

润滑薄油膜承载力的测量

李霞, 郭峰*, 杨淑燕

(青岛理工大学 机械工程学院, 山东 青岛 266033)

摘要: 利用面接触润滑油膜测量系统研究了固定倾角滑块轴承承载力问题. 在滑块倾角和载荷固定不变的条件
下测得油膜厚度与速度的关系, 经过参数转换, 得到无量纲承载量曲线. 这不同于传统方法中在不同收敛比下对油
膜压力的直接测量. 结果表明: 在薄油膜条件下实际承载量曲线和理论曲线表现了相同的变化趋势; 实测值小于理
论值; 理论认为无量纲承载量唯一由收敛比决定, 而实验结果表明无量纲承载量曲线受滑块倾角、载荷和润滑油性
质的影响.

关键词: 流体动压效应; 承载量; 收敛比; 面接触

中图分类号: TH117

文献标志码: A

文章编号: 1004 - 0595 (2012) 03 - 0139 - 05

Measurement of Load - carrying Capacity of Thin Lubricating Films

LI Xia, GUO Feng*, YANG Shu - yan

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

Abstract: The load - carrying capacity of a fixed - inclined slider bearing has been evaluated by film thickness measurement
using an oil film thickness tester in conform contacts. In the measurement, under fixed inclination and load, film thickness
values at different speeds are obtained, and the curve of load - carrying capacity is derived by a dimensionless parameter
group. This approach is quite different from the previous methods whereby the pressure of oil film is measured under
different convergence ratios and the load can be obtained by integration. The measured load - carrying capacity curve and
the theoretical analysis show the same tendency, and however the measured value is lower than the theoretical value. The
theory holds that the load - carrying capacity is determined only by the convergence ratio. However, the experimental results
show the dimensionless load - carrying capacity is affected by the inclination angle of the slider, load and the properties of
lubricating oils.

Key words: hydrodynamic effect, load - carrying capacity, convergence ratio, conformal contact

固定倾角滑块轴承是流体动压润滑理论研究中的
的基本模型^[1-3], 承载量是其中的重要参数之一. 一
般用无量纲载荷随收敛比的变化用来表征轴承的润
滑性能. 不同于可倾滑块轴承, 如图 1 所示, 固定倾
角滑块轴承的倾角不随速度和载荷变化, 为一独立
变量.

在基于雷诺方程的等温牛顿流体滑块轴承的润
滑理论中, 无量纲载荷 W 通过式(1) 计算.

$$W = \frac{wh_0^2}{6\eta\mu_d B^2} \quad (1)$$

式中 w 为单位长度上的承载量, N/m; h_0 为出口处
油膜厚度, m; η 为润滑油动力黏度, Pa · s; u_d 为滑

Received 17 October 2011, revised 7 December 2011, accepted 8 February 2012, available online 28 March 2012.

* Corresponding author. E - mail: meguof@yahoo.com.cn, Tel: +86 - 532 - 85071980.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (5087136) and the Doctoral Foundation of the Ministry of Education of China (20093721110001).

国家自然科学基金(50875136)教育部博士点基金(20093721110001)资助.

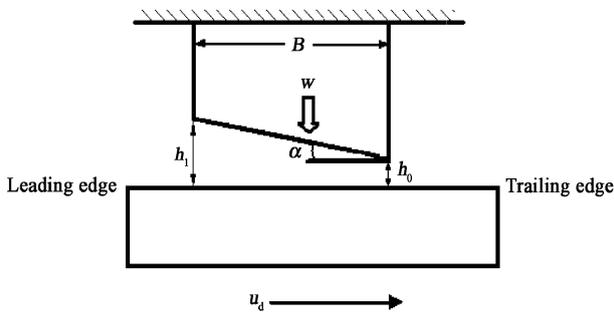


Fig. 1 A fixed-incline slider bearing lubricating model

图1 固定倾角滑块轴承润滑模型

动速度, m/s; B 为滑块宽度, m.

定义楔形间隙的收敛比为

$$K = \frac{h_1}{h_0} - 1 \quad (2)$$

式中 h_1 为入口处油膜厚度.

承载量的理论计算公式为

$$W = \varphi_s \frac{1}{K^2} \left[\ln(K+1) - \frac{2K}{K+2} \right] \quad (3)$$

其中, φ_s 为端泄因子, 当滑块为无限长时, φ_s 取值为 1. 可以看到固定倾角滑块轴承的无量纲承载力 W 唯一由轴承的间隙收敛比 K 决定, 见图 2.

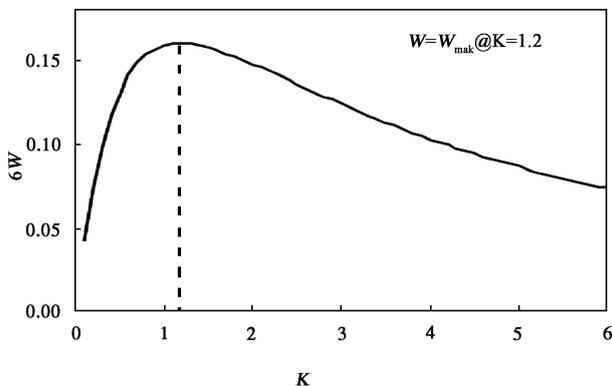


Fig. 2 Dimensionless load-carrying capacity of an infinite slider bearing

图2 无限长滑块无量纲承载量关系曲线

长期以来研究人员针对不同条件下的固定倾角滑块轴承的润滑进行了大量的理论研究, 分析了承载量的特性, 以指导工业轴承设计. 不同的滑块外形可形成不同的承载能力, 合理设计的表面粗糙度、表面波纹和人工织构均可明显改善轴承的承载量^[4-7]; 润滑流体的流变特性对承载量也有影响^[8]; 轴承表面为多孔材料时, 其承载特性大大偏离传统理论. 近年, 固定倾角滑块轴承模型也用于新的润滑

机制的分析, 如半浸润轴承和定制滑移效应等概念都被证明可产生有效承载量^[9-10].

使用 Michell 滑块轴承测量仪可以测量滑块轴承承载量曲线. 该测量系统滑块的收敛比 K 可调, 运动表面为带轮驱动的输送带. 通过不同收敛比条件下油膜压力的测量, 获得承载量曲线. 该系统调节精度不高, 只用于厚膜测量, 使用者并不多, 如 Hargreaves^[5] 和 Sharma^[11] 等工作. 郭峰等^[12] 最近开发了面接触润滑油膜测量系统, 给出了固定倾角条件下滑块轴承油膜厚度的测量结果.

可以看到, 到目前为止流体动压油膜承载量的研究大都集中在理论方面, 与承载量和收敛比相关的测量数据并不多; 传统理论的结论缺少实验证明, 同时基于油膜润滑新理论亦缺乏有效的实验验证. 因此有必要针对该类轴承承载量的测量开发新的方法. 作者在本文中提出了 1 种固定倾角滑块轴承承载量估算方法, 并利用该方法进行了初步测量.

1 实验部分

1.1 测量系统

油膜厚度测量在 FST-II 面接触油膜厚度测量系统上进行, 其原理如图 3 所示. 测量系统以滑块平面和光学透明圆盘平面组成面接触摩擦副, 利用光干涉的方法进行油膜厚度的测量.

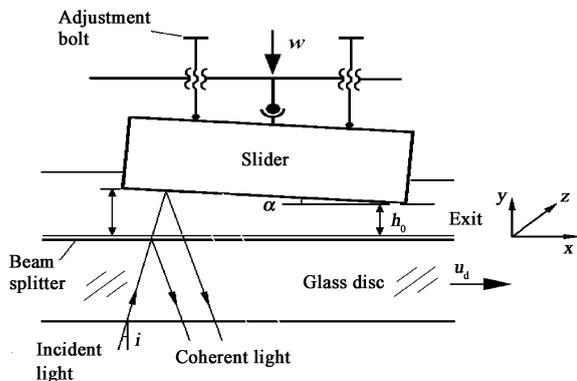


Fig. 3 Schematic illustration of the tester

图3 试验装置原理图

试验中微型滑块材料为 GCr15 钢, 工作面精密研抛, 尺寸为 $4 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$, 表面粗糙度 R_a 为 $8 \sim 10 \text{ nm}$. 玻璃盘为 K9 玻璃制成, 其工作面镀有 Cr 膜和 SiO_2 膜, 表面粗糙度 R_a 为 4 nm .

1.2 试验条件

测量时滑块固定, 滑块的倾角 α 通过螺钉来调节, 玻璃盘以给定角速度旋转, 两表面间形成润滑油

膜,其最小油膜厚度位于出口. 试验所加载荷为 4 ~ 24 N, 试验速度为 0.52 ~ 73 mm/s, 试验倾角以楔形间隙形成的干涉条纹数表征, 试验所用润滑油为聚异丁烯 PB450, 二甲基硅油 DM200 和 DM500 以及甘油溶液 GS, 其特性见表 1.

表 1 润滑油特性 (20 °C)

Table 1 Properties of lubricating oils used

	PB450	DM500	DM200	GS
Dynamic viscosity/(Pa · s)	0.480	0.550	0.220	1.220
Refractive index	1.50	1.403	1.404	1.310

2 结果及讨论

2.1 承载量曲线的测量

W 和 K 的表达式中参数的取值没有特殊要求. 测量中可使某些参数发生改变, 得到不同的 W 与 K , 从而形成无量纲承载曲线. 理论上, W 由 K 唯一决定 (但实际并不如此). 如试验中固定速度 u_d 和出口膜厚 h_0 不变, 对设定的不同倾角 α , 测量油膜的承载力 w , 可得到 W 与 K 的关系曲线, Michell 滑块轴承测量仪即按此程序进行测量^[5,11]. 该测量过程可直观说明滑块的倾角应当多大才能取得最佳的承载力. 利用本文测量系统也可以实现类似的测量过程, 在滑动速度不变的条件下, 设定任一倾角, 调节外载荷使得出口油膜厚度 h_0 等于固定值. 这样同样可以获得固定速度 u_d 和出口膜厚 h_0 不变的条件下, 不同倾角和承载力之间的关系. 但该测量过程效率偏低.

另一方面, 按公式 (1) 无量纲载荷 W 不仅取决于承载力 w , 也是油膜厚度、黏度、滑动速度等的函数. 试验中较为高效的测量方法是固定载荷和倾角大小不变, 测量油膜厚度与速度的关系曲线. 因为不同速度下对应的油膜厚度不同, 即 h_1 和 h_0 不同, 根据公式 (1)、(2) 获得不同速度下的无量纲载荷 W 与收敛比 K , 从而得到无量纲承载量曲线. 这里 K 的变化不是通过直接调节 h_1 和 h_0 (或倾角) 实现的, 而是借助于速度的变化间接得到的. 在无量纲承载量曲线测量过程中, 实际的载荷是一固定值. K 表达式改写为

$$K = \frac{B\alpha}{h_0} \quad (4)$$

当滑动速度 u_d 很小时, 对应的油膜厚度较小, K 较大, 图 2 上对应的无量纲载荷也较小, 此时润滑副的承载能力较弱, 实际载荷的增加可能会导致润滑

失效. 当增加滑动速度 u_d , 油膜厚度明显增加, K 减小, 润滑油承载能力加强. 而当膜厚增加到一定值时, 工作参数达到最优, 润滑副工作在满负荷状态. 随后 u_d 的继续增加已不能引起膜厚的明显增加, 此时润滑油成膜能力减小, 其承载量下降, 承载量曲线越过最高值, 沿 K 坐标轴负向向承载量减小. 虽然此测量不能用来直接说明取得最佳的承载力时倾角的大小, 但承载量曲线可以用来说明所测润滑油的承载特性.

图 4 为实际测量得到的 1 组膜厚 h_0 与滑动速度 u_d 的关系曲线, 润滑油为 PB450. 可以看到膜厚随速度增加而增加. 图 5 为转化后的承载量曲线. 同时图 5 也给出了理论分析结果以便比较, 1 条曲线为忽略侧泄的分析结果, 即式 (3), 另外 1 条是考虑

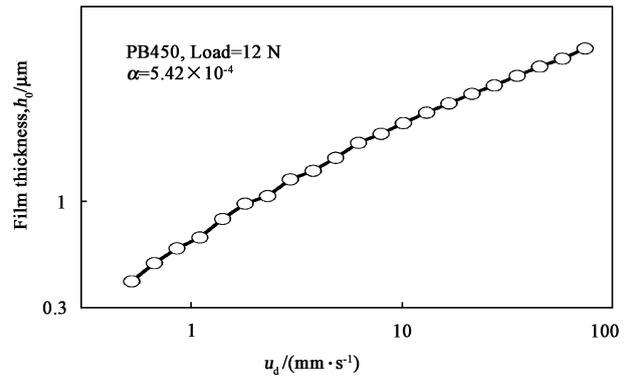


Fig. 4 Film thickness vs speed

图 4 膜厚随速度变化的实验值

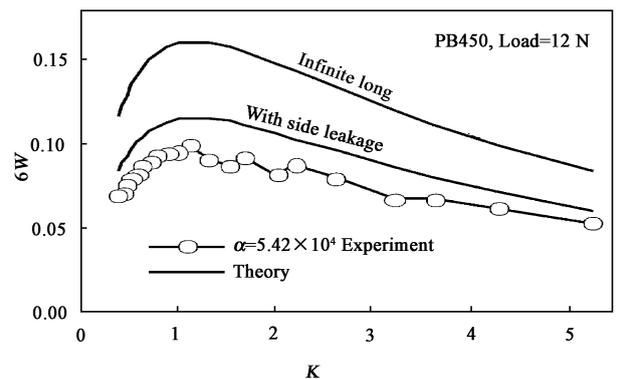


Fig. 5 Comparison of measured curve and theoretical curve

图 5 测量得到的承载量曲线及其与理论值的对比

侧泄的分析结果 (侧泄因子取参照文献 [4] 取为 0.75). 在考虑侧泄的情况下, 承载量的实验值和理论值更加接近, 但是即使是考虑了侧泄的影响, 理论分析的结果还是高于测量值. 但测量曲线和理论曲

线在趋势上有很好的-致性,都在 K 为 1.2 左右取得了最高的承载量。

需要指出的是,在膜厚-速度图上,油膜厚度表现为随速度的单调上升,无法评价各速度下的润滑油膜是否工作在满负荷状态,即无量纲承载力已达最大。

在滑块和润滑油确定的条件下,给定速度,当载荷一定时,由在式(1)可知,无量纲承载量 W 的误差仅仅与油膜厚度的测量误差有关,根据间接测量的误差传播系数法得到式(5)和(6):

$$\Delta W = \frac{dW}{dh_0} = 2 \frac{Wh_0}{6\eta u_d B^2} \Delta h_0 \quad (5)$$

$$\frac{\Delta W}{W} = 2 \frac{\Delta h_0}{h_0} \quad (6)$$

在测量过程中,倾角 α 会有微小的变化,由式(4)得, K 误差取决于倾角 α 的波动和 h_0 的测量误差,其关系如下:

$$\Delta K = B \frac{\Delta \alpha}{h_0} - B \frac{\alpha}{h_0^2} \Delta h_0 \quad (7)$$

于是:

$$\frac{\Delta K}{K} = \frac{\Delta \alpha}{\alpha} - \frac{\Delta h_0}{h_0} \quad (8)$$

其中, $\frac{\Delta h_0}{h_0}$ 、 $\frac{\Delta \alpha}{\alpha}$ 、 $\frac{\Delta W}{W}$ 和 $\frac{\Delta K}{K}$ 为测量的相对误差。一般的,倾角 α 以干涉产生的条纹数表示,测量中其相对误差可以很好地控制,油膜测量相对误差的大小决定无量纲承载量和收敛比的测量精度。

2.2 不同条件下的承载量曲线

图6 是不同倾角下测量得到的无量纲承载力的

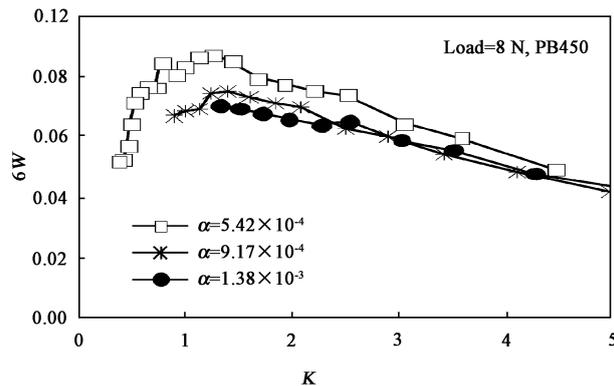


Fig. 6 Measurement of dimensionless load-carrying capacity under different incline angles

图6 不同倾角下无量纲承载量的测量

曲线。由图6可以看出:不同倾角下的承载量曲线都

具有相似的变化趋势,并且倾角越小,其承载性能越好,这与膜厚测量结果一致,在相同速度下,小倾角对应的膜厚较大,表现出较强的成膜能力。

当 u_d 一定时,滑块的不同倾角 α ,对应不同的无量纲承载量 W ,这是人们在实际应用中关心的问题。由于 K 同时为倾角 α 和膜厚 h_0 的函数,于是从另一角度讲, W 与 α 的关系可以等效为 α 固定, u_d 与 W 的关系,即固定速度改变倾角和固定倾角改变速度皆可改变收敛比 K 的值,由无量纲承载量计算公式可以看出 2 种方式在实质上是统一的,从本质上皆表征了面接触油膜润滑的流体动压效应。实验过程中正是通过改变 u_d 得到不同的 W 。

图7 是不同的润滑油的无量纲承载量的测量结果。对比二甲基硅油 DM200 和 DM500,较高的黏度对应较高的无量纲载荷,说明润滑油成膜能力强,承载力较大。

图8 是不同载荷下的无量纲承载力的测量曲线。由图8 可见在所条件下不同载荷的承载力曲线差别并不十分明显。

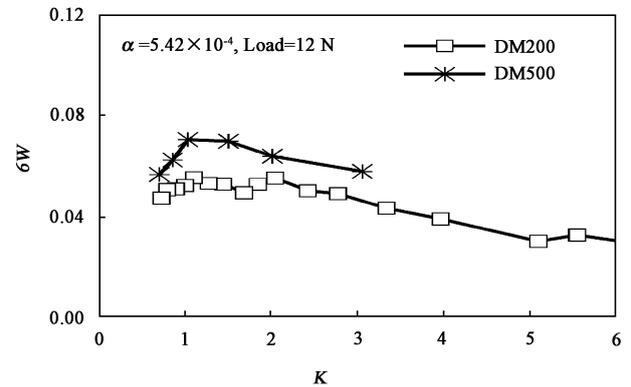


Fig. 7 Load-carrying capacity under different lubricating oil

图7 不同黏度的润滑油的承载性能

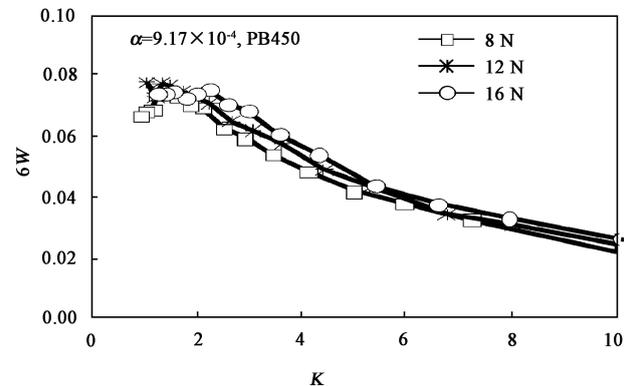


Fig. 8 Load-carrying capacity under different load

图8 不同载荷下的承载性能

按经典的润滑理论公式(3),无量纲承载量仅取决于收敛比 K ,而与其他量无关,即图6~8不同条件下的承载量曲线应该重合.但实验结果却与公式(3)存在差异,滑块的倾角和油的黏度等因素均影响无量纲承载量和收敛比的关系.事实上,公式(3)来自等温牛顿流体条件下的雷诺方程的理论解,而实验中的润滑流体在中等和高剪切率条件下可能表现出非牛顿特性(如图4中的PB450的剪应变率为在 $10^3 \sim 10^4 \text{ s}^{-1}$),在高剪切率下也会有热效应的出现,不同测量条件下的测泄也会不同.这些都是实验和理论存在差别的可能原因.另外的可能原因是实验模型与理论模型的差别.实验中运动的表面为旋转圆盘,润滑副中润滑油的卷吸沿圆周方向,沿滑块长度方向滑动速度是不均匀的.理论分析中,润滑油的卷吸沿直线方向(见图1),以滑块中心点的速度代表润滑油的卷吸速度.

实验中还测量了不同亲和性界面对应的承载力曲线.润滑液体选为表面张力较高的甘油水溶液,滑块表面采用两种材料:钢和二氧化硅.甘油溶液对钢和二氧化硅表面的接触角分别为 47.5° 和 35.3° ,大的接触角代表了低的界面粘附功.图9为部分测量结果,可以看到,低的粘附功界面对应低的油膜承载量.

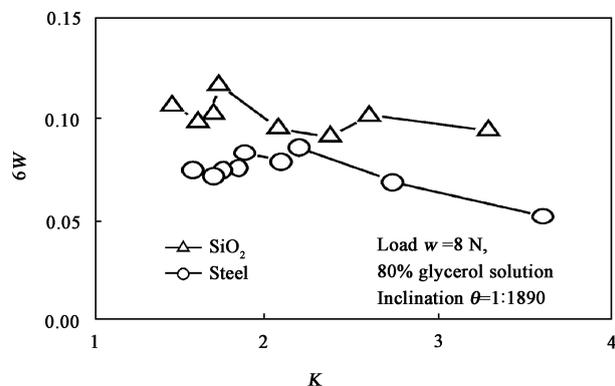


Fig. 9 Load-carrying capacity under different interface

图9 不同界面下的承载性能

3 结论

- 试验证实提出的方法可用于估算流体动压润滑薄膜承载能力.
- 油膜承载量的理论值和试验值随 K 的变化呈现相同的变化趋势.
- 由于没有考虑流体的非牛顿和剪切热等效

应,理论无量纲承载量曲线与实测曲线存在差别.

- 承载量大小不仅仅依赖于收敛比 K 值的大小.
- 测量得到的承载量曲线可用于区分不同亲和性质的界面.

参考文献:

- [1] Hamrock B J. Fundamentals of fluid film lubrication [M]. McGraw-Hill, New York, 1994.
- [2] Wen S Z. Principles of tribology [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1990 (in Chinese) [温诗铸. 摩擦学原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1990].
- [3] D D Fuller. Theory and practice of lubrication for engineers [M]. John Wiley & Sons, Inc, US, 1984.
- [4] Andharia P I, Gupta J L, Deheri G M. Effect of surface roughness on hydrodynamic lubrication of slider bearings [J]. Tribology Transactions, 2001, 44: 291-297.
- [5] Hargeaves D J. Surface waviness effects on the load-carrying capacity of rectangular slider bearings [J]. Wear, 1991, 145: 137-151.
- [6] Liu H B, Niu R J, Xue Y J, et al. The effect of surface textures on loading capacity of journal bearing lubricating film [J]. Lubrication and Sealing, 2010, 35(7): 18-22 (in Chinese) [刘红彬, 牛荣军, 薛玉君, 等. 表面纹理对径向滑动轴承油膜承载能力的影响 [J]. 润滑与密封, 2010, 35(7): 18-22].
- [7] Liu H B, Meng Y G. Hydrodynamic lubrication analysis of textured surfaces with the domain decomposition method - effect of texture distribution patterns [J]. Tribology, 2007, 27(6): 555-561 (in Chinese) [刘红彬, 孟永钢. 基于区域分解法的纹理表面流体润滑分析 - 纹理分布模式的影响 [J]. 摩擦学学报, 2007, 27(6): 555-561].
- [8] Buckholz R H. Effects of power-law non-Newtonian lubricants on load capacity and friction for plane slider bearing [J]. ASME Journal of Tribology, 108: 86-91.
- [9] Spikes H A. The half-wetting bearing [J]. Part 1: extended Reynolds equation. Proc Instn Mech Engrs, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217: 1-14.
- [10] Tonder K. Hydrodynamic effects of tailored inlet roughness: extended theory [J]. Tribology International 2004, 37: 137-142.
- [11] Sharma R K, Pandey. Experimental studies of pressure distributions in finite slider bearing with single continuous surface profiles on the pads [J]. Tribology International, 2009, 42: 1040-1045.
- [12] Ma C, Guo F, Fu Z X, et al. Measurement of lubricating oil film thickness in conformal contacts [J]. Tribology, 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].