


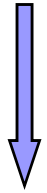
第10章 摩擦学设计方法

- 10.1 摩擦状态
- 10.2 摩擦
- 10.3 磨损
- 10.4 润滑



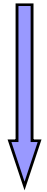


摩擦(friction)—— 两接触物体在接触表面间相对滑动或有滑动趋势



时产生阻碍其发生相对滑动的切向阻力，这种现象为摩擦。

磨损(wear)—— 由于摩擦引起的摩擦能耗和导致表面材料的不断



损耗或转移，形成磨损。

精度可靠性↓效率↓直至破坏。

润滑(lubrication)—— 减少摩擦、降低磨损的一种有效手段。

摩擦学 (Tribology)



10.1 摩擦状态

10.1.1 摩擦状态分类与特性

摩擦状态大致可以分为：

- (1) 干摩擦状态
- (2) 边界润滑
- (3) 混合润滑
- (4) 薄膜润滑
- (5) 弹流润滑
- (6) 流体润滑

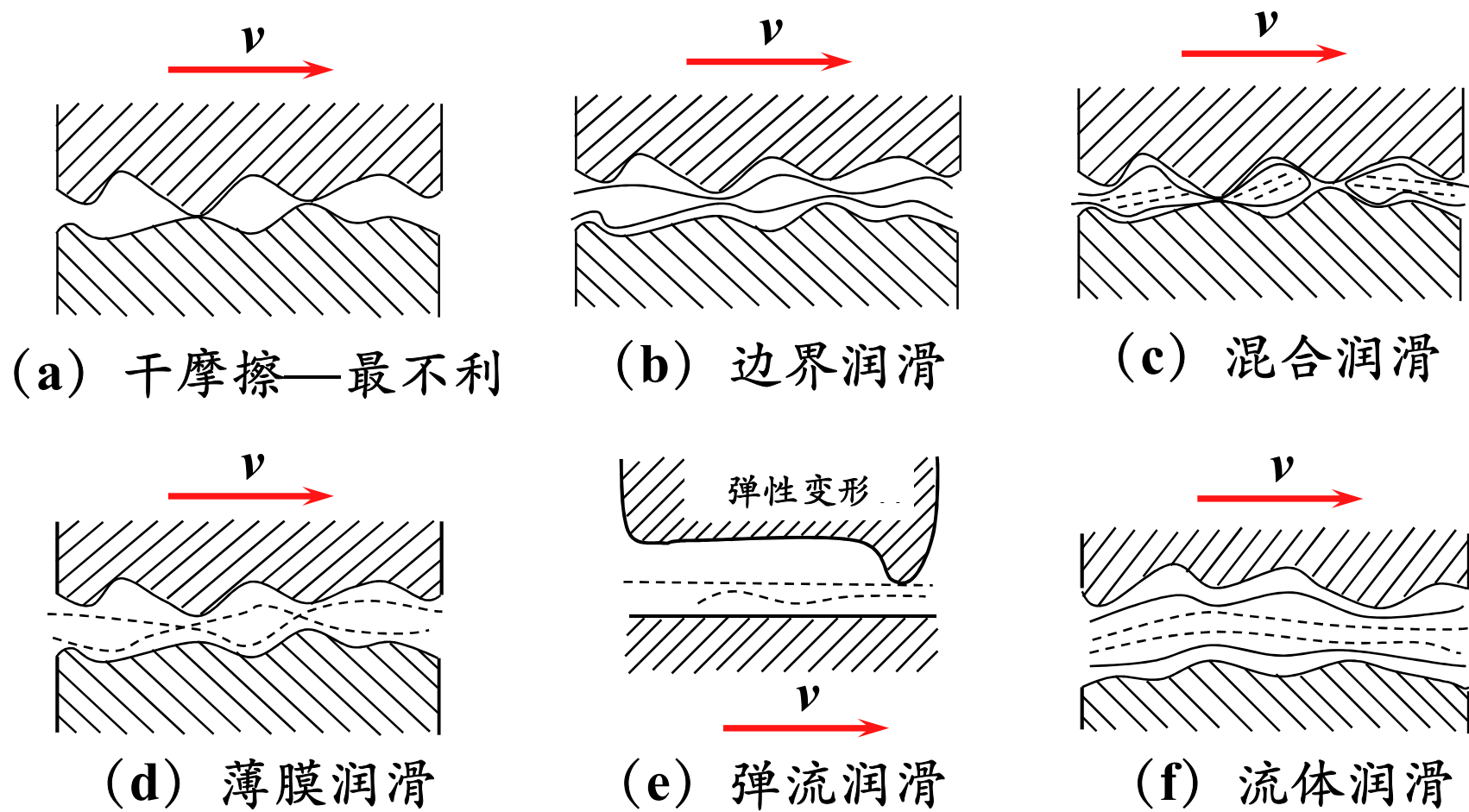


图10.1 摩擦状态

表 10.1 各种摩擦状态的基本特征

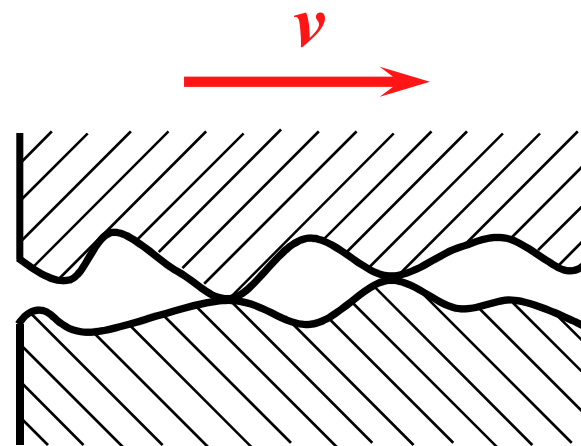
摩擦状态	典型膜厚	润滑膜形成方式	应用
干摩擦	1~10 nm	表面氧化膜、气体吸附膜等	无润滑或自润滑的摩擦副
边界润滑	1~50 nm	润滑油分子与金属表面产生物理或化学作用而形成润滑膜	低速重载条件下的高精度摩擦副
薄膜润滑	10~100 nm	与流体动压润滑相同	低速下的点线接触、高精度摩擦副，如精密滚动轴承等
弹性流体动压润滑	0.1~1 μm	与流体动压润滑相同	中高速下点线接触摩擦副，如齿轮、滚动轴承等
流体动压润滑	1~100 μm	由摩擦表面的相对运动所产生的动压效应形成流体润滑膜	中高速下的面接触摩擦副，如滑动轴承
液体静压润滑	1~100 μm	通过外部压力将流体送到摩擦表面之间，强制形成润滑膜	低速或无速度下的面接触摩擦副，如滑动轴承、导轨等

1. 干摩擦

摩擦面间无润滑剂，功率损失严重，磨损剧烈，温升高，

在工程实际中，并不存在真正的干摩擦，因为任何零件的表面不仅会因氧化而形成氧化膜

应避免此种摩擦状态



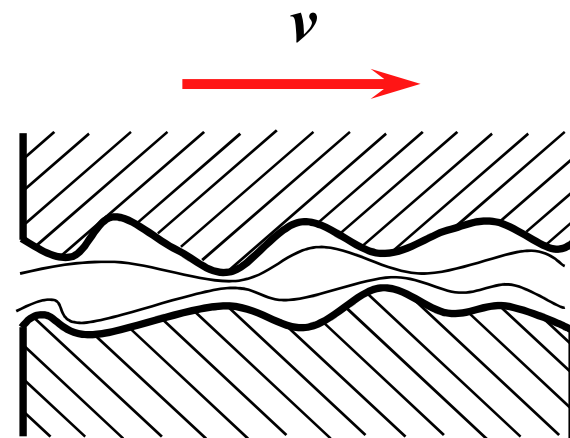
(a) 干摩擦

2. 边界摩擦

摩擦表面有润滑油存在，油中的极性分子吸附在金属表面上，形成了一层极薄的边界油膜

但仍有尖峰部分直接接触

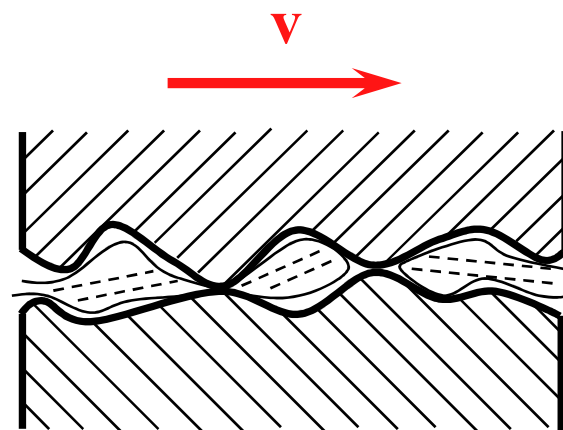
摩擦系数 $f=0.01\sim 0.1$



(b) 边界润滑

3. 混合摩擦

当摩擦状态处于边界摩擦及流体摩擦的混合状态时称为混合摩擦。混合摩擦也称为混合润滑。混合润滑及流体润滑可以用膜厚比 λ 来大致估计。



(c) 混合润滑

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{R_{a1} + R_{a2}} \quad (10.1)$$

h_{\min} ——两滑动粗糙表面间的最小公称油膜厚度；

R_{a1} 、 R_{a2} ——两表面轮廓算术平均偏差。

当膜厚比 $\lambda \leq 1$ 时，为边界摩擦（润滑）状态；

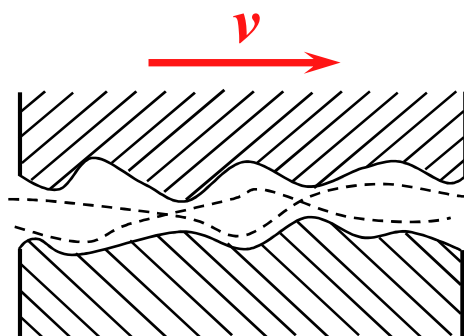
当 $\lambda = 1 \sim 3$ 时，为混合摩擦（润滑）状态；

当 $\lambda > 3$ 时，为流体摩擦（润滑）状态。

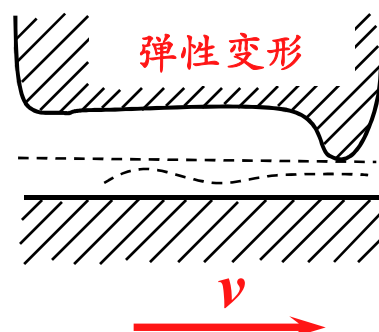
4. 流体摩擦

两摩擦表面完全被润滑油分隔开，形成了一定厚度的压力油膜

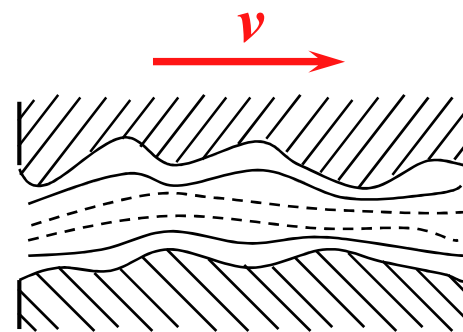
是润滑油分子之间的摩擦，摩擦系数极小 $f=0.001\sim0.008$



(d) 薄膜润滑



(e) 弹流润滑



(f) 流体润滑

根据润滑膜的厚薄和摩擦副的变形与否分成

- **薄膜润滑**是表面非常光洁的零件在低速条件下形成的润滑膜。
- **弹流润滑**是点、线接触的零件由于表面接触压力很高而发生弹性变形所导致的。
- **流体润滑**可以是动压流体润滑，也可以是静压流体润滑。

10.1.2 摩擦状态的判断与转化

各种润滑状态所形成的润滑膜厚度不同，但是单纯由润滑膜的厚度还不能准确地判断润滑状态，尚须与表面粗糙度进行对比。图 10.2 列出了润滑膜厚度与粗糙度的数量级

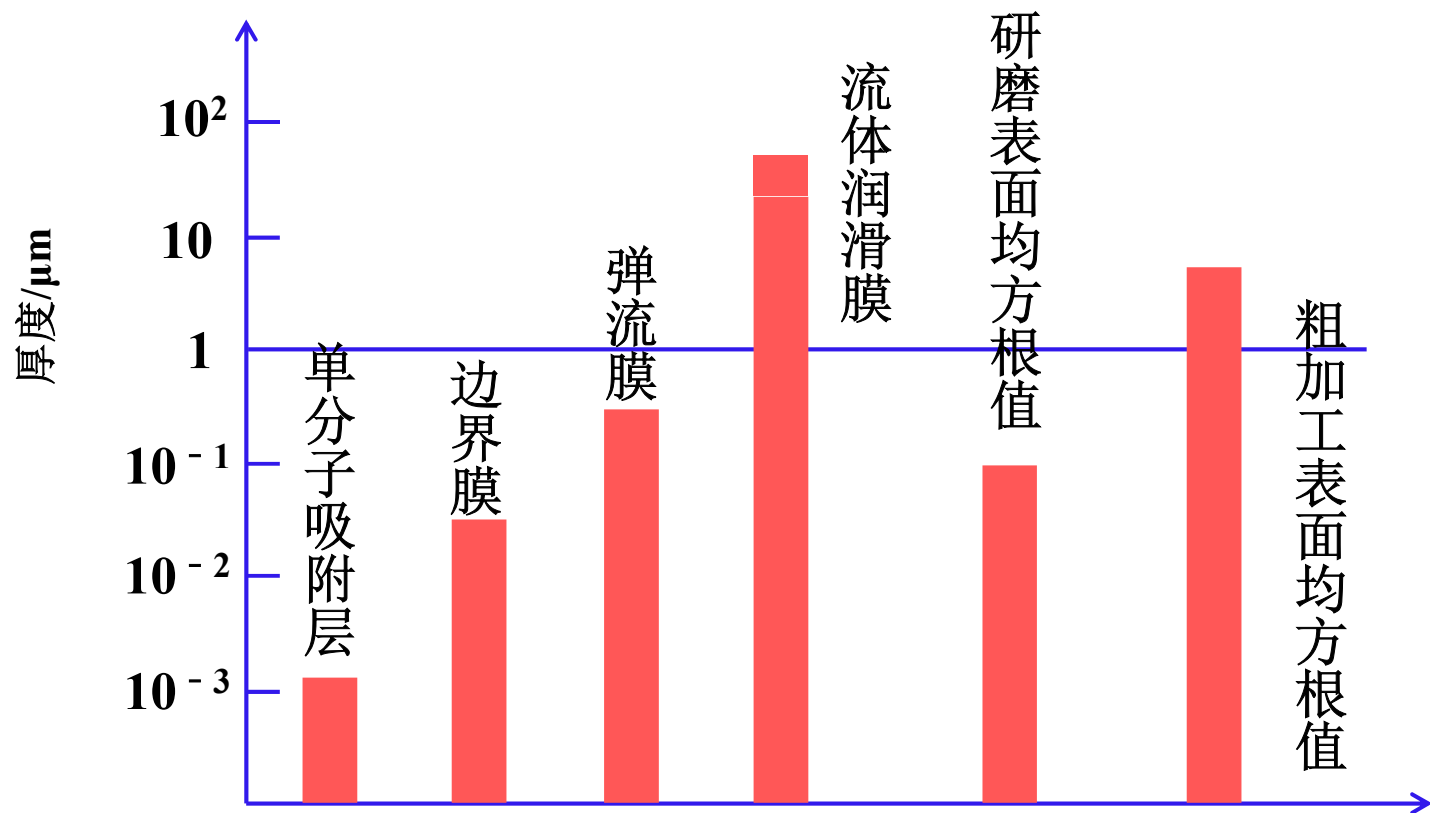


图10.2 润滑膜厚度与粗糙度高度

另外，也可以用摩擦系数值作为判断各种润滑状态的依据。图 10.3 为摩擦系数的典型数值。

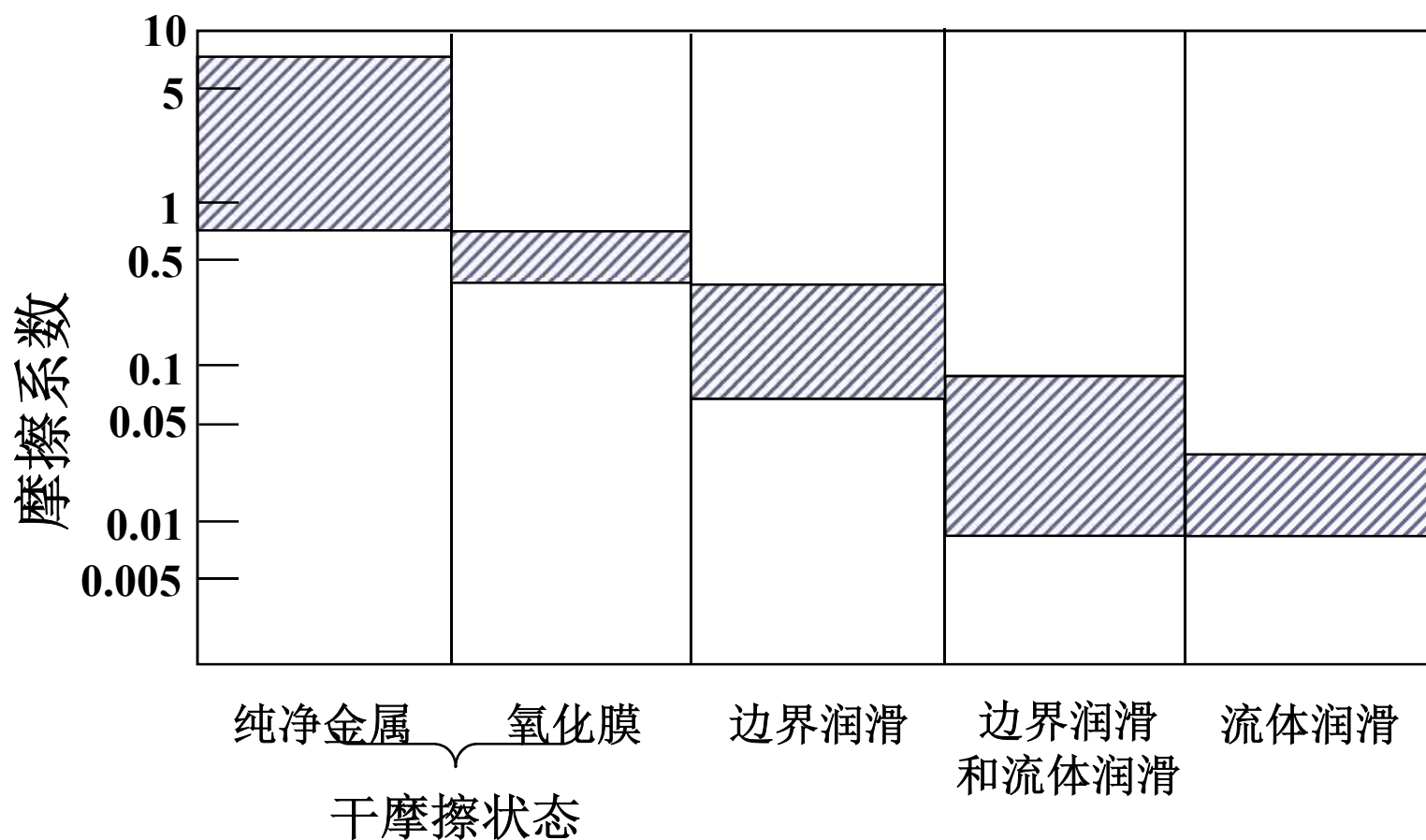


图10.3 摩擦系数的典型值

随着工况参数的改变可能导致润滑状态的转化。
图 10.4 是典型的 Stribeck 曲线，它表示润滑状态转化过程以及摩擦系数随润滑油粘度 η 、滑动速度 v 和轴承单位面积载荷 p 变化的规律。

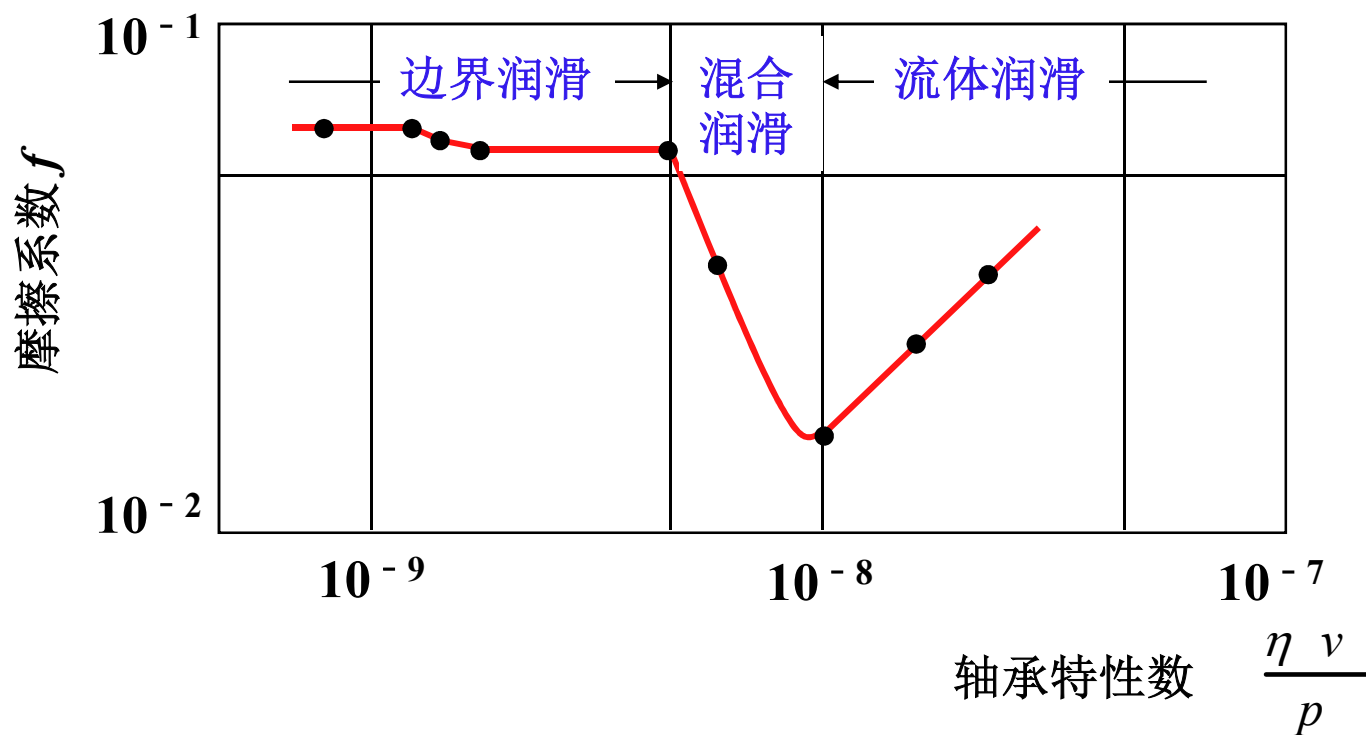


图10.4 Stribeck 曲线



10.2 摩 擦

摩擦可分两大类：

一 类是发生在物质内部，阻碍分子间相对运动的
内摩擦，如流体分子间的摩擦；

一类是当相互接触的两个物体发生相对滑动或有
相对滑动的趋势时，在接触表面上产生的阻碍相对滑
动的**外摩擦**。




10.2.1 摩擦系数

摩擦系数定义为摩擦力与法向力的比值，即

$$f = \frac{F}{N} \quad (10.2)$$

- 摩擦系数一般与摩擦副材质有关，通常从试验中得到。摩擦系数又分为静摩擦系数和动摩擦系数。
- 仅有相对滑动趋势时的摩擦叫作静摩擦，相对滑动进行中的摩擦叫作动摩擦。按式 (10.2) 定义的摩擦系数在静摩擦条件下是变化的。



当切向力 F_T 由 0 不断增加时，摩擦力 F 也由 0 增加，因此摩擦系数也是由 0 开始增加的。一般静摩擦系数指的是**最大静摩擦系数** f_{\max} ，即当切向力 F_T 达到最大时，使物体产生运动前的瞬间与法向力 F_N 之比。

$$f_{\max} = \frac{F}{F_N} = \frac{F_{T_{\max}}}{F_N} \quad (10.3)$$

当物体发生运动后，摩擦系数会从最大静摩擦系数降低到动摩擦系数。虽然动摩擦系数一般也与工况条件有关，但为了简单起见通常假设它是一个常数。

10.2.2 当量摩擦系数

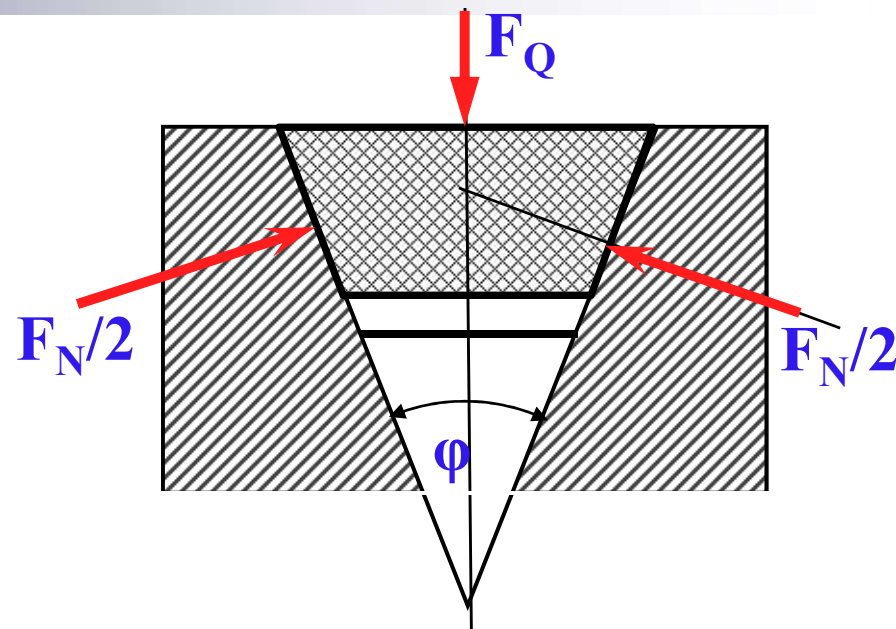
如前所述，摩擦系数是摩擦力与法向力的比值。在机械系统中，在运动副上作用力不一定是法向力。但是因结构和分析等原因可以将其他方向的分力抵消或不需要考虑时，通常用摩擦力与这些力的比值作为摩擦系数。这种摩擦系数称为 **当量摩擦系数**。例如图 10.5 所示的 V 带传动中摩擦系数计算。



从图 10.5 可知：

$$F_N = \frac{F_Q}{\sin \phi / 2}$$

(10.4)



因此，摩擦力 F 等于

$$F = fF_N = f \frac{F_Q}{\sin \phi / 2}$$

图10.5 带传动当量摩擦系数

(10.5)

如果将摩擦力 F 与拉力 F_Q 的比值作为 **当量摩擦系数 f_v** ，
有：

$$f_v = \frac{F}{F_Q} = \frac{f}{\sin \phi / 2}$$

(10.6)

ϕ 为 V 带轮轮槽角

又如图 10.6 中，非矩形螺纹在轴向载荷 Q 作用下的当量摩擦系数可按下式得到：

$$f_v = \frac{f}{\cos \beta} \quad (10.7)$$

式中， β ——牙侧角。

牙型角 α ——螺纹轴向截面内，螺纹牙型两侧边的夹角

牙侧角 β ：螺纹牙型的侧边与螺纹轴线的垂直平面的夹角。

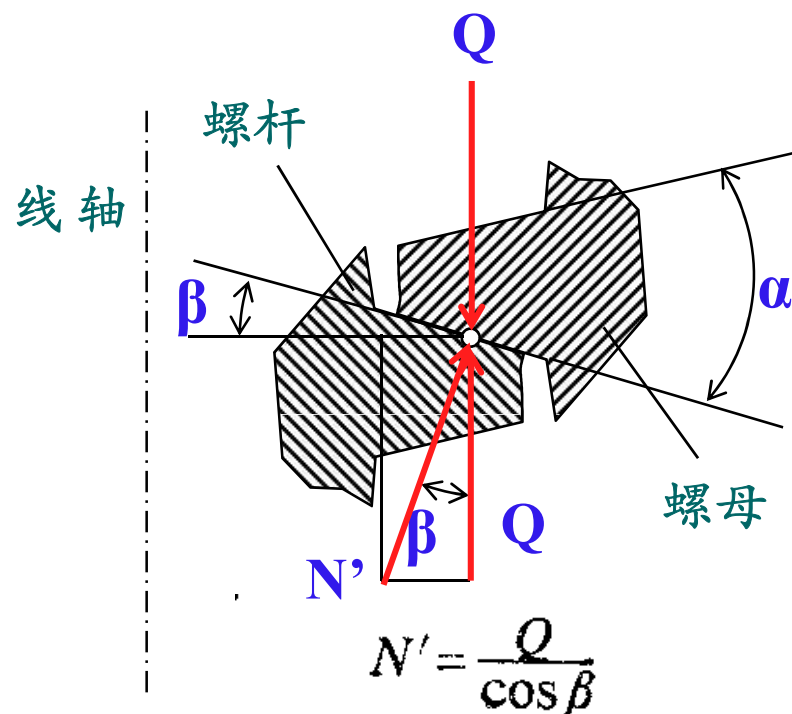
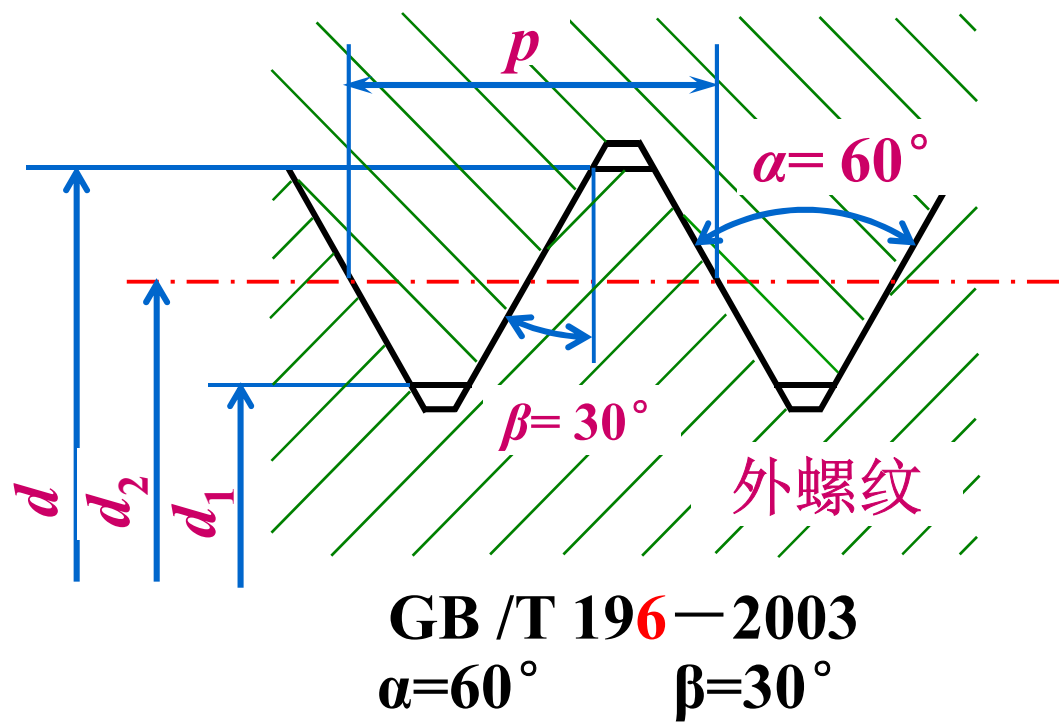
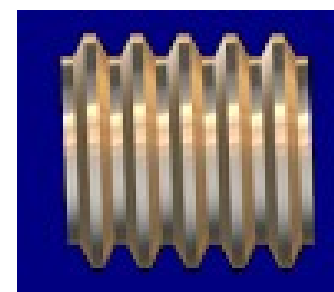
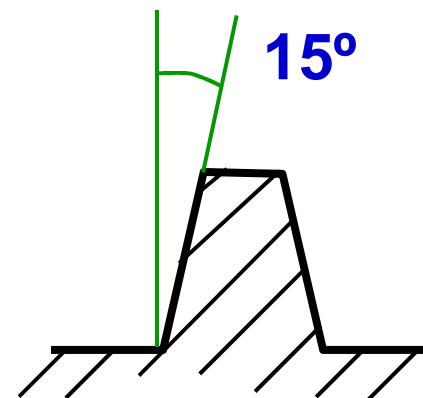
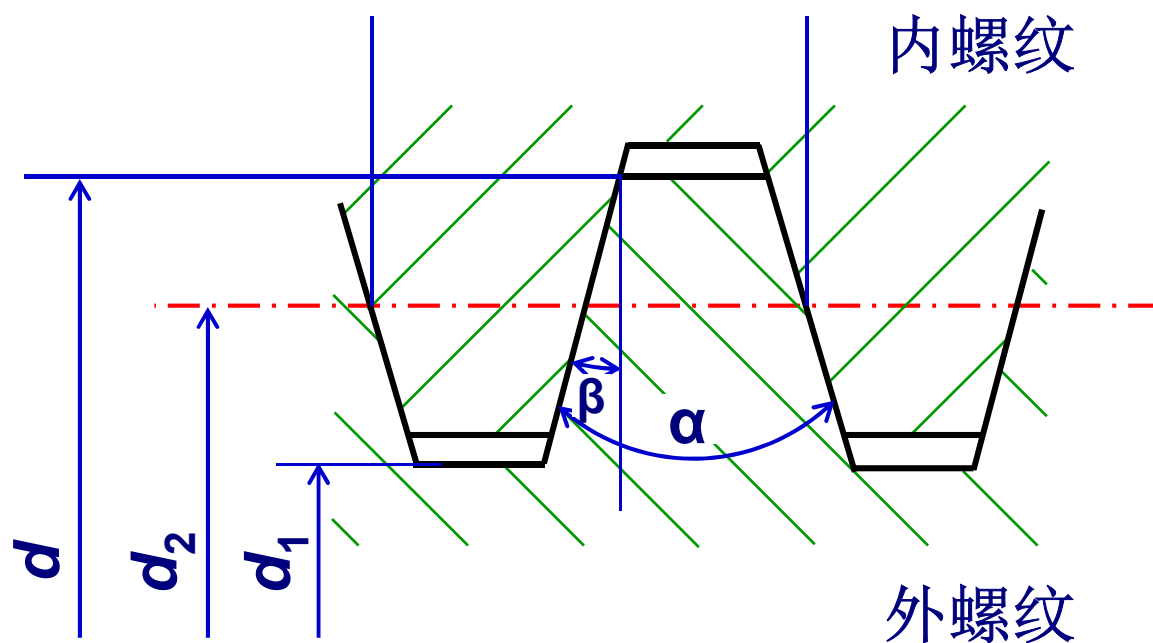


图 10.6 非矩形螺纹当量摩擦系数

三角形螺纹



梯形螺纹：牙型角为 30° ，是应用最广泛的一种传动螺纹

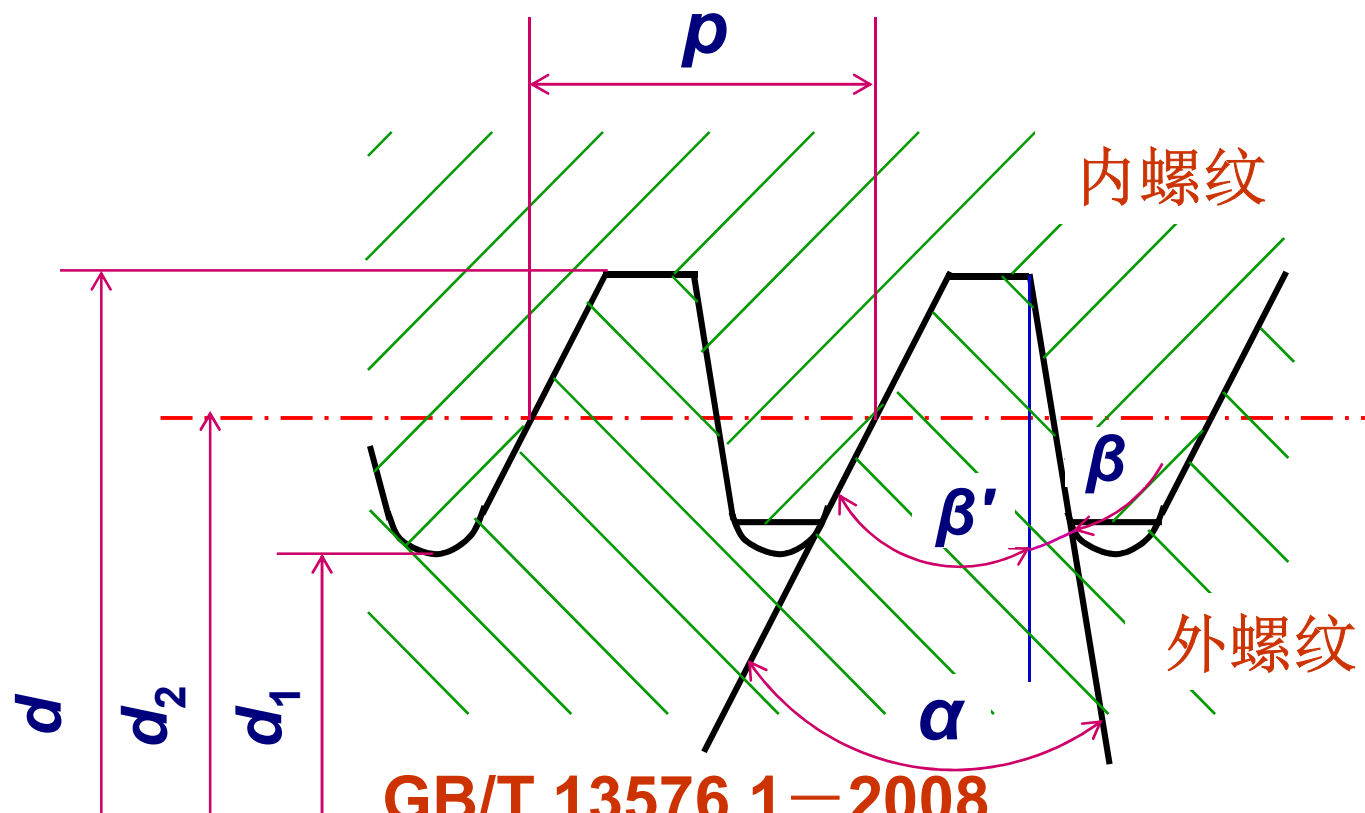
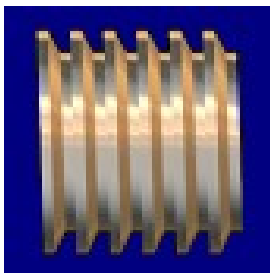
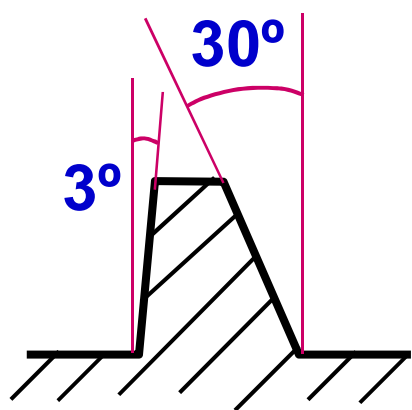


GB/T 5796.1—2005

$\alpha = 30^\circ$, $\beta = 15^\circ$

梯形螺纹

锯齿形螺纹：牙型角为 33° ，两侧牙型斜角分别为 $\beta = 3^\circ$ 和 $\beta' = 30^\circ$ 。 3° 的侧面用来承受载荷，可得到较高效率； 30° 的侧面用来增加牙根强度，适用于单向受载的传动螺旋。



GB/T 13576.1—2008

GB/T 13576.4—2008

$\alpha = 33^\circ$ $\beta = 3^\circ$ $\beta' = 30^\circ$

10.3 磨损

10.3.1 磨损的类型

- 1、黏附磨损—— 其中的胶合是高速重载接触副常见的失效形式。
- 2、磨粒磨损—— 硬度越大的材料磨损量越小。
- 3、（表面）疲劳磨损—— 滚动轴承和齿轮传动中常见。
- 4、腐蚀磨损—— 某些滑动轴承材料中会存在腐蚀磨损。
- 5、侵蚀磨损—— 水泵零件、水轮机叶片、火箭尾部喷管等有气蚀磨损和冲蚀磨损。
- 6、微动磨损—— 轴孔的过盈配合面，螺纹等连接件的接合面等。



1. 黏附磨损

当摩擦表面的轮廓峰在相互作用的各点处发生“冷焊”后，在相对滑动时，材料从一个表面迁移到另一个表面，便形成了粘附磨损。这种被迁移的材料，有时也会再附着到原先的表面上去，出现逆迁移，或脱离所粘附的表面而成为游离颗粒。严重的粘附磨损会造成运动副咬死。这种磨损是金属摩擦副之间最普遍的一种磨损形式。

简单的粘着磨损计算可以根据如图10.7 所示的模型求得，它是由 Archard（1953年）提出的。

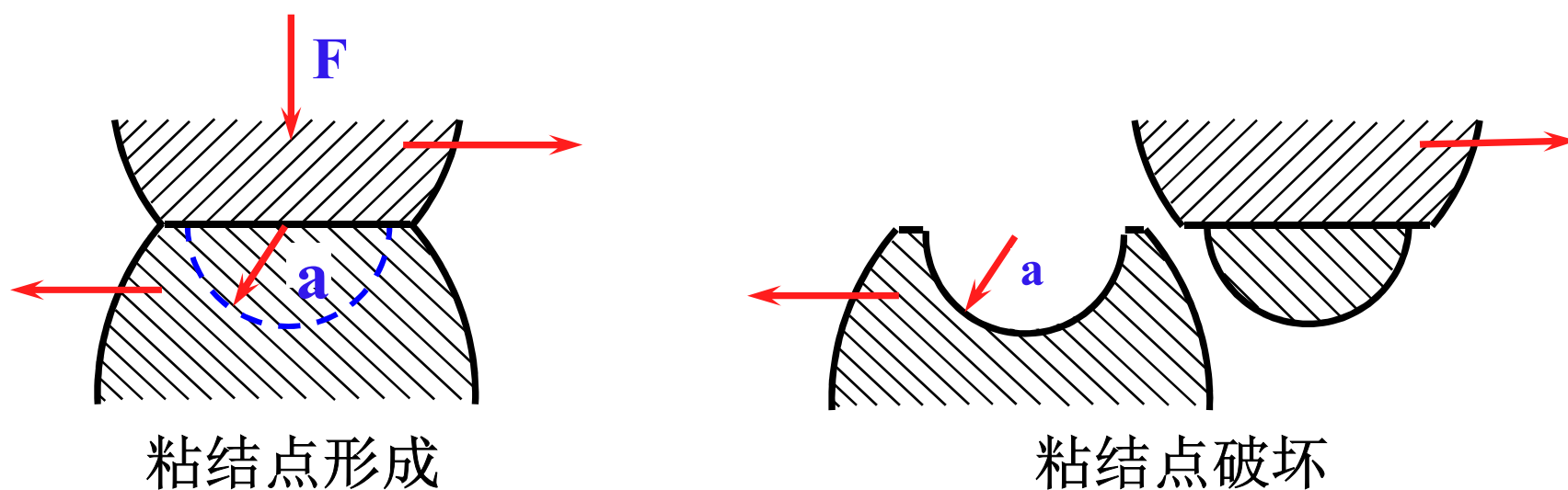



图10.7 简单的粘着磨损模型




选取摩擦副之间的粘着结点面积为以 a 为半径的圆，每一个粘着结点的接触面积为 πa^2 。如果表面处于塑性接触状态，则每个粘结点支承的载荷为：

$$F = \pi a^2 \sigma_s \quad (10.8)$$

式中， σ_s ——软材料的受压屈服极限。

假设粘结点沿球面破坏，即迁移的磨屑为半球形。于是，当滑动位移为 $2a$ 时的磨损体积为 $\frac{2}{3}\pi a^3$ 。因此体积磨损度可写为：


$$\frac{dV}{ds} = \frac{\frac{2}{3}\pi a^3}{2a} = \frac{F}{3\sigma_s} \quad (10.9)$$

考虑到并非所有的粘结点都形成半球形的磨屑，引入粘着磨损常数 k_s ，则粘附磨损公式为

$$\frac{dV}{ds} = k_s \frac{F}{3\sigma_s} \quad (10.10)$$



2. 磨粒磨损

外部进入摩擦面间的游离硬颗粒（如空气中的尘土或磨损造成的金属微粒）或硬的轮廓峰尖在较软材料表面上犁刨出很多沟纹时被移去的材料，一部分流动到沟纹的两旁，一部分则形成一连串的碎片脱落下来成为新的游离颗粒，这样的微切削过程就叫磨粒磨损。

流体磨粒磨损是指由流动的液体或气体中所夹带的硬质物体或硬质颗粒作用引起的机械磨损。利用高压空气输送型砂或用高压水输送碎矿石时，管道内壁所产生的机械磨损是其实例之一。

最简单的磨粒磨损计算方法是根据微观切削机理得出的。图 10.8 为磨粒磨损模型。

假设磨粒为形状相同的圆锥体，半角为 θ ，压入深度为 h ，则压入部分的投影面积 A 为

$$A = \pi h^2 \tan^2 \theta$$

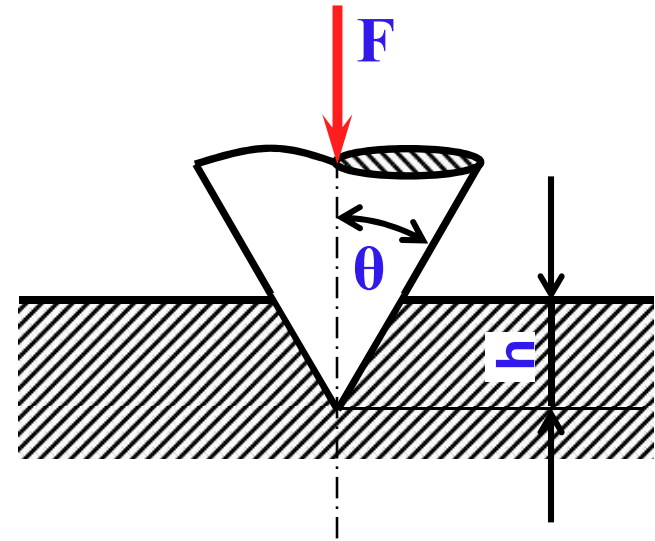



图 10.8 圆锥体磨粒磨损模型

如果被磨材料的受压屈服极限为 σ_s ，每个磨粒承受的载荷为 F ，则

$$F = \sigma_s A = \sigma_s \pi h^2 \tan^2 \theta$$




当圆锥体滑动距离为 s 时，被磨材料移去的体积为 $V = sh^2 \tan \theta$ 。若定义单位位移产生的磨损体积为体积磨损度 $\frac{dv}{ds}$ 则磨粒磨损的体积磨损度为

$$\frac{dv}{ds} = h^2 \tan \theta = \frac{F}{\sigma_s \pi \tan \theta} \quad (10.11)$$

由于受压屈服极限 σ_s 与硬度 H 有关，故

$$\frac{dv}{ds} = k_a \frac{F}{H} \quad (10.12)$$

式中， k_a ——磨粒磨损常数，根据磨粒硬度、形状和起切削作用的磨粒数量等因素决定。



为了提高磨粒磨损的耐磨性必须减少微观切削作用，如降低磨粒对表面的作用力并使载荷均匀分布、提高材料表面硬度、降低表面粗糙度、增加润滑膜厚度以及采用防尘或过滤装置保证摩擦表面清洁等。

另外，对比粘附磨损（**10.10**）与磨粒磨损公式（**10.12**）可以看出两者具有相同的形式。



3. 疲劳磨损

疲劳磨损是指由于摩擦表面材料微体积在重复变形时疲劳破坏而引起的机械磨损。

按照磨屑和疲劳坑的形状，通常将表面疲劳磨损分为**鳞剥和点蚀**两种。前者磨屑是片状，凹坑浅而面积大；后者磨屑多为扇形颗粒，凹坑为许多小而深的麻点。

对于退火和调质钢的疲劳磨损以点蚀形式出现，而渗碳和淬火钢的疲劳磨损是产生鳞剥。这两种磨损的疲劳坑形状如图 8.9 所示。

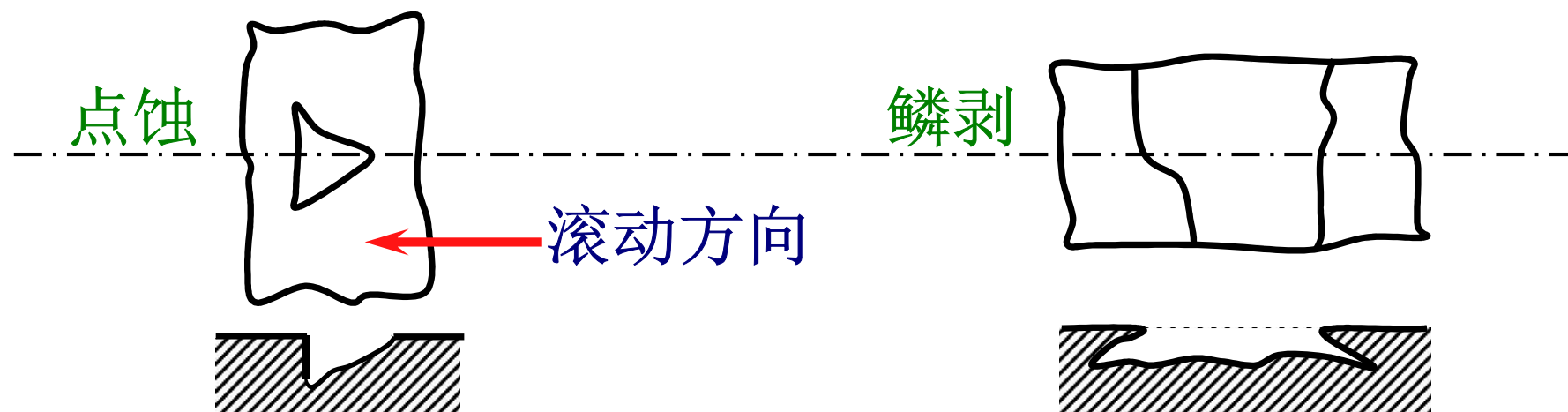


图 10.9 点蚀与鳞剥



4. 腐蚀磨损

腐蚀磨损又称机械化学磨损，机械化学磨损是指由机械作用及材料与环境的化学作用或电化学反应共同引起的磨损。例如摩擦副受到空气中的酸或润滑油、燃油中残存的少量无机酸（如硫酸）及水分的化学作用或电化学反应，在相对运动中造成表面材料的损失所形成的磨损。氧化磨损是最常见的机械化学磨损之一。

5. 气蚀磨损

气体磨损又称流体侵蚀磨损，流体侵蚀磨损是指由液流或气流形成的气泡破裂产生的冲蚀作用引起的磨损。燃气涡轮机的叶片、火箭发动机的尾喷管等常出现这类破坏。




6. 微动磨损

这是一种由粘附磨损、磨粒磨损、机械化学磨损和疲劳磨损共同形成的复合磨损形式。它发生在宏观上相对静止，微观上存在微幅相对滑动的两个紧密接触的表面上，如轴与孔的过盈配合面、滚动轴承套圈的配合面、旋合螺纹的工作面、铆钉的工作面等。这种微幅滑移是在冲击或振动条件下，因接触面产生的弹性变形而产生的。一般这种相对滑移的幅度非常小，在微米量级上。但是，由于接触面上的正压力较大，相对滑移可使接触面间产生氧化磨损微粒。微动磨损不仅要损坏配合表面的品质，而且要导致疲劳裂纹的萌生，从而急剧地降低零件的疲劳强度。



10.3.2 磨损过程曲线

一个零件的磨损过程大致可分为三个阶段，即 **磨合阶段**、**稳定磨损阶段** 及 **剧烈磨损阶段**。磨合阶段包括摩擦表面轮廓峰的形状变化和表面材料被加工硬化两个过程。由于机件加工后的表面总具有一定的粗糙度，在磨合初期，只有很少的轮廓峰接触，因此接触面上真实应力很大，使接触轮廓峰压碎和塑性变形，同时薄的表层被冷作硬化，原有的轮廓峰逐渐局部或完全消失，产生出形状和尺寸均不同于原样的新轮廓峰。



实验证明，各种摩擦副在不同条件下磨合之后，相应于给定摩擦条件下形成稳定的表面粗糙度，在以后的摩擦过程中，此粗糙度不会继续改变。磨合后的稳定粗糙度是给定摩擦条件（材料、压力、温度、润滑剂与润滑条件）下的最佳粗糙度，它与原始粗糙度无关，并以磨损量最少为原则。磨合是磨损的不稳定阶段，在整个工作时间内其所占的比率很小。

图 10.10 给出了常见的磨损曲线，它表示磨损量 Q 随时间 T 的变化关系。各种磨损曲线通常由表示三种不同的磨损变化过程的阶段组成。

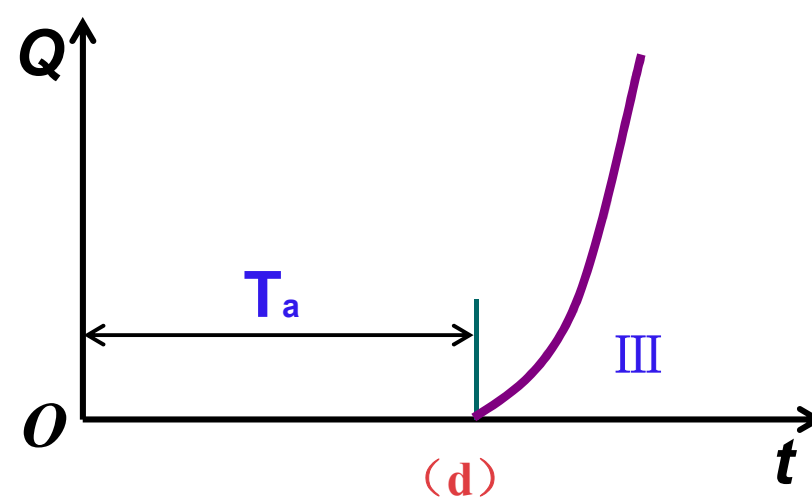
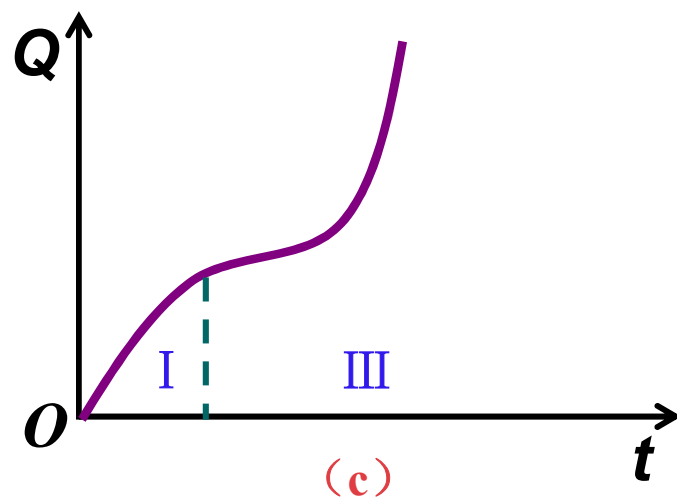
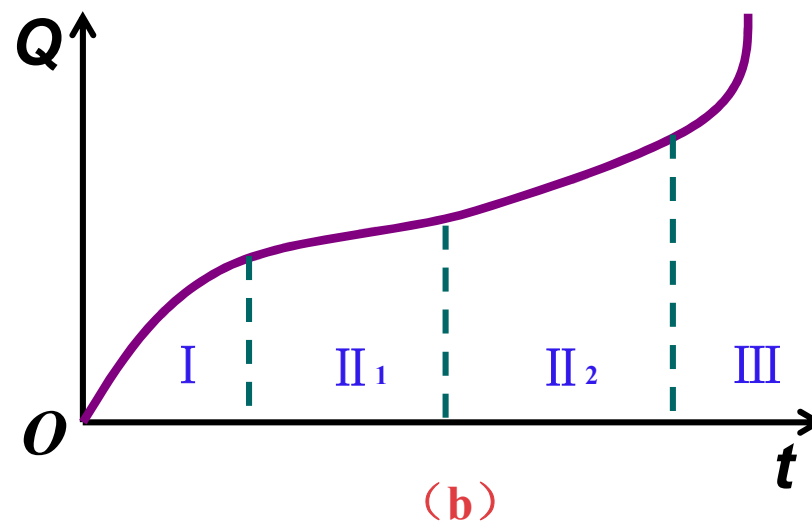
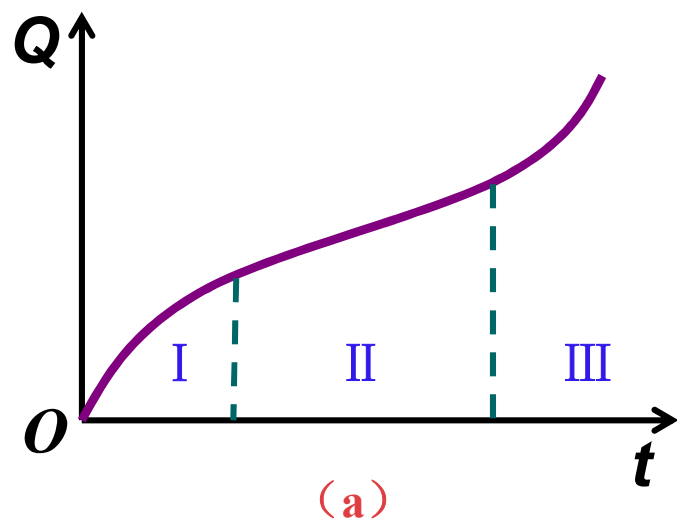
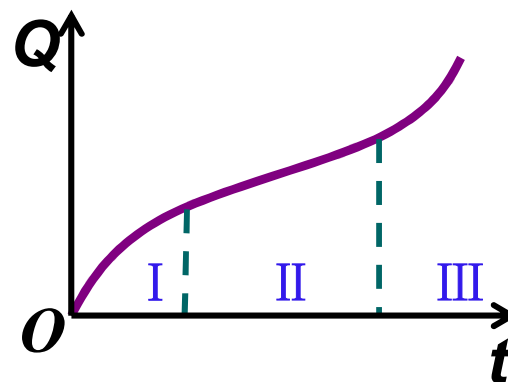


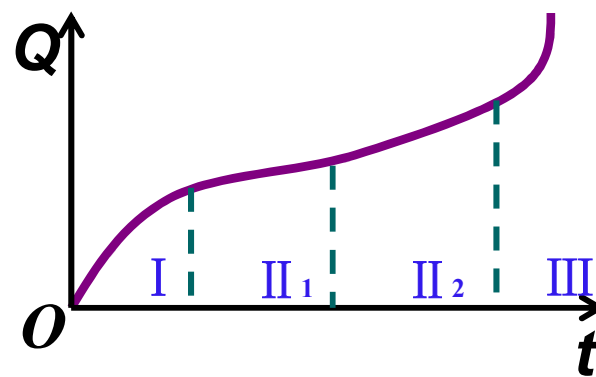
图 8.10 磨损过程曲线

图 10.10a 是典型的磨损过程曲线。在工况条件不变的情况下，整个磨损过程由三个阶段组成。



(a)

图 10.10b 的曲线表示磨合期以后，摩擦副经历两个磨损工况条件，因此有两个稳定磨损阶段。在这两个阶段中，虽然磨损率不同，但却属于正常工作状态。



(b)

图10.10c 是恶劣工况条件的磨损曲线。在磨合磨损之后直接发生剧烈磨损，没有正常工作阶段。

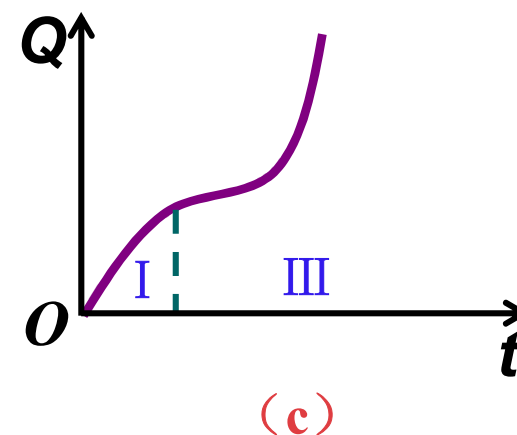
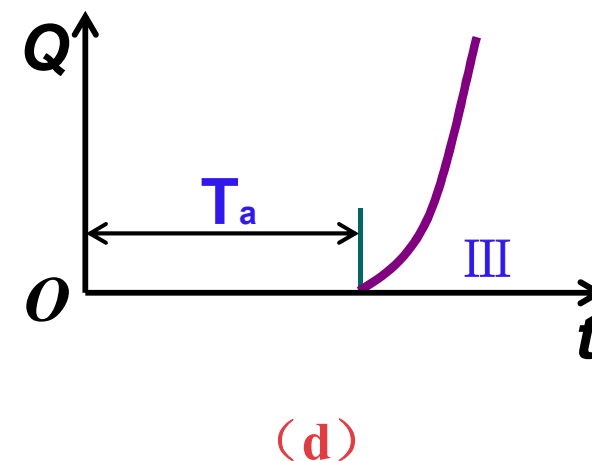


图 10.10d 属于接触疲劳磨损的过程曲线。当零件正常工作到接触疲劳寿命时，随即开始出现疲劳磨损，并迅速发展导致失效。





在稳定磨损阶段内，零件在平稳而缓慢的速度下磨损，它标志着摩擦条件保持相对恒定。这个阶段的长短就代表零件使用寿命的长短。

经过稳定磨损阶段后，零件的表面遭到破坏，运动副中的间隙增大，引起额外的动载荷，出现噪声和振动。这样就不能保证良好的润滑状态，摩擦副的温升便急剧增大，磨损速度也急剧增大。这时就必须停机，更换零件。

由此可见，在设计或使用机器时，应该力求缩短磨合期，延长稳定磨损期，推迟剧烈磨损的到来，为此就必须对形成磨损的机理有所了解。

10.4 润 滑

- 润滑就是将润滑剂导入两摩擦表面，将两摩擦表面部分或全部隔开。
- 摩擦主要发生在润滑剂内部，从而可以大大降低摩擦和减少磨损。

润滑

摩擦面间油膜形成的原理

流体动力润滑

利用摩擦面间的相对运动而自动形成承载油膜的润滑，如滑动轴承的轴颈与轴承表面的相对运动。

流体静力润滑

流体静力润滑则是从外部将加压的油送入摩擦面间，强迫形成承载油膜的润滑

10.4.1 流体动力润滑

1. 润滑油粘度定义

(1) 动力粘度

牛顿粘性定律: $\tau = \eta \dot{\gamma} = \eta \frac{dv}{dy}$

式中, τ ——剪应力, 即单位面积上的摩擦力, $\tau = F/A$;

$\dot{\gamma}$ ——剪应变率, 即剪应变随时间的变化率

η ——流体的动力粘度, 单位: $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

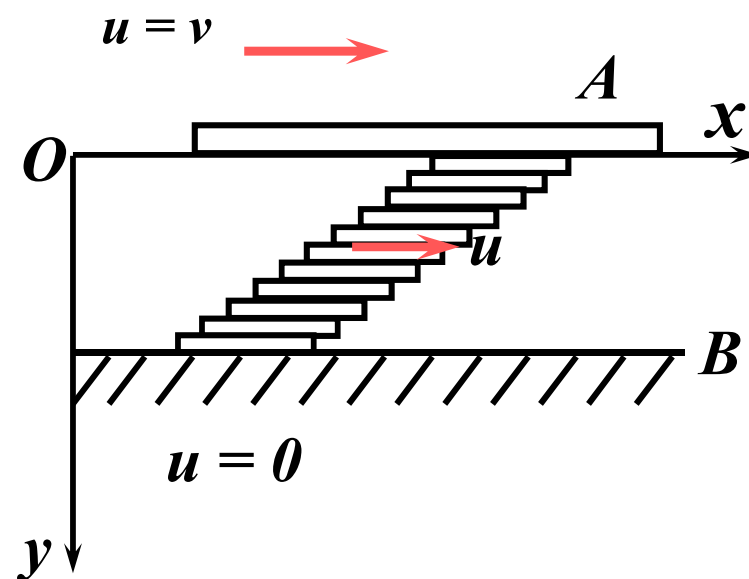
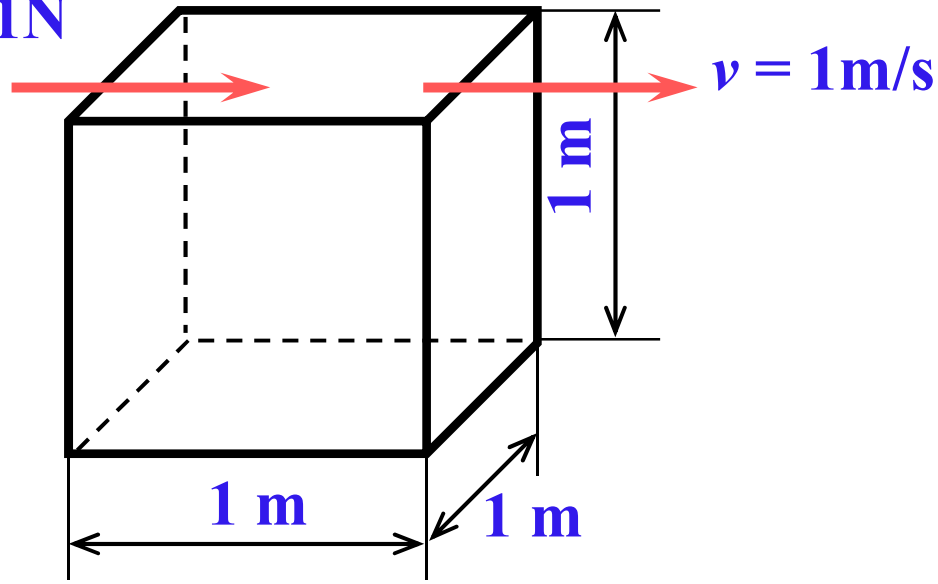


图 10.11 牛顿流体流动模型


$$F_t = 1\text{N}$$




黏度是切应力与单位速度梯度之比，在国际单位制（SI）中，它的单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 或写作 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ，如图10.12。

图10.12 黏度定义

采用英制单位时，动力黏度的单位用雷恩（Reyn）。

$$1 \text{ Reyn} = 1 \text{ lbf}\cdot\text{s}/\text{in}^2 = 1.45\times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$



凡是服从牛顿黏性定律的流体统称为牛顿流体，而不符合牛顿定律的流体为非牛顿流体，或称具有非牛顿性质。
实践证明：在一般工况条件下的大多数润滑油特别是矿物油均属于牛顿流体性质。

各种不同流体的动力黏度数值范围很宽。空气的动力黏度为 $0.02 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ，而水的黏度为 $1 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 。润滑油的黏度范围为 $2 \text{ mPa}\cdot\text{s} \sim 400 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ，熔化的沥青可达 $700 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 。

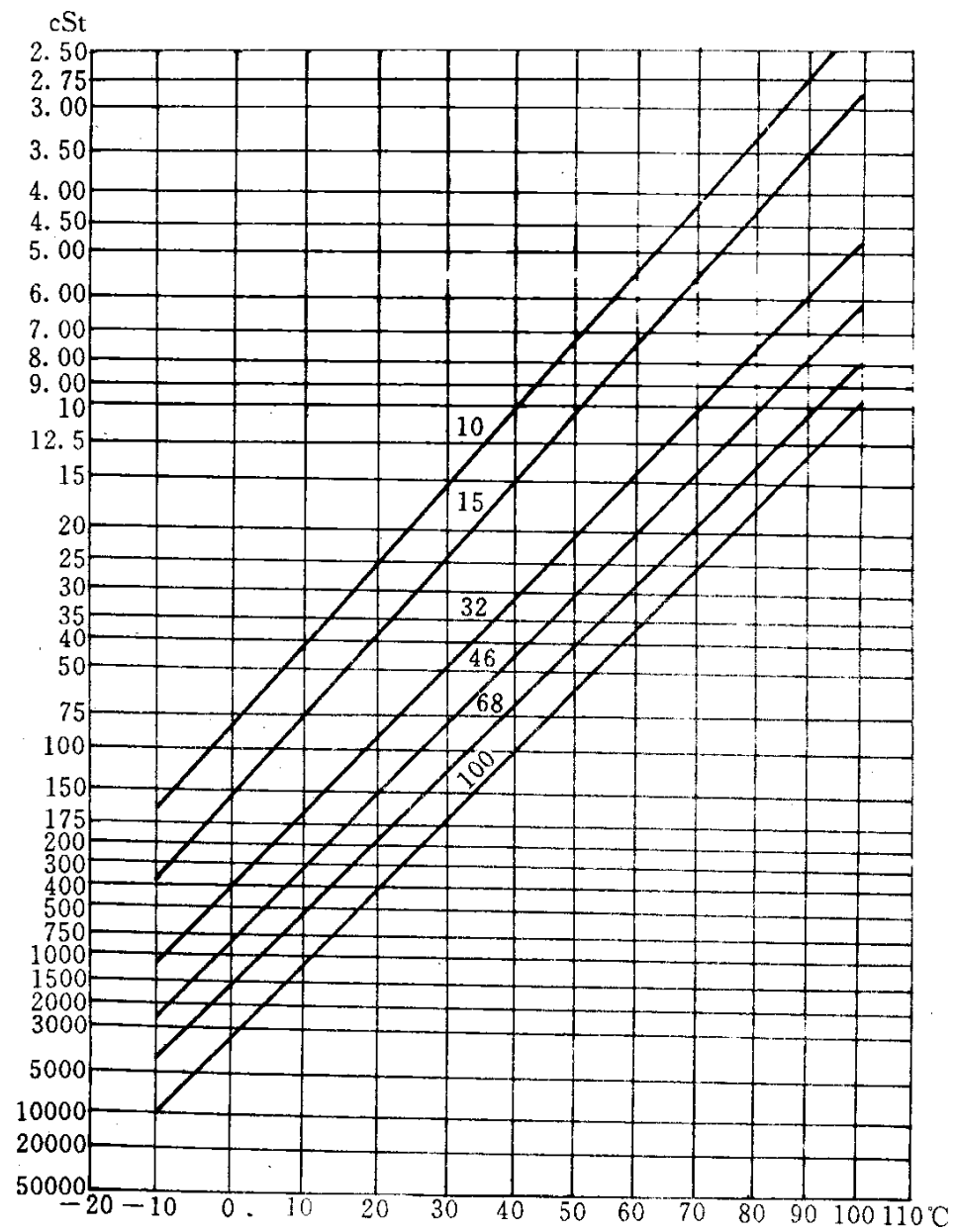
(2) 运动粘度

在工程中，常常将流体的动力粘度 η 与其密度 ρ 的比值作为流体的粘度，这一粘度称为运动粘度，常用 ν 表示。
运动粘度的表达式为：

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (10.15)$$

国际单位： m^2/s 。**物理单位**： cm^2/s ，—1St（斯），
实际上常用 St 的百分之一即 cSt 作为单位，称为厘斯，
因而 $1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。

附图 13.1 几种润滑油黏温曲线




注：斜线上的 10, 15, ..., 100 表示牌号 L-AN 后的数字。



（3）黏度与温度的关系

黏度随温度的变化是润滑剂的一个十分重要的特性。通常，润滑油的黏度越高，其对温度的变化就越敏感。从分子学的观点来看：当温度升高时，流体分子运动的平均速度增大，而分子间的距离也增加。这样就使得分子的动量增加，而分子间的作用力减小



① 黏温方程 常用的黏度与温度的关系式是 **Reynolds** 黏温方程，它可以写成：


$$\eta = \eta_0 e^{-\beta (T - T_0)} \quad (10.16)$$

式中，

η_0 —— 温度为 T_0 时的黏度；

η —— 温度为 T 时黏度；

β —— 温黏系数，可近似取作 $0.03 \text{ 1/}^\circ\text{C}$ 。



② 黏度指数 VI 用黏度指数 (VI 值) 来表示各种润滑油黏度随温度的变化程度, 是欧美常用的一种试验方法。它的表达式为:

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (10.17)$$

先测量出待测油在 210°F ($\approx 85^{\circ}\text{C}$) 的运动黏度值, 然后据此选出在 210°F 具有同样黏度且黏度指数分别为 0 和 100 的标准油。

式中的 L 和 H 是这两种标准油在 100°F ($\approx 38^{\circ}\text{C}$) 时的运动黏度。

U 是该待测油在 100°F 时的运动黏度。

然后用式 (10.17) 计算得到该润滑油的黏度指数值

粘度指数 VI , 其值越大, 表明粘度随温度的变化越小。

(4) 粘度与压力的关系

常用的描述黏度和压力之间变化规律的 **Barus 黏压方程**是：

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (10.18)$$

式中， η ——压力 p 时的黏度， η_0 ——大气压下的黏度；

α ——黏压系数，可取 $2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

当压力大于 **1 GPa**后，**Barus 黏压方程**计算的黏度值过大，不再适用。

$p > 10 \text{ MPa}$ 时，随 $p \uparrow \rightarrow \eta \uparrow$



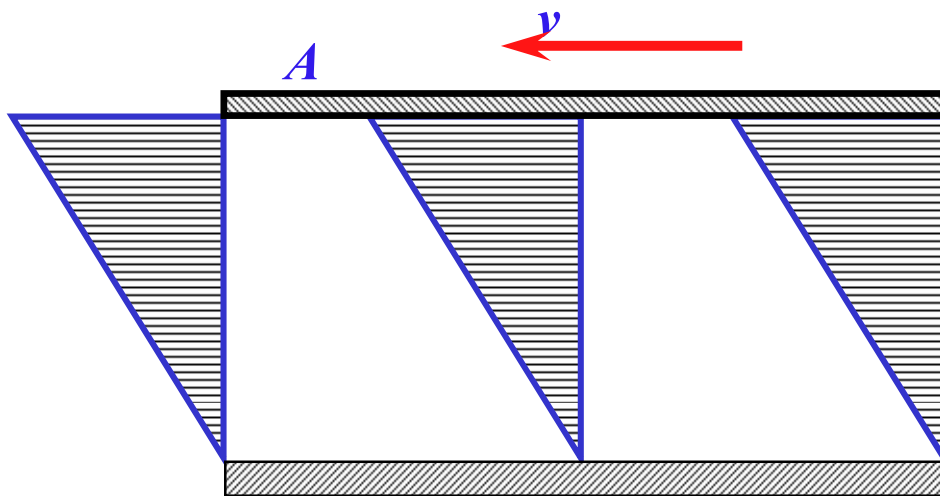
2. 流体动力润滑原理

两个作相对运动物体的摩擦表面，用借助于相对速度而产生的黏性流体膜将两摩擦表面完全隔开，由流体膜产生的压力来平衡外载荷，称为**流体动力润滑**。

所用的黏性流体可以是液体（如润滑油），也可以是气体（如空气等），相应地称为液体动力润滑和气体动力润滑。

流体动力润滑的主要优点:摩擦力小，磨损小，并可以缓和振动与冲击。

板 B 静止不动，板 A 以速度 V 沿 x 方向运动
板间充满有一定黏度的润滑油



A 、 B 两板平行

各层流速按直线分布

油膜对外载荷并无承载能力（这里忽略了流体受到挤压作用而产生压力的效应）。

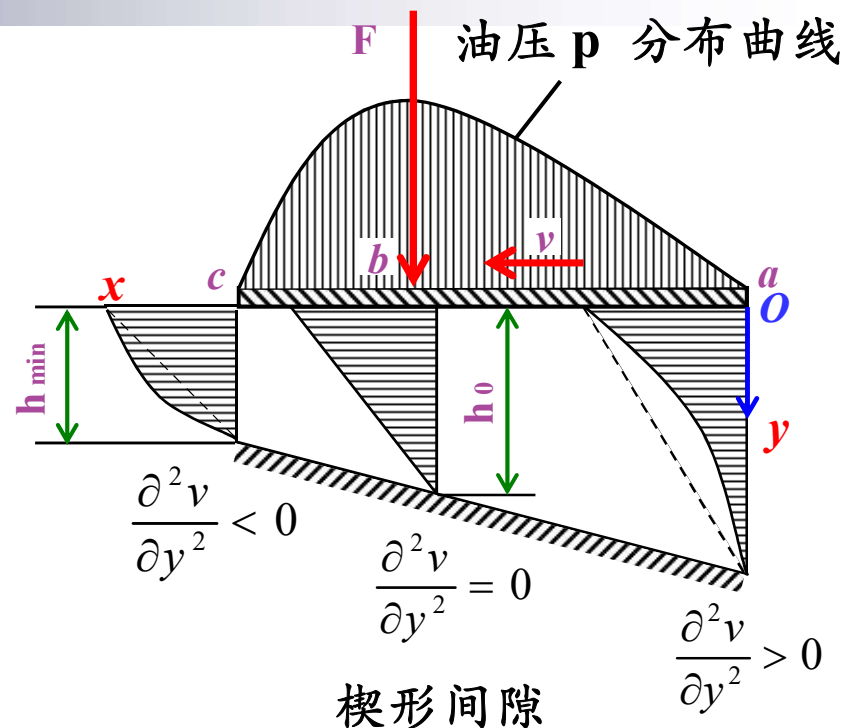
两摩擦表面平行，不会产生动压油膜

问题：
两平行的摩擦表面间是否可以产生动压油膜？

两刚性板形成楔形间隙，间隙内充满润滑油，且移动件的运动方向是从间隙较大的一方移向间隙较小的一方时

假设：

- Z方向润滑油无滑动
- 润滑油处于层流状态
- 油压 p 不随 y 值变化
- 粘度不随压力变化
- 润滑油不可压缩
(各截面的流量相等)



问题：

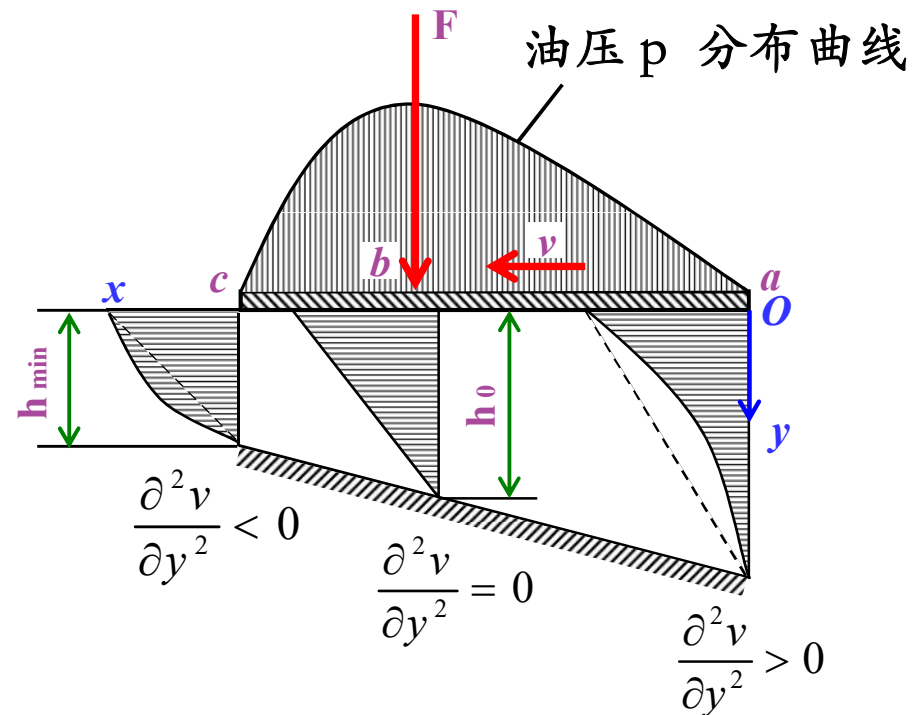
楔形收敛间隙所形成的摩擦表面间是否可以产生动压油膜？

●进入间隙的油量必然大于流出间隙的油量，间隙内的润滑油形成拥挤

●楔形收敛间隙中油层流动速度将由剪切流和压力流二者叠加

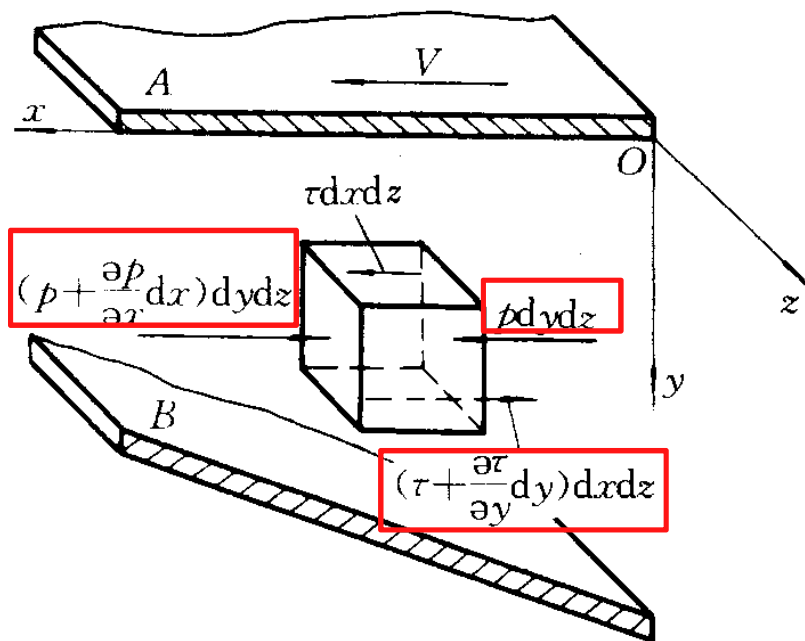
●入口处速度图形为凹形
出口处速度图形为凸形

●流入楔形收敛间隙流体可以产生动压油膜



3. 雷诺方程

从油膜中取微单元体，边长分别为 dx 、 dy 、 dz 。



x 方向的平衡条件: $\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\partial \tau}{\partial y}$

牛顿粘性定律: $\tau = \eta \frac{dv}{dy}$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\partial \tau}{\partial y} \\ \tau = \eta \frac{dv}{dy} \end{array} \right\} \frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (10.15)$$

p 沿 x 方向的变化率取决于该点速度梯度的导数

(1) 油层的速度分布

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$$

油压 p 不随 y 值变化

$$v = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y^2 + C_1 y + C_2$$

边界条件 $v|_{y=0} = V$
 $v|_{y=h} = 0$

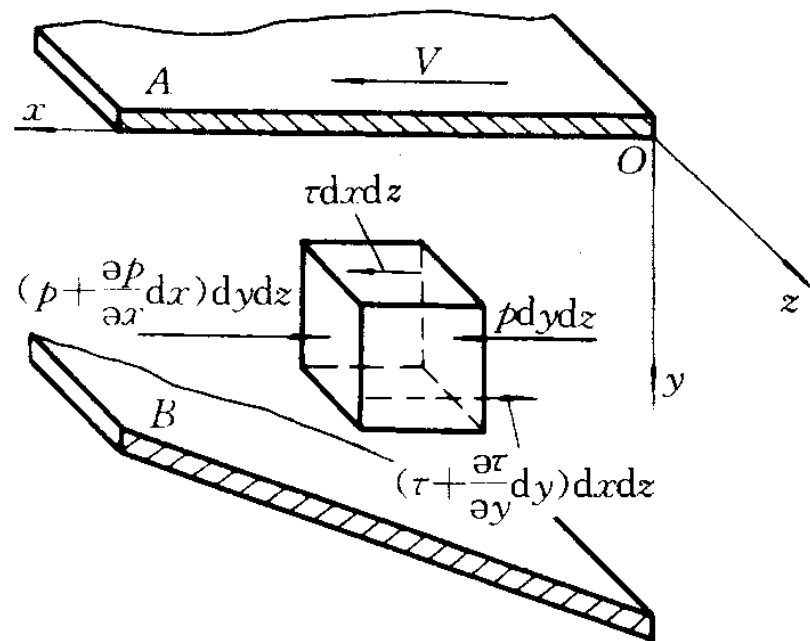
$$v = \frac{V(h-y)}{h} - \frac{y(h-y)}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x}$$

线性分布

抛物线分布

直接由剪切流引起

由油流沿 x 方向的变化所产生的压力流所引起



(2) 润滑油流量

任意截面上单位宽度 ($z=1$)
流量 (x 方向)

$$Q = \int_0^h v dy = \frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x}$$

设在 $p = p_{max}$ 处的油膜厚度为 h_0 (即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ 时, $h = h_0$),

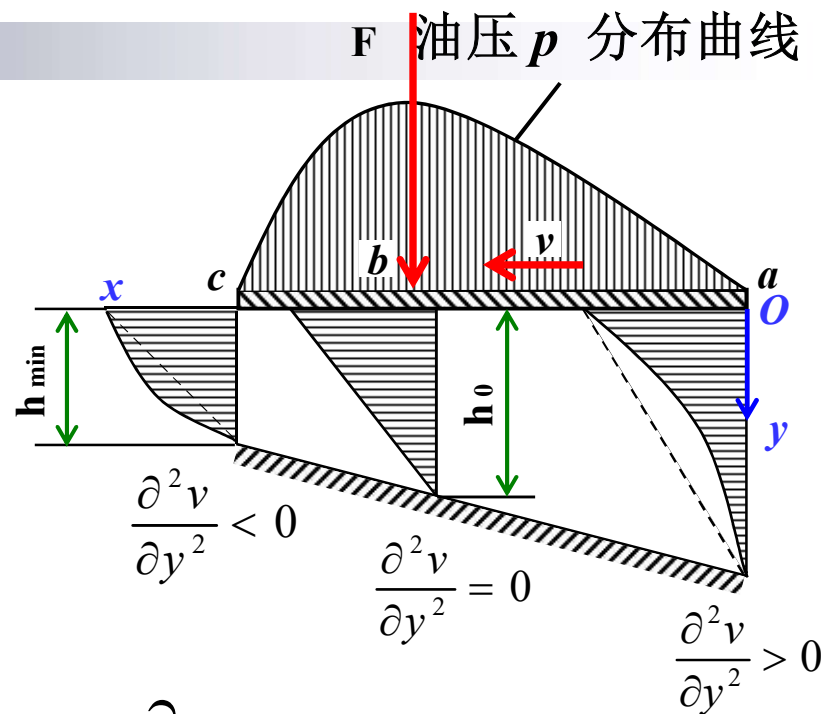
故

$$Q = \frac{Vh_0}{2}$$

当润滑油连续流动时, 各截面的流量相等

$$\frac{Vh_0}{2} = \frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \longrightarrow \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta V}{h^3} (h - h_0)$$

一维雷诺方程

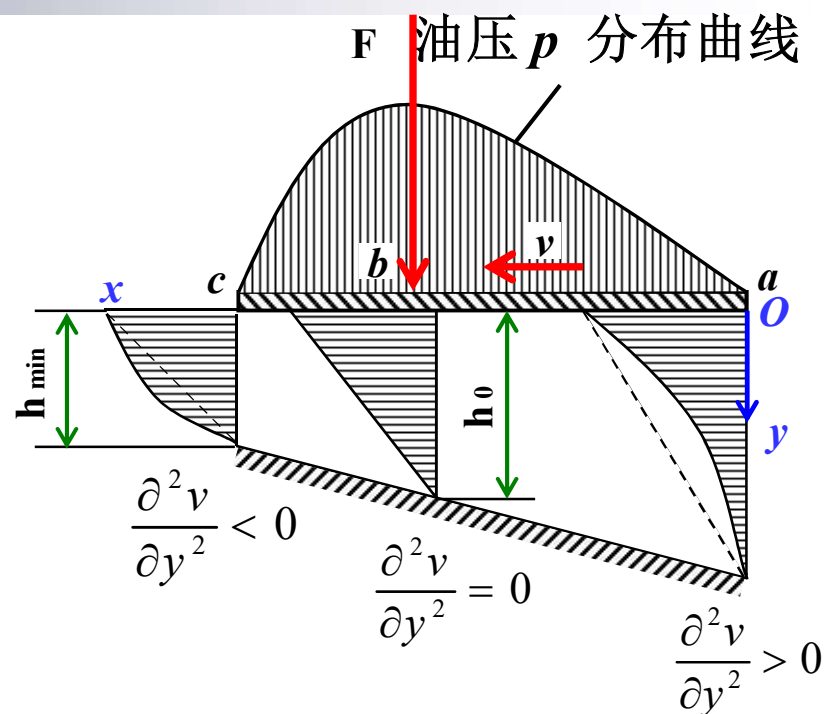




① 在 **ab** ($h > h_0$) 段,
 $\partial^2 v / \partial y^2 > 0$ (即速度分布曲线
呈凹形), 所以 $\partial p / \partial x > 0$, 即
压力沿 **x** 方向逐渐增大。

② 在 **bc** ($h < h_0$, 段,
 $\partial^2 v / \partial y^2 < 0$ (即速度分布曲线
呈凸形), 即 $\partial p / \partial x < 0$, 这表明压力沿 **x** 方向逐渐降低。
在 **a** 和 **c** 之间必有一处 (**b**点) 的油流速度变化规律不变,
此处的 $\partial^2 v / \partial y^2 = 0$, 即 $\partial p / \partial x = 0$, 因而压力 **P** 达到最大值。

③ 由于油膜沿着 **x** 方向各处的油压都大于入口和出口的
油压, 且压力形成如图10.13b 上部曲线所示的分布, 因
而能承受一定的外载荷。





(3) 形成动压油膜必要条件

由上述分析可知，形成流体动力润滑的必要条件是：

- ① 两摩擦表面必须有一定的**相对滑动速度**；
- ② 充分供应具有**适当粘度的润滑油**；
- ③ 相对运动的两表面应当形成**收敛的楔形间隙**，即使润滑油由大口流入、小口流出。

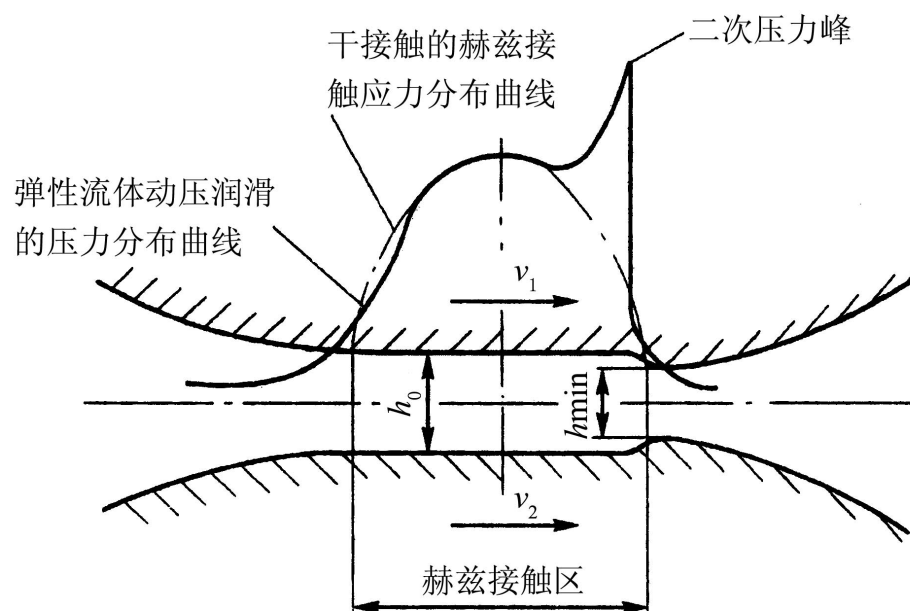
10.4.2 弹性流体动力润滑

弹性流体动力润滑理论是研究在相互滚动或伴有滚动的滑动条件下，两弹性物体间的流体动力润滑膜的力学性质。

图 10.15 就是两个平行圆柱体在弹性流体动力润滑条件下，接触面的弹性变形、油膜厚度及油膜压力分布的示意图。

依靠润滑剂与摩擦表面的粘附作用，两圆柱体相互滚动时将润滑剂带入间隙。由于接触压力较高使接触面发生局部弹性变形，接触面积扩大，在接触面间形成了一个平行的缝隙

在出油口处的接触面边缘出现了使间隙变小的突起部分（一种缩颈现象），并形成最小油膜厚度，出现了一个二次压力峰。



10.4.3 流体静力润滑

流体静力润滑是通过液压泵（或其它压力流体源）将加压后的流体送入两摩擦表面之间，利用流体静压力来平衡外载荷。

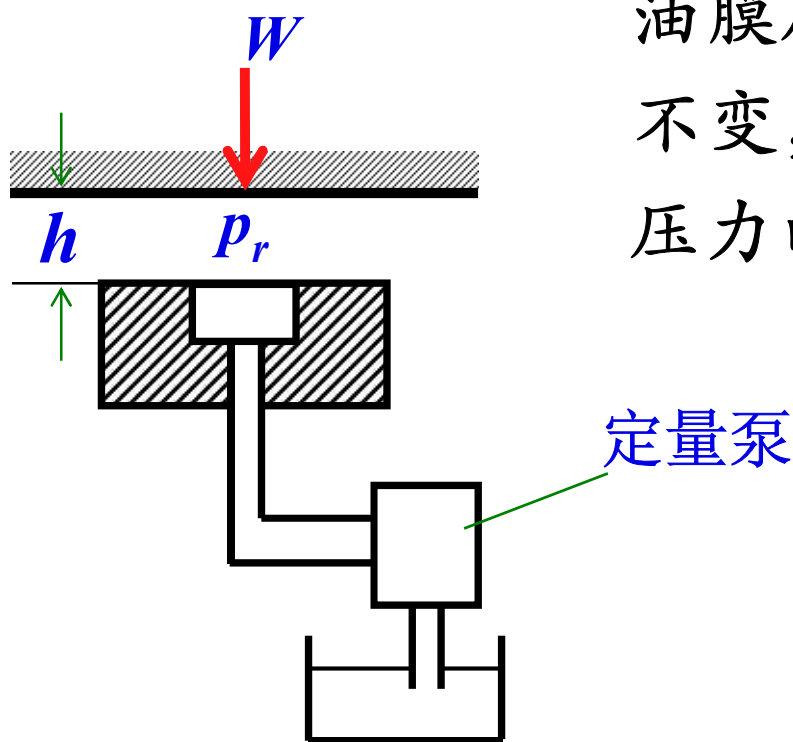
环境压力包围的封油面和油腔总称为油垫，一个油垫可以有一个或几个油腔。一个单油腔油垫不能承受倾覆力矩。

两个静止的、平行的摩擦表面间能采用流体静力润滑形成流体膜。

静压轴承的正常工作条件应是油膜压力的总和必须与载荷平衡，同时，为了保持油膜压力分布，供给油腔的流量应该等于经过轴承支承面溢出的流量。

图 10.16 表示典型的静压轴承润滑剂供应系统。最简单的供油方法是采用图 10.16a 所示的恒流系统。在这种系统中，流量控制装置是高压的定量泵，它以恒定的流量向油腔供油，而不受油腔压力大小的影响。当载荷增加后，

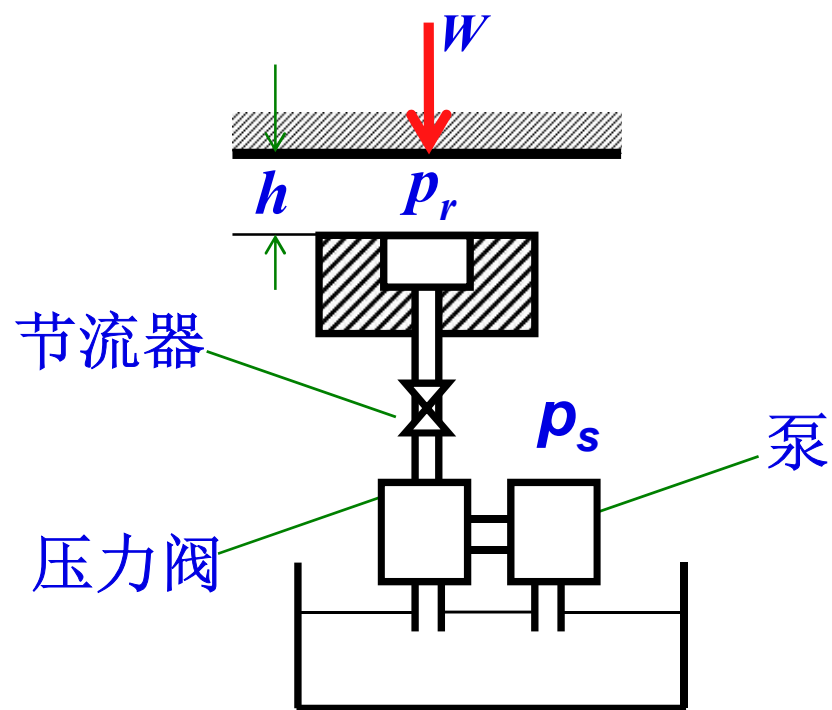
油膜厚度随之减小，由于流量保持不变，所以油腔压力升高，使油膜压力的总和与载荷建立平衡。



(a) 恒流系统

图10.16 静压润滑系统

然而，最常见的静压轴承是采用如图 10.16b 所示的恒流系统。从油泵经压力阀得到恒定的压力，而不受供油流量的影响。再在压力控制阀与油腔之间设置节流器，它用来控制进入油腔的流量和油腔压力，以适应载荷的变化。



(b) 恒流系统

图10.16 静压润滑系统

如图 10.17 所示单油腔圆形推力盘。外半径为 R ，圆盘中心开设半径为 R_0 的油腔，润滑油以供油压力 p_s 送入油腔，而油腔深度足以保证腔内的油全部处于油腔压力 p_s 作用之下。

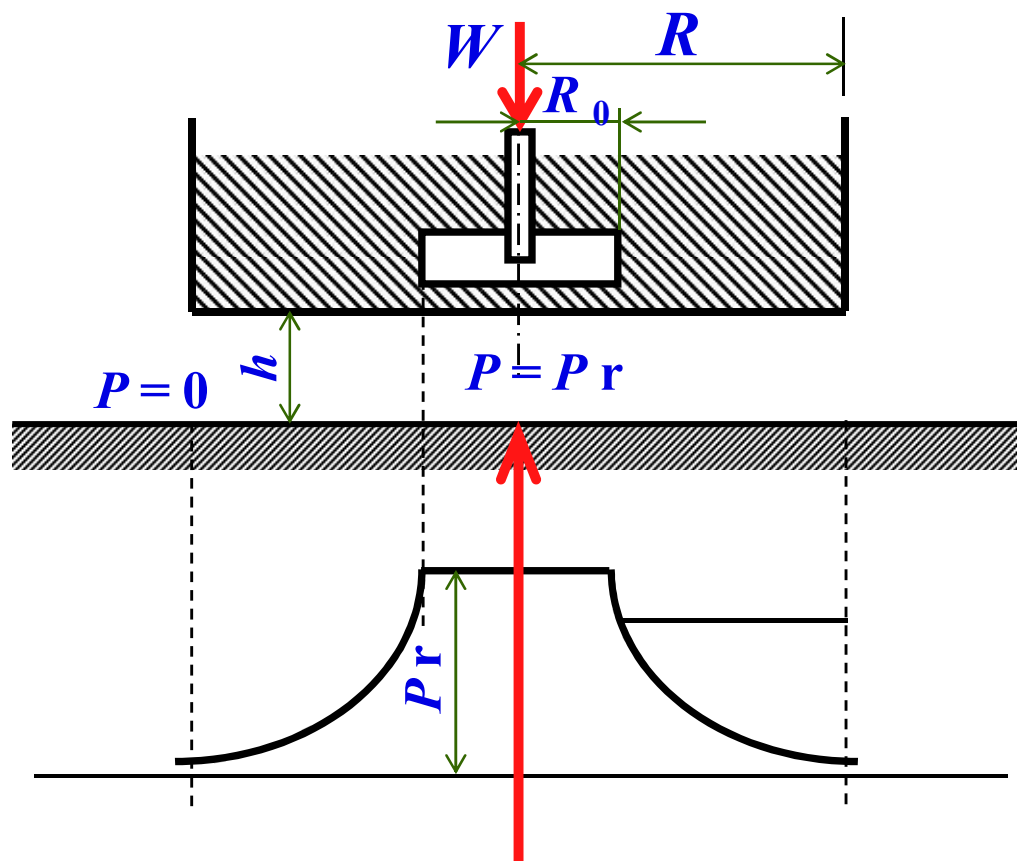


图10.17 圆形推力盘