

机械零件



机械工业出版社

U73
A11.1
VI.
C.3
機

~~4164~~

機 械 零 件

(計算與設計資料彙集)

上 卷

增訂第二版

阿切爾康主編



機械工業出版社

870
1.1.1
1.1
1.1

出版者的話

[機械零件](計算及設計資料彙集)是由蘇聯廿六位著名學者根據[蘇聯機器製造百科全書]第二卷增編而成的,故[蘇聯機器製造百科全書]第二卷的中譯本即以本書代替。

本書第一版於1951年出版,主編者為技術科學博士薩威林(М.А.Саверин)教授;第二版於1953年出版,由於薩威林教授的逝世,改由技術科學博士阿切爾康(Н.С.Ачеркан)教授主編。

原書是蘇聯機械零件方面的權威著作,對於機械零件範圍所涉及的問題都有述及,資料不但豐富而且都是最新的。書中列有機械零件計算及設計時所需的各種公式、數據並附有許多圖表,主要章節之後還附有示範的設計舉例。

本書分上、下兩卷出版,上卷會分成三個分冊出版,現在合訂為一。

本書192頁以前由許鎮宇、錢耀緒、李廷傑、張洪錫、樂吉三、夏天糾、夏守身譯,許鎮宇校;193~390頁由謝寶琰譯;391頁以後由許鎮宇、祝毓琬、張桂芳、鍾興銳、吳又蘭、楊學涵、周開勤、樂吉三、夏守身、尹長吉、侯穆楷譯,許鎮宇校。

本書的讀者對象為機械設計師,工程技術人員,並可作為高等工業學校的教學參考書。

DT4/08

本書譯者

許鎮宇、謝寶琰、錢耀緒、李廷傑、張洪錫、樂吉三、夏天糾、
夏守身、祝毓琬、張桂芳、鍾興銳、吳又蘭、
楊學涵、周開勤、尹長吉、侯穆楷

No. 1353

1556年9月第一版 1959年6月第一版第三次印刷

787×1092 1/8 字數1181千字 印張38 1/8 插頁2 9,801—17,900冊

機械工業出版社(北京阜成門外百萬莊)出版

外文印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業
許可証出字第008號

統一書號 15033·346

定價(11) 7.40元

本書作者

技術科學副博士別里雅耶夫(В. Н. Беляев)副教授, 技術科學副博士比傑爾曼(В. Л. Бидерман), 技術科學副博士伯羅維奇(Л. С. Борович)鳴新斯基(А. Г. Гашинский)工程師, 技術科學博士哥羅傑茲基(И. Е. Городецкий)教授, 技術科學博士伊凡諾夫(В. А. Иванов)教授, 技術科學副博士克羅米采夫(А. А. Коломийцев)副教授, 技術科學博士克拉格爾斯基(И. В. Крагельский)教授, 馬澤林(И. В. Мазырин)工程師, 技術科學副博士馬爾狄諾夫(А. Д. Мартынов), 技術科學博士尼古拉耶夫(Г. А. Николаев)教授, 技術科學博士彼德魯雪維契(А. И. Петрусевич), 波茲德尼雅可夫(С. Н. Поздняков)副教授, 技術科學博士波諾瑪列夫(С. Д. Пономарев)教授, 技術科學副博士波爾托加洛娃(А. А. Португалова), 技術科學副博士普勞寧(Б. А. Пронин), 技術科學博士列施多夫(Д. Н. Решетов), 技術科學博士列施多夫(Л. Н. Решетов)教授, 技術科學博士薩威林(М. А. Саверин)教授, 技術科學副博士薩威林(М. М. Саверин), 斯羅伯德金(М. С. Слободкин)工程師, 技術科學博士斯比倩(Н. А. Спицын)教授, 技術科學副博士斯托賓(Г. Б. Столбин)副教授, 烏姆諾夫(В. А. Умнов)工程師, 技術科學副博士切爾尼雅克(В. В. Черняк), 技術科學副博士謝德羅夫(В. С. Щедров)副教授。

序

第十九次黨代表大會關於蘇聯五年計劃發展的決議指出：「決定以高速度發展機器製造業作為蘇聯國民經濟各部門中強大的新技術的推進基礎。」

為了爭取減輕機器的重量、減小機器的外型尺寸、增加機器的使用可靠性、經濟性和耐久性，就需要採用能計入零件使用時具體條件的先進計算方法。

科學的、有根據的機械零件計算常常是一種比較繁重的工作，但這樣所設計的機器就可能不致有過大的強度及剛度的安全係數，也就是可以用最低的材料損耗來製成機器。

由於機械零件計算知識的提高，很多近似的經驗公式已被那些計入了能引起全部或重要影響因素的計算公式所代替。

「機械零件計算和設計資料彙集」第二版的發刊，是為爭取繼續發展蘇維埃機器製造的技術改進事業而服務。

當準備再版「機械零件計算和設計資料彙集」（根據「機器製造百科全書」第二卷）的時候，曾根據讀者所指出的錯誤以及在本書校閱過程中所提出的意見做了修訂。

出版社收到設計機關、工廠設計處、科學研究院和高等學校教研室所提出的批評意見和要求，在編輯時大部分都加以考慮過。由於需要在盡可能最短的時間內將書出版，因此在彙集中未能做到大力的修改，致使有些要求未能得到滿足。

發表在我們出版物中的「齒輪和蝸桿傳動」這篇文章引起了中央工藝及機器製造研究所（ЦНИИТМАШ）工作人員們的嚴厲批評〔參看波洛次基（М.С. Полоцкий）和克斯揚（Я. Г. Кистьян）在1952年蘇聯科學院技術科學研究所的第十一卷工程論文集集中所發表的文章和1952年蘇聯科學院通報第八、九兩期中技術科學研究所發表的文章以及於1953年在同一雜誌第二期中阿·依·彼得羅雪維契（А.И. Петрусевич）的答覆〕。不過關於創造一個嚴格的、有科學根據的同時可在設計工作中運用方便的齒輪傳動計算方法問題的爭論一時尚不能完結，而彼得羅雪維契的方法却得到許多機關以及在齒輪傳動學術上聞名的學者和專家們的支持。因此又把彼得羅雪維契制定的計算方法，經作者又作了一些修正刊入本書。為了簡化這一方法的使用起見，在齒輪和蝸桿傳動兩章中補充了一些表格、計算線圖和一些公式，這些在實際計算齒輪傳動時對縮短時間及減少錯誤將有很大幫助。

阿切爾康

基本符號表

<p>a_H——比衝擊韌性，用切口試樣（公斤·公尺/公分²、公斤·公分/公分²）</p> <p>d, D——直徑（公分、公厘）</p> <p>E——縱向彈性模數（公斤/公分²）</p> <p>F——橫斷面積（公分²）</p> <p>G——剪切模數（公斤/公分²）</p> <p>h, b——長方形斷面的零件的尺寸，相當於高與寬（公分、公厘）</p> <p>J, I——斷面的軸惰矩（公分⁴）</p> <p>I_P——斷面的極惰矩（公分⁴）</p> <p>i——斷面的惰性半徑（公分）</p> <p>$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}}$——法向應力變化時的有效應力集中係數</p> <p style="text-align: center;">數</p> <p>$k_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1K}}$——切向應力變化時的有效應力集中係數</p> <p style="text-align: center;">數</p> <p>l, L——長度、跨度（公分）</p> <p>M——彎矩（公斤·公分、噸·公尺）</p> <p>M_K——扭矩（公斤·公分、噸·公尺）</p> <p>N——轉數</p> <p>n——強度的安全係數，n_y——穩定性的安全係數</p> <p>P——集中的力、外載荷（公斤、噸）</p> <p>P_{KP}——臨界的力、臨界載荷（公斤、噸）</p> <p>r, ρ, R——力臂、半徑（公分、公厘）</p> <p>S——面積的靜矩（公分³）</p> <p>T——時間、期間、動能（公斤·公分、公斤·公尺）</p> <p>U——變形的勢能（公斤·公分、公斤·公尺）</p> <p>W——彎曲時斷面的阻力矩（公分³）</p> <p>W_P——極阻力矩（公分³）</p> <p>x, y, z——所考慮的點的坐標、坐標軸的符號</p> <p>$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_H}$——在彈性限以內的法向應力集中係數</p> <p>$\alpha_\tau = \frac{\tau_{max}}{\tau_H}$——在彈性限以內的切向應力集中係數</p> <p>θ——質量的惰矩（公斤·公分·秒²）</p> <p>μ——波松係數</p>	<p>σ——法向應力（公斤/公分²、公斤/公厘²）</p> <p>σ_H——名義法向應力</p> <p>σ_i——應力強度</p> <p>$[\sigma]$——許用法向應力</p> <p>$[\sigma]_p$——許用拉應力</p> <p>$[\sigma]_{cK}$——許用壓應力</p> <p>$[\sigma]_u$——許用彎曲應力</p> <p>σ_B——強度限（瞬時阻力）</p> <p>σ_{cP}——拉伸時的強度限</p> <p>σ_{BCK}——壓縮時的強度限</p> <p>σ_{BU}——彎曲時的強度限</p> <p>σ_T——屈服限（公斤/公厘²、公斤/公分²）</p> <p>$\sigma_{0.2}$——0.2%許可塑性變形時的屈服限</p> <p>σ_{-1}——對稱循環時的彎曲耐久限（公斤/公分²、公斤/公厘²）</p> <p>σ_{-1P}——對稱循環時的拉壓耐久限</p> <p>σ_0——脈動循環時的彎曲耐久限</p> <p>σ_{0c}——脈動循環時的壓縮耐久限</p> <p>σ_{-1K}——對稱循環而有集中應力時的彎曲耐久限</p> <p>σ_{max}, τ_{max}——循環的最大應力</p> <p>σ_{min}, τ_{min}——循環的最小應力</p> <p>$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$——循環的平均應力</p> <p>$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$——循環的應力振幅</p> <p>$\sigma_{nA}$——蠕變限</p> <p>$\sigma_{nu}$——比例限</p> <p>$\sigma_{\partial A}$——持久強度限</p> <p>$\sigma_y$——彈性限</p> <p>$\tau$——切向應力（公斤/公分²、公斤/公厘²）</p> <p>τ_H——名義切向應力</p> <p>$[\tau]$——許用切向應力</p> <p>$[\tau]_P$——許用剪應力</p> <p>$[\tau]_K$——許用扭應力</p> <p>τ_B——扭轉時的強度限</p> <p>τ_{BCP}——剪切時的強度限</p> <p>τ_T——剪切時的屈服限</p> <p>τ_{-1}——對稱循環時的扭剪耐久限</p>
---	--

τ_{-1k} ——對稱循環而有應力集中時的扭剪耐久限

$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$ ——循環的平均切向應力

$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$ ——循環的切向應力振幅

φ ——扭轉角度

ψ ——斷裂時的面積收縮率

$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ ——係數，表示在法向受力時循環的不對稱性對於強度的影響

$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$ ——係數，表示在切向受力時循環的不對稱性對於強度的影響

ω ——角速度、角頻率

目次

序	IX
基本符號表	1
摩擦	1
概論	1
摩擦種類	1
滑動摩擦	2
乾摩擦	2
境界摩擦	6
液體摩擦	6
液體摩擦的流體動力學理論基礎	9
圓柱體滑動軸承的原理	9
用機械方法減低物體在給定方向的滑動摩擦力	11
滾動摩擦(轉動阻力)	12
摩擦係數	12
閘和摩擦裝置中的摩擦	12
活塞、填料箱和滑閥的摩擦	15
金屬切削時的摩擦	15
金屬塑性變形時的摩擦	16
緊配合零件的摩擦	17
螺栓連接和鉚釘連接中的摩擦	18
摩擦自動聯接器中的摩擦	18
鐵路列車、汽車、拖拉機和滑軌拖車的車輪的滑動	
摩擦和滾動摩擦	18
純金屬的摩擦	20
石墨零件的摩擦	21
鐘錶軸承的摩擦	22
參考文獻	23
不可拆卸的連接	
鉚釘連接	25
概論	25
鉚釘的各種式樣	25
鉚釘連接的標準元件	25
強固鉚接縫的許用應力	28
強固鉚接縫的基本式樣及其強度計算	29
強密接縫的強度計算	32
鉚-鐸連接	34
鉚釘連接的強度計算舉例	34
參考文獻	35
鐸接	36
概論	36
許用應力	36
鐸接接頭的類型及強度計算	38
電弧鐸的對接	38
電弧鐸的搭接	38
T形接頭和角接頭	39
切口鐸接頭和塞鐸接頭	40
電弧鐸的蓋板接頭	40
氣鐸和氬弧鐸的接頭	41
接觸鐸接頭	41
在彎曲力及複雜抗力作用下接頭的強度計算	42
鐸接接頭的強度計算舉例	44
鐸接接頭的標準元件	45
參考文獻	51
緊配合連接	52
A型連接	52
配合零件的粘着效果及其評定	53
配合表面的不平度與連接的強度	55
連接的強度和配合零件的變形	56
配合表面的潤滑影響	59
緊配合的計算公式	60
結構上的說明	63
B型連接	64
參考文獻	65
可拆卸的連接	
概論	67
標準直徑	67
圓柱螺紋	67
螺紋要素的定義	67
圓柱螺紋的基本參數	68
圓錐螺紋	79
基本概念及定義	79
圓錐螺紋要素的定義	79
圓錐螺紋的類型	80
光滑圓錐的連接	81
螺紋的標準要素	83
螺紋連接	100
概論	100
螺栓連接的基本類型	100
螺栓連接的計算公式	100
靜載荷時的連接強度	100
變載荷及衝擊載荷時的連接強度	104
螺紋連接中的溫度應力	105
螺紋製品的結構形式及其對強度和連接耐久性的影響	107
螺栓組的計算	111
制止螺紋連接自動鬆動的方法(鎖緊裝置)	116
螺紋製品的材料及其製造方法。許用應力	120

螺紋連接的標準元件..... 124

參考文獻 158

鍵連接 波茲德尼雅可夫 159

 鍵的式樣..... 159

 鍵的計算..... 160

 鍵的材料和許用應力..... 162

 鍵連接的公差與配合..... 162

 鍵連接的標準元件..... 163

多槽連接 馬澤林 169

 連接的類型、幾何學和主要的參數..... 169

 強度的計算..... 171

 公差與配合..... 171

 多槽連接的標準元件..... 173

參考文獻 182

楔連接 波茲德尼雅可夫 183

 楔連接的結構..... 183

 楔連接中的力..... 184

 楔連接各部分的強度計算..... 184

 銷釘..... 185

 銷釘的標準元件..... 186

無鍵連接 伯羅維奇 188

 概論..... 188

 連接元件的幾何學..... 188

 製造軸和輪轂的主要工藝程序..... 190

 連接元件的強度計算..... 190

 方軸連接..... 192

參考文獻 192

傳 動

總論 列施多夫 193

齒輪傳動 彼德魯雪維契 199

 緒論..... 199

 基本概念..... 199

 齒輪傳動及減速器的功用..... 200

 齒輪傳動與其他傳動的比較..... 201

 各種齒輪傳動的比較..... 201

 直齒斜齒及人字齒的圓柱齒輪(平齒輪)..... 202

 代號..... 202

 術語及定義..... 204

 漸開線啮合的幾何學計算..... 210

 外啮合齒輪利用標準的 m_n 模數的滾刀或齒條
 型鉋刀切製時的啮合計算..... 219

 正齒輪、斜齒圓柱齒輪及人字齒輪的用途..... 221

 圓柱齒輪製造法..... 228

 齒的各種損壞或損傷..... 231

 齒輪強度及壽命的計算法..... 233

 圓柱齒輪的壽命計算(簡略計算法)..... 234

 齒的抗彎強度計算(簡略計算法)..... 245

 齒輪計算例..... 245

 齒工作面的耐勞(壽命)計算(完全計算法)..... 249

 剪切的容許接觸應力..... 253

 鋼齒輪的黏着計算..... 256

 按抗彎應力計算的齒之耐勞壽命(完全計算法)..... 261

 抗彎的容許應力..... 265

 求計算負荷(完全計算法)..... 267

 圓柱齒輪強度及壽命計算的方法步驟的說明
 (完全計算法)..... 275

 齒輪精度與計算及應用質量的關係..... 281

 圓柱齒輪傳動啮合中的摩擦生熱與冷卻..... 283

 圓柱齒輪的潤滑..... 286

 啮合的變位(修正)..... 289

 齒輪及減速器的基本參數..... 291

 圓柱齒輪傳動基本參數的選定..... 292

 內啮合齒輪傳動..... 294

 齒輪及減速器的構造..... 296

 齒輪的材料..... 305

 圓錐齒輪(傘齒輪)..... 310

 代號..... 310

 術語及定義..... 311

 啮合的幾何學計算..... 313

 直齒斜齒及曲線圓錐齒輪的用途..... 319

 圓錐齒輪的製造法..... 319

 圓錐齒輪的計算與設計..... 320

 准雙曲面傳動(螺旋圓錐齒輪傳動)..... 323

附錄一 關於計算負荷集中係數 K_2 的補充..... 噶新斯基 325

附錄二 求齒的弦線尺寸 噶新斯基 333

附錄三 齒輪啮合幾何學的計算 烏姆諾夫 340

 角度變位正齒輪的啮合幾何學計算..... 340

 外啮合..... 340

 內啮合..... 341

 角度變位斜齒圓柱齒輪的啮合幾何學計算..... 346

 直齒圓錐齒輪的啮合幾何學計算..... 354

 齒厚的計量..... 364

 應用切線量齒儀的計量工作..... 379

 例..... 380

 齒輪傳動的標準基素 380

 蝸輪及螺旋輪傳動 彼德魯雪維契 391

 概論..... 391

 代號..... 391

 術語及定義..... 391

 蝸桿及蝸輪的製造方法..... 393

 蝸輪傳動的計算..... 394

 啮合的幾何計算..... 394

 蝸輪齒工作表面的耐勞強度(耐久性)計算..... 395

 根據彎曲應力的輪齒的耐勞計算..... 397

 載荷係數..... 398

 蝸輪傳動啮合中的摩擦及發熱..... 399

蝸輪傳動的結構和蝸輪、蝸桿的材料.....	400	計算關係式.....	464
圓弧面的蝸輪傳動.....	406	鏈輪.....	464
螺旋齒輪傳動(圓柱形的).....	407	曳引鏈.....	465
螺旋齒輪傳動概論.....	407	鏈傳動的標準元件.....	465
螺旋齒輪傳動的強度及耐久性計算的特點.....	408	皮帶傳動.....	別里雅耶夫 486
蝸輪傳動的標準要素.....	408	概論.....	486
參考文獻.....	413	皮帶傳動的概念.....	486
行星傳動.....	列施多夫 415	皮帶傳動的主要規格.....	487
概論.....	415	皮帶的拉緊方法.....	487
傳動比的求法.....	415	皮帶傳動的一種型式.....	487
按移力法求效率.....	416	普通的(簡單的)傳動.....	488
簡單行星傳動.....	417	拉緊的與自動拉緊的傳動.....	489
大傳動比的複雜行星傳動.....	419	傳動帶(平皮帶).....	492
多級的行星變速箱.....	420	概論.....	492
強度與耐久性計算的特點.....	421	皮帶的尺寸.....	495
參考文獻.....	422	皮帶的機械性質.....	497
鏈傳動.....	423	皮帶的預加拉伸.....	497
概論.....	423	皮帶的接頭.....	498
傳動鏈.....	425	皮帶傳動的理論基礎.....	504
齒鏈.....	425	概論.....	504
套筒-滾子鏈及套筒鏈.....	431	皮帶傳動中的力.....	507
成形環鏈.....	438	皮帶的工作應力.....	508
參數的選擇及鏈傳動的計算.....	斯托賓 439	傳動帶的疲勞.....	510
傳動比.....	439	平皮帶傳動計算的原始數據.....	512
鏈輪的齒數.....	439	滑動曲線(和效率曲線).....	512
鏈輪的中心距離及鏈條的長度.....	440	傳動帶的薦用拉緊力及其檢查.....	513
鏈輪的轉數及速度.....	440	許用有效應力.....	515
節距.....	442	皮帶傳動中軸上的壓力.....	518
鏈條特性的計算及選擇.....	443	平皮帶傳動的計算(普通傳動).....	520
各鏈邊中的作用力.....	445	計算方法.....	520
軸上的載荷.....	446	計算例題.....	522
鏈傳動的位置.....	447	高速平皮帶傳動.....	524
動力載荷.....	448	概論.....	524
高速鏈傳動的設計.....	448	皮帶的種類.....	524
鏈傳動的潤滑及運轉.....	449	傳動的計算.....	525
潤滑對於傳動工作的影響.....	449	圓皮帶傳動.....	527
潤滑方法.....	449	概論.....	527
護罩的結構.....	450	傳動的計算.....	527
潤滑材料.....	451	具有張緊惰輪的傳動.....	528
鏈傳動的使用規則.....	451	概論.....	528
在工作過程中鏈節距的增大.....	451	傳動的幾何學.....	528
傳動鏈的鏈輪.....	452	傳動工作的特性.....	529
材料.....	452	傳動的計算.....	530
齒形.....	453	在張緊惰輪上和軸上的壓力.....	531
齒鏈的鏈輪.....	453	參考文獻.....	531
套筒-滾子鏈及套筒鏈的鏈輪.....	459	三角皮帶傳動.....	普勞寧 532
成形環鏈及套筒鏈的鏈輪.....	461	概論.....	532
鉸鏈起重鏈.....	461	三角皮帶.....	532
結構.....	461	基本參數的選擇.....	534
		傳動計算的前提.....	535

牽引能力.....	535	沒有中間機件的圓錐變速器.....	559
耐久性.....	536	利用中間機件的軸向移動來調節轉速的圓錐	
效率.....	537	變速器.....	560
原始的計算數據.....	537	具有可移動錐體的變速器.....	560
傳動的計算步驟.....	538	球式變速器.....	563
三角皮帶傳動的特殊形式.....	539	由滾子傾斜度的變化來調節的環柱體變速器.....	564
平面-三角皮帶傳動.....	539	摩擦傳動及變速器的計算.....	567
具有若干從動軸的傳動.....	539	運動學的計算.....	567
具有張緊惰輪的傳動.....	540	工作物體所需的相互壓力及皮帶各邊所需的	
垂直軸間的傳動.....	540	拉力.....	568
半交叉的傳動.....	540	滾動體及滾動軸承表層耐久性的驗算.....	568
計算例題.....	540	摩擦傳動的損失及效率.....	573
傳動皮帶輪..... 普勞寧	542	自動壓緊機構的計算.....	574
概論.....	542	具有楔形自動壓緊機構的變速器.....	575
鑄鐵皮帶輪.....	543	行星摩擦變速器.....	576
鑄製皮帶輪.....	545	簡單的行星變速器.....	576
拼製皮帶輪.....	546	封閉的行星摩擦變速器.....	577
木製皮帶輪.....	547	傳動比的準確性(應用於儀器的摩擦變速器).....	578
三角皮帶輪.....	547	參考文獻.....	578
張緊惰輪.....	549	曲柄連桿傳動..... 波茲德尼雅可夫	579
導輪.....	552	定義。曲柄連桿傳動中的力.....	579
參考文獻.....	552	曲柄連桿傳動的零件.....	581
摩擦傳動和摩擦變速器..... 列施多夫	553	活塞銷.....	581
概論.....	553	十字頭.....	582
基本特性及設計的一般要領.....	555	十字頭銷.....	583
材料.....	556	連桿.....	584
定傳動比的摩擦傳動.....	556	連桿螺栓.....	590
可離合的傳動.....	556	曲柄軸.....	592
永遠連接的傳動.....	557	組成的曲柄軸.....	594
無級摩擦變速器.....	558	曲柄.....	595
摩擦離合器.....	558	偏心輪.....	597
平面變速器.....	558	參考文獻.....	597

摩 擦

概 論

摩 擦 種 類

兩個相接觸的物體有相對移動時，在它們的接觸平面間所發生的抵抗，稱為摩擦。與作用力的方向相反的抵抗力，稱為摩擦力。

按照位移的大小及其與作用力的關係，摩擦力可區分為：a) 動摩擦力；b) 非全部靜止摩擦力；和 b) 全部靜止摩擦力，通常稱為靜摩擦力。

動摩擦力是相當於很大的而不可逆的相對移動時的摩擦力，相對移動的大小不決定於作用力；當等速運動時，作用力和運動的摩擦力互相平衡。

非全部靜止摩擦力是相當於很小部分可逆的相對移動時的摩擦力，相對移動的大小與作用力成正比例。與非全部靜止摩擦力所對應的位移，稱為預先位移。預先位移是用公忽來測量的，所以通常不可能用眼睛來觀察。在這種情形下，產生預先位移的作用力與非全部靜止摩擦力互相平衡，並且物體是處於靜止狀態。非全部靜止摩擦力與其作用力有關，並且它要隨作用力的增大而由零變至某一最大值，在最大值時的摩擦力，稱為靜摩擦力。在這種情形下，預先位移就轉變成為相對位移。

按照相對移動的運動學特性，摩擦力又可區分為以下幾種：

a) 滑動摩擦是一個物體上的某些點接連不斷地與另一物體的許多點相接觸時，所產生的摩擦。

b) 滾動摩擦是一個物體上一個點接着一個點與另一物體上一個點接着一個點依次相接觸時所產生的摩擦，這時一個物體相對另一物體的瞬時轉動軸線通過它們的一個接觸點。

b) 捲動摩擦是分佈在兩個物體的接觸平面中的所有點，要描繪出圓心在捲動軸線的同圓時所產生的摩擦。

捲動摩擦是滑動摩擦的另一種形式。

以上所列舉的定義，是表明理想物體的摩擦特性。對於真正的有變形的物體，其接觸不是以點接觸而是以面接觸。

圖 1 表示兩個物體在各種形式相對運動時的運動條件圖解。

一種摩擦往往還要伴隨着另一種摩擦，例如滾動的同時要發生滑動（滾動及滑動）。

按照摩擦物體表面的潤滑情形，摩擦可以分為：

a) 純摩擦是發生在無吸附薄膜或化合物的表面上的摩擦；它的形成是當脆弱的薄膜在相當大的塑性變形下破裂後而露出純粹的表面時所構成的摩擦；純摩擦常伴隨着兩表面的相吸，並構成冷鐸現象的橋梁。

b) 乾摩擦是發生在沒有潤滑物質和污穢物的表面間的摩擦；常常稱為無潤滑表面的摩擦（這是一個不足推薦的術語）。

b) 境界摩擦是被厚度不大的潤滑油膜（0.1 公忽或更小）所分開的表面間的摩擦。這油膜具有特殊的性質，但不同於具有體積性質的潤滑油，它的性質與摩擦表面的性質和狀態有關。境界油膜具有層狀的構造。境界油膜是以其分子活躍的端部牢附在金屬上，如同絨毛一樣。境界油膜在相當高的溫度下（接近 200°C）和金屬產生具有潤滑性質的化合物（хемосорбция）。

г) 液體摩擦是發生在完全為液體所分隔的兩表面間的摩擦，外部的壓力將因特殊形狀的縫隙而為運動着的粘性液體層所承受。

д) 半乾摩擦是同時具有境界摩擦和乾摩擦的混合摩擦。

e) 半液體摩擦是同時具有液體摩擦和境界摩擦或液體摩擦和乾摩擦的混合摩擦。

摩擦力是作用在兩相互作用的物體表面的公共切線面上，而其方向永遠與相對移動速度（對於其中的每一個物體）的方向相反。任何的摩擦力是與物體形狀變化相關的，但不是與物體表面層的可見形狀變化相關，而是與物體局限於表面層的顯微形狀變化相關。

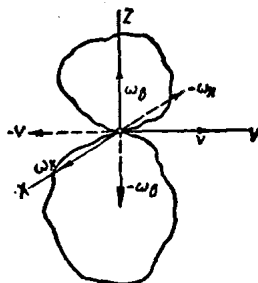


圖 1 兩個物體在各種形式的相對運動時的運動圖解：
當 $\omega_\beta = 0, \omega_\kappa = 0, v \neq 0$ ；是滑動；
當 $\omega_\beta = 0, \omega_\kappa \neq 0, v = 0$ ；是滾動；
當 $\omega_\beta \neq 0, \omega_\kappa = 0, v = 0$ ；是轉動；
圖中 ω_β 是繞 Z 軸的瞬時角速度； ω_κ 是繞 X 軸的瞬時角速度； v 是瞬時的直線速度。

滑 動 摩 擦

乾 摩 擦

如果我們詳細地來分析摩擦副的現象，那麼就可以發現隨着切線作用力的增大，表面開始發生了用眼睛觀察不出的由 0.1 公忽到幾個公忽的預先位移，但是當作用力達到了一定的數值時，就在一瞬間開始了滑動。

如果在某一時間內，兩個摩擦表面是相對靜止的，則由於持續的靜止接觸，摩擦力的數值將要增大[13]、[27]，並且對於某些摩擦副來說，可以達到相當大的數值。

如果使兩表面緩慢的相對滑動，則在一般機械物體具有彈性的情形下，就不能實現平穩的滑動，而產生跳躍運動(摩擦時的跳躍)[15]。

跳躍是在因兩表面的持續靜止接觸而使摩擦係數 f 增大的情況下或者是在滑動速度增大而使摩擦力減小的情形下發生的[20]。

由摩擦而生出的熱量，最初只局限在接觸的微小表面上，這熱量可引起局部的發熱而達到使摩擦副中的一個發生熔化的溫度。接觸處的溫度決定於熱量產生的速度與散熱速度之間的關係。

當一個粗糙的平面在一個光滑的平面上滑動時，在粗糙表面上的凸出處的溫度，可以用下面的依拉爾(Erep)公式來計算[35]：

$$\vartheta = \frac{1.064 q l \sqrt{a_1}}{1.125 \lambda_2 \sqrt{a_1 + \lambda_1 v} + \lambda_1 \sqrt{lv}}$$

對於速度相當大的摩擦副：

$$\vartheta = 1.064 \frac{f p}{\lambda_1} \sqrt{lv a_1}$$

式中 q ——比摩擦功率，等於比壓 p (公斤/公分²) 與速度 v (公分/秒) 和摩擦係數 f 的乘積； a_1 ——光滑表面的傳溫率(公分²/秒)； λ_1 ——光滑表面的傳熱率(公斤·公分/公分·秒·度)； a_2 和 λ_2 ——粗糙表面的傳溫率和傳熱率； l ——正方形的邊長(公分)，假使它們的接觸面積是正方形的話。

摩擦的根源是兩接觸相壓物體間在個別接觸點上所發生的阻力。無論表面如何光滑，它們的接觸總是發生在個別接觸點上。而接觸的總面積，不過是摩擦物體接觸概括面的一微小部分而已。僅在液體摩擦的情況下，由於液體層的存在，接觸才最完全[9]。

在個別接觸點上，阻力的發生是由於克服所產生的機械結合合力及決定兩物體相互吸引的分子相互作用力而起的。

機械結合合力之所以產生，是因為即或輕微的載荷，由於接觸面相當小，所產生的單位面積的壓力(比壓)也非常之大的緣故。

在這樣的壓力影響下，材料將發生互相侵入的現象，當有切向移動時，表面不是產生擦傷就是使侵入的材料發生剝離。由此而形成的材料分子隨其大小之不同或在摩擦物體間滑動而起「微小刀具」的作用，或在其中滾動。在侵入量不大時，也產生材料的彈性排擠現象。

發生在接觸微面上的強烈變形，可使其薄表層發熱。上面所說的材料互相侵入的深度大約在1~5公忽的範圍內；在極大的載荷下，可達到20~40公忽。

分子的吸引力是發生在兩個在按正常晶格距離排列的平面間。由於凸出處的外形複雜，在垂直於接觸面方向的相互吸引力將於其公共接觸面內產生一切線分力。克服這個阻力，就構成摩擦力本身的分子分力。在充分接近而無外附薄膜時，將使凸出處發生冷焊現象；以後更引向機械性質的破壞。

因此摩擦是一個複雜的現象，對於一對摩擦副來說，決不可能用一個與外界情況無關的不變係數來表示。摩擦係數是與外界情況有關的，因為分子的相互作用和表面層的強度是由表面層的性質來決定的；而表面層的性質又是由外界的情況來決定的。

物質表面層的物理性質與其內層有所不同。

金屬的表面可在利那開(百分之幾秒)生成能迅速改變它的摩擦係數的氧化物薄膜和各種物質的薄膜；這些薄膜與金屬的結合極其牢固，並且時間愈久愈增長，能以改變物體表面的機械性質。

一切拋光了的金屬表面，大部分消失了它原結晶組織，而由破碎了的碎小晶體所組成，因此具有非結晶的性質。

在金屬表面所生成的氧化膜通常要降低金屬的硬度(相反的在鋁上所生的氧化膜要增加它的硬度)。

表面的硬度也因機械加工(如加工硬化)、摩擦和磨損等原因而改變。

因為這個緣故，確定摩擦係數與材料的物理和機械性質的關係是有很大的困難的，至於表面粗度、載荷和表面形狀的影響如何運用於靜摩擦的情況下，則是可以計算的。摩擦係數的計算方法在於總計各個微面積上的分子摩擦力 $\tau_{分子}$ 和機械摩擦力 $\tau_{機械}$ ，這些摩擦力的總和為：

$$T_{\Sigma} = \sum_1^n \tau_{機械} + \sum_1^m \tau_{分子}$$

這就是按一般定義所說的摩擦力。

但應當區分的是：

a) 名義接觸面積(幾何學的) S_H , 即摩擦物體的接觸外廓所描出的面積, 和

b) 實際的接觸面積(物理的) S_{ϕ} , 即接觸物體的實際接觸面積(很小的)的總和; 同樣應當區分的是名義平均比壓 p_H 和實際平均比壓 p_{ϕ} :

$$p_H = \frac{P}{S_H}; \quad p_{\phi} = \frac{P}{S_{\phi}},$$

式中 P ——接觸處的載荷。

對於光滑的球形表面和圓柱形表面, 在接觸時其實際的接觸面積和載荷的關係可由賀爾滋(Герц)和別遼耶夫(Беляев)公式來確定(參閱本書第 249 頁)。

兩個平面互相接觸時, 實際接觸面積和載荷的關係可由下面的經驗公式來表示; 這公式適用於相當大的載荷:

$$S_{\phi} = \nu P^n.$$

對於拋光、車光、加工硬化和退火的表面, 指數 n 是不變的; 對於銅類物質 n 的數值是 0.6。係數 ν 和表面的硬度、粗度有關。在粗度和硬度增大時, 係數 ν 就要減小。

已經明確了實際比壓的平均值, 約等於材料的硬度數值或者超越它一兩倍; 由此可見, 在相當巨大的載荷下, 當名義比壓是硬度的 $\frac{1}{100}$ 時, 只有 $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{200}$ 的面積承受載荷。

甚至在巨大的載荷下, 也只有 30~80% 的接觸點發生彈性的變形。

靜摩擦的綜合定律 因為摩擦力是由接觸點的比壓來確定的, 所以在不同接觸點處的微摩擦力的數值也各不相同。

比摩擦力(實際接觸單位面積的摩擦力)與比壓的關係, 可以用所謂基本的摩擦定律來表示。

分子間的相互作用力, 可以按照傑拉琴(Дерягин)公式求出:

$$\tau_m = f_m(A_0 + p),$$

式中 A_0 ——分子的粘着性, 即接觸點由於分子吸引力而產生的附加比壓; p ——比壓; f_m ——分子粗度係數。

另一方面, 對於機械結合力在各個微面積上的剪切切線應力可以由下面公式來表示:

$$\tau_{csp} = \tau_{csp} + kp,$$

式中 τ_{csp} ——在沒有壓力的情況下的抗剪強度限; k ——壓力與抗剪強度限的比例係數。

因此在上述兩種的情形下, 摩擦的基本定律可以用一個直線方程式來表示:

$$\tau = \alpha + \beta p.$$

分子摩擦力與機械摩擦力的比例可以認為是不變的, 因此各個微面積上所發生的摩擦力的總和有以下的形式[18]:

$$T = \sum_{i=1}^n \tau_i = S_{\phi}(\alpha + \beta p) = S_{\phi}\alpha + \beta P. \quad (1)$$

公式(1)所表示的關係是乾摩擦的綜合定律。應該合理地來區分代表摩擦力與載荷之比($f = \frac{T}{P}$)的摩擦係數 f , 和與摩擦副的機械及物理性質有關的摩擦常數 α 和 β 。

摩擦係數可用下面的總和來表示:

$$f = \alpha \frac{S_{\phi}}{P} + \beta. \quad (2)$$

對於已知的摩擦副來說, 公式中的第二項是個不變值; 而第一項(阿蒙頓定律 $T = fP$ 的修正數)則決定於 $\frac{S_{\phi}}{P}$ 的比值。而此比值為接觸物體的幾何形狀、波度、粗度和彈性性質所決定。

用實際接觸面積 S_{ϕ} 來表示摩擦係數很不方便, 因此可用賀爾滋和別遼耶夫公式根據載荷和材料的物理及機械性質來表示實際接觸面積。

對於球面與平面相接觸時的摩擦係數為:

$$f = \frac{\alpha_1}{\sqrt[3]{p}} + \beta;$$

對於圓柱面與平面相接觸時的摩擦係數為:

$$f = \frac{\alpha_2}{\sqrt{p}} + \beta;$$

對於平面與平面相接觸時的摩擦係數為:

$$f = \frac{\alpha_3}{p^n} + \beta;$$

式中對於各種不同的材料, n 的數值變化範圍由 0.5 到 0.3。

在一切情況下, 對於塑性接觸的摩擦係數:

$$f = \alpha_4 + \beta.$$

顯然, 公式(2)中的第一項是表示對阿蒙頓定律修正的數值, 對於載荷輕微以及光滑而無外附薄膜的表面具有相當大的數值; 因為表面的粗度愈小(即表面愈光), 其實際接觸的面積愈大; 表面外附薄膜的厚度愈小, 則分子粘着性愈大, 因此係數 α 的數值也愈大。

實際上, 接觸帶有彈性和塑性的混合性質。為了破

壞兩個相互侵入的接觸着的面所必需的力，決定於載荷的作用速度和滑動速度，而滑動則為接觸韌性的結果。在另一方面，由於韌性的結果就彷彿對已得出的表面不平整進行了人為的平整作用。由於這個緣故，具有彈性和塑性接觸的表面上，在滑動速度增大時，摩擦力將越過其最大值。

由於兩接觸物體的相互作用的不連續性，將因產生振動的結果而造成能量的消耗，並且伴隨着塑性變形要產生熱量，這熱也要逸散出去。因此滑動摩擦常伴有振動和發熱，有時也有摩擦電現象。由此可見，滑動摩擦是一個複雜的物理現象，認為摩擦只是與載荷成比例的阻力，是極簡化了的觀念；因為在摩擦面上發生了複合的過程，這過程使摩擦力與很多的因素有關。

相對滑動速度對於摩擦係數的影響 相對滑動速度增大時，摩擦係數的數值通常是要越過其最大值[17](圖2)。

摩擦係數與相對速度 v 的關係，可由下面的公式來表示：

$$f = (a + bv)e^{-cv} + d,$$

式中 a, b, c, d —— 與物體的性質和壓力有關的常數。

摩擦係數曲線上最大值的位置與摩擦副的壓力和摩擦副中每個物體的表面硬度有關；物體的表面壓力和硬度愈大，則摩擦係數的最大值愈接近坐標的原點。在某些情形下，摩擦曲線則沒有上升的部分。

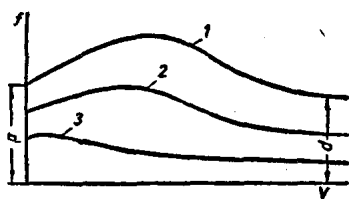


圖2 在各種載荷下摩擦係數 f 與滑動速度 v 的關係：
1—輕載荷；2—中等載荷；3—重載荷。

這個可以說明在工程文獻中所遇到的矛盾，例如在皮帶傳動（壓力小和速度低）許多研究者都確認當速度增大時，摩擦係數要增大；並且速度和摩擦係數的關係有下列的形式：

$$f = a + bv$$

式中 a 和 b —— 隨物質不同而異的常數。

按照鐵路車輛（速度高、壓力大）在制車時的情況，在速度增大時，摩擦係數反而要降低。這可以從下面列舉的公式看出來。

法拉可(Франк)公式：

$$f = f_0 e^{-cv},$$

式中 v —— 滑動速度(公尺/秒)；對於組成各種摩擦副的金屬的常數 f_0 和 c 的數值為：

摩擦副	f_0	c
鑄鐵—鋼，乾摩擦	0.29	1/25
鋼—鋼	0.29	1/50
鋼—鋼，輕微濕潤	0.24	1/30

表示摩擦係數的公式，如能同時估計到壓力和速度的影響，是有價值的〔卡爾法慈斯基和尼考李斯基(Б.Л.Карвацкий и Л.Н.Никольский)公式〕。

根據鐵路運輸科學研究所(НИИЖТ)的數據，在車輛制車時的摩擦係數與滑動速度和鑄鐵制車塊上壓力的關係，由卡爾法慈斯基[16]所表示的公式為：

$$f = \frac{17}{\sqrt{P(v+40)}},$$

式中 P —— 作用在標準鑄鐵制車塊上的載荷(噸)；
 v —— 速度(公里/小時)。

按照尼考李斯基的公式：

$$f = \frac{a}{(m+c)^n} e^{-bv},$$

式中 a, n, c, b —— 由實驗所確定的參數。

軟索經過圓柱體在其橫斷平面中的摩擦 如果兩個摩擦物體中，一個具有堅硬的表面而一個具有柔軟的機械組織(繩、帶、皮帶和鏈等)，對於這種形式的摩擦，完全不能應用阿蒙頓定律 $T = fP$ 和一般的摩擦定律 $f = \alpha \frac{S\phi}{P} + \beta$ 來計算。但是如果將繩子想像地分成很小的線段，就可以認為它是一個堅硬的鏈環，對於這種形式的摩擦面則上述的定律可以應用；並且具有同樣的精確程度。因此由摩擦力 dT 所決定的 AB 線段上的拉力 Q 和 $Q + dQ$ 之差(圖3)應等於：

$$dT = dQ = f dP.$$

應用這個定律，可以導出愛依列耳(Эйлер)公式：

$$Q_2 = Q_1 e^{f\phi}. \quad (3)$$

在 $Q_1 < Q_2$ 的情形下，這個公式是表示繞在圓柱體上而垂直於其母線的繩索的兩端的拉力關係。

式中 Q_1 和 Q_2 —— 繩索端上的拉力； f —— 繩索與圓柱體間的摩擦係數； ϕ —— 繩索在圓柱體上的包角(弧度)。

公式(3)只適用於由靜止過渡到滑動的情形下(起始移動時)，也就是過渡到整個包圍弧內的摩擦係數達到了最大值的時候(全部靜摩擦力)。

如果 Q_1 力沒有達到使繩索滑動，則公式(3)中在整個包圍弧中的摩擦係數 f 並不是一致的，因為在接近於拉力 Q_2 的一段中非全部靜止摩擦力將獲得發展。

對於皮帶傳動工作，摩擦係數是沿包圍弧而變化的，因此使愛依列耳公式趨於複雜[12]。

從愛依列耳公式可以看出來當 $Q_2=0$ 時，拉力 Q_1 也等於零，這是在實際上不常出現的情形，由於這個緣故，在某些情形下，可以應用按照庫倫(Кулон)的基本摩擦定律 $dT = \alpha ds + \beta p ds$ 而加以改變的愛依列耳公式，這得出：

$$Q_2 = Q_1 e^{\beta\varphi} + \alpha \frac{r}{\beta} (e^{\beta\varphi} - 1)。$$

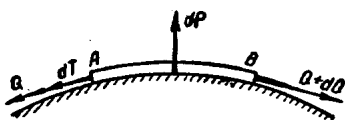


圖 3 在粗糙表面上微線段的平衡條件。

軟索經過任意旋轉面時的摩擦 計算通過任意旋轉面的繩索兩端的拉力(圓錐體、雙曲線體等)不能應用愛依列耳公式。這時可以應用米那可夫(Минаков)公式[23]。

對於在其橫斷面經過上述的旋轉面的繩索兩端的拉力關係是：

$$Q_1 = Q_2 e^k，$$

式中 $k = \int_0^\varphi \sqrt{\frac{f^2 - \left(\frac{dr}{dz}\right)^2}{1 + \left(\frac{dr}{dz}\right)^2}} d\alpha；$

式中 f ——阿蒙頓定律的靜摩擦係數； $r=r(z)$ ——是 AB 母線曲線的方程式(圖 4)； φ ——包角。

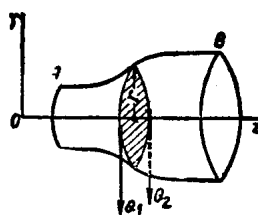


圖 4 包圍任意旋轉面體的橫斷面的繩索平衡圖。

隨意經過任意旋轉面(凸面)上的繩索兩端的拉力，可以應用公式：

$$Q_2 = Q_1 e^{k_1}，$$

式中 $k_1 = \int_0^S \frac{ds}{R} \sqrt{f^2 - \frac{R^2}{R_1^2}}。$

式中 ds ——微小繩索的長度； R ——通過繩索切線引出的法向斷面的曲率半徑； R_1 ——繩索測量的曲率半徑。

影響摩擦係數的基本因素。

影響乾摩擦係數的各種因素

摩擦副的性質 摩擦副中的一個物體的硬度越小，其摩擦係數 f 越大；相同材料的摩擦係數 f 大於不相

同材料的摩擦係數。

表面附有污膜 對於完全光滑而載荷不大的表面，污膜使摩擦係數 f 降低甚大；對於粗糙而載荷巨大的表面，影響不大。

厚氧化皮 增大摩擦係數 f 。

表面粗度● 對於靜摩擦，表面愈粗糙 f 愈小；當二表面相對滑動時， f 要經過一最小值。

壓力● 與支撐面的曲率性質有關， f 或經過最大值或者降低。對於硬而不甚光滑的表面， f 通常要降低。

表面尺寸● 當表面尺寸減小時， f 數值隨之減小；對於尺寸小的表面，降低特別顯著。

在不動接觸的 f 增大。

持續時間

溫度 隨機械性質的變化、溫度及氧化皮的性質而不同。

相對滑動速度 當滑動速度增大時，滑動摩擦係數要經過一個最大值。壓力愈大和硬度愈高的摩擦副，其最大值愈接近原點。速度不大的滑動， f 要增大。

以下引證一些影響乾摩擦係數的因素如污膜、粗度、壓力等的實驗數據。

污膜和氧化皮的厚度對於銅和銅的摩擦係數的影響，如圖 5 所示。由圖可知當氧化皮的厚度增大時，摩擦係數要經過一最小值。圖中所示的點線，是厚度由 2 到 10 公忽時的摩擦係數的數值。

三個 LIX15 號鋼的球形支脚與平面摩擦時，其表面粗度對於靜摩擦係數的影響如圖 6 所示。比壓的數據是根據賀爾滋和別遼耶夫公式(接觸面用活性炭粉仔細地清潔過)。

當表面粗度增大時，靜摩擦係數隨之減小；當滑動時，摩擦係數要經過一最小值。

三個 LIX15 號鋼的球形支脚與平面的摩擦，其壓力與摩擦係數的關係如圖 7 所示(用活性炭粉仔細地清潔過)[19]。

對於很光滑的平面 f 要經過一個最大值；對於粗糙的表面 f 要降低。

壓力與摩擦係數在試驗過程中的差別，主要決定於支承表面的曲線的不同性質。對於光滑的表面，其實際接觸面積 S_ϕ 與 P 的比值要經過一最大值；對於粗糙的表面， f 只是減小。

三個直徑不同的 LIX15 號鋼的球形支脚在不變載荷 645 克下與平面摩擦時，其表面尺寸對於摩擦係

● 如果物體是塑性接觸，則粗度、壓力和表面尺寸對於摩擦係數 f 沒有影響。

數的影響，如圖 8 所示。在尺寸小的表面的範圍內， f 數值的變化特別巨大。

滑動速度對於一些摩擦物質的摩擦係數的影響如圖 9 所示。

因對計算上述因素影響的解析關係所知不足，所以目前在工程的計算中求摩擦力的大小，除了計算壓力外常常忽略其他的各因素；並且認為摩擦力是與垂直壓力成正比的： $T=fP$ ；比例係數 f 可以從有關的表格上查到。

有關表格中所列的摩擦係數未計入上述的各因素；所以它的數值常常因為研究者的不同而不同，這也說明了計算數值與實際數值常常發生很大的分歧的原因。

境界摩擦

在固體的表面上常有由空氣吸附的各種外界物質的薄膜。這些單分子的或多分子的薄膜通常是由氧分子、水和其它存於空氣混合物中的物質分子所構成的。在表面上所構成的薄膜可以吸收分子間的相互作用力（在代表比摩擦力和比壓的關係的方程式中的常數 α ，參看第 3 頁），因此摩擦係數得以減低。

氧化皮對於摩擦係數的影響，可由下列的數據來說明：

摩擦副，鋼—鋼：	摩擦係數
光潔表面	0.78
有薄膜的表面	0.27
摩擦副，銅—銅：	
光潔表面	1.21
有薄膜的表面	0.78

氯化物、磷化物和硫化物的薄膜顯著降低 f ，這對耐擦（或極壓）潤滑油是很重要的。金屬在真空中的摩擦係數，常可達到相當大的數值（參閱 14 表）。

因為在金屬表面上具有極薄而堅強的膜層，致使我們所確定的摩擦係數，在事實上不是金屬本身的摩擦係數，而是它的氧化物的摩擦係數。

為了減低摩擦，應該在表面上塗一層潤滑物質。

X 光的研究和電子繞射的方法，可以確定潤滑與被潤滑物質的分子的相互作用的情形。圖 10 是表示固體和潤滑油膜分子相互作用的圖解。脂肪酸的鏈式分子用它的活躍的端部和晶格相聯，在表面上構成了絨毛。這些絨毛的分佈只有二、三個分子層；再遠些的吸引力變為很薄弱，以致部分的潤滑油具有在絨毛上自由滑動的可能性。通常潤滑油膜的作用機構可以看作是重疊起來的許多紙片的位移，這些紙片彼此很容易地相對滑動〔1〕。

顯然，潤滑油膜愈薄，其摩擦係數也愈大〔28〕。

摩擦係數與雜質膜的厚度的關係如圖 5 所示。

已進行的試驗可確定臨界摩擦力的大小與潤滑油分子重的關係。潤滑油的分子重愈大，則摩擦係數愈小。

實驗的結果如圖 11 所示。因為潤滑油料與金屬發生化合作用產生了金屬質的肥皂，所以常常不能保持其規律性。

實驗明確了在壓力不大的範圍內，當壓力降低時，境界摩擦係數將迅速地上升。

潤滑油的作用，不僅是因潤滑膜彼此滑動而降低摩擦，根據彼畢傑爾（П.А.Ребиндер）的研究，指出了潤滑油將透入固體的微承面而迅速地改變了表層的機械性質〔26〕。這樣吸附薄膜降低表面硬度的結果，在相當大的程度上使物質容易發生塑性變形，促進了摩擦副表面的相互跑合過程，而大大改變摩擦係數；並且也是說明在半液體潤滑時，出現金屬表層塑性流動的基本因素。後者的現象，在半液體摩擦理論中得到了數學的推演。

薄層潤滑油不僅對剪切作用發生很大的阻力，而且能夠經受巨大的法向壓力。這個阻楔壓力的效果是由傑拉琴（В.В.Дерягин）和科薩可夫（М.М.Кусаков）指出的。

正如蘇聯學者的研究所指出的，在薄膜的厚度小於 0.2 公忽時，所謂阻楔壓力，即反抗減低其薄膜厚度的壓力，可以達到數千公斤/公分²。

因此潤滑油膜正如保護金屬的外衣。雖然通過油膜也可使金屬損壞，但因為有油膜，它可使粗糙表面平滑，促使壓力的分佈更為均勻及促進金屬的塑性變形，整個說來，可降低表面的摩擦。

敷在硬鋼表面上的薄層的軟金屬（鎢）是種特別的潤滑料（ f 在 0.04~0.06 範圍內）。這種薄膜是爲了使摩擦面互相跑合。

液體摩擦

粘度和其求法 粘度和油性是潤滑液體能以產生液體摩擦狀態的基本特性。

液體內部分子相對移動時所遇到的阻力稱爲粘度。液體中相鄰液體層相對滑動時的切線反作用力 τ 稱爲粘性剪切力或液體摩擦力，可由牛頓定律來確定：

$$T = \mu S \frac{\partial v}{\partial n}, \quad (4)$$

式中 μ ——動力粘度係數； S ——剪切面積； $\frac{\partial v}{\partial n}$ ——液體流動方向的垂直線上的速度變化率。數值