Choo J H, Glovnea R P, Forrest A K, et al. A low friction bearing based on liquid slip at the wall[J]. *Journal of Tribology*, 2007, 129(3): 469–477.
- [10] Choo J H, Spikes H A, Ratoi M, et al. Friction reduction in low-load hydrodynamic lubrication with a hydrophobic surface[J]. *Tribology International*, 2007, 40(2): 154–159. doi: [10.1016/j.triboint.2005.09.006](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.09.006).
- [11] Ma Xuehu, Du Bingang, Hu Shaobo, et al. Effect of contact angle hysteresis on droplet dynamic behaviors for hybrid surface[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2017, 38(4): 855–861 (in Chinese) [马学虎, 杜宾港, 胡少波, 等. 接触角滞后对组合表面液滴运动的影响[J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(4): 855–861].
- [12] Yang Shuyan, Guo Feng, Ma Chong, et al. Influences of the liquid/solid wettability on thin hydrodynamic lubrication films[J]. *Tribology Letters*, 2010, 30(2): 203–208 (in Chinese) [杨淑燕, 郭峰, 马冲. 固液润湿性对流体动压润滑薄膜的影响[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(2): 203–208]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.02.015](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.02.015).
- [13] Wang Qian, Guo Feng, Han Suli. Influence of surface wettability on the lubricating oil supply in a slider-on-disc contact[J]. *Tribology Letters*, 2019, 39(1): 73–81 (in Chinese) [王茜, 郭峰, 韩素立. 固体表面润湿性对滑块-盘接触润滑供油的影响[J]. *摩擦学学报*, 2019, 39(1): 73–81]. doi: [10.16078/j.tribology.20181115](https://doi.org/10.16078/j.tribology.20181115).
- [14] Wang Zhijun, Guo Feng, Tian Penghui. Correlation of interface adhesion work and hydrodynamic lubrication[J]. *lubrication and Sealing*, 2016, 41(12): 52–56 (in Chinese) [王志君, 郭峰, 田鹏晖. 界面黏附功与润滑油膜厚度的相关性研究[J]. *润滑与密封*, 2016, 41(12): 52–56]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2016.12.011](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2016.12.011).
- [15] Bonaccorso E, Kappl M, Butt H J. Hydrodynamic force measurements: Boundary slip of water on hydrophilic surfaces and electrokinetic effects[J]. *Physical Review Letters*, 2002, 88(7): 076103. doi: [10.1103/PhysRevLett.88.076103](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.88.076103).
- [16] Bongaerts J, Fourtouni K, Stokes J R. Soft-tribology: Lubrication in a compliant PDMS-PDMS contact[J]. *Tribology International*, 2007, 39(10): 1531–1542.
- [17] Cho J H, Law B M, Rieutord F. Dipole-dependent slip of newtonian liquids at smooth solid hydrophobic surfaces[J]. *Physical Review Letters*, 2004, 92(16): 166102. doi: [10.1103/PhysRevLett.92.166102](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.92.166102).
- [18] Guo L, Wong P L, Guo F. Correlation of contact angle hysteresis and hydrodynamic lubrication[J]. *Tribology Letters*, 2015, 59(3): 44. doi: [10.1007/s11249-015-0572-8](https://doi.org/10.1007/s11249-015-0572-8).
- [19] Wang D, Wang X, Liu X, et al. Engineering a titanium surface with controllable oleophobicity and switchable oil adhesion[J]. *Journal of Physical Chemistry C*, 2010, 114(21): 9938–9944. doi: [10.1021/jp1023185](https://doi.org/10.1021/jp1023185).
- [20] Bhushan B, Her E K. Fabrication of superhydrophobic surfaces with high and low adhesion inspired from rose petal[J]. *Langmuir the ACS Journal of Surfaces & Colloids*, 2010, 26(11): 8207–17.
- [21] Ma Chong, Guo Feng, FU Zhongxue, et al. Measurement of lubricating oil film thickness in conformal contacts[J]. *Tribology Letters*, 2010, 30(4): 419–424 (in Chinese) [马冲, 郭峰, 付忠学, 等. 微型滑块面接触润滑油膜测量系统[J]. *摩擦学学报*, 2010, 30(4): 419–424]. doi: [10.16078/j.tribology.2010.04.015](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2010.04.015).
- [22] Bai Qinghua, Guo Feng, Liu Haichao. A robust approach to determining the slider inclination in a slider-on-disk conformal-contact lubricating film measurement system[J]. *Tribology Letters*, 2015, 35(5) (in Chinese) [白清华, 郭峰, 刘海超, 等. 面接触润滑油膜测量系统滑块倾角的快速计算[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(5)]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.05.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.05.001).
- [23] Han Suli, Li Chao, Guo Feng, et al. Velocity profile measurement of oil films in a confined gap based on FRAP[J]. *Optical and Precision Engineering*, 2017, 25(1): 141–147 (in Chinese) [韩素立, 李超, 郭峰, 等. 基于FRAP的微间隙润滑油膜流速测量方法[J]. *光学精密工程*, 2017, 25(1): 141–147].
- [24] H A. The half-wetted bearing. Part 1: Extended reynolds equation[J]. *Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994-1996(vols 208-210)*, 2003, 217(1): 1–14.
- [25] Macdougall G, Ockrent C. Surface energy relations in liquid/solid systems. I. The adhesion of liquids to solids and a new method of determining the surface tension of liquids[J]. *Proceedings of the Royal Society of London*, 1942, 180(981): 151–173.
- [26] Han Suli, Guo Feng, Shao Jing, et al. Velocity profile measurements of oil film under pure shear based on fluorescence photobleaching imaging method[J]. *Tribology Letters*, 2017, 37(4): 442–448 (in Chinese) [韩素立, 郭峰, 邵晶, 等. 基于荧光漂白成像的润滑油膜剪切流速测量[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(4): 442–448]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.04.004](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.04.004).
- [27] Cameron A, Gohar R. Theoretical and experimental studies of the oil film in lubricated point contact[J]. *Proceedings of the Royal Society of London A Mathematical Physical & Engineering Sciences*, 1966, 291(1427): 520–536.
- [28] Joseph P, Tabeling P. Direct measurement of the apparent slip length[J]. *Physical review E, Statistical, nonlinear, and soft matter physics*, 2005, 71(3 Pt 2A): 035303.
- [29] Henry C L, Neto C, Evans D R, et al. The effect of surfactant adsorption on liquid boundary slippage[J]. *Physica A Statistical Mechanics & Its Applications*, 2004, 339(1): 60–65.
- [30] Whyman G, Bormashenko E, Stein T. The rigorous derivation of young, Cassie-baxter and wenzel equations and the analysis of the contact angle hysteresis phenomenon[J]. *Chemical Physics Letters*, 2008, 450(4-6): 355–359. doi: [10.1016/j.cplett.2007.11.033](https://doi.org/10.1016/j.cplett.2007.11.033).
- [31] Extrand C W. Contact angles and their hysteresis as a measure of liquid-solid adhesion[J]. *Langmuir the ACS Journal of Surfaces & Colloids*, 2004, 20(10): 4017.