

摩 擦 系 数

И. В. 克拉盖里斯基

И. Э. 維諾格拉陀娃

科学出版社

摩 擦 系 数

克拉盖里斯基 著
維諾格拉陀娃
熊 大 遠 譯

3k 865/15

科



社

И. В. КРАТЕЙСКИЙ и П. Э. ВИНОГРАДОВА
КОЭФФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ

Москва 1955

內 容 提 要

本書包含固体的外摩擦系数的实验数据,主要是在於摩擦条件下及某些边界摩擦情况下得出来的。書中對於各种材料摩擦时所發生的現象也进行了理論分析。

第一章闡明影响外摩擦系数的各种因素。第二、三兩章比較詳細地敘述了各种金屬加工(金屬切削及压力加工)时以及摩擦組件(制動器及离合器等)中的摩擦系数。第四章介紹車輪沿支承表面的滚动摩擦系数。第五章是几种特定机器零件的摩擦系数。最后一章介紹几种非金屬抗摩擦材料的摩擦系数。

所有这些摩擦系数的实验数据都整理成为适当的表格,供具体摩擦偶件在其工作条件下採用。

摩 擦 系 数

克拉盖里斯基 著
維諾格拉陀娃
熊 大 達 譯

*

科学出版社出版(北京朝陽門大街117号)

北京市書刊出版業營業許可證出字第061号

北京新华印刷厂印刷 新华书店总經售

*

1957年9月第一版

1957年9月第一次印刷

(重)0001—1,580

書号:0879 印张:7 1/8

开本:850×1168 1/32

字数:176,000

定价:(10) 1.39 元

目 次

前 言	1
第一章 影响摩擦系数的因素	4
1 摩擦系数及一些基本定义	4
2 接触面积、粗糙度及载荷	6
3 施加载荷的速度	20
4 物体静止接触的持续时间	25
5 滑动速度与温度	27
6 组成摩擦表面的单元状口的影响	37
7 摩擦时的跳跃	40
8 摩擦表面上的膜	43
9 摩擦表面相互作用及微凸的特性	47
10 摩擦偶件的选择	53
11 确定摩擦系数的方法	57
第二章 金属加工时摩擦系数的实验数据	60
1 金属切削时的摩擦	60
a) 切削刃前角一段距离上的摩擦力	60
c) 确定摩擦系数的方法	62
r) 切削加工时的摩擦系数	63
r) 结论	78
2 金属压力加工时的摩擦	80
a) 加工过程的情况及摩擦力	80
c) 确定金属压力加工时摩擦系数的方法	88
e) 压力加工时的摩擦系数	100
r) 它的结论	111
第三章 摩擦组合件中的摩擦系数的实验数据	132
1 制动器及离合器中的摩擦	132

a) 制动器及离合器中的摩擦系数	192
b) 确定摩擦系数的方法	197
c) 制动装置中的摩擦系数	110
2 自动锁合器中的摩擦系数	164
3 自动联接器的摩擦设备中的摩擦	165
第四章 车轴与支承表面的滚动摩擦系数的实验数据	168
1 符号及术语	168
2 过程特性	169
3 确定车轴与轨道的啮合系数的方法	174
4 车轴与支承表面的啮合系数	175
5 结论	180
第五章 几种特定机器零件的摩擦系数的实验数据	191
1 蒸汽机滑阀中的摩擦系数	191
2 螺钉接合及销钉接合中的摩擦系数	193
3 接合零件中的摩擦系数	196
a) 圆柱配合	196
b) 圆锥配合	198
4 密封装置中的摩擦系数	196
5 量具沿工件的摩擦系数	198
6 滚支承及仪器中的摩擦系数	199
7 球窝支承中钢对钢的摩擦	202
8 纯金属的摩擦	203
第六章 非金属抗磨材料的摩擦系数	207
1 石墨的摩擦系数	207
2 木質塑膠層板(PTT)的摩擦系数	208
3 塑料的摩擦系数	211
参考文献	213
俄华人名对照表	214
俄华术语对照表	221

緒 言

在機器、機構的工藝計算中，確定兩互相接觸的表面之間在壓力載荷的作用下所發生的切向力，乃是極重要的事。

零件支座中的切向阻力引起摩擦損失並使機器的效率降低。近代技術思想的目标是要減小支座中的摩擦系数，因而提高機器的效率。

在許多場合里，例如在中軸的制動器、摩擦离合器、主動輪中，力求獲得最大的切向力，但是，在摩擦离合器及主動輪的耦合中，必須使這切向力不超過在壓力載荷作用下所形成的接合體的強度。近代技術思想的目标是要在制動器、摩擦离合器及主動輪中實現最大的切向力。

摩擦系数乃是評定处在壓力載荷作用下的兩個物體的耦合性質的數量。摩擦系数本身就是切向力(或阻力)對壓力表面正切向載荷的比率。

在學說科學發展的最初階段，曾經發表過所有相對滑動物體的摩擦系数不變的假設。根據達·芬奇(Lesandro da Vinci)在1508年提出的假設，摩擦系数一般等於0.25。阿芒德(Amon-ton)於1699年確定摩擦系数的值為0.3。彼得堡科列院院士比尤里芬格(Бергштрет)於1730年發表過類似的意見。但到十八世紀末叶，庫倫(Coulomb)確定了壓力對於摩擦系数的影响，並且實際上求出了幾種材料配合的摩擦系数的不同數值。這就成為推翻把摩擦系数看做不變數量的形而上學觀點的基礎。

俄國學者柯爾里尼切夫(С. П. Корелинчев)、彼得羅夫(П. П. Петров)在十九世紀中叶對於有关已知摩擦偶件的摩擦系数不變的假設作了最後的打倒。苏联學者們在理論上論証了壓力、粗

粗糙度、滑动速度、温度等對於摩擦系数的关系，他們的研究工作使得在摩擦科学的发展中出现了新的阶段。

因此，在有关一定材料偶件的摩擦系数的参考表格中，若没有指明得出这些系数时的各项条件（压力、速度、温度、运动特性等），则这些参考表格就失去意义。同一对材料偶件，在这些因素的影响下，可能具有极不相同的摩擦系数，例如，鋼与鋼摩擦时，摩擦系数从 0.1 变化到 1。

各种因素對於摩擦系数的影响是很难計算的，这是因为不得不利用一些比較复杂的关系来代替原始的阿芒蒂定律。另一方面，在确定了这些因素對於摩擦系数的影响程度之后，就可以借适当改变所述因素的办法，来控制摩擦过程。

對於摩擦系数发生影响的因素至少有下列九种：

- 1) 材料的本性及摩擦表面上是否有膜（油、氧化物、污垢）；
- 2) 静止接触的延續時間；
- 3) 施加載荷的速度；
- 4) 摩擦組合件的剛度及彈性；
- 5) 滑动速度；
- 6) 摩擦組合件的温度状态；
- 7) 压力；
- 8) 物体的接触特性，表面尺寸、重疊系数；
- 9) 表面質量及粗糙度。

現在我們还没有关于所有上述因素對於各种材料偶件的摩擦系数的影响方面的詳尽無遺的試驗数据。

我們不敘述流体动力学潤滑条件下的摩擦系数的数据，因为这类数据是根据軸承的几何形状及力学参数計算的办法来确定的。

讀者請注意到，本書实际上就像是由两部分組合而成。一部分是理論分析，闡明各种因素對於摩擦的影响；另一部分是摩擦系

做的實驗數據，整理成表格的形式，供具體選擇條件在其工作條件下應用。在需要查詢一定條件的摩擦系數的數值時，務必考慮到這個件工作時所處在的那些條件，而相應地利用本書中列舉的數據。

第一章 影响外摩擦系数的因素

1 摩擦系数及一些基本定义

当受压力载荷作用的两个互相接触的物体在接触面上相对移动时，它们之间所产生的阻力称为外摩擦。与切向力的方向相反的阻力称为摩擦力。这就是一切与物体的轮廓变化有关的力，但不是与宏观变化，而是与局限在表面层中的微观变化有关的力。

根据位移的大小及其与切向力的关系则分成：a) 动摩擦力，b) 非全静摩擦力及 n. 全静摩擦力。全静摩擦力通常简称为静摩擦力。

动摩擦力 动摩擦力相应于很大的、不可逆的相对位移，这相对位移的大小与外施力成正比。这时，在等速运动的条件下，外施力与摩擦力平衡。

非全静摩擦力 非全静摩擦力相应于很小的、局部可逆的相对位移，这相对位移的大小与外施力成正比。相应于非全静摩擦力的位移称为初“预”位移，通常不能看出初位移，因为它是用微表来测量的。在发生初位移的情况下，外施力与非全静摩擦力平衡，而物体处在静止状态之中。非全静摩擦力与切向力有关，并且随着后者的增大而从零变化到某一极大值，这时就称之为静摩擦力。

全静摩擦力 全静摩擦力相应于初位移的极大值，这时初位移转变成相对位移。

根据运动学的特征则分成三种摩擦。

滑动摩擦 在滑动摩擦时，一物体沿同一名义表面沿另一物体的表面不断地移动。

滚动摩擦 在滚动摩擦时，位于两物体接触面中的点，围绕旋

轉軸線上的中心,描兩同心圓。旋轉摩擦乃是變相的滑動摩擦。

滾動摩擦 在滾動摩擦時,一物體在力矩的作用下沿另一物體移動,力矩向量與接觸面重合,而且一個跟一個地排列着的單元名義表面依次地發生接觸。一種摩擦往往伴隨着他種摩擦同時發生,例如 滾動與滑溜同時發生。

根據以摩擦物體表面狀態以及是否有潤滑的特徵,別分成下列幾種摩擦。

a) **純淨摩擦** 在沒有吸附膜或化合物的表面上發生純淨摩擦。沒有吸附膜或化合物的表面特別是在發生足量塑性變形的時候能夠形成,這時脆性的表被破壞,露出純淨的表面。純淨摩擦伴隨着表面的咬緊、啮合結点的形成。

б) **干摩擦** 在表面之間沒有滑油及污垢時發生干摩擦。干摩擦往往又稱為不潤滑表面的摩擦(但是不推荐採用這個名稱)。

в) **邊界摩擦** 在邊界摩擦時,表面被一層滑油分開,這層滑油極薄(0.1 微米及更薄),以致使其具有與滑油的整體性質不同的特殊性質,且與摩擦表面的本性及狀態有關。邊界膜具有分層結構;滑油分子的活潑端固定在金屬上,好像是形成細毛。在足夠高的溫度(約 200°C)時,分子層的取向被破壞。這時,某些化學活潑的滑油便與金屬發生反應。

г) **液體摩擦** 在液體摩擦時,表面完全被液體層分開。

д) **半干摩擦** 這是一種混合的摩擦。同時有邊界摩擦及干摩擦。

е) **半液體摩擦** 這是一種混合的摩擦,同時有液體摩擦及邊界摩擦、或液體摩擦及干摩擦。

克服兩物體的接觸耦合、使之摆脱靜止狀態所耗費的最大切向力對於接觸物體所受壓力載荷的比率 f_0 , 稱為靜摩擦係數。

克服兩物體相對移動的阻力(超出初位移動的範圍以外)所耗費的切向力對於接觸物體所受壓力載荷的比率 f_s , 稱為滑動摩擦係

數。

滾動所耗費的以及施加於從動旋轉軸的力對於接觸物體所受壓力載荷的比率 k ，稱為滾動阻力系數。

庫倫方程式中的比例系數 k ，稱為滾動摩擦系數，庫倫方程式如下：

$$T = k \frac{P}{r},$$

式中 T —— 滾動摩擦力（對於圓柱形沿平面滾動的阻力）；

r —— 圓柱體的半徑；

P —— 接觸物體所受的壓力。

滾動摩擦系數 k 具有長度的因次。根據現代的觀念，這系數表示出受壓區的半徑。

在純滾動時，車輪與支承表面的接觸面中產生的力對於接觸物體所受压力的比率 μ ，稱為滚动輪的聯合系數。

2 接觸面積 粗糙度及載荷

由於固体表面的粗糙度及波紋度，使得兩個固体表面总是在个别的点上發生接觸。

物体表面的微觀凸部及凹部妨碍其緊密的接觸。甚至在極仔細拋光后的光學表面上，凸部的高度也常常是不小於 $100 \text{ \AA}$ 。因此，兩個互相配合的表面只是在其某些凸部發生接觸，而且這些凸部的總接觸面積只佔接觸輪廓所限定的總表面面積的極小部分。隨着壓力的增大，接觸面積加大。在有波紋度時，這些微觀凸部集中在波紋度的表面凸起上。

每個凸部的面積與表面材料的微觀幾何形狀及精細構造有關。凸部的直徑從幾分之一微米變化到 $30 \sim 50$ 微米（這時凸部的高度小於 60 微米）。

當載荷增大時，起初凸部的直徑加大，以後面積的增大主要是

依靠接触点数目的加多。

由于这个缘故,做出如下的区分。

a) 名义(几何)接触面积 S_n , 这是由接触物体的外部尺寸描绘出来的;

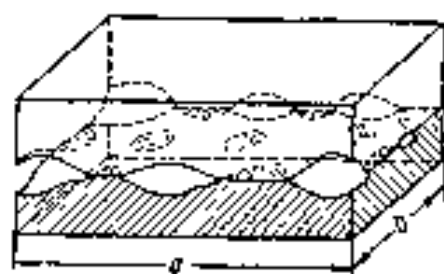
b) 轮廓接触面积 S_k , 这是由物体的半圆压痕所形成的面积。真实接触面积就是处在轮廓接触面积上; 轮廓接触面积与正压力有关;

в) 真实(物理)接触面积—— S_a , 这是物体接触的真实微小面积之和; 真实接触面积也是压力载荷的函数, 並且在名义面积尺寸的 $1/100\,000$ 至 $1/10$ 的寬闊範圍內变化, 依接触表面的机械性能及粗糙度而定。

真实接触点的分散性的特征是接触密度。接触密度就是单位轮廓面积 σ_k 或单位名义面积 σ_n 上的接触点的数目。

在第一种情况下, 接触密度与轮廓单位压力成正比。

圖1所示是具有珠状波紋度的粗糙表面的簡圖。



1.1 具有珠状波紋度的粗糙表面
 $a \times b$ 为名义面积。
 用虚线勾起来的是轮廓面积。
 阴影表示真实接触面积。

根据最简单的概念, 接触具有弹性的本性, 並且所有的接触点受到同样的应力, 这应力的大小就等于材料的硬度。这样的概念导致一种说法, 即认为接触面积上的变形具有不可逆的特性。

研究各种材料的接触条件表明, 这种概念是不准确的。

已經肯定, 接触点的总数目及每一个接触点的尺寸随着载荷的增大而增大。然而各个接触点的尺寸只是在不大的载荷范围内增大。当载荷继续增大时, 接触面积的增大主要是依靠接触点数目

的增多,而各个接触点的尺寸则几乎保持不变(圖 2),这时,各个接触点受到不同的应力。当载荷足够大时,这应力达到極限值,不由接触材料的硬度来确定。

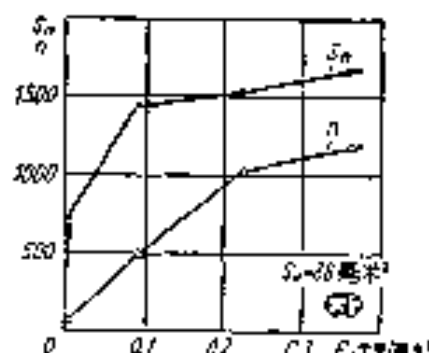


圖 2 接觸點的數目及每一接觸點的尺寸 (微米) 與平均單位應力的關係
(材料為鋼化鐵)

由接触材料的硬度来确定。

根据实验数据得知,光滑表面的接触点上的应力约为材料硬度的一半,而粗糙表面的接触点上的应力则为材料硬度的两三倍。这种现象可以解释如下:对于粗糙表面来说,需要耗费很大的力,使其局部变形,才能获得一定的接触面积;至于在光滑表面的场合里,当局部变形

比较不大的时候,就能获得很大的接触面积。

固体的接触具有弹性变形的特性。当除去载荷时,大部分(30~70%)的接触点依靠凸部本身的弹性而消失。由于表面粗糙度及波纹度的关系,各个凸部所受载荷不同:距离对偶表面较远的凸部所受载荷较小,反之,距离对偶表面较近的凸部所受载荷较大。

圖 3 表示总接触面积及平均真实单位压力随载荷增大而增大的情形。借

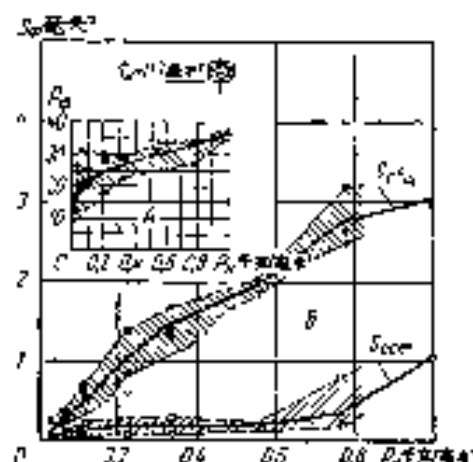


圖 3 总接触面积和平均单位压力随载荷增大的情形(材料为鋼化鐵)
 S_{Σ} —总接触面积; $S_{\Sigma 0.03}$ —当载荷至 0.03 (千克力/厘米²)时的总接触面积。

施加循环载荷的办法,得出了残余接触面积(塑性接触)。A—真实单位压力与名义单位压力的关系曲线, B—真实接触面积与名义单位压力的关系曲线。

图4表示橡皮与玻璃的真实接触面积,这照片是借破坏全内反射的方法而获得的,黑暗的部位相应是接触面积。

这些实验的重要结果是确定了一种情况,即接触点所受载荷是各不相同的,因而,当表面相对移动时,只有一部分接触点被破坏而其余接触点则发生弹性变形。对于承受载荷的中点来说,则是在多次作用之后被破坏。

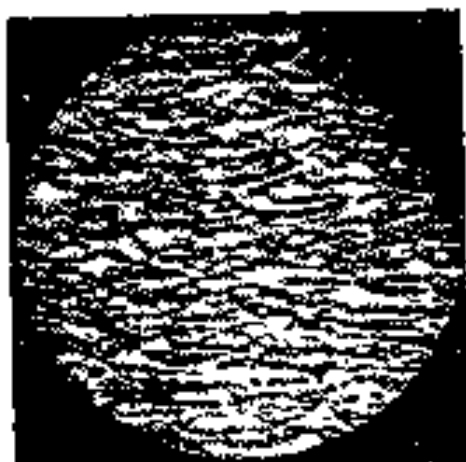


图4 橡皮(圆球)与玻璃在单位压力为10(千克/厘米²)下的真实接触面积
摄影结果取自(C. M. Bepm 22)的资料

当滑动速度所产生的温度使得表面软化时,则发现真实接触面积增大并且平均真实单位压力相应地减小。

在球形及圆柱形绝对光滑表面接触的情况下,接触接触面积与真实接触面积重合,并且按照赫兹公式来确定。

在球面与平面接触的情况下

$$S_k = r_1 r_2^{1/2} N^{2/3}, \quad (1)$$

式中

$$r_1 = 2E \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{1/2};$$

μ —泊松系数;

E —弹性模数。

在圆柱面与平面接触的情况下

$$\delta_0 = C_2 r^{1/2} Y^{1/2} L, \quad (2)$$

式中

$$C_2 = 1.6 \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^{1/2};$$

L ——圓柱體的長度(厘米);

r ——圓柱體的半徑。

在兩個球面或兩個圓柱面接觸的場合里，系數 C_1 及 C_2 的值相應地改變。

按應力理論也可確定具有任何曲率的物體的接觸面積。在這情況下，接觸橢圓的半軸長度由下列公式表示：

$$a = \alpha \sqrt[3]{\frac{P \delta}{K_1}}, \quad b = \beta \sqrt[3]{\frac{P \delta}{K_1}}, \quad (3)$$

式中

$$\delta = \frac{4}{\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}};$$

$$K_1 = \frac{8E_1E_2}{3E_2(1-\mu_2^2) + E_1(1-\mu_1^2)}.$$

系數 α 及 β 係引向接觸或表面的切線所形成的角而定^[12]。

可以從觀察粗糙表面的棒式模型的相互作用條件出發，來確定粗糙表面接觸條件下的真實接觸面積。

我們來確定粗糙表面與絕對光滑表面接觸時的真實接觸面積。

粗糙表面可以模擬成為具有不同高度的一組圓柱形棒的形式。

我們把這些棒按下降次序排好。這些棒的頂點的几何位置就是所謂的支承表面曲線。更精確地說，這曲線乃是被平行於橫坐標格的直線截斷的各個曲線的總寬度，若認為在第三個量度中

所有凸部具有相同的截面轮廓(圆柱形), 则 $b = S_p$, 这里 b ——被研究表面的宽度。但若凸部具有球形, 则单个接触面积相应地等于 πr^2 。若认为接触点具有相同的半径(对于给定粗糙度来说), 则 $S_p = \pi r^2 n$ 。

在这种情况下, 为了得出真实面积, 除总宽度之外, 必须拥有各别点的半径方面的数据,

$$S_p = \left(\frac{1}{r}\right) r^2 \pi = k \pi r,$$

在第一种情况下和在第二种情况下一样, 真实接触面积与互相接近程度成正比。

$$\text{令 } N_s = \varphi(x),$$

当 $x=0$, $\varphi(x)=N_s$; 当 $x=h$, $\varphi(x)=0$ 。这里 S_p ——轮廓投影面积的基础面积, 我们称之为计算接触面积, 但 x ——棒的高度, 相对于经过最短的棒的零位线面(图5)。

我们压缩相应部分的棒, 使绝对光滑平面与平面 OC 接近至距离为 a 。在压缩之前只有限定在 x 及 z , dx 之间的高度的棒的总值等于 $-\varphi'(x)dx$, 而棒的压缩为 $(x-a)$ 。因为 $\varphi'(x)$ 是距离的下降函数, 所以在 $\varphi'(x)$ 前面有一个负号。

令棒上的单位载荷 q 为绝对压缩 $(x-a)$ 的函数, 即

$$q = k(x-a),$$

式中 k ——凸部的压缩应力与绝对变形之间的比例系数, 我们称之为刚度系数。

压力的总值

$$N = - \int_x^h \varphi'(x) k(x-a) dx,$$



图5 粗糙表面的棒状模型

这样一来,我们可以得出压缩模型的压力,作为互相接近程度的函数。

显然,实际接触面积

$$S_{\phi} = - \int_a^h p'(x) dx,$$

而比率

$$\frac{S_{\phi}}{N} = \frac{\int_a^h \varphi'(x) dx}{k \int_a^h \varphi'(x) (x-a) dx} \quad (1)$$

對於按后面的公式(1)来计算摩擦系数是很重要的。

这个比率容易借图解法得出,即将支承表面曲线的横坐标除以限定在已知互相接近程度的相应横坐标与被其切线的支承表面上部曲线之间的面积。

在许多情况下,支承表面曲线可以表示成直线形式,

$$\varphi'(x) = \gamma,$$

式中 γ ——支承表面直线的倾角的正切,称为光滑度正切。

在这情况下,式子(4)显著地简化:

$$\frac{S_{\phi}}{N} = \frac{2}{(k-\alpha)k},$$

$$h-a = \frac{N}{\gamma},$$

由此

$$S_{\phi} = \sqrt{\frac{2N}{k}} \quad (5)$$

这就是说,当表面光滑度及载荷增大以及表面刚度减小时,实际接触面积就增大。

刚度系数 k 与接触点的半径有关,並且可以近似地用布辛 (Boussinesq) 公式表示出来,适用于平物体变形的特殊情况。但在这平物体上,载荷均匀分佈於半径为 r 的段落上。这时