

胡春华 姜峰 刘淼 黄健 程华 / 著

装备摩擦表面 润滑技术及应用

ZHUANG BEI MO CA BIAO MIAN

RUN HUA JI SHU JI

YING YONG

 吉林大学出版社

胡春华 姜峰 刘淼 黄健 程华 / 著

装备摩擦表面 润滑技术及应用

ZHUANG BEI MO CA BIAO MIAN

RUN HUA JI SHU JI

YING YONG

吉林大学图书馆

吉林出版集团
吉林人民出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

装备摩擦表面润滑技术及应用/胡春华等著. —长春:
吉林大学出版社, 2012. 11
ISBN 978-7-5601-9367-0

I. ①装… II. ①胡… III. ①军事装备—表面摩擦—
润滑—研究 IV. ①E23②TH117.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 281970 号

书 名: 装备摩擦表面润滑技术及应用
作 者: 胡春华 等著

责任编辑、责任校对: 唐万新
吉林大学出版社出版、发行
开本: 787×1092 毫米 1/16
印张: 16.875 字数: 316 千字
ISBN 978-7-5601-9367-0

封面设计: 刘 瑜
长春市新世纪印业有限公司 印刷
2012 年 11 月 第 1 版
2012 年 11 月 第 1 次印刷
定价: 35.00 元

版权所有 翻印必究
社址: 长春市明德路 501 号 邮编: 130021
发行部电话: 0431—89580026/28/29
网址: <http://www.jlup.com.cn>
E-mail: jlup@mail.jlu.edu.cn

前 言

装备运动件由于必须承受极端苛刻的运行工况(如高速、重载、高低温交变、多相介质流等),而经常发生磨损失效,从而导致运动件精度的保持能力和可靠性急剧降低,寿命急剧缩短。润滑是降低摩擦和减少磨损的最有效的措施。目前装备运动件摩擦表面的润滑仍主要采用传统的油脂润滑技术,但由于技术的局限性,使其适用范围和使用工况受限,油脂类润滑材料的减摩效果和高温抗磨性能较差,已有的淬火热处理、激光相变硬化等强化处理方法的应用对于减少划伤、磨损效果也并不显著,已不能完全适应某些苛刻条件下的润滑有效性、可靠性和通用性的要求,为此急需提出和推广一种新型高效能的润滑修复技术。国内外专著关于摩擦表面润滑技术的研究包括固体润滑、油润滑及纳米润滑技术,但多数是单一技术独立的研究论述,或某两种技术复合应用的论述。因此,本书结合作者已完成的课题研究成果和国内外该领域中的著作与技术资料,研究验证了一种新型的减摩润滑修复技术,即将等离子渗扩技术与纳米添加剂润滑和油润滑技术结合起来,综合集成创新成一种纳米润滑/固体润滑复合润滑技术,以有效地解决装备运动件在苛刻环境下的磨损失效问题,为提高装备可靠性和使用寿命、减少维修时间、降低保障费用提供一种创新性的途径。

全书共分8章。第1章绪论,主要讲述摩擦、磨损与润滑的基本知识及摩擦磨损试验与分析的方法。第2章等离子渗扩技术与应用,重点介绍了等离子渗氮、等离子氮碳共渗、等离子渗硫及等离子复合渗技术的基本原理和应用发展现状。第3章纳米添加剂润滑技术与应用,详细介绍了各种纳米颗粒作为添加剂的润滑技术的研究应用现状,并归纳了纳米添加剂的润滑作用机理及其发展趋势。第4章FeS固体润滑复合层的制备技术及形成机理,系统论述了实验室制备FeS固体润滑复合层的工艺技术内容,并详细分析了其形成机理。第5章FeS固体润滑复合层的摩擦行为及作用机理,论述了试验测试FeS固体润滑复合层在不同润滑条件下的摩擦行为,并重点分析了其减摩润滑机理。第6章纳米颗粒对FeS固体润滑复合层摩擦行为的影响,论述了不同纳米颗粒作为添加剂润滑下FeS固体润滑复合层的摩擦行为,并详细分析了纳米添加剂与FeS固体润滑复合层的协同作用机理。第7章纳米颗粒/FeS固体润滑复合层制备及

耐磨机理,论述了真空浸渍法制备纳米颗粒/FeS 固体润滑复合层的工艺过程,并重点分析了纳米颗粒/FeS 固体润滑复合层的减摩、耐磨机理.第8章纳米润滑/固体润滑复合润滑技术在装备摩擦表面的应用展望.展望了纳米润滑/固体润滑复合润滑技术未来在装备摩擦表面的应用前景.本书第1章由胡春华、姜峰编写;第2章由姜峰、胡春华、程华编写;第3章由刘森、程华、胡春华、黄健编写;第4章、第5章、第6章、第7章由胡春华撰写;第8章由姜峰撰写.全书由胡春华统稿.

鉴于作者水平有限,书中难免有不当之处,敬请读者批评指正.

本书获得了装甲兵技术学院专著出版基金的资助,感谢装甲兵技术学院训练部科研科的大力支持,感谢机械工程系领导与同志们的指导与帮助!并对书中参考文献的作者致以敬意.

作 者

2012年8月

目 录

第 1 章 绪 论	1
1.1 摩擦的基础知识	2
1.2 磨损的基本问题	17
1.3 防止和减少摩擦磨损的方法	28
1.4 润滑	30
1.5 摩擦磨损试验与分析方法	37
第 2 章 等离子渗扩技术与应用	41
2.1 概述	41
2.2 等离子渗扩技术的基本原理	42
2.3 等离子渗扩设备	55
2.4 离子渗氮技术与应用	57
2.5 离子氮碳共渗技术与应用	75
2.6 离子渗硫及含硫多元共渗技术与应用	81
2.7 离子复合渗技术与应用	90
2.8 等离子渗扩技术存在的不足及发展方向	98
第 3 章 纳米添加剂润滑技术与应用	100
3.1 概述	100
3.2 纳米颗粒的基本特性	101
3.3 无机单质纳米颗粒作为添加剂的润滑技术	106
3.4 纳米无机盐作为添加剂的润滑技术	109
3.5 纳米氢氧化物和纳米氧化物作为添加剂的润滑技术	111
3.6 层状无机物作为添加剂的润滑技术	112
3.7 表面改性纳米颗粒作为添加剂的润滑技术	114
3.8 其他类型纳米颗粒作为添加剂的润滑技术	117
3.9 纳米添加剂的润滑机理及应用	120

第 4 章 FeS 固体润滑复合层的制备技术及形成机理	128
4.1 试验部分	128
4.2 离子氮碳共渗层的结构及性能	134
4.3 离子渗硫层的工艺	137
4.4 FeS 固体润滑复合层的制备技术及形成机理	150
第 5 章 FeS 固体润滑复合层的摩擦行为及作用机理	170
5.1 试验部分	170
5.2 FeS 固体润滑复合层的摩擦行为	173
5.3 FeS 固体润滑复合层减摩耐磨作用过程及机理	190
第 6 章 纳米颗粒对 FeS 固体润滑复合层摩擦行为的影响	196
6.1 试验部分	196
6.2 n-Cu 颗粒对 FeS 固体润滑复合层摩擦行为的影响	197
6.3 n-Al ₂ O ₃ 颗粒对 FeS 固体润滑复合层摩擦行为的影响	198
6.4 n-SiO ₂ 颗粒对 FeS 固体润滑复合层摩擦行为的影响	203
6.5 n-Fe ₃ O ₄ 颗粒对 FeS 固体润滑复合层摩擦行为的影响	207
6.6 n-Al ₂ O ₃ /n-SiO ₂ 复合颗粒对 FeS 固体润滑复合层摩擦 行为的影响	212
6.7 n-Al ₂ O ₃ /n-Fe ₃ O ₄ 复合颗粒对 FeS 固体润滑复合层摩擦 行为的影响	213
第 7 章 纳米颗粒/FeS 固体润滑复合层制备及耐磨机理	218
7.1 制备纳米颗粒/FeS 固体润滑复合层真空浸渍装置的设计	218
7.2 纳米颗粒/FeS 固体润滑复合层的制备工艺	219
7.3 试验方法与表征方法	220
7.4 纳米颗粒/FeS 固体润滑复合层的摩擦行为	221
7.5 “微纳轴承”效应的表征及耐磨机理	240
第 8 章 纳米润滑/固体润滑复合润滑技术在装备摩擦表面的 应用展望	245
参考文献	247

第1章 绪论

磨损是材料三大失效形式之一,机械设备零件损坏的80%,维修费用中的40%,都是由于润滑不当而引起的.因此,有效地控制摩擦,改善润滑性能,减少磨损,是节约能源和原材料、缩短维修时间和减少维修费用的重要措施,对提高产品质量、延长机械设备的使用寿命和增加可靠性具有重要作用.

摩擦磨损在零件表面发生,疲劳裂纹由零件表面向里延伸,这一现象引起了人们对材料表面性能的关注和研究.于是,改变材料表面、亚表面层的成分、结构和性能的表面改性技术得到了快速发展与应用,其中等离子渗扩技术是研究热点之一,许多学者的研究成果表明,等离子渗扩技术可在一定程度上有效地控制摩擦,减少磨损.

润滑油仍然占据当今机械运行和维护保养的主导地位,但其在重载、高温、高PV值等方面的应用局限性不容忽视.由于某些纳米材料的独特结构使其具有特殊的摩擦学性能,以这些纳米颗粒制成的纳米润滑添加剂可使润滑油的减摩耐磨性能得到大幅提高.

随着高新武器装备的急速发展,新型武器装备不断向高速、重载、集成化、高精度、长寿命等极端苛刻方向发展,使一些新型武器装备的运动件必须面对严酷的工作环境(如高速、重载、高低温交变、多相介质流等),承受极端苛刻的运行工况.这些极端苛刻工况会加速装备运动件的磨损失效,从而导致运动件精度的保持能力和可靠性急剧降低,寿命急剧缩短,并由此引发磨损故障频发,新装备作战能力减弱或丧失.如湛江陆战某旅装甲团在海训中发现,由于炮塔上装增加了2吨后,平衡轴、主动轴因润滑不良造成抱轴,有的甚至断裂,使装甲装备失去战斗力的现象时有发生.海军某中型登陆舰的12PA4-280型柴油机缸套、某型猎潜艇的12V230柴油机缸套,某型登陆舰的主轴和凸轮轴等都存在严重的磨损失效问题.由于高新装备摩擦运动件的工作环境更加苛刻,一些装备零件损伤率和维修费用比设备零件更高.

为了解决零件的磨损失效问题,一些减摩润滑技术已被大量研究,如等离子渗扩技术、纳米润滑和油润滑技术等已分别应用于实践中,并取得显著成果,但这三种技术常常是各自分离的,而且它们的有效性、可靠性和通用性也受到限制.随着新型装备摩擦运动件的环境工况不断苛刻,目前的表面减摩润滑技

术不足以完全适应新型装备关键摩擦运动件的工作环境. 新型装备关键部件的工作环境的苛刻变化, 要求表面减摩润滑技术不断创新发展.

1.1 摩擦的基础知识

1.1.1 摩擦的基本概念

摩擦是一种普遍存在的现象. 在社会生产和生活实践中, 人们很早就已经注意到摩擦现象的存在. 摩擦有利有弊, 在大多数情况下, 摩擦的存在对机械是有害的. 机器为了克服摩擦力, 必然要消耗能量, 效率降低. 以汽车发动机为例, 由于摩擦消耗了总动力的 30%, 加上其他损失, 实际用于驱动车轮的功率还不到总动力的 12%. 摩擦会导致机器零件的磨损, 使零件的配合间隙增大, 出现振动和噪声, 影响机器的精度, 缩短使用寿命, 增大材料的消耗. 此外, 摩擦会使机器的温度升高, 导致零件的机械强度降低, 甚至可能产生热变形、热疲劳和热磨损, 从而破坏了机器的正常运转. 由此可见, 摩擦造成的损失是巨大的.

当然, 摩擦在生产、生活中也有有利的一面. 例如人和车辆在陆地上行走, 日常生活中的各种夹持、切割和洗刷等都是利用摩擦的原理. 在工业生产中, 更是有许多机器和部件要利用摩擦而工作的. 例如摩擦压力机、摩擦离合器、摩擦传动机构、机械中的自锁机构、摩擦制动装置和螺栓联接等.

总之, 摩擦存在于人们的生产、生活各个方面, 在人类的文明建设中有着十分重要的作用. 人类研究摩擦除了利用摩擦外, 最重要的还是研究避免摩擦, 减少磨损, 最大限度地发挥机械效能. 因此, 如何去其弊、取其利, 尽可能减小摩擦所带来的损失和危害, 使之更好地为人类服务, 这已成为非常重要的课题之一.

那么, 什么是摩擦? 摩擦是指两个互相接触的物体在外力作用下发生相对切向运动(或有相对切向运动趋势)时, 在接触表面产生的阻碍相对运动的现象. 在两物体接触表面间产生的切向运动阻力叫做摩擦力, 其方向和物体的相对运动方向相反. 引起滑动所需的切向力就称为静摩擦力, 通常我们所指的静摩擦力是使物体克服摩擦面间的最大阻力而开始运动所需施加的最小切向力. 维持滑动所需的切向力就称为动摩擦力, 动摩擦力通常小于静摩擦力. 图 1-1 表示物体所受到的各种作用力.

1.1.2 摩擦的分类

摩擦的分类方法有几种, 现分述如下.

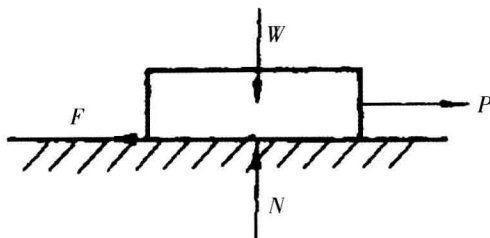


图 1-1 物体的受力图

W —法向载荷 P —切向力 F —摩擦力 N —支撑面反力

1. 按摩擦副的运动形式分类

(1) 滑动摩擦: 两个相互接触的表面做相对滑动(或具有相对滑动趋势)时的摩擦称为滑动摩擦. 例如, 活塞在气缸中的往复运动等. 图 1-2 为其摩擦力示意图, 滑动摩擦力通常可用下式表示

$$F_f = \mu F_N \quad (1-1)$$

式中 F_f ——摩擦力,

μ ——滑动摩擦系数,

F_N ——沿法向的载荷.

(2) 滚动摩擦: 物体在力矩的作用下沿接触表面滚动时的摩擦. 例如各种车辆的车轮在地面的滚动等. 图 1-3 为其摩擦力矩示意图. 由于接触处的局部区域产生弹—塑性变形, 以接触点(或线)为中心的接触压力分布不对称, 致使支撑面的反力 F_N 发生偏心, 此反力对接触点(或线)之矩称摩擦力矩(M_K). 设法向反力 F_N 到接触滚动摩擦点的距离为 K , 则:

$$M_K = k F_N \quad (1-2)$$

式中 k ——滚动摩擦系数, 量纲(L), 相当于最大的滚动摩擦力矩的力臂, 其大小与接触表面的材料及表面状态等因素有关.

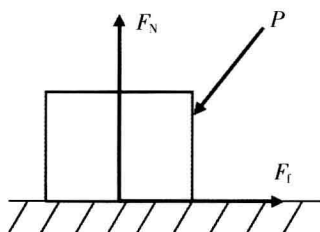


图 1-2 摩擦力示意图

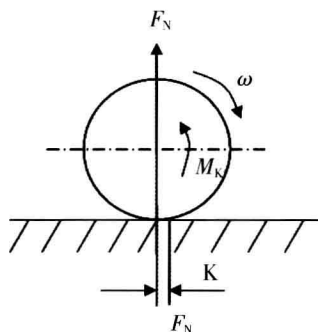


图 1-3 滚动摩擦力矩示意图

2. 按摩擦副的运动状态分类

(1) 静摩擦: 当物体在外力的作用下对另一物体具有相对运动趋势, 但处于静止临界状态时的摩擦称为静摩擦, 此时的摩擦力即为最大静摩擦力。

(2) 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其接触表面间的摩擦称为动摩擦。一般情况下, 动摩擦系数小于静摩擦系数。

3. 按摩擦副表面的润滑状况分类

(1) 干摩擦: 常指名义上无润滑的摩擦, 即两物体表面无任何润滑剂存在时的摩擦, 但无润滑摩擦不等于干摩擦, 只有既无润滑又无湿气的摩擦才能称为干摩擦。这只能在理想洁净的干燥表面及真空条件下才可能出现。通常所指的干摩擦是在无任何润滑的条件下, 两物体表面之间可能存在着自然污染膜时的摩擦。这种干摩擦系数一般在 0.5—1.5 之间, 较之纯净金属表面的干摩擦系数小得多。

(2) 边界摩擦(边界润滑): 两物体接触表面间被一种具有分层结构和润滑性能的边界膜(油膜厚度小于 $0.1\mu\text{m}$) 分隔开时的摩擦称为边界摩擦。其摩擦和磨损不取决于润滑剂的黏度, 而是取决于两物体表面的特性和润滑剂的特性。

(3) 流体摩擦(流体润滑): 两物体表面被具有体积特性的润滑油膜完全隔开时的摩擦称为流体摩擦。润滑油膜厚度远大于表面粗糙度, 摩擦发生在润滑油内部分子之间, 摩擦力的大小与摩擦副表面状态无关, 而只与润滑油内部的分子运动阻力有关, 即与润滑油的黏性有关。

(4) 混合摩擦(混合润滑): 半干摩擦和半流体摩擦都叫做混合摩擦。混合摩擦是机器在实际运转过程中最常见的一种摩擦形式。

半干摩擦指在接触表面上既有干摩擦又有边界摩擦的情况, 半流体摩擦是指在接触表面上既有流体摩擦又有边界摩擦的情况。接触表面有凸峰接触, 凸峰和油膜共同承担载荷; 摩擦力由接触凸峰间的摩擦和润滑油内部摩擦两部分组成, 黏度仍起主要作用。

此外, 还可按摩擦副的工况条件、材质等分类。

1.1.3 摩擦的基本理论

(一) 经典摩擦定律概述

对摩擦现象进行科学研究, 最早开始于 15 世纪中叶, 意大利科学家达·芬奇首先确定了两条基本的摩擦定律, 即摩擦的第一和第二定律。1699 年法国建筑工程师阿蒙顿(Amon ons)在法国皇家科学院学报上发表了一篇关于摩擦的论文, 重申了这两条定律, 之后, 人们常称之为“阿蒙顿定律”。1785 年法国工程师库伦(Coulomb)肯定并发展了阿蒙顿的工作, 提出了摩擦第三定律, 所以经典

的摩擦定律又称为库伦—阿蒙顿定律或库伦定律,其具体内容为:

第一定律 滑动摩擦力的大小与接触面之间的法向载荷成正比.

第二定律 滑动摩擦力的大小与名义接触面积的大小无关.

第三定律 滑动摩擦力的大小与滑动速度无关.

这三条定律是早期的科学家根据简单的实验手段得出的结论.尽管从现代化的工具和近几十年来进一步观察的结果表明这些定律还存在一定的局限性,但对指导几个世纪以来的科学和技术及其后的研究工作,都起了很大的作用.

(二)经典摩擦定律中某些参数的讨论

实践证明,经典摩擦定律适用于一般工程实际,但又存在一定的局限性和缺陷.

1. 摩擦力与法向载荷

第一定律的一般形式为

$$F = \mu N \quad (1-3)$$

式中 F ——摩擦力;

μ ——摩擦系数;

N ——法向载荷.

第一定律基本上是正确的,实际表明,当法向载荷不大时,摩擦力和法向载荷间成正比关系,但当法向载荷很大时,实际接触面积将接近于名义接触面积,这时摩擦力和载荷之间将不存在线性比例关系.对于某些很硬的材料(如金刚石)或极软的材料(如特氟隆等)有不符合的情况,摩擦力和法向载荷之间不成正比.

2. 接触面积

第二定律仅对有一定屈服极限的材料(如金属)才能成立,它不适用于弹性材料及黏弹性材料.其次,当接触表面十分光滑和洁净时,则在相互接触的实际面积上将出现强烈的分子吸引力,此时已不是微凸体间的接触而接近为实际接触面积,摩擦力将与名义接触面积有关.

3. 摩擦系数与滑动速度

第三定律与实际差别较大.开始滑动时的摩擦力要比继续保持滑动时的摩擦力大,因此提出两种摩擦系数,即静摩擦系数和动摩擦系数.然而近期的研究表明,静摩擦系数实际上是接触时间的函数(图1-4),而动摩擦系数在整个速度范围内都是速度的函数(图1-5).

由此可见,静摩擦系数在静止接触的短时间内($t=0-10s$)变化较大,而在接触较长的时间中,摩擦系数变化较小.动摩擦系数与滑动速度有关,一般随滑动速度的增加摩擦系数降低,但单位载荷不同时,关系也有所不同.如低速滑动时,曲线斜率一般为正,而在高速度时则一般为负,即摩擦系数随滑动速度的增

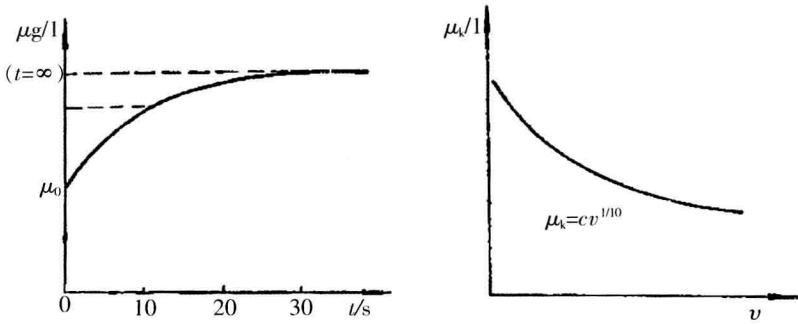


图 1—4 静摩擦系数与黏着时间的关系 图 1—5 动摩擦系数与滑动速度的关系
 μ_0 —开始黏着时的摩擦系数 c —测试标准初始值时($v=10\text{m/s}$)
的动摩擦系数

加出现最大值. 若把摩擦系数与滑动速度的对数作线图时, 在较大范围内为一直线(图 1—6). 其斜率一般很小, 即当滑动速度增加 10 倍时, 摩擦系数变化百分之几, 由于缓慢的正和负的变化, 所以典型的摩擦系数—速度曲线斜率是在速度变化范围大至 10^8 倍时, 摩擦系数的变化很少达到 2 倍. 在很多情况下, 当速度在有限的滑动范围内变化时, 可把摩擦系数取为常数而与运动速度无关.

另外, 还应注意的是, 摩擦系数 μ 的数值并不是某种材料固有的特性, 它的大小除取决于材料本身的物理、机械特性和工作条件外, 还与所处的环境有关, 如在大气环境下, 表面间无润滑剂时, 钢—钢的滑动摩擦系数约为 0.5, 但同样的摩擦副在真空中的 μ 值却要比在大气环境下的高许多倍; 又如石墨—石墨的 μ 值在大气环境里约为 0.1, 但在干燥环境中 μ 值可达 0.5 以上. 因此, 不能任意使用各种手册上没有具体说明获得该数据条件的摩擦系数数值.

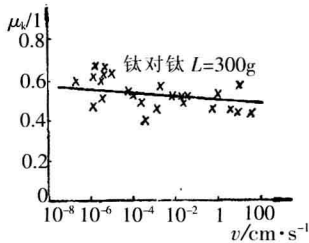


图 1—6 硬材料的摩擦系数—滑动速度曲线
(在较大范围内有轻微的负斜率)

虽然上述三条定律是早期科学家根据简单的实验手段得出的结论, 有其一定的局限性, 但对指导几个世纪的科学和技术及其后的研究工作, 起到了重大的作用, 它们在很大程度上都能满足工程计算的要求. 但是, 多年来摩擦学研究

的新成果表明这些古典定律是不够完善和不够精确的. 由于当时生产和科学技术水平不高, 人们认识事物有其局限性, 它们只能近似地反映摩擦现象的一般定律.

(二) 各种摩擦理论

从 15 世纪达·芬奇开始对摩擦进行研究以来, 许多科学家对摩擦进行了大量的研究, 从不同的方面探讨摩擦机理, 根据丰富的研究资料提出了各种摩擦理论. 随着人们对固体性质的深入了解, 以及新科学和新技术的应用, 人们对物体摩擦特性、摩擦现象及其机理的认识也在不断地深化. 研究的方法已由宏观表面进入微观表面, 从定性分析到定量分析计算, 由单因素的研究到多因素的综合研究, 从静态的研究发展到动态的研究. 从而提出了各种阐明摩擦起因的理论, 下面仅对各种摩擦理论作扼要介绍.

1. 摩擦的机械理论

这是最早的摩擦理论, 由阿蒙顿和海亚于 1699 年提出. 他们认为两个粗糙表面相接触时, 接触点是一些凹凸不平的峰体, 如图 1-7 所示, 它们相互啮合, 摩擦力就是所有这些啮合点的切向阻力的总和. 实践表明, 这种理论只适用于粗糙表面, 在这种情况下, 减小表面粗糙度可以降低摩擦系数, 但对很光滑的表面(如超精加工表面), 微凸体之间的机械作用减小, 而接触表面之间的分子作用力增大, 摩擦系数反而增大, 这个理论就不适用了.

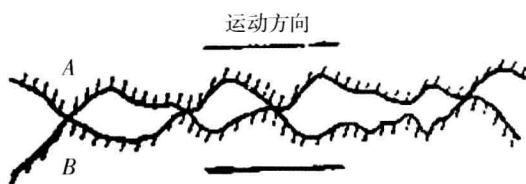


图 1-7 微凸体互嵌

2. 分子摩擦理论

1734 年, 英国物理学家德萨古利埃(Desagulier)关于摩擦问题的分析提出了一个新的概念: 表面间分子的相互作用力会影响摩擦力. 这成了分子摩擦理论的基础.

德萨古利埃认为, 表面愈光滑, 表面间分子力的影响就愈大, 因而摩擦力就愈大. 他指出: “只要把平面无止境地研磨得很光滑, 摩擦总是会增大的.” 但是由于受当时生产技术的限制, 他无法用实验方法对此加以证明. 只是到了本世纪, 随着表面加工技术的进步, 终于被哈台(Hardy)用实验证明了. 除此之外, Desagulier 还指出, 潮湿的表面会发生黏附现象并影响摩擦. 由于液体薄膜的存在导致表面间的黏附, 这是他的分子学说的一大贡献.

3. 摩擦的分子—机械理论

在摩擦学研究的历史上,摩擦的机械理论和分子摩擦理论两个学派之间的争论持续了很长的时期.到1939年苏联学者克拉盖尔斯基统一了这两种理论的观点,提出了一个新的理论——摩擦的分子—机械理论.

他认为,摩擦取决于两个因素:摩擦既要克服分子间相互作用力,又要克服机械变形的阻力.摩擦力就是发生在接触处总的阻力.其数学表达式为:

$$F = F_1 + F_2 \quad (1-4)$$

式中 F ——总摩擦力;

F_1 ——摩擦力的分子作用分量(即黏结点上分子间相互作用力);

F_2 ——摩擦力的机械作用分量(即微凸体的犁沟作用所引起的变形阻力).

由此得出总的摩擦系数为:

$$\mu = \mu_1 + \mu_2 \quad (1-5)$$

式中 μ ——总摩擦系数;

μ_1 ——由分子的作用分量求出的摩擦系数;

μ_2 ——由机械作用分量求出的摩擦系数.

4. 摩擦的黏着理论

这一理论是鲍登(Bowden)和泰勃(Tabor)于1950年提出的.该理论的主要观点是:两物体表面相互接触时,在载荷的作用下,某些接触点的单位压力很大,它会使接触点发生冷焊或黏着成为一体,如图1-8所示.形成的黏着点在表面相互滑动时会受到剪切作用.这些黏着点的形成和切断在表面上交替进行,构成了摩擦力的黏着部分.如果摩擦副的材料硬度不同,或者表面上有较硬的凸起,硬的材料凸起会在较软材料中犁划产生犁沟,这构成了摩擦力的变形部分.如果考虑这两个方面的相互影响和作用,则总的摩擦力的表达式可写成:

$$F = F_s + F_p \quad (1-6)$$

式中 F_s ——黏着造成的摩擦分力;

F_p ——犁沟变形造成的摩擦分力.

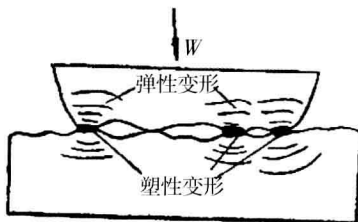


图1-8 接触点的塑性变形及黏着点的形成

若在试验中适当选择实验条件,就可以把摩擦的两个部分区分开来:选择高度平滑的表面可以略去表面粗糙凸起的变形作用,求出由表面接触中的黏着作用所决定的摩擦力部分;如果在粗糙表面间使用性能良好的润滑剂,就可以略去表面接触中的黏着作用,测出由表面粗糙凸起的变形所决定的摩擦力部分。

1) 简单的黏着理论

Bowden 等人是根据这样一个事实提出这个理论的:两个金属表面相互接触,在外载荷作用下,仅仅只在表面凸起的顶端处才发生接触。由于实际接触面积很小,接触点处的应力往往很高。接触处开始时发生弹性变形,进而发生塑性变形。材料的塑性变形使接触面积不断增大,一直到实际接触面积大到足以支撑住外载荷为止。这时有:

$$A_r \sigma_{sy} = W \quad (1-7)$$

其中 A_r ——总的实际接触面积($= \sum A_{ri}$);

σ_{sy} ——材料的压缩屈服极限;

W ——法向外载荷。

这表明实际接触面积 A_r 和载荷 W 成正比。

图 1-9 表示两个弹性—塑性材料表面的接触情况。

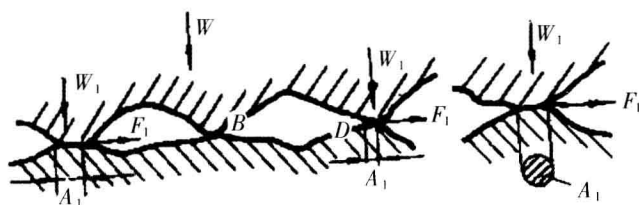


图 1-9 表面的接触情况

鲍登和泰勃指出:在金属与金属紧密接触区会发生牢固的黏着,而接触点会发生“冷焊”。设黏结点部分的剪切强度为 τ'_b ,则摩擦力为:

$$F_f = A_r \tau'_b \quad (1-8)$$

将式(1-7)代入,则

$$F_f = W \tau'_b / \sigma_{sy} \quad (1-9)$$

摩擦系数

$$\mu = F_f / W = \tau'_b / \sigma_{sy} \quad (1-10)$$

由上式可以看出,当摩擦表面的材料一定时,摩擦力与法向载荷成正比。

以上分析忽略了冷作效应,与真实情况有一定差别。为了更接近实际情况,比较软金属的剪切强度极限 τ_b 代替金属黏结点的剪切强度 τ'_b ,则式(1-10)可写成:

$$\mu = \tau_b / \sigma_{sy} \quad (1-11)$$

这个简单的黏着理论说明了两条摩擦定律,即:摩擦表面材料一定时,“摩擦系数与名义接触面积无关;摩擦力和载荷成正比”。

图 1-10 表示,当硬金属—硬金属、软金属—软金属相接触时,剪切是发生在结点的分界面上;而当硬金属—软金属接触时,剪切将发生在软金属里面。图中粗黑线条表示剪切面,其长短表示剪切面的大小。两个硬金属接触时,由于材料的屈服极限和剪切强度极限都很大,所以接触面积 A 很小,两个软金属接触的情况则相反,剪切面积很大。

若硬的金属表面被一层又软又薄的金属 t 所覆盖,则接触面积 A 取决于软金属层的厚度 t ,如果 t 较厚,这相当于硬金属—软金属的接触(图 1-10a);如果 t 很薄,则和(b)图情况相似。因外载荷 W 相同,故摩擦系数 μ 决定于摩擦力 F 。在(a)图中 $F = A\tau'_b$,此时 τ'_b 小, A 大,在(b)图中, τ'_b 大而 A 小,在(c)图中, A 介于上述二种情况之间,但它的 τ'_b 小, F 就比上述二种情况的小,所以摩擦系数 μ 也就小。

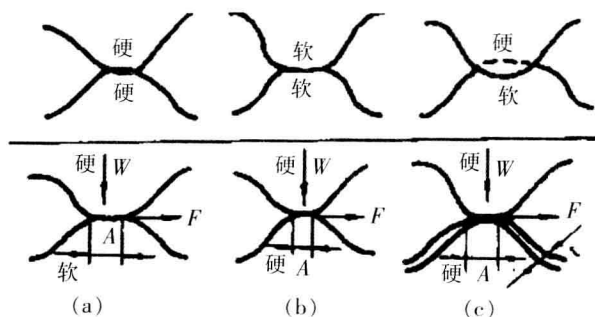


图 1-10 不同硬度的材料的接触

由以上分析可知,要想得到较低的摩擦系数 μ 的数值,可以在硬的金属表面上覆盖一薄层软金属,这样,材料的承载能力由硬金属主体来保证(因为它的 σ_{sy} 大),而剪切则发生在软金属薄层里(它的 τ'_b 小),因此,摩擦系数就小了。这就是许多滑动轴承衬材料减摩的原理,也是许多润滑剂的作用和新型润滑剂研制的一个理论依据。

根据这一理论,对于大多数金属材料来说,摩擦系数 $\mu = \tau_b / \sigma_{sy} \approx 0.2$,但很多金属材料在空气中测得的 $\mu > 0.5$,而在真空中测得的 μ 值更高,可见理论计算结果与实验所得的数据不符。因此为对简单黏着理论加以修正,而提出了修正的黏着理论。

2) 修正的黏着理论

由简单的黏着理论得出的摩擦系数值远远低于实际中的数值,这是由于该