



高等学校教材
武汉水运工程学院
船机工艺教研室编



(船机制造与修理专业用)

下 册

修 订 版

船舶机械制造与修理工艺学

人民交通出版社

263088

高等学校教材

船舶机械制造与修理工艺学

Chuanbo jixie zhizao yu xiuli gongyixue

下 册

(船机制造与修理专业用)

修 订 版

武汉水运工程学院
船机工艺教研室 编

人 民 交 通 出 版 社

内 容 提 要

本书共五篇，分上下两册。

上册详细阐述了船机制造工艺基本原理及夹具设计，并着重介绍了船用中型柴油机的制造和装配工艺，对大型柴油机的装配工艺亦作了概要的论述。

下册按船机修理的拆卸、检查、修理、安装、试验等过程，详细阐述了船机零件的损伤原因、探伤方法、基本修复方法、船机拆验及其主要件修理和主机、轴系、舵系在船上的安装工艺、船舶试车等问题。

本书为高等院校“船机制造与修理”专业教材，亦可作为船机其它专业的教学参考书，还可供修造船厂、柴油机厂和其它从事船机工艺的技术人员、管理干部和工人以及轮机管理人员阅读。

97/1-9

高等学校教材 船舶机械制造与修理工艺学 下 册

(船机制造与修理专业用)

修 订 版

武汉水运工程学院 编
船机工艺教研室

责任编辑：高 珂

封面设计：王 炬

技术设计：张义华

插图设计：陈 竞

责任校对：高 琳

人民交通出版社出版
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售
人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092 1/32 印张：12.25 字数：296千

1987年6月第1版

1987年6月第1版第1次印刷

印数：0001—3,300册 定价：2.05元

前 言

自第一版发行以来，由于近几年来船舶机械制造与修理工艺的发展，以及教学实践经验的丰富，我们对本书作了较大的修改与补充。

与第一版相比，本书对基本概念和基础理论有所加强，着重介绍了新工艺，并删去了与其它课程相重复的内容。因此，章节上有所变动：第一版的第六章至第十四章删去，第二篇夹具设计并入第一篇，成为其中的第六章；新增了计算机辅助制造（第五章），摩擦、磨损（第十七章），金属热喷涂（第二十三章）；对机械加工中误差的综合分析，振动，轴系校中等作了较多的补充。其它各章也都作了删改补充。

本书由武汉水运工程学院牛求煌、王亭山、朱国宝、唐育民、孙秉章、吴宗荣、金志鸿分章负责编写、修订。全书由牛求煌统稿。新增的插图由杨和庭绘制。

全书由武汉河运专科学校陈震霖教授审阅。

由于我们的水平有限，本书中还会有不妥和不足之处，希望广大读者批评指正。

编 者

一九八六年九月

目 录

第三篇 船机零件的损伤及其基本修复方法

第十七章 摩擦、磨损	1
§17-1 摩擦的基本理论	1
§17-2 机器的磨损及其减少磨损的途径	11
第十八章 无损探伤	27
§18-1 磁粉探伤	27
§18-2 荧光探伤	31
§18-3 超声波探伤	32
§18-4 其它各种无损探伤方法	36
第十九章 机械加工修复法	37
§19-1 修理尺寸法和尺寸选配法	37
§19-2 附加零件法	40
§19-3 局部更换法	40
第二十章 金属扣合修复法	41
§20-1 概述	41
§20-2 波浪键扣合法	41
§20-3 波浪键-螺钉扣合密封法	44
§20-4 加强块扣合法	45
第二十一章 塑料应用	45
§21-1 环氧树脂粘结剂	46
§21-2 无机粘结剂	51
§21-3 金属补漏剂	52
第二十二章 电镀工艺	53
§22-1 概述	53
§22-2 镀铬	56
§22-3 镀铁	63
§22-4 涂镀	66
第二十三章 金属粉末喷涂和喷焊	69
§23-1 等离子喷涂和喷焊	69
§23-2 氧-乙炔焰金属粉末喷涂和喷焊	75

第四篇 船机拆验和主要件修理

第二十四章 船机拆验	78
§24-1 船用柴油机拆验	78
§24-2 修理方案的分析	81
第二十五章 气缸盖修理	83
§25-1 气缸盖裂纹及其修理	83
§25-2 阀座的损伤及其修理	87
第二十六章 气缸套修理	88
§26-1 气缸套的磨损	88
§26-2 气缸套的穴蚀	93
§26-3 气缸套的裂纹	95
§26-4 气缸套的修理	96
第二十七章 曲轴修理	98
§27-1 轴颈的磨损、擦伤、划痕和腐蚀	98
§27-2 曲轴的弯曲和扭曲	103
§27-3 曲轴的裂纹和折断	105
§27-4 组合式曲轴套合处滑移	107
第二十八章 增压器修理	109
§28-1 增压器的拆卸和清洗	109
§28-2 增压器的缺陷及其修理	110
§28-3 转子的动平衡	114
第二十九章 轴系零件及螺旋桨修理	115
§29-1 螺旋桨轴的缺陷及其修理	115
§29-2 尾管轴承的缺陷及其修理	121
§29-3 螺旋桨的损伤及其修理	123

第五篇 船舶主机、轴系、舵系的安装和试车

第三十章 主机在船上的安装	128
§30-1 概述	128
§30-2 主机定位技术要求	128
§30-3 安装主机底座的准备	129
§30-4 主机定位	131
§30-5 主机固定	135
第三十一章 轴系拆验及安装	137
§31-1 概述	137
§31-2 轴系和螺旋桨的拆验	138
§31-3 轴系理论中线的确定	146

§31-4 按轴系理论中线镗孔	155
§31-5 尾管、螺旋桨轴、尾管密封及螺旋桨的安装	160
§31-6 中间轴的安装	166
第三十二章 舵系安装	177
§32-1 舵的结构型式	177
§32-2 普通三支点舵的装配与安装	180
第三十三章 系泊试验与航行试验	182
§33-1 概述	182
§33-2 系泊试验	182
§33-3 航行试验	186
参考文献	188

第三篇 船机零件的损伤及其 基本修复方法

第十七章 摩擦、磨损

船舶机器在运转一定时间后,必须进行检修,因为部分机件遭受了磨损和其它各种形式的损伤后,使机器的工作能力部分或完全丧失。所以,研究机件的摩擦和磨损,提高其耐磨性,延长其使用寿命,是一件很重要的工作。

零件的摩擦和磨损是一个很复杂的问题,到目前为止,有关摩擦和磨损的理论虽很多,但尚无统一认识。机件在相互摩擦时,受着物理、化学和机械等各种因素的综合影响,加之研究方法和设备又不统一,故结论各异。

要减少零件的磨损,必须了解和研究零件的摩擦情况、磨损过程和磨损类型,才能有的放矢,采取合理的措施。

§17-1 摩擦的基本理论

一、摩擦的分类

摩擦可以按不同方式进行分类。

1.按摩擦副表面的润滑状态分

1)干摩擦。常指名义上无润滑的摩擦。无润滑的摩擦不等于干摩擦,只有既无润滑又无湿气的摩擦方能称为干摩擦。

2)边界摩擦。两接触表面间存在一层极薄的润滑膜,其摩擦和磨损并不取决于润滑剂的粘度,而是由两表面的特性和润滑剂的特性所决定。

3)流体摩擦。具有体积特性的流体层隔开的两固体相对运动时的摩擦,即由流体粘性引起的摩擦。

4)半干摩擦。指同时存在着边界摩擦和干摩擦时的摩擦。

5)半液体摩擦。指同时存在着边界摩擦和液体摩擦时的摩擦。

2.按摩擦副的运动形式分

1)滑动摩擦。当两接触表面相对运动时的摩擦。

2)滚动摩擦。物体在力矩作用下沿接触表面滚动时的摩擦。

3.按摩擦副的材质分

1)金属材料的摩擦。摩擦副由金属材料组成的摩擦。

2)非金属材料的摩擦。摩擦副由非金属材料组成的摩擦。

4.按摩擦副的工况条件分

1)一般工况下的摩擦。即常见工况(速度、压力、温度)下的摩擦。

2)特殊工况下的摩擦。指在高速、高温、高压、低温、真空等特殊环境下的摩擦。除此以外,还有静摩擦和动摩擦,内摩擦和外摩擦等之分。

二、古典的摩擦定律

古典的摩擦定律一般可综述如下。

1)摩擦力与法向载荷成正比。

$$F \propto W \quad F = fW$$

式中: F ——摩擦力;

f ——摩擦系数;

W ——法向载荷。

2)摩擦力与表观接触面积无关。

3)摩擦力与滑动速度无关。

4)静摩擦系数大于动摩擦系数。

实践证明,古典摩擦定律适合于一定情况下的实际工程,但存在一定的局限性和不准确性。

古典摩擦定律中,摩擦系数是一个常数。但许多实践证明,仅在一定的周围环境和条件下,对于一定的材质的摩擦来说,摩擦系数才是一个常数,不同材质的摩擦系数是不相同的。例如在正常的大气环境下,硬质钢的摩擦副表面,其摩擦系数等于0.6,但在真空下,其摩擦系数可达2.0。

因此,摩擦系数不是材料固有的特性,而是材料和条件的综合特性。广义地说,它是条件(或系统)的函数。

在古典摩擦理论中,摩擦力的大小与接触物体间的表观接触面积大小无关。对于金属材料来说,由于摩擦副表面粗糙度的存在,故只在很小的接触区内才有真正的接触,所以,可以说摩擦力的大小与名义接触面积无关。试验表明,实际接触面积与摩擦系数有关,随着实

摩擦系数与滑动速度的关系

表17-1

试样材料	铜			铁		A3			30CrMo	经热处理的 10Cr11Ni20Ti3 合金钢
滑动速度 v (m/s)	135	250	350	140	330	150	250	350	140	350
摩擦系数 f	0.056	0.040	0.035	0.063	0.027	0.052	0.024	0.023	0.055	0.024

注:摩擦副为含碳量0.7%,硬度HB250,宽5cm的钢环,正压力为8MPa。

际接触面积的增加,摩擦系数与摩擦力均增加。例如对于光滑的表面,摩擦力将随着表面粗糙度数值的减小,实际接触面积的增大而增加,所以摩擦力将与实际接触面积成正比。

对于许多材料来说,摩擦系数与滑动速度有关,如表17-1所示。各种材料不但随着速度的增加其摩擦系数降低,而且在不同的载荷下,滑动速度和摩擦系数的关系也不相同,见图17-1所示。

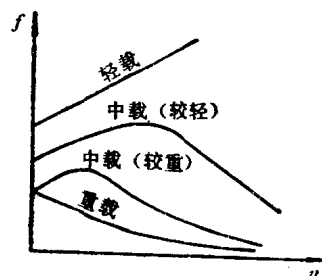


图17-1 不同载荷下滑动速度与摩擦的关系

三、摩擦理论

1. 机械理论

18世纪以前,研究摩擦的学者,认为摩擦是由于两固体接触表面凹凸不平并互相啮合,因而在滑动时产生阻力,故称为机械理论。

实践表明,机械理论只适用于粗糙表面,即降低表面粗糙度数值,可以减小摩擦系数。但当表面光滑达到使表面分子吸引力发生有效作用时(如超精加工后的表面),摩擦系数反而加大,这个理论就不适用了。

2. 粘着理论

1)简单的粘着理论。在载荷作用下,两表面实际接触的微凸体的顶部压力很大,足以产生塑性变形,使接触面积逐渐增大,直至能够承受全部载荷为止,如图17-2a)所示。对于理想的弹塑性材料,真实接触面积与载荷的关系,如图中b)所示,并可用下式表示:

$$W = A_r \cdot p_0$$

式中: W —— 载荷;

A_r —— 真实接触面积;

p_0 —— 金属的屈服压力。

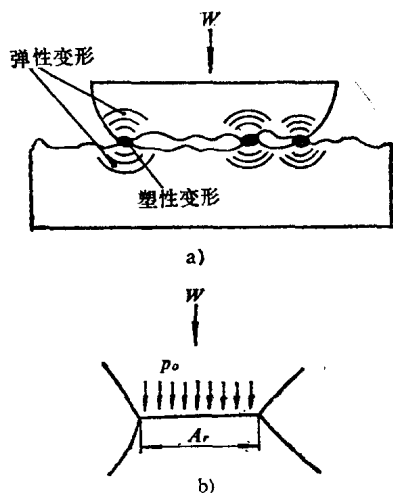


图17-2 表面接触情况

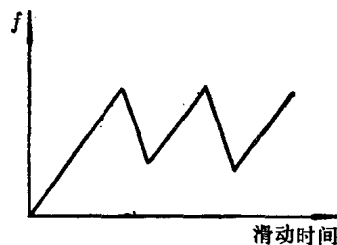


图17-3 摩擦过程图解

在这种情况下,假设两金属表面是纯净而无表面膜时,金属表面将出现牢固的粘着。当两表面相对滑动时,在切向力的作用下,粘着点被剪断,表面开始滑动。摩擦的过程,就是粘着与滑动交替的过程,如图17-3所示。摩擦力是剪断金属粘接点所需的剪切力和硬表面的粗糙凸峰嵌入较软金属表面产生犁沟的力,如下式所示:

$$F = A_r \cdot \tau'_b + p_0$$

式中: p_0 —— 形成犁沟的力;

τ'_b —— 粘接点的剪切强度。

对大多数无润滑情况的金属来说, p_0 只占摩擦力的很小一部分,故可略去不计,所以:

$$F = A_r \cdot \tau'_b$$

$$f = \frac{F}{W} = \frac{\tau'_b}{p_0}$$

以上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

$$f = \frac{\tau_b(\text{较软金属})}{p_o(\text{较软金属})}$$

对于大多数金属， τ_b/p_o 的比值差不多，这说明为什么大多数金属的摩擦系数相差不大，而机械性能（如硬度）却差别较大的原因。

为了获得较低的摩擦系数，可以在较硬的金属表面上镀覆薄层软金属。此时，载荷由底层承担，剪切发生在软金属内，公式变为：

$$f = \frac{\tau_b(\text{软金属})}{p_o(\text{硬金属})}$$

但是，按简单粘着理论计算所得的摩擦系数，对于大多数金属材料来说， $f \approx 0.2$ 。这个结果与实验得出的数值不相符。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则更高。因此简单的粘着理论必须进行修正。

2) 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，由于存在切向力，它和法向载荷共同作用，使真实接触面积增大。也就是说，切向力的切应力和法向载荷的正应力叠加的合成应力，引起了接点的生长，导致真实接触面积增大，如图 17-4 所示。假定

$$p^2 + \alpha \tau^2 = k^2$$

式中： α, k ——待定系数。

$$\left(\frac{W}{A_r}\right)^2 + \alpha \left(\frac{F}{A_r}\right)^2 = k^2$$

式中： A_r ——在法向力和切向力联合作用的实际接触面积。

假设 $\tau = 0$ （即在静止状态时），则粘着点上的压力必为 p_o ，因此，

$$p_o^2 = k^2$$

即

$$p^2 + \alpha \tau^2 = p_o^2$$

由前述公式，可以得出：

$$\left(\frac{W}{A_r}\right)^2 + \alpha \left(\frac{F}{A_r}\right)^2 = p_o^2$$

或

$$A_r^2 = \left(\frac{W}{p_o}\right)^2 + \alpha \left(\frac{F}{A_r}\right)^2$$

式中： $\left(\frac{W}{p_o}\right)^2$ ——简单粘着理论中，由法向载荷影响的真实接触面积；

$\alpha(F/p_o)^2$ ——由剪应力引起的增加面积。

由此可知，纯净表面摩擦时，真实接触面积可能增加很多，因而摩擦系数较大。

在空气中，金属被氧化膜或其它污染膜所覆盖，此时的摩擦现象，需用有自然污染膜存在时金属表面的粘着理论来解释。

3) 金属具有污染膜时的粘着理论。有自然污染膜的表面，假设接触点处污染膜的临界剪

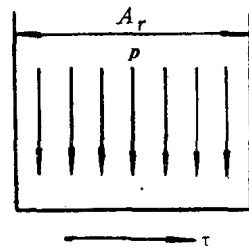


图 17-4 压应力与切应力同时作用下的真实接触面积

切强度为 τ_f ，设 $\tau_f = C\tau_b$ ，式中 C 是小于 1 的常数。当 $F/A_r < \tau_f$ 时，则接触面积增大；当 $F/A_r = \tau_f$ 时，真实接触面积停止增大，污染膜被剪断，摩擦副开始滑动。以 τ_f 代入 τ 的公式，则摩擦副滑动开始滑动的条件为：

$$p^2 + \alpha\tau_f^2 = p_0^2$$

若剪切力不断增加，粘结点不断增多，直到 F/A_r 比 W/A_r 大很多，以致 W/A_r 项可以忽略不计时，有下列关系：

$$\alpha\tau_b^2 \approx p_0^2$$

或

$$\alpha \approx \frac{p_0^2}{\tau_b^2}$$

此时

$$p_0^2 \approx \alpha\tau_b^2 = \frac{\alpha}{C^2}\tau_f^2$$

于是

$$p^2 = \alpha\left(\frac{1}{C^2} - 1\right)\tau_f^2 = \alpha\left(\frac{1-C^2}{C^2}\right)\tau_f^2$$

$$\frac{\tau_f}{p} = \frac{C}{[\alpha(1-C^2)]^{1/2}}$$

摩擦系数

$$f = \frac{F}{W} = \frac{\tau_f A_r}{p A_r} = \frac{C}{[\alpha(1-C^2)]^{1/2}}$$

由上式可知，当 $C = 1$ 时， $f = \infty$ ，表明金属与金属直接接触，摩擦系数很大，相当于无污染膜时的纯净表面情况。当 C 从 1 减小时， f 值很快下降，表明表面有污染膜时摩擦系数下降的原因。当 C 值很小时，摩擦系数可写成：

$$f = \frac{\tau_f}{p_0} = \frac{\text{界面污染膜的剪切强度}}{\text{基体金属微凸体的屈服压力}}$$

这和简单粘着理论所得的结果基本上是一致的。这是因为有污染膜的剪切强度极限比金属低。此外，摩擦表面间材料的抗剪强度小，实际接触面积不会发生显著增长，因而真实接触面积仅和法向载荷与屈服压力 p_0 有关。

在某些情况下，由于表面污染膜的破坏，金属与金属将发生直接接触。这时界面的有效剪切强度将介于较软金属表面的剪切强度与污染膜的剪切强度极限之间。故摩擦系数决定于金属对金属和金属对污染膜摩擦时的实际接触面积所占比例。

上述理论虽以简单模型为依据并作了若干假设，但却比较符合实际状况，适合于金属对金属的摩擦，它的主要论点是：

- (1) 实际接触面积主要取决于塑性变形。
- (2) 两个接触表面是被一个剪切强度低的膜所隔开。
- (3) 摩擦力是剪断分隔膜所需的力。

在应用该理论时，应看到它有一定的局限性，如是否所有的实际接触面积上都产生粘着，污染膜之间能否产生粘着等等，还需进一步研究。

3. 分子-机械理论

分子机械理论认为，摩擦是一个混合过程，它既要克服分子的相互作用力，又要克服机械变形的阻力。发生在接触处的总阻力就是所测得的摩擦力。图17-5表示摩擦过程中接触表面的相互作用。

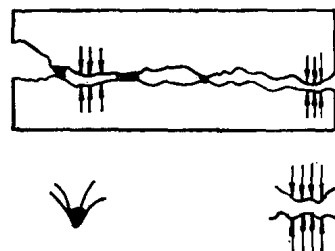


图17-5 分子相互作用和机械变形阻力

在干摩擦时，由于摩擦表面存在着微观不平的微凸体和凹坑，即使是经过精密抛光的表面，其表面粗糙度的高度亦不小于 10nm。因此，两个表面接触时，接触仅发生在微凸体顶部，其实际接触面积仅是很小的一部分，并且随着表面压力的增加而增大。在载荷作用下，表面膜容易破坏，使金属发生直接接触。由于接触的不连续性，在很大的单位压力作用下，将同时出现表面微凸体的相互压入和啮合，以及相互接触表面存在分子吸引力。当两表面相对滑动时，则受到接触点上因机械啮合和分子吸引力所产生的总和切向阻力（摩擦力）的作用，即：

$$F = F_{\text{分}} + F_{\text{机}}$$

式中： F ——总摩擦阻力；

$F_{\text{分}}$ ——摩擦力的分子作用组成部分；

$F_{\text{机}}$ ——摩擦力的机械作用组成部分。

由上述可知，摩擦力是接触面积上的分子力和机械作用所产生的阻力之和：

$$F = F_{\text{分}} + F_{\text{机}} = \tau_{\text{分}} A_{\text{分}} + \tau_{\text{机}} A_{\text{机}}$$

$$F = \alpha A_r + \beta W$$

$$f = \frac{\alpha A_r}{W} + \beta$$

式中： α ——与表面分子特性有关的参数；

β ——与表面机械特性有关的参数。

上述表示摩擦力的二项式公式，它既考虑了机械作用，又注意了分子作用。

摩擦力通过实际接触面积表示很不方便，因此可通过其它参数来表示实际接触面积。根据实验研究，实际接触面积的大小与载荷、材料的机械性质、表面粗糙度、物体 的大小有关。对于塑性材料，其实际接触面积为：

$$A_r = \frac{W}{p_0}$$

对于弹性材料， A_r 的大小不仅与材料机械性质有关，而且与物体几何形状有关。例如球面与平面相接触时，按高斯公式：

$$A_r = C_1 r^{2/3} \cdot W^{2/3}$$

对于两个平面接触，可得出下列近似公式：

$$A_r = \left(\frac{A_{\text{计}} r W^2}{C_s E^2 R_s} \right)^{1/3}$$

式中： C_1, C_s ——常数；

r ——粗糙度半径；

$A_{\text{计}}$ ——计算接触面积，一般为名义接触面积 A_n ；

E ——材料的弹性模量；

R_s ——轮廓算术平均偏差。

代入实际接触面积公式，可得：

1) 塑性接触时：

$$F = \alpha A_r + \beta W = \alpha \frac{W}{p_0} + \beta W$$

$$= \left(\frac{\alpha}{p_0} + \beta \right) W = f W$$

即:

$$f = \frac{F}{W}$$

2) 弹性接触时:

$$\begin{aligned} F &= \beta W + \alpha A_r \\ &= \beta W + \alpha \left(\frac{A_{\text{计}} \cdot r \cdot W^2}{C_s E^2 R_a} \right)^{1/3} \\ f = \frac{F}{W} &= \beta + \alpha \left(\frac{A_{\text{计}} \cdot r}{C_s E^2 R_a W} \right)^{1/3} \end{aligned}$$

在弹性接触时, 摩擦系数随表面计算面积的增加而增大, 而随正压力、弹性模量、粗糙度的增加而减小。

分子-机械理论考虑了摩擦表面微凸体的相互机械啮合和分子的作用力, 比较符合实验结果。在干摩擦和边界摩擦时, 对于金属、聚合物、碳氢化合物等大多数材料都可用二项式定律分析。

四、影响摩擦系数的因素

摩擦系数不仅是随着材料的不同而异, 而且还受压力、表面粗糙度、温度、表面特性等因素的影响。同一对摩擦副在不同因素的影响下, 可能具有很大差异的摩擦系数。所以, 摩擦系数不是材料固有的特性。

下面对动摩擦系数的影响因素进行分析。

1. 压力的影响

在干摩擦条件下, 摩擦副为45钢-铸铁与45钢-青铜, 转速相同, 在不同压力下的试验结果如图17-6、17-7所示。它们表明摩擦系数随压力的增加而减小。在边界润滑条件下, 摩擦副为45钢-合金钢, 滑动速度为6 m/s, 在不同压力下的试验结果如图17-8、17-9所示。它们表明摩擦系数有时随压力的增大而上升或者具有最大值。所以, 条件不同时, 压力对摩擦系数的影响或增或减或通过最大值是不固定的。

2. 滑动速度的影响

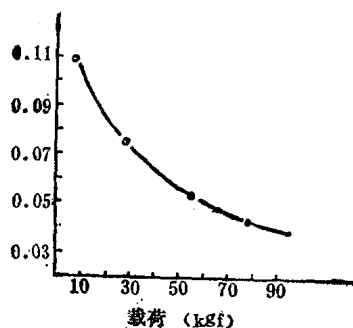


图17-6 摩擦系数与压力的关系
(干摩擦, 45钢-铸铁, $v=6\text{m/s}$)
1kgf = 9.81N

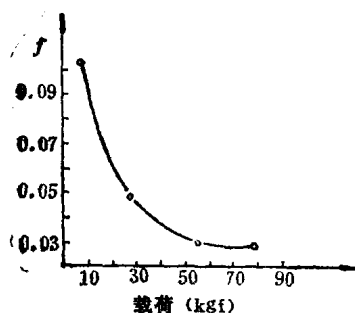


图17-7 摩擦系数与压力的关系
(干摩擦, 45钢-青铜, $v=6\text{m/s}$)
1kgf = 9.81N

滑动速度对摩擦系数有相当大的影响, 各国学者所作的试验研究, 目前尚无统一的结果和观点。

波利 (Poiree) 和戴雄杰等人认为摩擦系数随滑动速度的增加而减少, 如图17-10、17-11

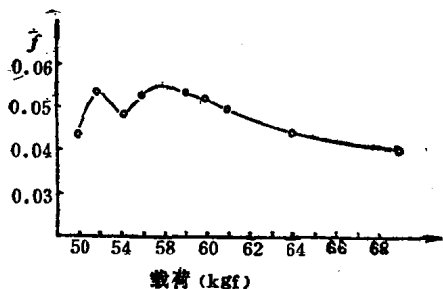


图17-8 摩擦系数与压力的关系
(边界润滑, 45钢-合金钢, $v = 6\text{m/s}$)
 $1\text{kgf} = 9.81\text{N}$

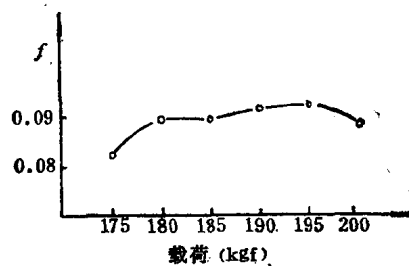


图17-9 摩擦系数与压力的关系
(边界润滑, 45钢-合金钢, $v = 6\text{m/s}$)
 $1\text{kgf} = 9.81\text{N}$

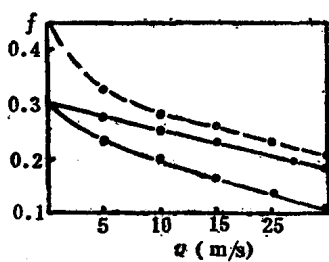


图17-10 摩擦系数与滑动速度的关系

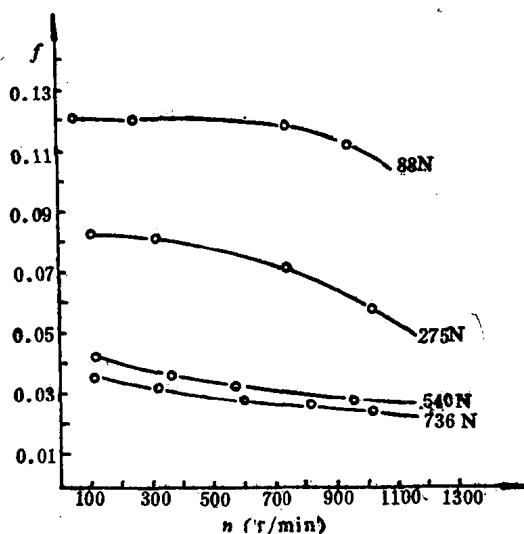


图17-11 摩擦系数与滑动速度的关系
(45钢-蠕墨铸铁, 干摩擦, $v = 6\text{m/s}$)

所示。

多勃洛夫斯基 (Добровский) 等人认为摩擦系数随滑动速度的增加而增大, 如图17-12所示。

克拉盖尔斯基 (Крагелбский) 等人认为摩擦系数随着滑动速度的增加将经过一个最大值, 而且载荷越大, 摩擦系数相对减小, 如图17-13所示。

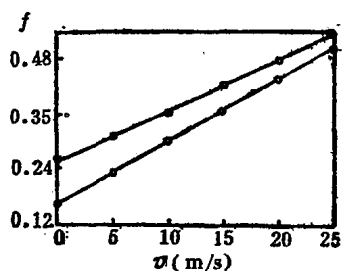


图17-12 摩擦系数与滑动速度的关系

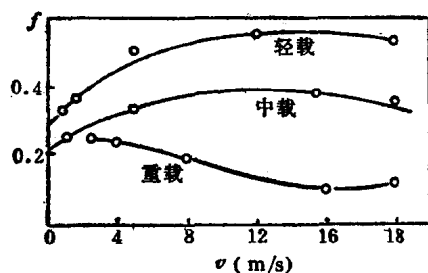


图17-13 摩擦系数与滑动速度的关系

由此可见，摩擦系数随滑动速度的改变而变化，它可能增大，也可以减小，或通过一个最大值后再减小。因此，要想总结出其规律是困难的。

3. 温度的影响

两个运动物体在不连续的接触点上放出热，是由于机械能转变为热能的结果。在很短的时间内，表面局部接触地区的摩擦温度可以达到很高程度，甚至使薄层金属发生熔化并且由表层很快地向内层扩散，如图 17-14

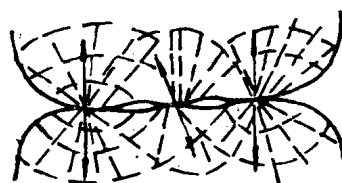


图17-14 接触点温度分布模拟图

所示。温度场的分布情况与接触物体的表面几何形状、摩擦副材料的热容量、导热性、结构尺寸、工况和散热条件等有关。摩擦产生的高温，对表面性质、摩擦系数和磨损等均有十分重要的关系，它可以导致：

1) 摩擦表面与润滑介质相互作用，使摩擦状态发生质的变化，如从液体摩擦转化为边界摩擦甚至干摩擦，或者相反。

2) 摩擦表面与周围介质相互作用，发生表面原子或分子间的扩散、吸附与吸收；使表面层的材料组织发生变化与相变，从而引起材料表层性能的改变，如机械-物理性能的变化（塑性接触的形成）、摩擦性能（摩擦系数、转移、粘附和磨损）和摩擦表面损伤形式的变化等。

摩擦温度对摩擦系数的影响见图 17-15、17-16 所示。由试验可知，大多数金属的摩擦系数随温度的升高而下降，但金—金摩擦副的系数随温度的升高而升高。

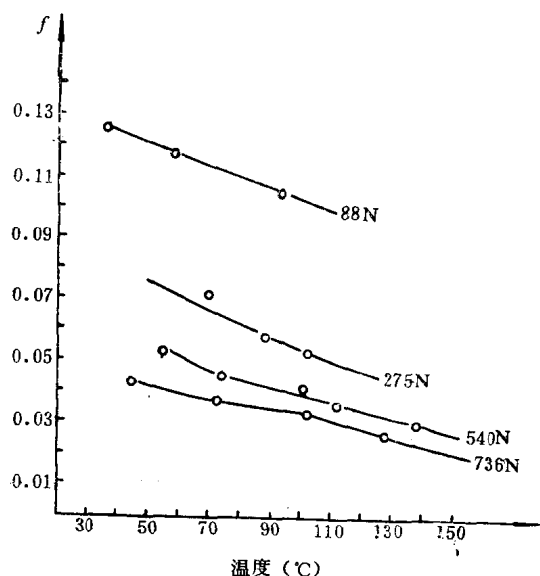


图17-15 摩擦温度与摩擦系数的关系
(45钢-青铜, 干摩擦)

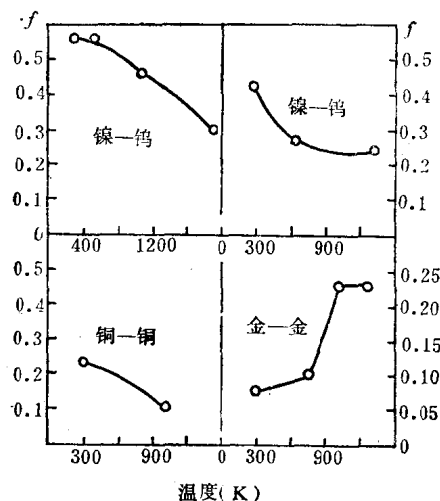


图17-16 摩擦温度与摩擦系数的关系

4. 材质的影响

金属摩擦副的摩擦系数，随配对材料性质的不同而异。一般说来，容易产生粘着的材料摩擦系数大，反之则小。相同的金属或晶格类型、晶格间距、电化性能等相近的金属互溶性较大，容易粘着。多相金属比单相金属粘着倾向小；脆性材料比塑性材料抗粘着性能好。图 17-17 表示不同配对材料与摩擦系数的关系。

工程塑料被广泛用作摩擦零件。塑料是粘着弹性材料，它的摩擦系数随滑动速度和表面

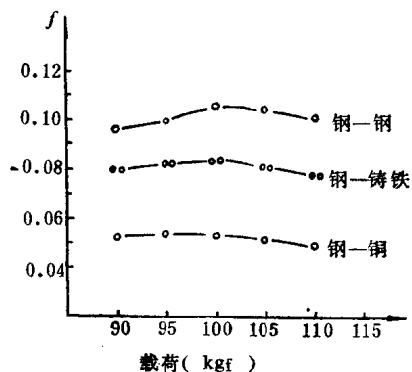


图17-17 不同配对材料与摩擦系数的关系
(边界摩擦, $v = 6 \text{ m/s}$)
 $1 \text{ kgf} = 9.81 \text{ N}$

带膜表面的摩擦系数 表17-2

摩擦副	膜	摩擦系数	
		纯净表面	带膜表面
钢—钢	氧化膜	0.78	0.27
钢—钢	硫化膜	0.78	0.39
黄铜—黄铜	硫化膜	0.88	0.57
铜—铜	氧化膜	1.21	0.76
钢—钢	油酸	0.78	0.11
钢—钢	润滑油	0.78	0.32
钢—钢	硫化膜 + 润滑油	0.78	0.19
钢—钢	氧化膜 + 润滑油	0.78	0.16

粗糙度等参数的变化而大大改变。大多数工程塑料对金属和对塑料的摩擦系数一般在 $0.2 \sim 0.4$ 范围内, 但聚四氟乙烯则例外, 它可以达到 0.05 。

5. 表面膜的影响

绝大多数金属置于大气中, 都立刻会被氧化, 表面覆盖着氧化膜、吸附气体膜和其它形式的污染膜。这些表面膜对摩擦特性和摩擦系数都会有影响。表17-2为纯净表面和带膜表面金属摩擦副的摩擦系数值。

具有氧化膜的摩擦副, 由于氧化膜的塑性和机械强度比金属材料低, 在摩擦过程中, 膜首先遭到破坏, 金属表面不易发生粘着, 故使摩擦系数降低, 磨损也相应减少。

除氧以外, 水蒸气、二氧化碳、硫等也都可降低清洁表面的摩擦系数。这主要它们可在金属表面形成化学吸附膜或化学反应膜, 或者形成物理吸附膜, 因而有利于降低表面的摩擦系数。

值得注意的是膜的厚度对摩擦系数有很大影响。图17-18是鲍登 (Bowden) 关于工具钢上涂的钢膜厚度与摩擦系数的关系。由图可知, 当膜厚为 10^{-4} cm 时, 摩擦系数为最低极限值; 当膜厚大于或小于最低极限值时, 摩擦系数均相应增加。

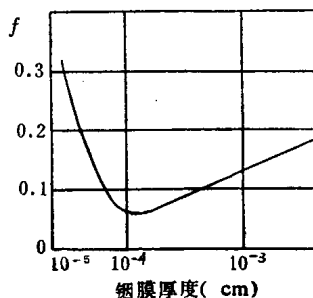


图17-18 摩擦系数与钢膜厚度的关系

此外, 载荷的大小也影响膜的变化, 因而也使摩擦系数改变。对于很软或很硬的材料 (锡、铅、铬), 载荷对膜和摩擦系数的影响不大; 但对于铜这类材料, 载荷的影响较大, 故摩擦系数变化也大。因而对膜的影响要和摩擦副材料结合起来进行分析研究。

6. 表面粗糙度的影响

试验研究表明, 在塑性接触情况下, 由于表面粗糙度对实际接触面积的影响不大, 故对摩擦系数影响也不大。但对于弹性或弹塑性接触的干摩擦情况, 表面粗糙度数值愈小, 实际接触面积愈大, 又由于表面分子吸引力有效地发生作用, 故摩擦系数增大。

对于边界摩擦, 表面粗糙度数值愈小, 润滑剂覆盖的面积则愈大, 摩擦系数相对地变小。

滑动摩擦系数随表面粗糙度数值的减小而通过一最小值。表面比较粗糙, 则机械变形起作用, 使得摩擦系数增大; 反之, 表面较光滑, 则分子吸引起作用, 也使摩擦系数变大。所以, 存在一个摩擦系数值最小的表面粗糙度。