

薄膜润滑特性和机理研究*

雒建斌 温诗铸

(清华大学摩擦学国家重点实验室, 北京 100084)

摘要 采用纳米级润滑膜厚度测量仪, 研究了纳米级润滑膜厚度与各种工况条件因子之间的关系及其润滑机理; 探讨了各因子对弹流润滑与薄膜润滑之间转化点的影响; 给出了转化临界膜厚值与润滑剂粘度的关系。

关键词 纳米级 薄膜润滑 润滑状态转化 表面能

目前, 处于弹流润滑和边界润滑之间的润滑状态尚未得到很好地研究。由于在此范围润滑膜厚度处于纳米量级, 通常称它为薄膜润滑。该润滑状态不仅不同于膜厚与速度相关密切的弹性流体动力润滑, 而且不同于以分子特性为主的边界润滑。近年来, 随着纳米技术的迅速发展, 它已成为摩擦学乃至物理学界研究的热点之一。

在相当长一段时间, 润滑理论主要从两个方面进行研究, 即流体润滑和边界润滑。边界润滑自 Hardy(1921)提出以来, 由于 Bowden, Kingsbury, Homola 等人^[1-3]的贡献, 已经有了一定的进展。在流体润滑方面, 自从 Crubin(1949)提出弹流润滑以来, 由于 Dowson 等^[4], Cheng 等^[5], Hamrock(1976), 温诗铸^[6]等一大批科研人员的努力, 已经趋于完善。流体润滑与边界润滑之间的鸿沟也大为缩小。微弹流和混合润滑的研究也在为完成润滑理论而努力。然而, 至今弹流润滑如何转化到边界润滑仍然是一个悬而未决的问题。因此, 薄膜润滑研究已经成为完成润滑理论体系的关键。

关于边界润滑与弹流润滑之间的研究已取得了一些进展。早在 60 年代, Dowson 就提出边界润滑向混合润滑的转化问题。X-射线衍射法^[7]证明在水银表面脂肪酸可形成一个多分子膜。这些分子层愈多, 其结构愈接近于金属。1969 年, Allen 和 Drauglis^[8]根据 Fuks 的实验结果, 提出了有序液体模型。分子动力学模拟法^[9]已经广泛地应用于近固体表面液体分子和原子的排列与作用的研究。1989 年, 作者^[10]根据摩擦系数和膜厚的划分范围, 发现弹流润滑与边界润滑之间存在一空白区, 并从模糊学的观点出发, 认为该区是一个质变与量变交互在一起的润滑状态。Alsten 和 Granick^[11]于 1989 年用表面力仪观察到两个固体表面间的吸附力与它们之间的距离和润滑剂的温度密切相关。1991 年, Johnston 等^[12]发现有些润滑剂膜厚小于 15 nm 时, 润滑规律就不同于弹流润滑。后来, Myllerup 等^[13]就超薄膜的一些本质问题提出疑问: (1) 什么决定着超薄膜的有效粘度? (2) 当膜足够薄的时候, 什么使其从液态转变为固态?

1996-01-10 收稿, 1996-04-23 收修改稿

* 国家自然科学基金和清华大学青年基金资助项目

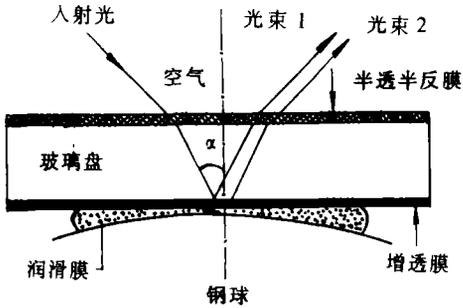


图 1 光干涉图

所示,当钢球对玻璃盘加载时,钢球表面发生弹性变形,形成一平台区(Hertz区).由于润滑油的存在,于是在玻璃盘下表面的半透光铬膜与钢球表面间存在一层润滑膜.入射光进入玻璃盘后,在铬膜表面分成两束光,一束在铬膜表面发生反射,形成光束1,而另一束则透过铬膜和润滑剂,然后在钢球表面产生反射,形成光束2.根据光干涉基本方程可知,当光垂直入射时,任一点的干涉光强与两束相干光的强度及该点润滑膜厚度之间的关系为^[14]

$$I = I_1 + I_2 + 2\sqrt{I_1 I_2} \cos\left(\frac{4\pi nh}{\lambda} + \varphi\right), \quad (1)$$

式中, I 为所测膜厚点的光强, I_1 为光束1的光强, I_2 为光束2的光强, λ 为干涉光的波长, φ 为由于铬膜和钢球引起的净相位差, h 为测试点的润滑膜厚度, n 为润滑介质的折射率.

当润滑膜厚度变化时,干涉光强 I 也发生变化.若 $\cos(4\pi nh/\lambda + \varphi)$ 等于1和-1时,分别出现干涉光强的极大值 I_{\max} 和极小值 I_{\min} .于是,将 I_{\max} , I_{\min} 代入方程(1)中,可求出 I_1 , I_2 (设 $I_1 \geq I_2$), 有

$$\begin{aligned} I_1 &= I_{\max} + I_{\min} + 2\sqrt{I_{\max} I_{\min}}, \\ I_2 &= I_{\max} + I_{\min} - 2\sqrt{I_{\max} I_{\min}}, \end{aligned} \quad (2)$$

故可得膜厚的最终计算公式:

$$\begin{aligned} h &= \frac{\lambda}{4\pi n} [\arccos(\bar{I}) - \arccos(\bar{I}_0)], \\ \bar{I} &= \frac{2I - (I_{\max} + I_{\min})}{I_{\max} - I_{\min}}, \\ \bar{I}_0 &= \frac{2I_0 - (I_{\max} + I_{\min})}{I_{\max} - I_{\min}}. \end{aligned} \quad (3)$$

式中, h 为所测点的润滑膜厚度, n 为润滑油的光折射率, λ 为干涉光的波长, I 为膜厚测量点的光强值, I_0 为无润滑膜时的光强值.

1.2 实验机构

本文采用的系统配置图如图2所示.入射光达到玻璃盘的铬膜表面后分成两束,一束从铬膜表面直接反射,另一束透过铬膜在

1 实验

1.1 相对光强原理

光干涉相对光强原理是根据光干涉的基本原理提出来的.在同一干涉级次的最大干涉光强与最小干涉光强之间,即最亮干涉条纹与同级最暗干涉条纹之间,干涉光强是随润滑膜的厚度或光程差的变化而变化的.因此,任一点的膜厚取决于该点的光强在最大光强与最小光强之间的相对位置以及无润滑膜时的光强值.如图1

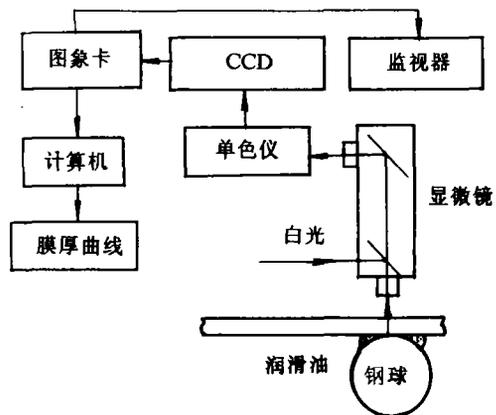


图 2 测试系统配置图

钢球表面反射,形成相干光.干涉光经显微镜的物镜和目镜,进入单色仪,然后用 CCD 在单色仪出口处接收到单频干涉图象.该光学信号经 CCD 后转换成电信号并输送到计算机中的图象采集卡中.一方面与采集卡连接的监视器上显示出单频干涉图象供监视和调节,另一方面采集卡经过图象模数转后,送入计算机中处理.最后在计算机终端上显示出所测润滑薄膜的厚度分布曲线或曲面.该仪器垂直方向分辨率为 0.5 nm,水平方向分辨率为 1.5 μm.

1.3 实验条件

实验所用的润滑剂如表 1 所示.采用的载荷范围为 2~6 N(Hertz 压力为 0.1~0.25 GPa).速度范围为 2~20 mm/s.

表 1 实验用润滑剂

润 滑 剂	粘度(20℃) /mPa·s	光折射系数
机械油 A	190	1.487 1
机械油 B	84	1.483 6
机械油 C	36	1.477 1
润滑剂 13604	17.4	1.473 3
润滑剂 13602	4.21	1.461 6
液体石蜡	30	1.461 2

2 实验结果

2.1 膜厚与速度的关系

点接触弹流润滑膜厚度公式为¹⁾

$$h = 2.69a^{0.53}(\eta_0 u)^{0.67}(E')^{0.067}R^{0.397}W^{-0.067}(1 - 0.61e^{-0.73k}). \quad (4)$$

图 3 是用标准粘度液做试验的情况.可以看出,在速度较高的区域,膜厚与速度的关系基本上呈线性.润滑膜以弹流润滑为主.随速度的降低,膜厚减薄.当膜厚降到 15 nm 左右时,速度指数 ϕ 急剧减小,即膜厚与速度的相关性迅速减弱.这与 Johnston 等人^[12]的结果十分相似.但是,液体石蜡和 10 号矿物油却分别在膜厚为 20 nm 和 24 nm 附近出现了膜厚与速度关系迅速减弱的起始点(图 4).并且当速度降低到一定程度时,膜厚又明显减小.从图 3 和图 4

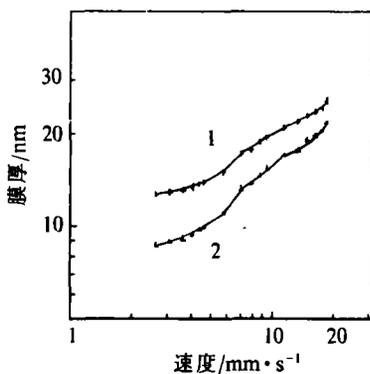


图 3 接触中心区膜厚-速度图
润滑剂:13604 标准液,载荷:4 N,
温度:25℃,钢球直径:Φ23.5 mm

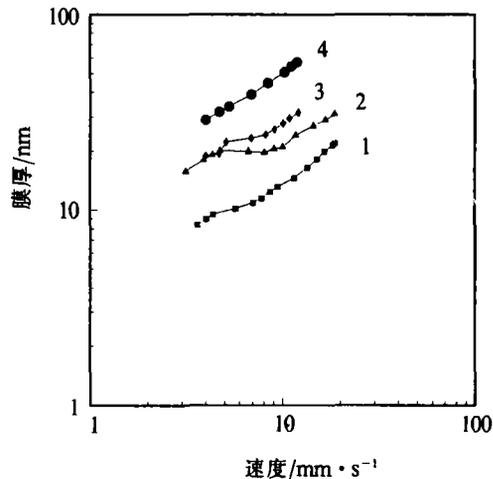


图 4 接触中心区膜厚-速度图
载荷:4N,钢球直径:Φ23.5 mm; 1 示 13604 粘度液;2 示液
体石蜡;3 示 10 号机油;4 示 30 号机油

1) Hamrock B J, Dowson D. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part III—Full flooded results. ASME Trans, J of Lubr Tech, 1977, Vol 99 No 2

可见,当膜厚大于 26 nm 时,没有发现速度指数 Φ 的突然减小情况. 在 26 nm 以内,弹流润滑规律转变点或 Φ 值突变点并不出现在一个固定膜厚. 对于不同粘度的润滑剂有不同的转变膜厚值. 总体而言,进入薄膜润滑状态后,膜厚与速度的相关性减弱,即速度指数 Φ 变小.

2.2 润滑油粘度、钢球直径、载荷等对膜厚的影响

润滑状态由弹流润滑转变为薄膜润滑状态时,在速度与膜厚的关系上表现为速度指数减小. 为了进一步探讨其与润滑油粘度、钢球直径和载荷的关系,我们进行了变参数试验. 从图 5 可以看出,在薄膜润滑区域内,若其他工况条件不变,只改变钢球直径时,膜厚随钢球直径的增加而增加,但不影响膜厚与速度的变化规律(图 5 中曲线 2,3). 这是由于钢球直径的增加,不仅使流体效应增强,而且使接触中心区的压力减小等作用造成的. 从图 5 的 1,5 两条曲线对比就可以看出,载荷对膜厚的影响仍然比较小,虽然载荷增加了 1 倍,但膜厚的变化很小. 这点与弹流润滑的规律比较接近. 实验表明粘度对膜厚的影响较大. 这里以大气压下的粘度(表观粘度)为基础加以讨论. 从图 4 可知,润滑油表观粘度减小时,临界转变膜厚值也减小. 对于粘度较大的润滑剂,当膜厚降到 26 nm 以下时,也出现速度指数值的改变点(图 5 中曲线 4). 另外,从图 6 可以看出,膜厚与粘度的相关性在不同的速度下基本保持不变. 也就是说随着速度的提高,仅仅使总膜厚值增加,而膜厚-粘度曲线的斜率基本不变. 此外,膜厚-粘度曲线的斜率(即 η 的指数 Φ)虽然小于 Dowson^[4]膜厚公式中的 Φ 值(图 6 中曲线 4),但膜厚却远大于弹流润滑的理论计算膜厚值. 由此可知,在薄膜润滑状态下,润滑机理已与弹流润滑不同. 此外,在静态接触(钢球不转动)加载情况下,接触中心区的润滑膜厚度也与粘度 η 相关,并且随粘度 η 的增加而增加(图 6 中曲线 1).

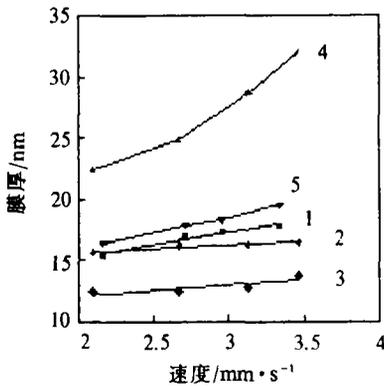


图 5 接触中心区膜厚-速度图

1 示润滑剂:10 号机械油,钢球: $\Phi 23.5$ mm, 温度: 20°C , 载荷: 4 N; 2 示润滑剂: 13604 标准液, 钢球: $\Phi 31.7$ mm, 温度: 20°C , 载荷: 4 N; 3 示润滑剂: 13604 标准液, 钢球: $\Phi 23.5$ mm, 温度: 20°C , 载荷: 4 N; 4 示润滑剂: 20 号机械油, 钢球: $\Phi 23.5$ mm, 温度: 20°C , 载荷: 4 N; 5 示润滑剂: 10 号机械油, 钢球: $\Phi 23.5$ mm, 温度: 20°C , 载荷: 2 N

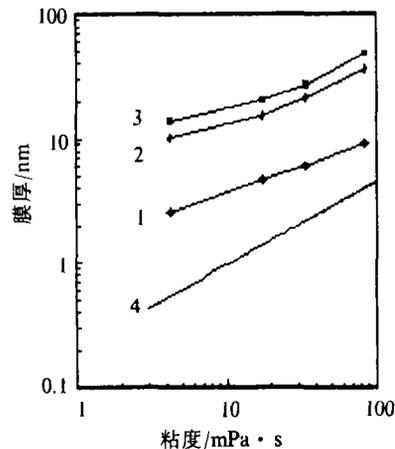


图 6 接触中心区膜厚-粘度图

载荷: 4 N, 钢球直径: $\Phi 23.5$ mm. 速度: 1 示 0 mm/s, 2 示 6 mm/s, 3 示 9.5 mm/s, 4 示 Dowson 公式计算曲线

综上所述,在薄膜润滑状态下,润滑膜的厚度随钢球直径的增加而增加,随载荷的增加而有微弱的减小. 这些特点类似于弹流润滑. 但是,当润滑膜厚度小于一临界值(其随润滑油的

表观粘度而变化)时,速度对膜厚的影响迅速减弱,粘度对膜厚的影响程度低于弹流润滑的情况,但高于速度对膜厚的影响程度,薄膜润滑与弹流润滑膜厚度也存在较大差异等,这些是薄膜润滑区别于弹流润滑的主要特征.

2.3 膜厚分布形状的分析

以上2节主要讨论了薄膜润滑的膜厚在与各种因子的关系上和弹流润滑的异同. 现在再讨论在点接触中心区润滑膜厚度分布形状方面两者的差异.

从图7可以看出,用10号机械油作润滑剂时,随速度的提高,沿接触中心区横截面上的膜厚曲线的弧形弯曲程度愈来愈大(图7中曲线1,2). 但是,平均膜厚降为24 nm附近时,中心区膜厚曲线呈平坦状(图7中曲线3). 随速度的增加,膜厚超过24 nm以后,曲线的弧形弯曲程度明显显示出来,并且随速度的继续增加,弧形弯曲程度也更加显著,这与弹流润滑的理论计算结果定性相符. 于是可知,在膜厚低于24 nm时,润滑膜的流体效应迅速减弱,端泄减少,曲线趋于平坦分布. 这也是薄膜润滑区别于弹流润滑的特征之一. 从图8也可以看到与图7类似的情况,即随速度的增加,曲线弧形弯曲程度增加. 但应注意到润滑油13604的膜厚曲线在接触中心区的平均膜厚为23.5 nm左右时,膜厚曲线的弧形弯曲程度已比较严重(图8中曲线1),而10号机械油的膜厚曲线在此范围却比较平坦. 此外,润滑油13604的膜厚曲线明显在平均膜厚值略大于14 nm时出现弧形弯曲状. 于是可以看出,无论是10号机械油,还是13604标准油,其膜厚分布曲线的形状改变时的膜厚值与膜厚-速度曲线中的速度指数 Φ 改变时的膜厚值相接近. 同样是随着润滑剂表观粘度的降低,膜厚分布曲线开始呈平坦状时的膜厚值也减小.

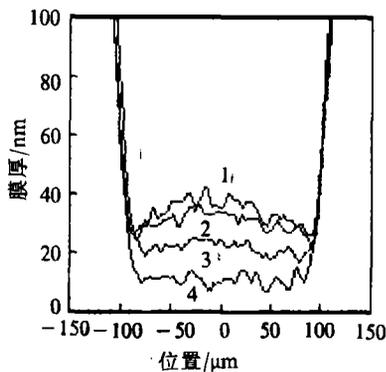


图7 接触中心区对称横截面膜厚分布
润滑油:10号机械油,载荷:6.05 N,
温度:20℃,钢球直径:Φ23.5 mm

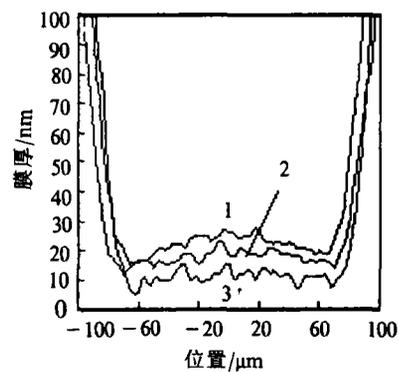


图8 接触中心区对称横截面膜厚分布
润滑油:13604标准液,载荷:4 N,
温度:25℃,钢球直径:Φ23.5 mm

2.4 表面张力的影响

为了观察基体表面能对薄膜润滑厚度的影响,选用表面张力系数与钢接近的铬和与之相差较大的铝来作对比实验. 图9给出采用3种不同金属基体时,润滑膜厚度随速度的变化情况. 可见这3种不同金属基体,膜厚的变化规律基本一致,都是随速度的降低,膜厚逐渐减薄,

并且存在一膜厚临界值. 此时, 速度对润滑膜厚度的影响迅速减弱. 然而, 表面张力系数(表面自由能)相近的铬和钢不仅膜厚随速度的变化规律相近, 而且临界润滑膜厚度也比较接近. 表面张力系数比较小的铝不仅膜厚比铬和钢的小, 而且临界润滑膜厚度也小于前者. 因此, 有序层的厚度与基体的表面能密切相关.

2.5 时间效应

从图 10 来看, 在癸烷中加入 3% 的十六酸(棕榈酸)添加剂后, 出现了 2 种变化. 首先是初始膜厚值比无添加剂时有了较大的提高(约提高 10 nm); 其次是膜厚随时间的上升幅度增加. 癸烷作润滑剂时, 当运行时间超过 40 min 后, 膜厚变化趋于缓慢, 而加入棕榈酸后, 膜厚上升趋势一直持续到 120 min 附近, 并且膜厚增量达 30 nm 以上. 可见, 在摩擦过程中棕榈酸的加入对膜厚的增加起促进作用. 于是可见, 在速度不变的情况下, 润滑油表观粘度愈小, 时间效应越强.

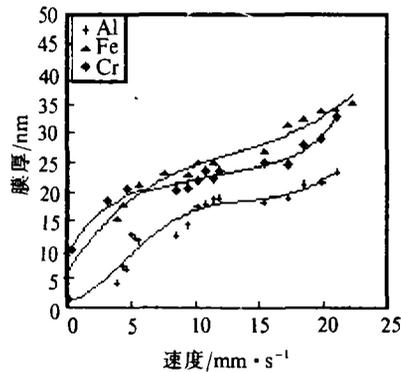


图 9 膜厚与基体的关系

表面能: Al—8.6 mN/cm, Fe—18.8 mN/cm,
Cr—17.7 mN/cm

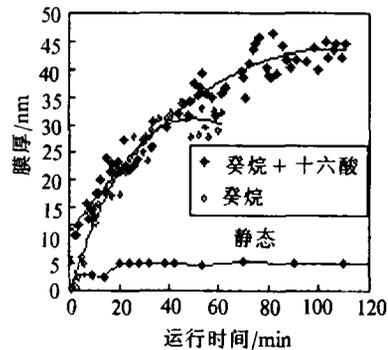


图 10 膜厚的时间效应

3 分析和讨论

首先从膜厚-速度曲线上速度指数 Φ 的变化情况来看, 图 3 中曲线 1 在速度较高的线性段, 速度指数 Φ 为 0.45, 当膜厚降到 15 nm 时, Φ 值迅速减小, 并且随膜厚的变化而变化, 其大约在 0.18 左右. 这说明即使在具有明显流体效应的高速度段, 速度指数 Φ 仍比弹流润滑时的小, 可见有另一种机理的润滑膜也在起作用. 如果用各点的膜厚值减去运行开始前的静态膜厚值, 则图 3 中的曲线 1 变成曲线 2. 原先 Φ 为 0.45 的线性段变为 Φ 等于 0.69. Φ 为 0.18 左右的低速度段变为 Φ 等于 0.45 左右. 此时, 曲线 2 的高速度线性段与弹流润滑时的膜厚-速度关系完全相符, 即润滑膜以流体效应为主体. 从而可知, 在摩擦副表面间的静态受压膜不具有流体效应. 在钢球转动过程中, 它分别吸附在钢球和铬膜表面, 随它们一起运动而不参与流动. 在静态受挤压时, 流体膜被挤出点接触中心区, 而吸附膜仍然保留在摩擦副表面上. 所以, 这层非流动吸附膜影响着膜厚-速度关系, 并且它在总膜厚中所占的比例随总膜厚的减小而增大. 在薄膜润滑状态, 膜厚降到了纳米量级, 静态吸附膜已经达到了不可忽略的地

步,从而使速度指数 Φ 随膜厚的减小而减小. 这是薄膜润滑状态 Φ 较小的原因之一.

吸附膜的厚度主要取决于摩擦副表面吸附势能的大小. 它与吸附分子的分子量、分子极性、固体表面特性以及环境温度等有关. 对于一般润滑油而言,分子链的类型、分子量的大小和温度对表观粘度 η 的影响较大. 于是,静态接触时的润滑膜厚度与润滑油的表观粘度 η 直接相关,并且随 η 的增加而增厚(图6中曲线1). 它随粘度变化的指数约为0.45. 由此可知,随着总膜厚的减小,静态吸附膜所占的比例增大,然而,它与速度无关,却与表观粘度 η 有关,因此造成膜厚与速度的相关性小于膜厚与粘度的相关性. 另外,还有以下几个方面:

(1)由图4~6表明当润滑膜厚度超过了26 nm以上,没有发现速度指数 Φ 突变点,即弹流润滑开始向薄膜润滑转化的膜厚值. 而这一范围与表面分子吸附力作用的有效范围较为接近^[15].

(2)临界转化点的膜厚值与润滑油的表观粘度 η 有关. 而润滑油的表观粘度与分子量、温度等的关系同吸附势与分子量、温度的关系相似. 从而可见转化点与吸附势相关.

(3)薄膜润滑状态下,膜厚形状曲线在接触中心区呈平坦状,端泄较小. 说明此时润滑膜分子的排列结构比无序的流体膜稳定.

(4)Johnston^[12]的实验表明在液晶润滑过程,没有发现 Φ 值的突变点. 这说明液晶分子的排列结构没有随膜厚的减小而发生变化,然而液晶是分子有序排列的类晶状态.

(5)即使从总膜厚中减去静态膜厚,薄膜润滑区的速度指数 Φ 仍远小于弹流润滑时的值. 因此,还存在另一种特性膜.

(6)薄膜润滑的膜厚远大于弹流润滑的理论计算膜厚值,并且与时间效应相关. 由此可知,薄膜润滑与弹流润滑的润滑机理不同.

根据上述分析,可以认为在薄膜润滑状态,润滑膜中除了吸附膜以外,还有另一种处于流体膜和吸附膜之间,两者性质兼而有之的有序液体膜(ordered liquid film),有序液体膜的形成与吸附势有关. 当摩擦副两表面的间距减小到很小范围时,吸附势和诱导力必然对润滑油分子作用,使其形成多分子层吸附,并达到有序排列(图11). 它是一种类似于液晶的有序度较好的液体. 由于有序液体膜具有一定的液体性质,在收敛间隙和相对运动条件下,能产生动压效应形成润滑膜,而此膜进一步在吸附力、诱导力和界面约束的作用下,分子形成规则排列. 因此,在速度很低的范围内,由于膜厚较薄,处于形成有序液体膜的作用范围内,有序液体膜就易于形成. 于是,随速度的提高,膜厚也迅速提高. 但是,当膜厚达到一定数值后,有序液体膜就不易再增加. 这一方面是由于形成有序液体膜的作用力范围所限,另一方面是该膜比无序的液体膜稳定(处于更低的能量状态),于是在有序与无序的转变过程中,速度对膜厚的影响较小. 此后,膜厚的增加主要依靠流体动压效应. 因而,在速度增加的过程中,开始阶段膜厚随速度的变化较大,然后出现膜厚递增慢区,最后进入流体效应为主的区域. 从以上分析可知,弹流润滑向薄膜润滑的转化就物理本质而言,是润滑油分子重新排列的过程,是一种由无序流体向有序液体转化的过程.

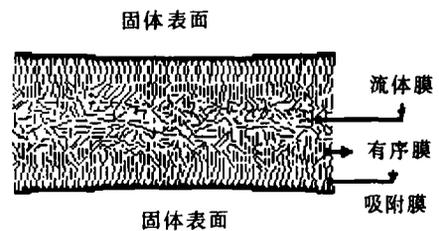


图11 润滑物理模型

4 润滑物理模型

从以上分析可以看出,有序液体膜的厚度与吸附势的大小及其作用范围密切相关.而吸附势与吸附分子的分子量、分子结构和环境温度的相关性同润滑剂表观粘度 η 与它们的相关性相似.

于是,有序液体膜的厚度也随 η 而变化.图 12 给出了弹流润滑开始向薄膜润滑转变时的膜厚值与润滑油表观粘度的关系.从中可以看出转变临界膜厚值随着润滑油表观粘度 η 的增加而增加.但是,当膜厚达到 26 nm 附近时,转变临界膜厚值就变化得非常缓慢.这与有序液体膜的形成条件相关,即与表面力的有效作用范围有关.于是,临界转变膜厚值与 η 的关系可以描述成

$$h_{ct} = a + be^{c/\eta}, \quad (5)$$

式中 a , b 和 c 是与润滑剂分子结构和类型相关的系数 η 为润滑剂的表观粘度, h 是弹流润滑开始向薄膜润滑转化(速度指数 Φ 突变点)的膜厚.对于一般的

矿物油来说,如图 12 所示,根据本文的实验数据粗略可得出转化膜厚值与表观粘度的关系式为

$$h_{ct} = 9 + 17.5e^{-8.3/\eta}, \quad (6)$$

式中, η 的单位为 $\text{mPa}\cdot\text{s}$, h_{ct} 的单位为 nm .

5 结论

(1)弹流润滑开始转向薄膜润滑的膜厚就是膜厚-速度关系曲线上速度指数 Φ 突变处的膜厚值.就物理本质而言,就是从无序流体膜转向有序液体膜.转变点的膜厚值与润滑油的表观粘度成负指数关系.

(2)在薄膜润滑状态下,润滑油的端泄小,膜厚与速度和粘度的相关性低于弹流润滑.

(3)在薄膜润滑状态下,摩擦副表面上的吸附膜在摩擦过程不参与流动.其对膜厚-速度关系的影响已不可忽略.

致谢 感谢黄平等人在测试方面的帮助.

参 考 文 献

- 1 Bowden F P, Tabor D. The Friction and Lubrication of Solid. Oxford: Oxford Univ Press, 1954. 233~250
- 2 Kingsbury E P. Some aspects of the thermal desorption of a boundary lubricant. Journal of Applied Physics, 1958, 29(6): 888~891
- 3 Homola A M, Israelachvili J N, Gee M L *et al.* Measurements of and relation between the adhesion and friction of two surfaces separated by molecularly thin liquid films. Proc of The 5th Inter Cong on Trib (Finland), 1989, 1:28~49
- 4 Dowson D, Higginson G R. A numerical solution to the elastohydrodynamic problem. J Mech Eng Sci, 1959, 1(1):6~11

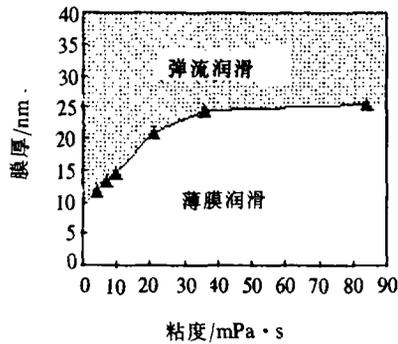


图 12 临界转变膜厚曲线

润滑油:矿物油,载荷:4 N,钢球直径:Ø23.5 mm

- 5 Cheng H S, Sternlicht B. A numerical solution for the pressure, temperature and film thickness between two infinitely long, lubricated rolling and sliding cylinders under heavy loads. *ASME Trans, J of Basic Engineering*, 1965, 87:695~707
- 6 Yang P R, Wen S Z. A generalized Reynolds equation for non-Newtonian thermal elasto-hydrodynamic lubrication. *ASME Trans, J of Trib*, 1990, 112(4):631~639
- 7 Iliuc I. *Tribology of Thin Layers*. Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Company, 1980. 58~59
- 8 Allen C M, Drauglis E. Boundary layer lubrication: monolayer or multilayer. *Wear*, 1969, 14:363~385
- 9 Thompson P A, Grest G S, Robbin M O. Phase transitions and universal in confined films. *Physical Review Letters*, 1992, 68 (23):3 448~3 451
- 10 雒建斌, 严崇年. 润滑理论中的模糊观. *润滑与密封*, 1989, (4):1~4
- 11 Alsten J V, Granick S. Shear rheology in a confined geometry: polysiloxane melts. *Macro-Molecules*, 1990, 23:4 856 ~ 4 862
- 12 Johnston G J, Wayte R, Spikes H A. The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contact. *Trib Trans*, 1991, 34(2):187~194
- 13 Myllerup C M, Hamrock B J. Local effects in thin film lubrication. *Proc 19th Leeds-Lyon Symp on Tribology, Thin Film in Tribology*, Sept 1992, 8th~11th, Univ of Leeds
- 14 Born M, Wolf E. *Principle of Optics*. 5th Ed. New York: Pergamon Press, 1975. 257~270
- 15 Derjaguin B V, Churaev N V, Myller V M. *Surface Force*. New York: Consultants Bureau, Plenum Publishing Corporation, 1987. 25~52