

不同表面粗糙度的摩擦副润滑状态的 Stribeck 曲线研究

王慰祖, 黄平

(华南理工大学 机械工程学院, 广东 广州 510640)

摘要: 利用 Stribeck 润滑曲线理论分析和薄膜润滑试验考察了不同表面粗糙度的钢球与圆盘点接触及钢滑块与圆盘面接触摩擦副的润滑状态, 通过改变圆盘转速获得了包含薄膜润滑状态的 Stribeck 曲线。结果表明: 在 Stribeck 曲线上可以划分出薄膜润滑状态, 其位于摩擦系数谷底附近; 薄膜润滑的产生及其区间大小同圆盘表面粗糙度密切相关; 圆盘表面粗糙度较小时更易形成薄膜润滑状态, 而圆盘表面粗糙度较大时薄膜润滑状态不明显; 光滑表面对应的 Stribeck 曲线谷底较宽, 相应的薄膜润滑区间亦较宽。

关键词: Stribeck 曲线; 薄膜润滑; 表面粗糙度

中图分类号: TH117.2

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2004)03-0254-04

上世纪初, Stribeck 通过对径向滑动轴承的研究, 建立了著名的关于润滑剂粘度 η 滑动速度 v 、单位面积负荷 p 与摩擦系数的关系曲线^[1-5], 这就是著名的 Stribeck 曲线。随着科学技术的发展, 目前可以利用润滑膜厚度来鉴别润滑状态, 但受润滑膜厚度的测量条件所限, Stribeck 曲线依然可用于简便而有效地地区分或判断润滑状态。由于薄膜润滑的历史远远短于 Stribeck 曲线的历史, 起初的 Stribeck 曲线不可能涉及薄膜润滑状态。而随着针对弹流润滑 (EHL) 及薄膜润滑 (THL) 等研究的深入^[1,2,6,7], Stribeck 曲线在润滑状态区分中的作用重新引起了人们关注。业已发现, 当流体润滑状态过渡到弹流润滑状态时, 摩擦系数随轴承特性系数的降低而减小, 在弹流润滑和混合润滑状态之间 Stribeck 曲线出现低谷, 而该低谷是否对应着薄膜润滑状态的问题亟待解决。鉴于此, 我们针对上述问题开展了相关实验研究, 本文报道相关研究结果。

1 实验部分

所用试验装置由测量系统和数据采集系统组成, 该装置由本实验室原有的弹流试验台结合自行设计的微摩擦力测试机构组成^[8], 其结构示意图见图 1, 其中测量系统的可调速电机带动圆盘转动, 圆盘同置

于浮动加载部件上的固定滑块或钢球形成滑动接触; 圆盘表面滴加适量的 32# 标准机械油 (常温下其密度 0.9 g/mL , 40°C 下运动粘度 32 cSt , 100°C 下运动粘度 4.8 cSt) 以实现油润滑。数据采集系统由数据采集

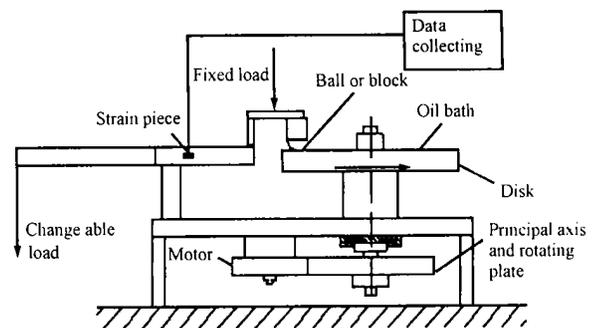


Fig 1 Sketch diagram of the test rig

图 1 试验台示意图

卡、滤波整形电路以及计算机组成。摩擦副运动方式为滑块-圆盘滑动或球-圆盘滑动, 滑块和圆盘材料采用 Q235 碳素结构钢, 其弹性模量为 20 GPa , 泊松比为 0.26 ; 钢球材料为 GCr15 轴承钢, 其弹性模量为 205 GPa , 泊松比为 0.28 。滑块-圆盘接触表面尺寸为 $15\text{ mm} \times 11\text{ mm}$, 钢球直径为 25.4 mm 。滑块和钢球表面经过超精加工, 其表面粗糙度远小于圆盘表面粗糙度, 故其表面粗糙度的影响可忽略不计。所使用的

基金项目: 广东省自然科学基金资助项目 (011505); 高等学校博士点专项科研基金资助项目 (20030561007)。

收稿日期: 2003-06-01; 修回日期: 2003-09-18/联系人黄平, e-mail: mephuang@scut.edu.cn

作者简介: 黄平, 男, 1957 年生, 教授, 博士生导师, 目前主要从事薄膜润滑机理研究

3 个圆盘试样表面粗糙度 R_a 分别为 $0.6 \mu\text{m}$ 、 $0.9 \mu\text{m}$ 、 $1.1 \mu\text{m}$ 。固定点接触载荷为 0.75 N ，面接触载荷为 0.45 N 。试验过程中逐级调高圆盘转速并测量摩擦力，由计算机自动采集各不同速度下的摩擦力数据 400 个，取平均值作为摩擦力测定结果。由摩擦力计算得到摩擦系数，进而绘制 Stribeck 曲线。

2 结果及讨论

最初的 Stribeck 曲线通过对径向滑动轴承进行试验而获。我们采用点接触和面接触摩擦副，因此对曲线的横坐标进行相应调整。对于点接触，横坐标由原来的 $v/\eta/p$ 调整为 $v/\eta/pa$ ，平均压力 p 定义为：

$$p = 4w / (\pi a^2) \tag{1}$$

式中： w 为载荷； a 为 Hertz 区接触直径，可以按下式计算：

$$a = 2 \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{wR}{E} \right)^{\frac{1}{3}} \tag{2}$$

式中： R 为钢球半径； E 为当量弹性模量。

对于面接触，横坐标由原来的 $v/\eta/p$ 调整为 $v/\eta/pB$ ， B 为滑块宽度，平均压力 p 定义为：

$$p = \frac{w}{BL} \tag{3}$$

图 2 示出了钢球在 3 个不同表面粗糙度的圆盘

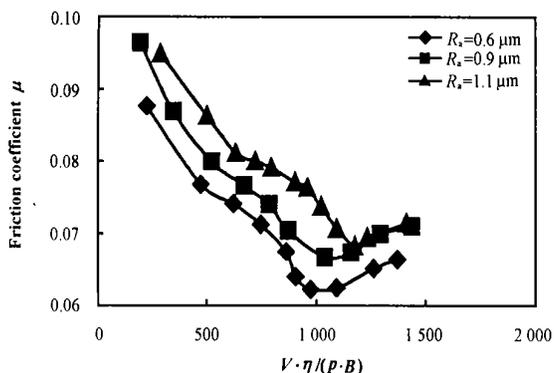


Fig 2 Stribeck curves of steel ball-disc pair in point contact
图 2 钢球-圆盘点接触摩擦副的 Stribeck 曲线

上滑动时所对应的 Stribeck 曲线。可以看出，3 条曲线都存在谷底。一般可以认为谷底处于薄膜润滑状态。研究表明，影响薄膜润滑成膜机理的主要因素不是流体动压因素，而是基体效应如吸附效应、薄膜的类固态变化、分子有序化和分子极性的支撑效应等^[9]。从图 2 可知，对应于不同表面粗糙度圆盘的 Stribeck 曲线形状有所不同：圆盘表面粗糙度越大，相应的摩擦系数越大；Stribeck 曲线上谷底的范围和起止点同圆盘表面粗糙度相关。

就表面粗糙度较大 ($R_a = 1.1 \mu\text{m}$) 的圆盘所对应的 Stribeck 曲线而言， μ 值到达谷底后迅速上升，这说明混合润滑状态很快转变为弹流润滑状态，此时薄膜润滑状态不明显。表 1 列出了圆盘表面粗糙度分别

表 1 钢球-圆盘点接触摩擦副摩擦系数波动

Table 1 Maximum fluctuation of friction coefficient for the steel ball-disc pair in point contact

$R_a = 1.1 \mu\text{m}$		$R_a = 0.6 \mu\text{m}$	
$\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	$\Delta\mu$	$\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	$\Delta\mu$
0.90	0.049	0.72	0.052
1.60	0.037	1.52	0.034
2.00	0.040	2.00	0.034
2.30	0.040	2.40	0.031
2.60	0.040	2.80	0.034
2.90	0.037	3.00	0.031
3.10	0.037	3.20	0.027
3.50	0.046	3.60	0.027
3.80	0.046	4.10	0.044
4.60	0.049	4.40	0.044

为 $R_a = 1.1 \mu\text{m}$ 和 $R_a = 0.6 \mu\text{m}$ 时所对应的点接触摩擦副摩擦系数波动值，其中 $\Delta\mu$ 表示在一定转速下摩擦系数波动的最大值。可见：当角速度 $\omega = 3.5 \text{ rad/s}$ 时，由 $R_a = 1.1 \mu\text{m}$ 的圆盘和钢球组成的点接触摩擦副的 Stribeck 曲线到达谷底，但摩擦系数波动反而增大；就 $R_a = 0.6 \mu\text{m}$ 的圆盘和钢球组成的点接触摩擦副而言，当角速度 $\omega = 3.2 \text{ rad/s}$ 时，Stribeck 曲线处于谷底，摩擦系数波动很小，并随速度增加而从谷底缓慢上升，摩擦副处于薄膜润滑状态；随着速度的继续上升，波动明显加剧，进入流体润滑和弹流润滑状态，这时流体动压油膜对粗糙峰所造成的膜厚波动很敏感，因此摩擦系数波动很大^[9]。

图 3 示出了 Q235 钢滑块在 3 个不同表面粗糙度的圆盘上滑动时所对应的 Stribeck 曲线。可以看出，在面接触情况下，圆盘表面粗糙度及速度对润滑状态的影响更加明显。当 $R_a = 0.6 \mu\text{m}$ 时，对应的 Stribeck 曲线谷底区域延伸。表 2 给出了相应的摩擦系数波动值。可以看出，当 $\omega = 4.4 \sim 6.1 \text{ rad/s}$ 时，摩擦系数波动范围较小，据此可以断定此时摩擦副处于薄膜润滑状态。

根据流变薄膜理论模型^[10,11]，轴承特性系数与速度 v 成正比，因此可以通过固定载荷（单位面积载荷 p ）和油品初始粘度 η 等参数而改变速度 v 来改变摩擦力，相应的 Stribeck 曲线示于图 4，其中 R_q 为轮廓均方根偏差。可以看出，在薄膜润滑区，随着轴承特性系数（即速度）的减小，摩擦系数减小，但其变化速率

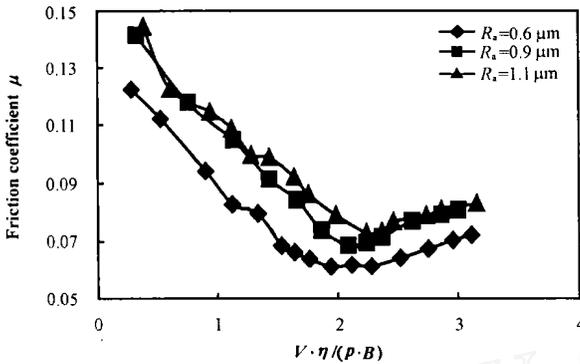


Fig 3 Stribeck curves of steel block-disc pair in plane contact

图 3 钢滑块-圆盘面接触摩擦副的 Stribeck 曲线

表 2 钢滑块-圆盘面接触摩擦副的摩擦系数波动(圆盘表面粗糙度 R_a 为 $0.6 \mu\text{m}$)

Table 2 Maximum fluctuation of friction coefficient for the steel sliding block-disc pair in plane contact (R_a of the disc is $0.6 \mu\text{m}$)

$\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	$\Delta\mu$
0.68	0.107
1.16	0.097
2.40	0.097
2.80	0.097
3.40	0.086
3.70	0.092
4.10	0.082
4.40	0.077
4.70	0.066
5.20	0.056
5.70	0.066
6.10	0.071
6.40	0.082

同弹流润滑状态对比而言较小。随着速度的进一步降低,摩擦系数开始快速增加,进入混合润滑状态。由于混合润滑同时涉及流体边界润滑和固体接触,因此,表面粗糙度的不同可导致润滑膜从薄膜状态进入混合润滑状态的位置不同。从理论上可以判断,表面粗糙度越大,润滑膜进入混合润滑状态的时间越短;此时薄膜状态在特性轴上的范围越窄(见图 4 中较细实线)。反之,表面粗糙度越小,油膜进入混合润滑状态的时间越长,则薄膜润滑的范围越宽(见图 4 中较粗实线)。

3 结论

a 钢球-圆盘面接触以及钢滑块-圆盘面接触摩擦副的 Stribeck 曲线特征相似;可以在 Stribeck 曲线

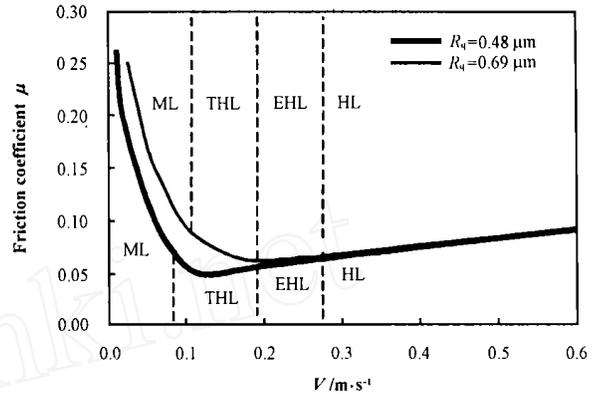


Fig 4 The shapes of Stribeck curves corresponding to surfaces of different surface roughness

图 4 具有不同表面粗糙度的摩擦副对应 Stribeck 曲线形态示意图

上划分出薄膜润滑状态,其区间位于摩擦系数谷底附近;在薄膜润滑区摩擦系数随速度的变化缓慢,摩擦系数波动很小

b 表面粗糙度较小的摩擦副容易形成薄膜润滑状态,而表面粗糙度较大的摩擦副的薄膜润滑状态不明显

c 光滑面对应的 Stribeck 曲线谷底较宽,相应的薄膜润滑区间亦较宽

参考文献:

[1] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社,2002

[2] Dowson D. History of Tribology [M]. London: Longmans, 1979.

[3] Gelincik E R M, Schipper. Calculation of Stribeck curves for line contacts[J]. Tribol Int, 2000, 33: 175-181.

[4] 全永昕. 工程摩擦学[M]. 杭州:浙江大学出版社,1994

[5] Senholzi P B. Tribological Technology[M]. Dordrecht: Martinus Nijhoff Publishers, 1982

[6] Huang P (黄平). Physical/mathematical model and numerical analysis of nano thin film lubrication (纳米薄膜润滑物理-数学模型及数值分析)[J]. Tribology (摩擦学学报), 2003, 23(1): 60-64

[7] Luo J B (雒建斌), Wen S Z (温诗铸), Huang P (黄平). The relation and transition between EHL and thin film lubrication (弹流润滑与薄膜润滑转化关系的研究)[J]. Tribology (摩擦学学报), 1999, 19(1): 72-77.

[8] Li Z H (黎智恒), Ren J (任君), Huang P (黄平). Development of the testing apparatus for micro frictional force measurement (微摩擦力测量机构的研制)[J]. Modern Manufacturing Engineering (现代制造工程), 2001, 25(4): 21-22

[9] Luo J B, Huang P, Wen S Z. Characteristics of fluid lubrication films at the nano-scale[J]. ASME J Tribol, 1999, 121(4): 872-878

- [10] Huang P, Li Z H, Meng Y G, *et al.* Study on hydrodynamic lubrication with second-order fluid (II)—Numerical analysis lubrication with second-order fluid (I)—Basic equations[J]. Science in China(A), 2001, 44: 8-13
- [11] Li Z H, Huang P, Meng Y G, *et al.* Study on hydrodynamic

Study on the Lubrication State of Frictional Pairs with Different Surface Roughness Based on Stribeck Curves

WANG Wei-zu, HUANG Ping

(College of Mechanical Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

Abstract: The lubricating states of a steel ball-disc point contact pair and a steel sliding block-disc plane contact pair were investigated based on theoretical analysis of the relevant Stribeck curves and thin film lubrication test. Thus the Stribeck curves involving the thin film lubrication regime were obtained by changing the rotary speed of the disc. As the results, it was feasible to recognize thin film lubrication regime on the Stribeck curves, and the thin film lubrication zone was near to the friction coefficient valley. The appearance of the thin film lubrication regime and its range was closely dependent on the surface roughness of the disc. Namely, it was easy for the frictional pair to reach thin film lubrication regime as the disc had a smaller surface roughness, while it was hard to differentiate the thin film lubrication regime as the disc had a larger surface roughness. Moreover, the Stribeck curve for the frictional pair of a smaller disc surface roughness showed a broader frictional coefficient valley and thin film lubrication zone as well.

Key words: stribeck curve; thin film lubrication; surface roughness

Author: HUANG Ping, male, born in 1957, Ph. D., Professor, e-mail: mephuang@scut.edu.cn