



TH-62

3

3-22

机械工程手册

第22篇 摩擦、磨损与润滑

(试 用 本)

机械工程手册

电机工程手册

编辑委员会

82A/5



机械工业出版社



A 581183

(四) 参加这两部手册编写工作的, 有全国许多地区和部门的工厂、科研单位、大专院校等五百多个单位、两千多人。提供资料和参加审定稿件的单位和人员, 更为广泛。许多地区的科技交流部门, 为审定稿件做了大量的工作。各篇在编写、协调、审查、定稿各个环节中, 广泛征求广大机电工人的意见, 坚持实行工人、技术人员和领导干部三结合的原则, 发挥了广大群众的智慧和力量。

(五) 为了使手册早日与读者见面, 广泛征求意见, 先分篇出版试用本。由于我们缺乏编辑出版综合性技术工具书的经验, 试用本在内容和形式方面, 一定会存在不少遗漏、缺点和错误。我们热忱希望读者在试用中进一步审查、验证, 提出批评和建议, 以便今后出版合订本时加以修订。

(六) 本书是《机械工程手册》第22篇, 由武汉材料保护研究所、广州机床研究所主编, 参加编写的有华中工学院、湖北农机学院、中国科学院兰州化学物理研究所、北京工业大学、清华大学、洛阳轴承研究所等单位。一机部机械科学研究院自动化研究所、石化部石化研究院综合研究所、北京钢铁学院、上海671办公室、上海材料研究所、上海内燃机研究所等许多有关单位对编审工作给予大力支持和帮助, 在此一并致谢。

机械工程手册 编辑委员会编辑组
电机工程手册

编 辑 说 明

(一) 我国自建国以来, 特别是无产阶级文化大革命以来, 机械工业在伟大的领袖和导师毛泽东主席的无产阶级革命路线指引下, 坚持政治挂帅, 以阶级斗争为纲, 贯彻“**独立自主、自力更生**”的方针, 取得了巨大的成就。为了总结广大群众在生产和科学技术方面的经验, 加强机械工业科学技术的基础建设, 适应实现“四个现代化”的需要, 我们组织编写了《机械工程手册》和《电机工程手册》, 使出版工作更好地为无产阶级政治服务, 为工农兵服务, 为社会主义服务。

(二) 这两部手册主要供广大机电工人、工程技术人员和干部在设计、制造和技术革新中查阅使用, 也可供教学及其他有关人员参考。《手册》在内容和表达方式上, 力求做到深入浅出, 简明扼要, 直观易懂, 归类便查, 以便广大机电工人使用, 有利于工人阶级技术队伍的发展和壮大。

(三) 这两部手册是综合性技术工具书, 着重介绍各专业的理论基础, 常用计算公式、数据、资料, 关键问题以及发展趋向。在编写中, 力求做到立足全局, 勾划概貌, 反映共性, 突出重点。读者在综合研究和处理技术问题时, 《手册》可起备查、提示和启发的作用。它与各类专业技术手册相辅相成, 构成一套比较完整的技术工具书。《机械工程手册》包括基础理论、机械工程材料、机械设计、机械制造工艺、机械制造过程的机械化与自动化、机械产品六个部分, 共七十九篇; 《电机工程手册》包括基础理论、电工材料、电力系统与电源、电机、输变电设备、工业电气设备、仪器仪表与自动化七个部分, 共五十篇。

目 录

编辑说明

第1章 概 述

第2章 干摩擦与边界摩擦

1 摩擦现象及其分类	22-3
1.1 摩擦现象	22-3
1.2 摩擦的分类	22-3
2 摩擦定律	22-3
2.1 滑动摩擦力	22-3
2.2 库仑摩擦定律	22-3
2.3 滚动摩擦	22-4
3 固体表面性质	22-4
3.1 纯净表面	22-4
3.2 表面膜	22-4
3.3 表面光洁度	22-4
3.4 接触表面	22-4
3.5 表面接触部分的温度	22-5
4 干摩擦	22-5
4.1 干摩擦机理	22-5
4.2 摩擦系数的影响因素	22-8
5 边界摩擦(即边界润滑)	22-10
5.1 边界摩擦的特点及边界膜的分类	22-10
5.2 边界摩擦机理	22-11
5.3 边界膜的润滑性能	22-11
5.4 边界膜润滑性能的影响因素	22-13
5.5 边界膜的强度	22-14
6 非金属材料的摩擦	22-15
6.1 塑料	22-15
6.2 碳-石墨材料	22-15
6.3 金刚石	22-15
6.4 橡皮	22-15
6.5 木材	22-16
7 常用材料的摩擦系数	22-16
7.1 各种润滑状态下物体的摩擦系数	22-16
7.2 常用材料的摩擦系数	22-17

第3章 运动副的摩擦

1 机械效率及自锁	22-21
2 平面上平面滑块的摩擦	22-21
3 平面上楔形滑块的摩擦	22-22
4 斜面的摩擦	22-22
4.1 斜面摩擦的作用力	22-22
4.2 斜面摩擦的效率及自锁	22-22
5 止推面的摩擦	22-23
6 轴与轴颈的摩擦	22-23
6.1 摩擦圆	22-23
6.2 铰销中的摩擦力	22-24
7 滚动体的摩擦	22-24
8 挠性带的摩擦	22-24

第4章 磨 损

1 粘着磨损	22-27
1.1 粘着磨损的分类	22-27
1.2 粘着磨损机理	22-27
1.3 粘着磨损的影响因素	22-28
1.4 提高抗粘着磨损性能的应用举例	22-30
2 磨料磨损	22-31
2.1 磨料磨损的分类	22-31
2.2 磨料磨损机理	22-32
2.3 磨料磨损的影响因素	22-33
2.4 抗磨料磨损的机械零件选材	22-35
3 表面疲劳磨损	22-36
3.1 表面疲劳磨损的分类	22-36
3.2 表面疲劳磨损机理	22-36
3.3 表面疲劳磨损的影响因素	22-37
3.4 提高抗疲劳磨损性能的应用举例	22-38
4 腐蚀磨损	22-39
4.1 氧化磨损	22-39
4.2 特殊介质腐蚀磨损	22-40
4.3 微动腐蚀磨损	22-41
4.4 气蚀	22-42

第5章 流体润滑原理

- 1 流体动压润滑22-43
 - 1.1 流体润滑和流体粘度.....22-43
 - 1.2 雷诺方程及其应用.....22-44
 - 1.3 无量纲参数和流体动压润滑的相似条件.....22-46
 - 1.4 紊流动压润滑方程.....22-47
- 2 弹性流体动压润滑22-48
 - 2.1 刚性滚动体的流体动压润滑.....22-48
 - 2.2 弹性流体动压润滑的基本公式.....22-48
 - 2.3 刚性体及弹性体的流体动压润滑公式的适用范围及应用举例.....22-50

第6章 润滑材料

- 1 润滑剂的分类及其主要性质22-52
 - 1.1 条件粘度.....22-52
 - 1.2 润滑油密度与温度的关系.....22-54
 - 1.3 润滑油粘度与温度的关系.....22-55
 - 1.4 润滑油粘度与压力的关系.....22-59
 - 1.5 润滑脂的表观粘度和针入度.....22-60
- 2 常用和特种润滑剂的种类及其性能22-60
- 3 润滑剂的添加剂22-66
- 4 固体润滑剂22-68
 - 4.1 固体润滑剂的作用.....22-68
 - 4.2 固体润滑剂的种类.....22-68
 - 4.3 固体润滑和自润滑材料的使用方法.....22-69
 - 4.4 固体润滑剂的特点及应用.....22-69
- 5 润滑剂的选择原则22-70

第7章 润滑方式与润滑系统

- 1 润滑方式22-71
 - 1.1 手工加油(或脂)润滑.....22-71
 - 1.2 滴油润滑.....22-71
 - 1.3 飞溅(油池)润滑.....22-71
 - 1.4 油环或油链润滑.....22-71
 - 1.5 油绳、油垫润滑.....22-72
 - 1.6 机械强制送油润滑.....22-72
 - 1.7 油雾润滑.....22-72

- 1.8 集中润滑.....22-73
- 1.9 压力循环润滑.....22-74
- 2 润滑系统22-74
 - 2.1 一般设计要求.....22-75
 - 2.2 润滑系统的基本装置.....22-75
 - 2.3 润滑系统的典型实例.....22-78

第8章 常用机械零部件的润滑

- 1 滑动轴承的润滑22-82
 - 1.1 润滑油的选用.....22-82
 - 1.2 润滑脂的选用.....22-85
 - 1.3 润滑油添加剂的选用.....22-85
- 2 滚动轴承的润滑22-86
 - 2.1 润滑油的选用.....22-86
 - 2.2 润滑脂的选用.....22-88
- 3 齿轮和蜗杆传动的润滑22-89
 - 3.1 闭式齿轮传动润滑油及润滑方式的选择.....22-90
 - 3.2 开式齿轮传动润滑油的选择.....22-92
 - 3.3 蜗杆传动润滑油及润滑方式的选择.....22-92
 - 3.4 齿轮和蜗杆传动供油量的控制.....22-93
- 4 螺旋传动的润滑22-93
 - 4.1 机床中螺旋传动的润滑.....22-93
 - 4.2 螺旋压力机中螺旋传动的润滑.....22-94
- 5 导轨的润滑22-94
 - 5.1 润滑剂和润滑方式的选择.....22-94
 - 5.2 机床导轨的爬行及防爬行措施.....22-95
- 6 离合器和联轴器的润滑22-95
 - 6.1 离合器的润滑.....22-95
 - 6.2 联轴器的润滑.....22-95
- 7 机械无级变速器的润滑22-97
- 8 链条和钢丝绳的润滑22-97
 - 8.1 链条的润滑.....22-97
 - 8.2 钢丝绳的润滑.....22-98
- 9 综合选油举例22-99

第9章 常用试验方法与试验机

- 1 摩擦、磨损与润滑试验的分类22-99
- 2 常用的典型试验机22-100

22-VI 目 录

2.1 试验机的种类	22-100	3.4 润滑剂的润滑性能测定方法	22-104
2.2 试样试验常用试验机	22-100	4 摩擦、磨损与润滑的数值表示	
2.3 试样试验机的选择	22-102	方法	22-104
3 试验方法	22-102	5 润滑油、脂粘度与针入度试验	
3.1 确定合理的试验条件	22-102	方法	22-105
3.2 摩擦的测定方法	22-102	参考文献	22-106
3.3 磨损量的测定方法	22-103		

第1章 概述

“摩擦、磨损与润滑”统称为摩擦学。它是研究相互接触的摩擦表面之间的摩擦和磨损的一门技术科学。摩擦是现象,磨损是摩擦的结果,润滑是降低摩擦、减少磨损的重要措施,三者有密切的关系。

据估计大约有三分之一以上的世界能源消耗在摩擦上。当然,摩擦也有它可利用的一面,有些机械就是利用摩擦工作的,如摩擦压力机、摩擦离合器、带传动等。但无用的摩擦消耗功能是很可观的。研究这门学科的目的是降低或消灭摩擦面之间不必要的损耗。据统计,大约有80%的损坏零件是由磨损报废的,所以研究摩擦学对国民经济具有很重要的意义。

人类在生活和生产实践中,早就察觉摩擦、磨损与润滑很重要。只是由于当时科学知识有限,直到最近半个世纪以来才得到比较深入的研究。

直接接触工作的金属零件表面,处于干摩擦状态。干摩擦表面并非纯金属表面,实际接触的是零件表面层。研究证明:克服摩擦力所消耗的能量是用于1)摩擦表面在垂直于滑动方向的微小移动,2)表面接触变形,3)表面间的分子吸力,4)表面磨损等几个方面;所以两个世纪以来习用的库仑-阿芒汤摩擦定律只是近似的、有局限性的(第2章)。

利用摩擦工作的摩擦副,要求摩擦阻大、磨损小、发热小。不利用摩擦的摩擦副也要求磨损小,但却希望摩擦阻尽量小以降低能量消耗。人类在原始社会时期就知道利用滚动代替滑动节省力量。

减小摩擦的办法很多;诸如在接触表面之间施用固体润滑剂,采用化学处理使接触表面具有一层减摩的化学反应膜,用磁悬等物理方法分隔接触表面,在接触表面之间施用油、脂或其它流体润滑等等。其中以油润滑应用得最多最广。

用油把摩擦副接触表面分隔开有两种方法。一种是对油施压,硬把接触表面隔开,这叫做流体静压润滑,如静压轴承、静压导轨、静压蜗杆传动、静压丝杆等。一种是利用表面相对运动使油自然产

生油压对抗外载以分离表面,这叫做流体动压润滑。工业上属于后一种状态的润滑较多。

人们到1886年才总结出雷诺方程(第2章)做为流体动压润滑理论基础。但是过去由于解析计算困难,往往做了过多的条件简化,计算出来的结果在不少场合下与实际有出入。直至本世纪中叶,测试技术和计算技术迅速发展,才能对接触表面润滑状态进行半微观观察,而且复杂的方程有可能做数字解算。这样,就可能把运动副接触区看成弹性体,建立了弹性流体动压理论(第5章)。这一理论提出之后,许多工程实际问题又推动它深入发展。可以根据工作条件把某些不容忽视的影响因素纳入雷诺方程,使润滑设计算得更准。润滑状态,如油膜厚度等的计算值,大大接近于实际。目前,润滑设计在机械设计中占有更重要的地位,开拓了一个新的领域。

下面用几个图分析运动副的界面情况。图22·1-1是典型表面层剖面示意图,图22·1-2是表面地形图,图22·1-3是表面粗糙度示意图。氧化层、毕氏层(即金属在机械加工过程中表面熔融和流动所造成的冷硬层)和变形层的厚度量级都在图22·1-4上画出。图上还画出油膜厚度、表面粗糙度(r.m.s)和边界油膜厚度的量级。油润滑表面由于油中含有少量极性物质或添加剂聚集吸附在上,形成边界膜,这种状态叫做边界润滑。当弹性流体动压油膜薄到和表面粗糙度相当时,接触表面的峰点就有机会相互碰撞。实际接触面积的摩擦状态是边界润滑。流体润滑向边界润滑转化的过渡,有时称为混合润滑区。

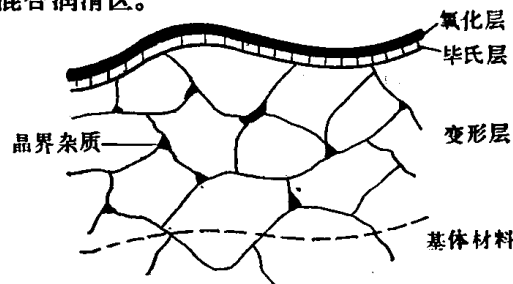


图22-1-1 典型表面层剖面示意图

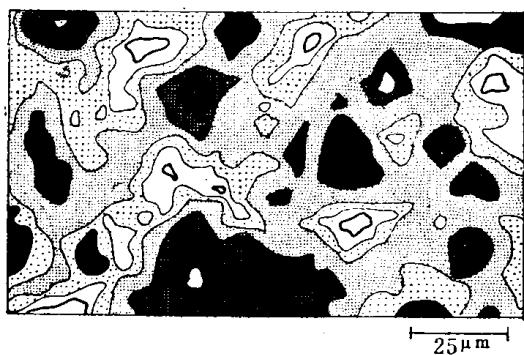


图22-1-2 典型表面地形图
(暗区表示凹陷, 明区表示凸起)

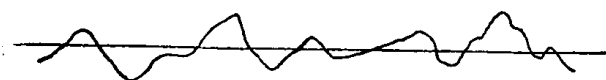


图22-1-3 表面粗糙度示意图

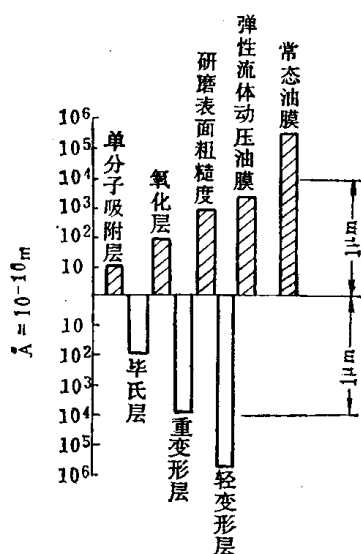


图22-1-4 表层性质的量级

边界膜的摩擦性质和破裂强度, 统称油性。

运动副表面如有接触, 就可能发生磨损。生产中所见到的磨损常显得复杂多样。但主要可以概括为四种基本型式: 粘着磨损、磨料磨损、腐蚀磨损、表面疲劳磨损 (第4章)。生产中出现的磨损常不是单纯一种基本型式; 微动磨损就是几种基本型式同时存在并转化的一种磨损型式。此外, 还有一些派生的磨损型式, 如气蚀和介质冲蚀。

大量的磨损机理研究工作, 陆续总结出一些数学模式, 使我们能够利用它们对一些生产问题进行定量计算。

机械设计中摩擦学问题, 大体分为减摩和摩阻两类。

要求减摩的设计, 一般包括润滑设计和磨损设计两部分内容。最理想的润滑状态是全润滑——油膜把接触表面隔开。有时由于条件不利, 设计时不能保证全润滑, 即使在正常运行时可以达到要求, 但起动、停车或其它原因都可能破坏润滑状态; 所以总得要考虑运动副材料选配、润滑剂选择、结构合理性等, 进行磨损设计, 希望接触面磨损轻、磨损率低。

要求摩阻的设计, 则要求摩阻大、耐磨损、发热少、散热及时。

润滑工程已发展成为摩擦学的一个重要分支。任凭经验甚至盲目使用油、脂的时代已经结束。润滑剂选用或设计, 以及润滑系统设计是保证润滑的重要措施 (第6、7章)。一些特殊工况, 如核能技术、空间技术、仿生技术等提出与常态不同的润滑要求, 推动了润滑工程迅速发展。

摩擦学是一门边缘科学, 涉及到多门学科的综合运用。主要有流体力学、固体力学、材料科学、应用数学、热物理、流变学、物理化学, 以及化学和物理学的其它内容。

摩擦学的应用范围特别广泛。一般机械里, 如滑动轴承、齿 (蜗) 轮传动、滚动轴承、带传动、摩擦离合器和制动器、弹性密封、机床导轨、切 (磨) 削工艺、锻模及轧辊、轮胎在路面上溜车、车轮在铁轨上打滑等, 都存在摩擦学问题。这样的实例不胜枚举。甚至在螺纹联接、铆接、轴毂联接里也会发生微动磨损。

近年来新技术发展还提出更加复杂的问题: 真空和低温条件下, 表面敷层和润滑剂的脱吸或蒸发问题。空间技术中, 粒子辐照下的润滑问题。海洋探测提出高压、腐蚀、润滑稀释、有效密封问题。仿生学和医学提出关节润滑问题。无疑, 未来世界将提出大量摩擦学问题, 促使这门学科深入发展。

第2章 干摩擦与边界摩擦

1 摩擦现象及其分类

1.1 摩擦现象

两个相互接触的物体在外力作用下发生相对运动（或具有相对运动趋势）时，在接触面间产生切向的运动阻力，这阻力叫做摩擦力，这种现象叫做摩擦。

在一般情况下，相同金属摩擦副的清洁表面，在干摩擦状态滑动时，摩擦阻力很大，并将出现严重的破坏和擦伤；当软金属在硬金属表面上滑动时，摩擦阻力大致与上相同，但摩擦将呈现出具有“粘着-滑动”特性的间歇运动，软金属将间断地涂抹在硬金属表面的磨损轨道上；反之，当硬金属在软金属表面上滑动时，运动比较平稳，在软金属表面上可以看到沟槽。

1.2 摩擦的分类

1.2.1 按摩擦副的运动形式分类

a. **滑动摩擦** 当接触表面相对滑动（或具有相对滑动趋势）时的摩擦，叫做滑动摩擦。

b. **滚动摩擦** 物体在力矩的作用下沿接触表面滚动时的摩擦，叫做滚动摩擦。

1.2.2 按摩擦副的运动状态分类

a. **静摩擦** 当物体在外力的作用下对于另一物体具有相对运动趋势，并处于静止临界状态时的摩擦，叫做静摩擦。

b. **动摩擦** 当一物体受力的作用，越过静止临界状态而沿另一物体表面发生相对运动时的摩擦，叫做动摩擦。

1.2.3 按表面的润滑情况分类

a. **干摩擦** 物体表面无任何润滑剂存在时的摩擦，叫做干摩擦。

b. **边界摩擦**（即边界润滑）两物体表面被

一种具有分层结构和润滑性能的边界膜分开时的摩擦，叫做边界摩擦。

c. **流体摩擦**（即流体润滑）两物体表面被润滑剂膜完全隔开时的摩擦，叫做流体摩擦。流体摩擦发生在界面间的润滑剂膜内。

d. **混合摩擦**（即混合润滑）半干摩擦和半流体摩擦都叫做混合摩擦。

半干摩擦是指在摩擦表面上同时存在着干摩擦和边界摩擦的情况；

半流体摩擦是指在摩擦表面上同时存在着流体摩擦和边界摩擦的情况。

2 摩擦定律

2.1 滑动摩擦力

物体在外力 P 的作用下沿接触表面滑动（或具有滑动趋势）时，存在于界面上的切向阻力 F （图 22-2-1），叫做滑动摩擦力。按摩擦副不同的运动状态，可分为静滑动摩擦力 F_s 与动滑动摩擦力 F_k 。

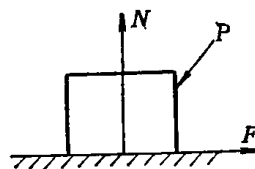


图 22-2-1 摩擦力的示意图

2.2 库仑摩擦定律

库仑摩擦定律适合于一般工程实际，但存在一定的局限性。

2.2.1 库仑摩擦定律的内容

- (1) 滑动摩擦力的大小与接触面积无关；
- (2) 滑动摩擦力的大小与滑动速度无关；
- (3) 滑动摩擦力的大小与接触面之间的法向载荷成正比，即

$$F = \mu N \quad (22-2-1)$$

式中 N ——法向载荷； μ ——摩擦系数

摩擦系数可分为静滑动摩擦系数 μ_s 与动滑动摩擦系数 μ_k 。

2.2.2 库仑摩擦定律的局限性

实际表明,对于光滑表面,摩擦力将随表面光洁度的提高而加大;对于很洁净、很光滑的表面,由于在接触表面之间出现强烈的分子吸引力,摩擦力将与接触面积成正比。同时,当滑动速度较大时,摩擦力与速度有关。

对于一些极硬(如钻石)或软(如聚四氟乙烯)的材料,摩擦力与正压力之间表现出非线性关系,此时摩擦力为

$$F = CN^p$$

式中 C ——常数; $\frac{2}{3} \leq p \leq 1$ 。

实验研究和理论分析表明,摩擦副相对运动时克服摩擦力所消耗的能量包括:表面在垂直于速度方向上的微小位移、克服表面的接触变形、克服接触表面之间的分子吸引力和克服表面磨损等几方面所消耗的功。所以,库仑定律只能近似地反映摩擦现象的规律,在实际应用中还存在一定的局限性。

2.3 滚动摩擦

当一物体在力矩 M 的作用下沿另一物体表面滚动时,由于接触处的局部区域产生弹—塑性变形,在以接触点(或线)为中心的接触压力分布不对称,致使支承面的反力 N 发生偏心(图 22-2-2)。此反力对接触点(或线)之矩,叫做滚动摩擦力矩。

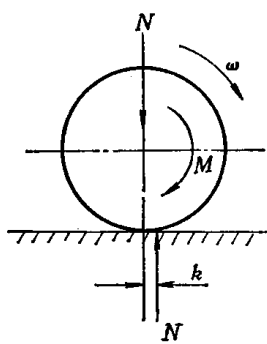


图22-2-2 滚动摩擦

设滚动摩擦力矩为 M_k ; 法向反力 N 到接触点的距离为 k , 则

$$M_k = kN \quad (22.2-2)$$

M_k 的方向与物体滚动的方向相反; k 叫做滚动摩擦系数,量纲为 $[L]$,相当于最大的滚动摩擦力矩的力臂,大小与接触表面的材料及表面状态等因素有关。

3 固体表面性质

物体的摩擦状态或种类与表面的性质有很大的

关系,因此在研究干摩擦及边界摩擦时,必须了解物体的表面性质。

3.1 纯净表面

不存在任何其它物质(包括自然污染膜 $\ominus$)的表面,叫做纯净表面。这种表面可以在物体发生显著的塑性变形时或当表面膜被破坏的情况下出现,也可以在实验室的真空条件下获得。

裸露的纯净表面的分子由于在此面上失去了限制,表面结晶点阵原子状态处于不平衡,因而呈现出相当活泼的性质,极容易吸附其它物质的分子或与之起化学作用。

纯净表面摩擦时的摩擦系数一般都很高,同时还将会发生粘着。

3.2 表面膜

固体表面极容易与周围介质发生作用形成表面膜。表面膜的最大厚度一般可以达到 $0.025 \mu m$ 。

表面膜主要是自然污染膜。有表面膜的表面,摩擦系数随膜的厚度增减而变化。

3.3 表面光洁度

经抛光的固体表面仍然存在着一一定的凸峰和凹谷。这种亚微观表面凹凸不平的程度,叫做表面光洁度(参见第24篇)。

通常又把表面凹凸不平的程度与表面面积之比叫做表面粗糙度。广义的说来,表面光洁度与表面粗糙度具有相同的意义。

表面光洁度直接影响物体的摩擦系数。在一般情况下,表面光洁度愈高,物体的摩擦系数愈低。但当表面光洁度高达一定程度后,摩擦系数却随光洁度的升高而增加。

3.4 接触表面

由于物体的亚微观表面凹凸不平,使得两物体表面总是在个别点上接触。接触表面的面积可分为:

a. 名义(或几何)接触面积 表面的宏观面积叫做名义接触面积(A_n)。如图 22-2-3 所示,粗

$\ominus$ 自然污染膜是指物体表面不是由于人为的原因而自然形成的表面覆盖膜(包括水汽吸附膜、氧化膜或其它异物)。

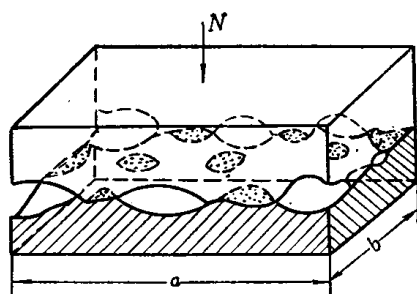


图22-2-3 粗糙接触表面

糙接触表面的名义接触面积 $A_n = a \cdot b$ 。

b. 轮廓接触面积 物体的接触表面被压皱部分所形成的面积，叫做轮廓接触面积(A_p)，如图中虚线范围内面积的总和。 A_p 的大小与表面所承受的载荷有关。

c. 真实接触面积 轮廓接触面积内，各真实接触部分的微小面积的总和叫做真实接触面积(A_r)，如图中虚线圈内有黑点表示的各接触点面积的总和。

一般材料在塑性变形范围的真实接触面积与载荷成正比，而与表面的形状和大小无关。不同载荷作用下，真实接触面积可用电阻法测出，如表22-2-1所示。

表22-2-1 钢平板表面的真实接触面积

载荷 kgf	真实接 触面积 mm ²	真实接触面 积与名义接 触面积之比	接触点数	接触点的平 均半径 mm
500	5	1/400	35	0.21
100	1	1/2000	22	0.12
20	0.2	1/10000	9	0.09
5	0.05	1/40000	5	0.06
2	0.02	1/100000	3	0.05

3.5 表面接触部分的温度

固体表面摩擦时，动能转变为热能，使固体表面的温度升高。

在低速滑动和表面温度场稳定的情况下，设热量是由真实接触部分的微小面积摩擦时而产生，此面积为一正方形，边长为 $2l$ ，则表面的温升为：

$$\Delta t = \frac{\mu N g v}{c_1 l J} \cdot \frac{1}{k_1 + k_2}$$

式中 N ——法向载荷；

g ——重力加速度；

μ ——摩擦系数；

v ——滑动速度；

c_1 ——常数；

J ——热功当量；

k_1, k_2 ——上、下表面的导热系数。

由于真实接触面积与载荷成正比，因此 l 与 $\sqrt{N}$ 成正比。上式可变换成：

$$\Delta t = \frac{\mu g v \sqrt{N \sigma_{sy}}}{c_2 J} \cdot \frac{1}{k_1 + k_2} \quad (22-2-3)$$

式中 σ_{sy} ——材料的屈服极限；

c_2 ——常数。

式(22-2-3)是采用点接触形式的模型，由试验得出来的公式。由于真实接触面积与名义接触面积无关，因此，固体表面的温升亦与名义接触面积无关，而与 $\sqrt{N}$ 成正比。

当滑动速度很高，表面温度场不稳定的情况下，固定表面被运动表面连续地冷却，因而温升比式(22-2-3)计算的结果低。此时表面的温升大致与速度的平方根成正比。

综上所述，摩擦表面的温度随载荷和速度的增加而升高。同时，物体的导热系数越低，温度升高越厉害。在中速和中等载荷的情况下，虽然整个物体的温度升高不多，但真实接触部分的温度却可能升得很高。

4 干摩擦

严格讲，干摩擦是指纯净表面直接接触时的摩擦。但是，通常所讲的干摩擦是指在无润滑的条件下，两物体表面之间可能存在着自然污染膜时的摩擦。这种干摩擦的摩擦系数，对于金属来说，一般在0.5~1.5之间，它比纯净金属表面的干摩擦系数小得多。

4.1 干摩擦机理

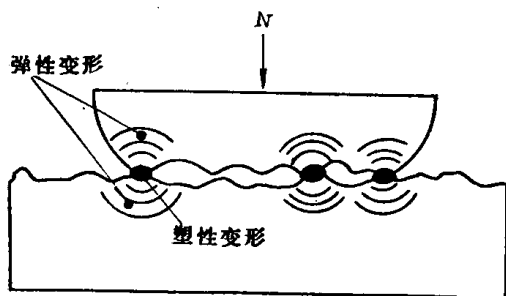
最早的摩擦理论认为：两个粗糙表面接触时，接触点相互啮合，摩擦力就是所有这些啮合点的切向阻力的总和。这种理论适用于粗糙表面，在这种情况下，提高表面光洁度可以降低摩擦系数。但当金属材料在超精加工的条件下，摩擦系数反而加大，这个理论就不适用。目前干摩擦的理论有以下两种。

4.1.1 粘着理论

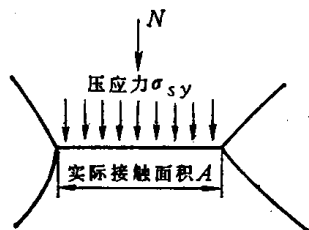
a. 简单的粘着理论 在载荷的作用下, 真实接触点上的接触应力很大, 以致产生塑性变形, 形成小平面接触, 直到接触面积增大至能够承受全部载荷为止, 如图 22·2-4 a 所示。对于理想的弹—塑性材料, 真实接触面积与载荷的关系如图 22·2-4 b 所示, 并可用下式表示:

$$N = A_r \sigma_{sy}$$

式中 N ——载荷;
 A_r ——真实接触面积;
 σ_{sy} ——压缩屈服极限。



a)



b)

图 22·2-4 表面接触情况

a—表面接触情况示意图 b—实际接触情况的理想模型

在这种情况下, 金属表面将出现牢固的粘着结点(图 22·2-4 b)。在切向力的作用下, 粘结点被剪断, 表面随即发生滑动。摩擦的过程, 就是粘着与滑动交替进行的过程(图 22·2-5)。摩擦力主要就

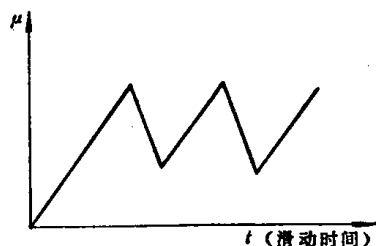


图 22·2-5 摩擦过程图解

是剪断金属粘结点所需的剪切力。当硬表面的粗糙凸峰嵌入较软金属表面, 在摩擦时也会增加一点滑动阻力, 但在一般情况下, 它只占全部摩擦力的百分之几, 可以略去不计。因此, 摩擦力可以近似地等于剪断金属粘结点时所需的剪切力。

设粘结点部分的剪切强度为 τ'_b , 则摩擦力为:

$$F = A_r \cdot \tau'_b = \frac{N}{\sigma_{sy}} \cdot \tau'_b$$

$$\text{摩擦系数为 } \mu = \frac{F}{N} = \frac{\tau'_b}{\sigma_{sy}}$$

由上式可见, 当摩擦表面的材料一定时, 摩擦力与载荷成正比, 而与名义接触面积无关。

以上的分析是建立在理想的弹—塑性材料的基础上, 忽略了冷作效应, 与实际情况有一定差别。为了更接近真实情况, 以较软金属的剪切强度极限 τ_b 代替金属粘结点的剪切强度 τ'_b , 则摩擦系数

$$\mu = \frac{\tau_b}{\sigma_{sy}} = \frac{\text{较软金属材料的剪切强度极限}}{\text{较软金属材料的压缩屈服极限}} \quad (22 \cdot 2-4)$$

根据这一理论, 对于大多数金属材料来说, 摩擦系数 $\mu = \frac{\tau_b}{\sigma_{sy}} \approx 0.2$ 。但这个结果与实验得出的数值并不相符。实验表明, 很多金属材料在空气中测得的摩擦系数高于 0.5; 在真空中测得的摩擦系数就更高。因此简单的粘着理论必须进行修正。

b. 修正的粘着理论 简单的粘着理论说明, 真实接触面积 A_r 与载荷成正比, 在静摩擦情况下是比较合理的。当摩擦副滑动时, 由于切向力的存在, 真实接触面积的增大是由于法向载荷与切向载荷联合作用的结果, 这时, 接触点发生屈服, 与由法向载荷所造成的压应力 σ , 和由切向载荷所造成的切应力 τ 的合成应力有关, 如图 22·2-6 所示。假定

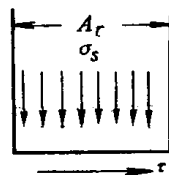


图 22·2-6 在压应力与剪应力同时作用下的真实接触表面

$$\sigma_s^2 + \alpha \tau^2 = k^2 \quad (22 \cdot 2-5)$$

式中 α 和 k 均为待定系数。

当 $\tau = 0$ 时, 粘着点上的合成应力为 σ_{sy} , 可得

$$\sigma_{sy} = k$$

式 (22·2-5) 可写成

$$\sigma_s^2 + \alpha \tau^2 = \sigma_{sy}^2$$

$$\text{即 } \left(\frac{N}{A_r}\right)^2 + \alpha \left(\frac{F}{A_r}\right)^2 = \sigma_{sy}^2 \quad (22 \cdot 2-6)$$

$$\text{或} \quad A_r^2 = \left(\frac{N}{\sigma_{sy}} \right)^2 + a \left(\frac{F}{\sigma_{sy}} \right)^2 \quad (22.2-7)$$

式中 F ——摩擦力； $\frac{N}{\sigma_{sy}}$ ——简单粘着理论中所说的真实接触面积； $a \frac{F}{\sigma_{sy}}$ ——切应力对接触面积的影响。

由此可知，纯净表面摩擦时，真实接触面积可能增加很多，因而出现很大的摩擦系数。

当摩擦副在空气中摩擦时，由于表面存在自然污染膜，它的摩擦现象需用有自然污染膜存在时金属表面的粘着理论来解释。

c. 在有自然污染膜的干摩擦粘着理论 有自然污染膜的金属表面，设膜的剪切强度极限为 τ_f ，且 $\tau_f = c\tau_b$ ，其中 c 是小于 1 的常数。当 $\frac{F}{A_r} < \tau_f$ 时，则接触面积增大；当 $\frac{F}{A_r} = \tau_f$ 时，真实接触面积停止增大，自然污染膜被剪断，摩擦副开始滑动。

摩擦副开始滑动的条件可由式 (22.2-5) 得出，即

$$\sigma_s^2 + a\tau_f^2 = \sigma_{sy}^2, \quad (22.2-8)$$

由式 (22.2-6) 可知，若 F 很大，粘结点将继续增大，直到 $\frac{F}{A_r}$ 比 $\frac{N}{A_r}$ 大得多。此时，如果摩擦副滑动，则有

$$a\tau_b^2 \approx \sigma_{sy}^2,$$

$$\text{或} \quad a \approx \frac{\sigma_{sy}^2}{\tau_b^2},$$

$$\text{此时,} \quad \sigma_{sy}^2 \approx a\tau_b^2 = \frac{a}{c^2} \tau_f^2,$$

代入式 (22.2-8) 可得出在这种情况下摩擦系数：

$$\mu = \frac{\tau_f}{\sigma_s} = \frac{c}{[\alpha(1-c^2)]^{\frac{1}{2}}} \quad (22.2-9)$$

由此可知：当 $c \rightarrow 1$ 时， $\mu \rightarrow \infty$ ，这与实际情况是相符合的。当 c 从 1 减少时， μ 值很快下降，这就是当表面自然污染而被弱化时，摩擦系数将很快下降。当 c 值较小时，则式 (22.2-9) 可写为：

$$\mu = \frac{\tau_f}{\sigma_{sy}} = \frac{\text{界面的剪切强度极限}}{\text{金属凸峰的压缩屈服极限}} \quad (22.2-10)$$

这个结论与简单粘着理论是一致的，这是由于自然污染膜的剪切强度极限比金属的低。其次，真

实接触面积不可能大规模地增长，因而真实接触面积与正压力及 σ_{sy} 有关，而与剪切力无关。这与实际情况也是相符合的。

在极限情况下，由于表面自然污染膜破裂，金属与金属直接接触。这时，界面的有效剪切强度介于较软的金属表面的剪切强度与自然污染膜的剪切强度极限之间。因此，摩擦系数决定于金属对金属及金属对自然污染膜摩擦时真实接触面积所占的比例。

这个理论适用于金属对金属的摩擦。由于它是建立在下列假定的基础上的：(1) 真实接触面积是由塑性变形所决定的；(2) 两个接触表面是被一个剪切强度较低的膜隔开；(3) 膜的剪切强度较高时，摩擦力决定于底材金属的剪切强度。因此，在应用这个理论时必需注意这些假定。

4.1.2 分子——机械理论

摩擦表面的真实接触部分，在很大的单位压力作用下，表面凸峰相互压入和啮合，同时相互接触的表面分子也有吸引力。因此，摩擦过程就是克服亚微观表面凸峰的机械啮合和表面分子吸引力的过程。摩擦力就是在这些接触点上由于机械啮合作用和分子吸引作用所产生的切向阻力的总和。即

$$\left. \begin{aligned} F &= \alpha A_r + \beta N \\ \text{或} \quad F &= \beta \left(\frac{\alpha}{\beta} A_r + N \right) \end{aligned} \right\} \quad (22.2-11)$$

上式叫做摩擦二项式定律，其中 α 和 β 分别为由摩擦表面的物理和机械性质所决定的系数。由此可得摩擦系数

$$\mu = \beta + \alpha \frac{A_r}{N} \quad (22.2-12)$$

式中 β 是一个定值，它是根据纯机械啮合理论所确定的摩擦系数； $\alpha \frac{A_r}{N}$ 是一个变量，它是对纯机械啮合理论的修正。对于塑性材料，由于真实接触面积与载荷成正比，摩擦系数与载荷无关，为一个定值。对弹性材料，由于真实接触面积随载荷的增加而缓慢地增加，因而摩擦系数随载荷的增加而减少。

摩擦二项式还可以表示为：

$$\left. \begin{aligned} F &= \mu' (N + N_0) \\ \mu &= \mu' \left(1 + \frac{N_0}{N} \right) \end{aligned} \right\} \quad (22.2-13)$$

式中 N_0 ——分子吸引力。

摩擦二项式定律不仅适用于干摩擦,也适用于边界摩擦。它可以用来解决真实接触面积较大的摩擦问题。

4.2 摩擦系数的影响因素

摩擦系数是表示摩擦材料特性的主要参数之一,它与材料的表面性质、介质或环境等因素有密切关系。如钢对钢的摩擦系数可以在0.05~0.8之间这样大的范围内变化。所以,在给出一种材料的摩擦系数时,必需同时给出得出该数值的条件和所用的测试设备。

4.2.1 表面氧化膜对摩擦系数的影响

具有表面氧化膜的摩擦副,摩擦主要发生在膜层内。在一般情况下,由于表面氧化膜的塑性和机械强度比金属材料差,在摩擦过程中,膜先被破

坏,金属摩擦表面不易发生粘着,使摩擦系数降低,磨损减少。表面氧化膜对摩擦系数的影响见表22-2-2。

表22-2-2 表面氧化膜对摩擦系数的影响

摩擦副材料	摩擦系数 μ		
	真空中加热	大气中清洁表面	氧化膜
钢-钢	粘着	0.78	0.27
铜-铜	粘着	1.21	0.76

在摩擦表面涂覆软金属(钢、镉、铅等)时,亦能有效地降低摩擦系数。其中以镉对摩擦系数的影响最为明显,但镉与基体金属的结合力较弱,容易在摩擦时被擦掉。

纯净金属材料的摩擦副,由于不存在表面氧化膜,摩擦系数都比较高,见表22-2-3。

表22-2-3 实验室条件下,纯净金属的摩擦系数①

平板材料	载荷 g_f	240	2140	240	2140	240	2140	240	2140	240	2140	240	2140	240	2140
	凸脚材料	Pb		Sn		Bi		Al		Cu		Zn		钢	
钢	摩擦系数	1.0	0.78	0.66	0.56	0.62	0.44	0.71	0.45	0.37	0.31	0.41	0.30	0.53	0.82
铜	μ	0.5	0.36	0.41	0.35	0.50	0.34	0.40	0.25	1.2	1.46	0.35	0.34	0.23	0.17
平板材料	载荷 g_f	140	1140	140	1140	140	1140	140	1140	140	1140	140	1140	140	1140
	凸脚材料	Pb		Sn		Bi		Al		Cu		Zn		钢	
镍	摩擦系数 μ	0.68	0.39	0.68	0.44	0.39	0.26	0.51	0.26	0.49	0.27	—	—	0.50	0.39
平板材料	载荷 g_f	40	1040	40	1040	140	1040	140	1040	140	1040	140	1040	140	1040
	凸脚材料	Pb		Sn		Bi		Al		Cu		Zn		钢	
锡	摩擦系数	1.00	1.14	0.90	0.83	0.60	0.54	0.91	0.68	1.00	0.84	0.91	0.69	0.83	0.60
铅	μ	1.35	1.34	0.48	0.51	0.60	1.00	1.00	1.00	1.00	1.14	0.83	1.10	1.38	0.57

① 表中数值是以三个球状凸脚沿平板滑动的试验方法得出。

4.2.2 材料性质对摩擦系数的影响

金属摩擦副的摩擦系数,随配对材料的性质不同而不同。

相同金属或互溶性较大的金属摩擦副,易发生粘着现象,摩擦系数增高。

不同金属的摩擦副,由于金属的互溶性差,不易发生粘着,摩擦系数一般都比较低。

4.2.3 载荷对摩擦系数的影响

在弹性接触情况下, 由于真实接触面积与载荷有关, 摩擦系数将随载荷的增加而越过一极大值。当载荷足够大时, 真实接触面积变化很小, 因而使

摩擦系数趋于稳定。

在弹塑性接触情况下, 材料的摩擦系数亦随载荷的增大而越过一极大值, 然后随载荷的增加而逐渐减小, 见表 22-2-4 及图 22-2-7 所示。

表22-2-4 酚醛塑料 (A-1) 的摩擦系数与载荷的关系①

试 验 条 件		不同时间 (min) 的 摩擦系数 μ							
转 速 r/min	载 荷 kgf	5	10	15	20	25	30	35	40
800	3.81	0.06	0.06	0.06	0.06	0.04	0.04	0.04	0.03
800	13.62	0.11	0.11	0.07	0.07	0.05	0.05	0.03	0.03
800	22.70	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
800	31.78	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02

① 试验是在室温、水润滑条件下, 在环-块式试验机上进行的。

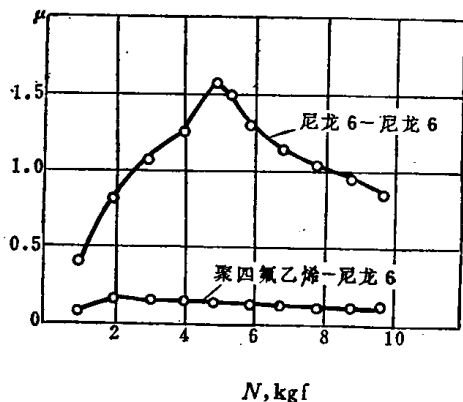


图22-2-7 尼龙6的摩擦系数与载荷的关系
试验条件: 在粘滑试验机上试验; $v = 5 \text{ cm/s}$; 室温

4.2.4 滑动速度对摩擦系数的影响

在一般情况下, 摩擦系数随滑动速度的增加而升高, 越过一极大值后, 又随滑动速度的增加而降低, 如图 22-2-8 所示。图中曲线是在铸铁轧辊中稳定轧制铅材时, 按功率的消耗值间接得出来的, 轧制时的压缩率为 50%。

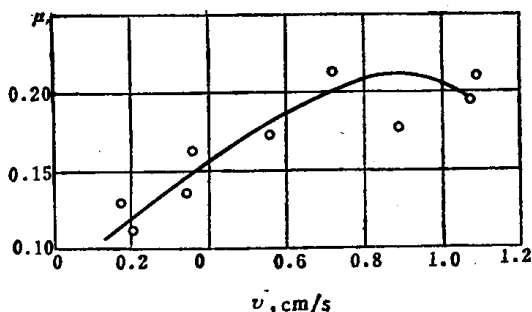


图22-2-8 轧制铅材时, 摩擦系数随速度变化的规律

对温度不敏感的材料(如石墨), 摩擦系数实际上几乎与滑动速度无关。

4.2.5 温度对摩擦系数的影响

摩擦副相互滑动时, 温度的变化使表面材料的性质发生改变, 从而影响摩擦系数, 并随摩擦副工作条件的不同而变化。具体情况需用试验方法测定。

(1) 在压力加工情况下, 摩擦系数随温度的升高越过一极大值, 如轧制钢材时, 极大值出现在温度为 $600 \sim 700^\circ\text{C}$ 左右; 当温度再升高时, 摩擦系数下降, 如图 22-2-9 所示。图中曲线是以钳夹咬紧法⊖得出来的。

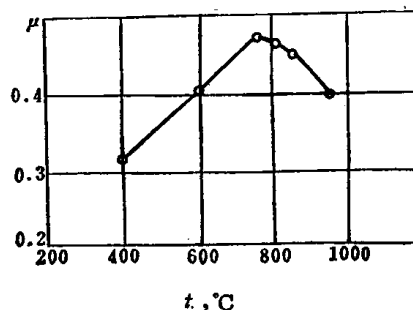


图22-2-9 轧制钢材时, 摩擦系数随温度变化的规律

⊖ 钳夹咬紧法是借钳夹咬紧被轧制的工件, 并与测力计联接起来。由测力计测出轧辊开始打滑时的拉力(即摩擦力)和作用在轧辊上的全压力。在稳定轧制过程中, 摩擦系数可由下式确定:

$$\mu = \frac{P}{2N} + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

式中 P ——轧辊上的总压力; N ——轧辊上的法向压力, α ——轧辊与被轧制工件的接触角。

(2) 在使用散热性比较差的材料(如工程塑料)时,当表面温度达到一定值,材料表面(特别是含有有机聚合物的热塑料)将被熔化。所以,一般工程塑料都只能在一定的温度范围内使用,超过这个温度范围,摩擦副材料将丧失工作能力,如图22-2-10所示。图中曲线的摩擦副材料是尼龙6与钢,载荷为20kgf;滑动速度为1cm/s;用电热法加温,在高温三号试验机上测得。

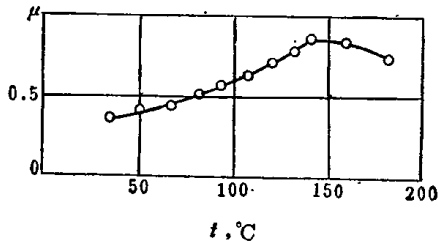


图22-2-10 尼龙6的摩擦系数随温度变化的情况

4.2.6 表面光洁度对摩擦系数的影响

在塑性接触情况下,由于表面光洁度对真实接触面积的影响不大,因此摩擦系数可以认为不受表面光洁度影响,保持为一定值。

对于弹性或弹塑性接触的干摩擦,当表面光洁度达到使表面分子吸引力有效地发生作用时(如超精加工表面),机械啮合的摩擦理论不能适用。表面光洁度愈高,真实接触面积愈大,因而摩擦系数也愈大,如图22-2-11所示。图中钢和尼龙的光洁度均用打磨表面所用砂纸的规格来表示。图中曲线是在高温三号试验机上测得,滑动速度 $v = 10\text{cm/s}$ 。

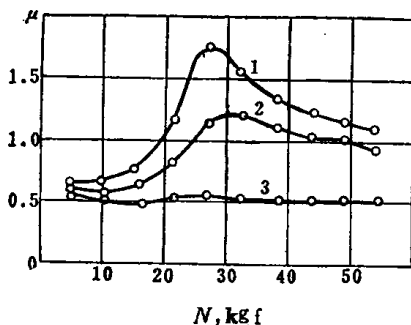


图22-2-11 钢与尼龙摩擦时,表面光洁度对摩擦系数的影响

曲线1为尼龙600对钢60;曲线2为尼龙600对钢40;曲线3为尼龙600对钢60

5 边界摩擦(即边界润滑)

在边界摩擦情况下,摩擦界面上存在着一层与

介质的性质不同的薄膜,这层薄膜的厚度通常在 $0.1\mu\text{m}$ 以下,并具有良好的润滑性能,称为边界膜。同时,在边界摩擦条件下,界面的润滑性能决定于这层薄膜的性质,所以边界摩擦又叫做边界润滑。

5.1 边界摩擦的特点及边界膜的分类

a. 边界摩擦的特点 边界摩擦是一种极为普遍的状态。例如普通滑动轴承、气缸与活塞环、凸轮与挺杆等处都可能是边界摩擦。相对于干摩擦来说,边界摩擦具有较低的摩擦系数,能有效地减少机器零件的磨损、延长使用寿命、大幅度地提高承载能力,扩大使用范围。

在边界摩擦状态中,润滑剂的极性分子吸附在摩擦表面上所形成的边界膜,叫做吸附膜。

含硫、磷、氯等元素的润滑油添加剂能与摩擦表面起化学反应,生成一层边界膜,叫做化学反应膜。

边界摩擦情况下的摩擦系数只取决于摩擦表面的性质和边界膜的结构形式,而与润滑剂的粘度无关。

b. 边界膜的分类 按膜的结构形式不同,边界膜可以分为吸附膜和反应膜,其性质见表22-2-5。

表22-2-5 边界膜的分类及其适应范围

分 类	特 点	形成条件	适应范围	举 例
吸 附 膜	由分子吸引力使极性分子定向排列,吸附在金属表面。吸附与脱吸完全可逆	在2000~10000 cal/Mol的吸附热时形成。在高温时脱吸	常温、低速、轻载	脂肪酸极性分子吸附在金属表面,形成脂肪酸膜,可作为滑动导轨轻载的蜗杆传动的润滑
化 学 吸 附 膜	由极性分子的有价电子与基体表面的电子发生交换而产生的化学结合力,使金属定向排列,吸附在金属表面上,吸附与脱吸不完全可逆	在10000~100000 cal/Mol的吸附热时形成。在高温下脱吸,随之发生化学变化	中等温度、速度、载荷	硬脂酸极性分子和氧化铁在有水的情况下,反应生成硬脂酸铁膜