

摩擦学基础(2)

笠原又一

[オイレス工業(株)]

二、磨 损

一般来说, 磨损是人们所不希望产生的。例如, 机械配合的松动、电车导电弓电刷的失效等都是由磨损引起的不良结果。可是, 有些情况下没有磨损又不行。如我们用铅笔或粉笔写字时, 适当的磨损就变得相当重要了。此外, 如望远镜片、块规等的精磨加工也都是磨损现象积极利用的例子。可见, 磨损与我们的生产、生活是密切相关的。

然而, 直到18世纪英国产业革命时期, 由于Watt的蒸汽机和Terevithick发动机的滑动部件迅速失效, 磨损才作为一个重要课题引起了人们的重视。当今, 一般认为磨损可分为以下几类:

1. 磨粒磨损 (Abrasive wear);
2. 粘着磨损 (Adhesive wear);
3. 疲劳磨损 (Fatigue wear);
4. 腐蚀磨损 (Corrosive wear);
5. 微动磨损 (Fretting wear)。

此外, 也有从现象直接命名的习惯叫法, 应予以注意。

1. 磨粒磨损

磨粒磨损也叫划伤或刨削磨损, 是最严重的磨损形式。它表现为硬物体对软材料表面的切削或刨削。这同达芬奇观察到的现象一样, 介于摩擦面间的硬质微粒, 被挤入较软一方材料中来切削较硬一方。

预防磨粒磨损的方法有下面几种〔4〕:

- (1) 提高摩擦副较硬一方的表面光洁度;
- (2) 设法用固体润滑剂填充较硬一方表面的凹痕;
- (3) 安装密封, 防止杂物侵入;
- (4) 摩擦副较软一方使用弹性模量较低的材料;
- (5) 摩擦副双方尽可能都用硬材料。

以上第一种方法比较好理解, 只要硬材料一方表面不是很粗糙, 问题就不会太大。第二种方法则略需一点固体润滑剂使用方面的专门技术。第三种方法是很显然的。方法四也可靠日常生活经验帮助理解, 如橡胶鞋底比皮革鞋底耐磨, 就是因为橡胶遇到硬物可以靠本身的弹性变形来减缓磨损。第五种方法是基于有硬物侵入时高硬度的摩擦副可将其压碎的观点。如建筑机械上使用淬火钢和渗氮钢作轴和轴承, 又如使用加工硬化效果非常好的锰钢作履带, 就是这样考虑的。从上面几点可以认为: HB/E值越大的材料越耐磨。在轴承设计时, 当比负荷超过轴承材料布氏硬度(HB)的 $\frac{1}{3}$ 时, 磨损就会迅速增大(如图12)。因此, 可将此数值作为选择轴承材料时的参考。

2. 粘着磨损

粘着磨损曾一度被认为是粘着点被剪断而引起的微粒脱落过程。而实际上, 是这种微粒在滑动面间被卷压成一定大小并混有对

偶材料成份的粒子，然后从摩擦面排出的复杂过程。

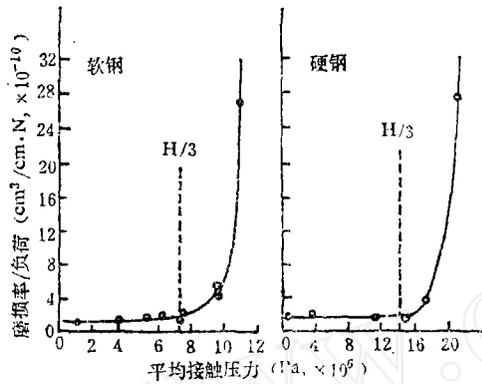


图12 平均接触压力与磨损率/负荷的关系

与磨粒磨损相比，粘着磨损要缓和得多，虽然不可能完全避免，但总是希望尽量使它小些。具体办法有以下几种：

(1) 避免用容易生成合金的材料组成摩擦副（参考图13）；

(2) 避免使用晶体结构相同的材料组成摩擦副。如面心立方结构的铜、银、铝和铅等相互摩擦时的磨损就大；

(3) 提高摩擦副一方材料的硬度和光洁度（如表面硬化处理）；

(4) 金属材料在其再结晶温度下扩散现象加剧，容易产生粘着，所以应避免高温，必要时应考虑采取冷却措施；

(5) 进行润滑。

H. Holm认为，粘着磨损在某种程度上可以用下式预测：

$$W = KPL/H$$

式中，W为磨损量（ mm^3 ）；K为磨损系数（无量纲）；P为负荷（N）；L为滑动距离（mm）；H为材料的硬度（ N/mm^2 ）。

不过，人们更常用的是下式：

$$W = K'PVT = K'PL \quad (7)$$

式中，W为磨损量（ mm^3 ）；K'为磨损系数（ $\text{mm}/\text{Pa}\cdot\text{m}$ 或 $\text{mm}/\text{Pa}\cdot\text{m}/\text{s}\cdot\text{h}$ ）；P为比

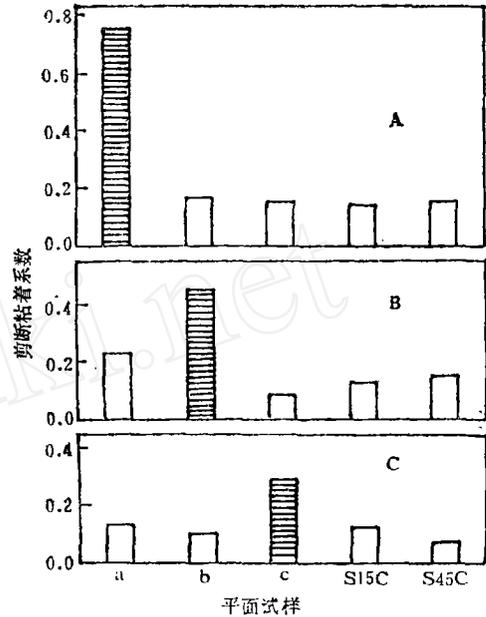


图13 铜-锌合金组成摩擦副时剪断粘着系数的变化〔5〕

小试样成份：

A—Cu-10%Zn；B—Cu-40%Zn；

C—Cu-50%Zn

a、b、c成分分别同A、B、C

负荷（Pa）；V为滑动速度（m/s）；T为滑动时间（h）；L为滑动距离（m或km）。其中K'依条件不同而取不同值：

空气中，由同种金属组成摩擦副时取 1×10^{-3} ；

空气中，由异种金属组成摩擦副时取 $1 \times 10^{-4} \sim 10^{-5}$ ；

边界润滑时取 $1 \times 10^{-5} \sim 10^{-7}$ ；

润滑脂等润滑下取 $1 \times 10^{-7} \sim 10^{-8}$ ；

流体润滑时取 $1 \times 10^{-8} \sim 10^{-10}$ 。

即使润滑条件相同，对于不同的运转方式、起动和停止的频度等，K'的取值也应不同。

还有两个有关的术语：

$$\text{磨损率} = \frac{dW}{dL} \quad (\text{mm}^3/\text{mm})$$

比磨损量 $W_s = W/PL$

$$(\text{mm}^3/\text{Pa}\cdot\text{m} \text{ 或 } \text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{m})$$

3. 疲劳磨损

疲劳磨损是指一般发生在滚动或滚动与滑动并存的滚动轴承及齿轮等零件上的一种磨损。材料在周期性应力的反复作用下，渐渐地在与滑动垂直的方向上产生裂纹，然后扩张，最终从表面上剥离，形成点蚀或剥蚀，称为疲劳。

如图14所示，设球与平面接触和圆柱间接触时的赫芝应力接触区分别为 $2a$ 和 $2b$ ，则疲劳磨损的深度分别为 $0.6a$ 和 $0.78b$ 。因此，就可用尽量加厚淬火层的办法提高材料抗疲劳磨损的能力。同时，要注意减少材料中的缺陷，防止裂纹扩展。有些情况下，还可使用高粘度润滑油来避免产生局部接触。

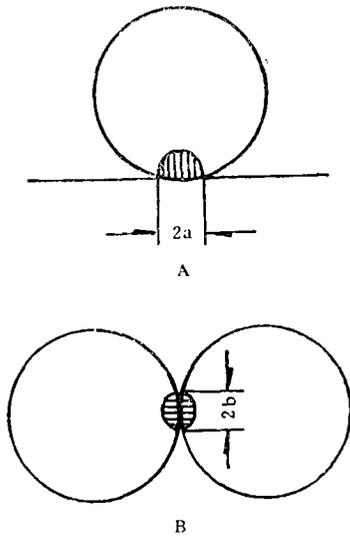


图14 赫芝应力接触区
A—球-平面；B—圆柱-圆柱

4. 腐蚀磨损

腐蚀磨损与纯粹的磨损略有不同，它是指由环境气氛的作用及润滑油中添加的硫和混入的水分等使材料在摩擦过程中受腐蚀而导致的材料损失。在使用铜合金作轴承时，尤须注意有害添加剂及水分的作用。

5. 微动磨损

微动磨损是指在振动负荷或在微小范围

内作往复滑动时发生的磨损。这种磨损用普通的润滑方法很难预防，它经常发生在轴承的装配部位、键或花键等固定结合部位。磨损面上一般被一层深褐色的粉状磨屑（氧化铁）所覆盖，将其除去后可以看到表面上遍布麻点，这就是微动磨损的特点。通常氧化物磨屑的质地很硬，它在微动过程中起磨粒作用，使磨损加剧。图15给出了一些金属氧化物的硬度。

微动磨损可通过将接触部位配合得紧密一些来避免产生相对滑移；或是用淬火、渗氮等材料硬化方法来得到改善。此外，使用渗透性好的润滑油或用高分子材料衬垫等方法来防止金属直接接触，也能有效地防止微动磨损。

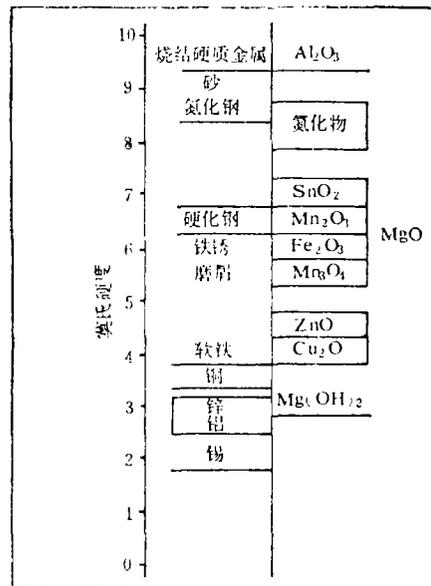


图15 金属氧化物的莫氏硬度

莫氏硬度对应的物质：1—滑石；2—石膏；3—方解石；4—萤石；5—磷灰石；6—正长石；7—水晶；8—黄玉；9—蓝宝石；10—金刚石

三、润 滑

要减小摩擦和磨损，最有效的方法是润滑。在相互滑动的表面间用润滑剂膜隔开，以避免金属之间的直接接触。典型的润滑状

态有以下几种:

1. 边界润滑 (Boundary lubrication);
2. 流体润滑 (Fluid film lubrication);
3. 弹性流体润滑 (Elasto-hydrodynamic lubrication);
4. 固体润滑 (Solid film lubrication)。

1. 边界润滑

摩擦面上只要有少量油或脂存在, 摩擦系数就会降低。甚至只有几个分子层厚的润滑油膜〔对于 $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_8\text{COOH}$, 其单分子层厚度为 10^{-8}mm 〕, 就可使摩擦系数减小到 $0.1\sim 0.01$ 。

但在少油润滑或不完全润滑时, 摩擦面处于部分有油、部分油膜在凸峰处被高负荷压破。这种状态称为边界润滑 (见图16)。

边界润滑下的摩擦系数公式为:

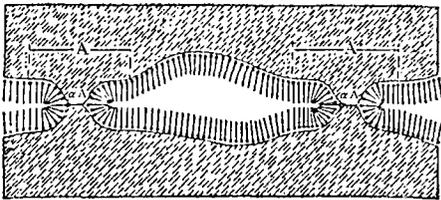


图16 Bowden的边界润滑模型〔6〕
A—真实接触面积

$$\mu = \alpha\mu_m + (1 - \alpha)\mu_L \quad (8)$$

式中, μ_m 为干摩擦时金属间的摩擦系数, μ_L 为具有薄且完好的润滑油膜时的摩擦系数; α 是油膜的破损率。

边界润滑时油膜厚度通常在几到几十个分子层之间, 而且油膜的连续性也非常不稳定。常见的机床及含油轴承等的润滑就大都处在这种状态。为了提高油膜与金属表面的附着性, 通常要加入 $0.1\sim 1\%$ 的脂肪酸类油性改善剂。但它的使用受到温度条件的限制, 在高温下, 油酸、硬脂酸类物质会失去附着能力。因此, 边界润滑下还是使用油膜强度较高的润滑油为好。

2. 流体润滑

在轴与轴承间由润滑油的粘性产生的楔状油膜承受负荷的润滑状态称流体润滑。这时, 油膜把轴与轴承完全隔开。因此, 可维持低的摩擦系数并将磨损抑制在很小的程度。图17是流体润滑的示意图。

当负荷非常小或完全除去时, 轴的转动阻力只来源于油的粘性。这时的摩擦系数可用 N.P. Petroff 方程来表示:

$$\mu = 2\pi^2 \left(\frac{D}{C}\right) \frac{\eta N}{P} \quad (9)$$

式中, D 为轴的直径 (mm); η 为油的粘性系数 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$); N 为轴的转数 (s^{-1}); P 为负荷 (Pa)。

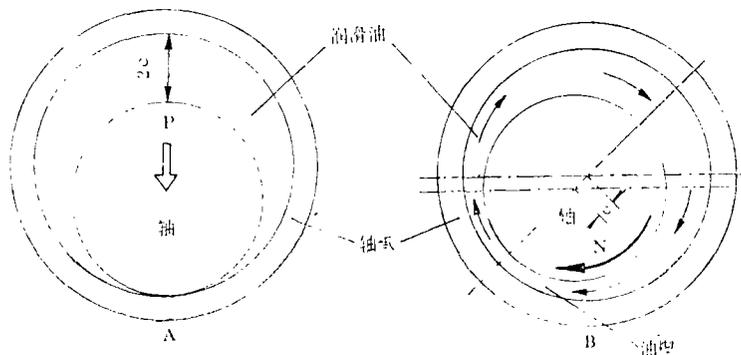


图17 润滑油膜的形成
A—轴静止时, B—轴转动时
 e 为偏心量, c 为半径间隙, ε 为偏心率, $\varepsilon = e/c$

但这一方程只有在特殊条件下才成立(如图18所示)。因此,人们试图寻找一个适用范围较广的一般方程,下式是以O. Reynolds的压力方程为基础、经A. Sommerfeld简化、又由F.W. Ocvirk等考虑了轴承两端侧流而进一步修正后的方程:

$$\frac{W_1}{\mu U} \left(\frac{c}{r}\right)^2 \left(\frac{d}{l}\right)^2 = \frac{\varepsilon \sqrt{\pi^2 (1-\varepsilon^2) + 16\varepsilon^2}}{(1-\varepsilon^2)^2} \quad (10)$$

式中, $W_1 = W/l$ 为轴承单位长度的承载能力(N/cm); μ 为润滑油粘度(Pa·s); U 为滑动速度(cm/s); c 为半径间隙(cm); r 为轴承半径(cm); d 为轴承直径(cm); l 为轴承长度(cm); $\varepsilon = e/c$ 为偏心率(无量纲); e 为偏心率(cm)。

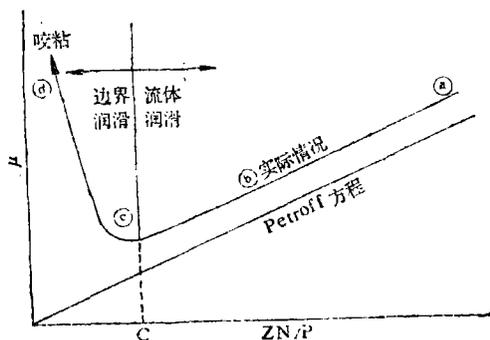


图18 ZN/P与润滑状态
Z—油的粘度; N—转数; P—荷负

轴承的尺寸、间隙、总负荷、转速及油的粘度在运转条件确定后都是已知的,所以可先计算公式的左半部,然后解出 ε 和 e 值。

油膜压力的计算公式如下:

$$p = \frac{3\mu U}{rc^2} \frac{\varepsilon \sin\theta}{(1+\varepsilon \sin\theta)^3} \left(\frac{l^2}{4} - Z^2\right) \quad (11)$$

取Z轴方向的坐标 $Z = 0$ 时,可算出各不同位置处的油膜压力 p (Pa),从而可获得油膜压力分布图(见图19)。

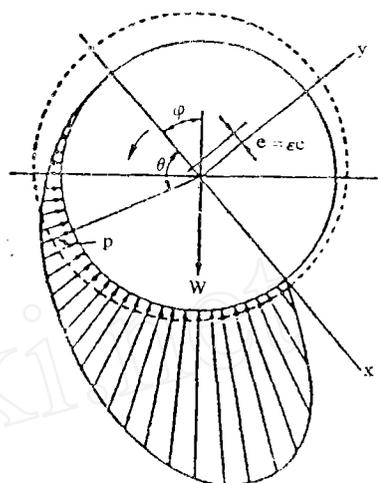


图19 窄轴承的油膜压力分布图
W—负荷; e—偏心率; φ—偏角; p—油膜压力

偏角 φ 可由 $\operatorname{tg}\varphi = \frac{-\pi\sqrt{1-\varepsilon^2}}{4\varepsilon}$ 算出。

这种情况下的摩擦力公式为:

$$F = \left(\frac{\mu U l r}{c}\right) \frac{2\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \quad (12)$$

此近似式适用于 $l/d \approx 1$ 的短轴承。

摩擦系数 f 为:

$$f = \frac{F_1}{W} \quad (F_1 = \frac{F}{l}) \quad (13)$$

3. 弹性流体润滑

弹性流体润滑理论〔7〕是在实践中证实了滚动轴承的线或点接触部位以及齿轮齿面间存在油膜之后,才迅速发展起来的。

过去曾认为,在高负荷下线或点接触部位的油膜容易被挤破而导致金属的直接接触。而实际上已经证明,线接触部位可产生如图20所示的油膜。它基于以下两个事实:

(1) 接触部位的弹性变形使油膜易于生成;

(2) 受压时,油的粘度会上升。如常压下粘度 $\eta = \eta_0$,则受压后: $\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$ 。式中, α 为粘度压力系数; p 为所受压力(Pa)。

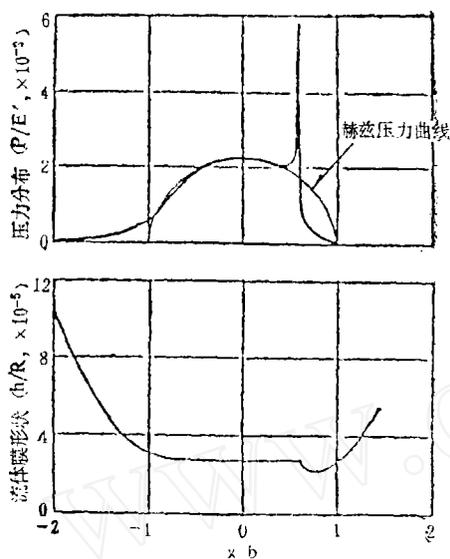


图20 弹性流体润滑理论计算的油膜压力及形状

使用参数值(含义见后):
 $U=10^{-11}$, $W=3 \times 10^{-6}$, $G=5000$
 b —赫兹接触区的半宽度

经Dowson和Higginson修正后的油膜厚度方程式为:

$$H = 2.65G^{0.54}U^{0.7}W^{-0.13} \quad (14)$$

式中, $H = h_{\min}/R$, 其中 h_{\min} 为压力点上的最小油膜厚度, R 为等价半径:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

其中, R_1 、 R_2 为接触体的半径; $G = 2E'$, 为材料系数, 对矿油-钢的 $G \approx 5000$, 对矿油-青铜的 $G \approx 2500$ 。其中, $E' = \frac{E}{1-L^2}$,

为等价纵弹性模量, 其中 E 为弹性模量, L 为轴承长度; $U = \eta_0(u/E'R)$, 为速度系数, $U \approx 10^{-11}$ 。其中, u 是平均速度, η_0 为油的粘度; $W = P_{HZ}/(E'RL)$ 为负荷系数, $W \approx 3 \times 10^{-6}$ 。其中, P_{HZ} 为赫芝负荷。

弹性流体润滑油膜的厚度受负荷的影响很小, 仅为 $W^{-0.07} \sim W^{-0.13}$, 但受速度与粘度的影响大, 为 $U^{0.6} \sim U^{0.7}$ 。当油量较

少时, 可将式(14)乘以 $0.5 \sim 0.7$, 即相当于脂润滑的情况。

此外, 它还受表面光洁度的影响。设油膜与粗糙表面凸峰之比为 λ , 则:

$$\lambda = h_{\min}/\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (15)$$

式中, $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ 为合成粗糙度, σ_1 和 σ_2 为微凸体高度。当 $\lambda > 3$ 时, 为完全流体润滑; 当 $\lambda < 1$ 时, 为金属接触。

4. 固体润滑

由式(4)[见固体润滑, 9(1989), 3:192]可知, 摩擦系数与剪切强度 S 成正比, 与压痕硬度 P_m 成反比。小 S 小 P_m 大的材料对降低摩擦系数有利。但一般来说, 大多数材料的 S 与 P_m 都是呈正比关系的, 因而不会得到低摩擦, 如图21(a)和(b)。但是, 如图21(c)所示, 若在硬金属表面涂上一层软金属膜, 就能使摩擦系数降低。不过, 如底材也是软金属, 则涂软金属膜就起不到这种作用了。

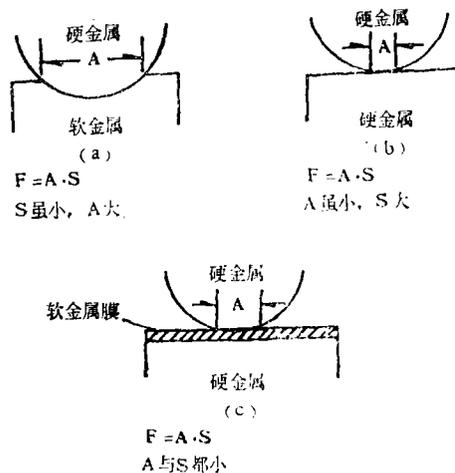


图21 软金属薄膜的润滑作用

F —摩擦力; S —剪切力; A —接触面积

若把这层软金属膜换成固体润滑剂膜, 则不仅会使摩擦系数降低, 还可在高负荷和高、低温条件下以及真空、水等环境中使用。

固体润滑剂以具有层状结构的物质为多,这种结构就如同叠在一起的扑克牌,在其顶部施加切向力时,很容易引起牌间滑动。常用的固体润滑剂有二硫化钼、石墨等。此外,如表2所列,还有软金属及其化合物、金属皂和聚四氟乙烯等。

表2 常用的固体润滑剂

层状结构物质	MoS ₂ 、WS ₂ 、WSe ₂ 、MoSe ₂ 、BN (CF _x) _n 、石墨、酞青
软金属化合物	PbO、PbS、PbI、CdI、CdCl ₂ 、AgI
软金属	In、Pb、Au、Ag
金属皂	Ca、Na、Mg、Al 的各种皂
合成树脂	PTFE、PE

固体润滑剂有以下多种使用方法,需根据具体用途来选择。

(1) 将固体润滑剂直接用粘结剂或陶瓷粘结在金属表面上;

(2) 可用塑料或低熔点金属浸渍在多孔性固体润滑材料中使用(如浸渍石墨);

(3) 电泳沉积镀固体润滑膜;

(4) 在金属上打孔,将固体润滑剂嵌入其中;

(5) 用化学方法使金属表面原位形成MoS₂膜;

(6) 将固体润滑剂分散在油、脂中使用;

(7) 溅射沉积镀固体润滑膜;

(8) 固体润滑剂与金属粉末混合制成金属基复合材料;

(9) 将固体润滑剂添加在塑料中制成塑料基复合材料。

5. 润滑油脂

A. 作用

(1) 润滑作用。介于两运动表面之间,可防止金属直接接触以降低摩擦系数;

(2) 冷却作用。吸收摩擦热,可防止烧轴(润滑脂的冷却效果较差);

(3) 密封作用。可阻止外部杂质的侵入,以保持内部的气密性(润滑脂的效果较好);

(4) 防锈作用。可防止金属锈蚀;

(5) 吸震作用。具有可挤压性,可缓冲轴承等所受的冲击负荷。

B. 选择标准

要根据具体使用要求,选择最合适的润滑剂:

(1) 流体润滑情况下

要求高速低负荷时选用低粘度油;如为低速、高负荷,则选用高粘度油为宜;当使用温度要求由低温到高温时,最好选用合成润滑油。

(2) 震动严重或灰尘、水等容易侵入的场合

主要选用润滑脂,尤其常用锂基脂;但当温度范围要求较宽时,也最好使用合成润滑脂;在高温、高负荷时,可使用添加固体润滑剂的复合脂。

(3) 齿轮

齿轮运转时,润滑剂受到离心力的作用,对于这类部件,可使用附着性能好的高粘度润滑油。

C. 添加剂

为了提高润滑油脂的各种使用性能,通常要加入不同的添加剂;

(1) 油性改善剂

为提高边界润滑条件下油膜的强度,防止低速时产生粘-滑现象,使用油性改善剂。月桂酸及硬脂酸等脂肪酸通过物理或化学作用吸附在摩擦面上,在摩擦过程中生成可改善润滑性的表面膜。这类添加剂在油中的添加量为0.1~1.0%。但当温度超过某一值时,这种作用便消失。

(2) 极压添加剂

极压添加剂主要用于苛刻工况下使用的润滑油中。当摩擦面温度升高时,极压添加剂就在受压部位产生选择性反应,生成

具有良好润滑性的化合物，可有效地防止烧轴。常用的极压添加剂有硫系、氯系和磷系，以磷系为最多。这类添加剂的添加量在1~10%，并可与油性改善剂同时使用，图22所示为添加剂的影响。

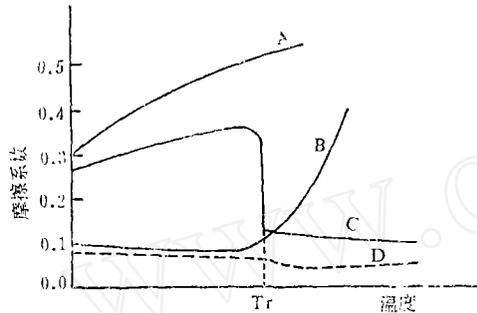


图22 添加剂对润滑油性能的影响

A—石蜡（基础油），B—加油性改善剂脂肪酸；
C—加于温度 T_r 时与表面反应的极压添加剂；
D—同时加脂肪酸及极压添加剂

（3）其它

抗氧化剂：防止润滑油劣化用；
清净分散剂：防止产生淤泥用；
防锈剂：提高润滑油防锈效果用；

消泡剂：防止润滑油产生泡沫用。

参 考 文 献

- 〔1〕 Dowson, D., History of Tribology, Longman, 1979, p.35.
 - 〔2〕 曾田范宗, 摩擦の話, 岩波, 1971.
 - 〔3〕 Robinowicz, E., Friction and Wear of Materials, John Wiley and Sons, 1965, p.62.
 - 〔4〕 佐藤健儿, 金属の摩耗とその対策, 养贤堂, 1965, p.17.
 - 〔5〕 葉山房夫, 摩擦と摩耗, 日本机械学会教材, 1984, p.67.
 - 〔6〕 Bowden, F.P. and Tabor, D., Friction and Lubrication, Methuen, 1967, p.128, p.137.
 - 〔7〕 平野富士夫, 潤滑(日), 12(1967), 1, 273.
- 其它: 川崎景民, オイルレスベアリング, アグネ, 1980.
潤滑便覧(日刊工業).
潤滑ハンドブック(养贤堂).

（续完）

（李同生根据作者在华讲学内容整理翻译，未经作者审阅）

（上接第233页）

外，摩擦副的运动形式也是重要因素。滚-滑接触条件下的点蚀坑的面积大而数量少；而纯滚接触疲劳时的点蚀坑数量多而面积小。

2. 在滚-滑接触条件下，应以试件表面出现蚀坑为接触疲劳失效的判据。

3. 在纯滚接触情况下，应以点蚀坑总面积占接触面积的百分比作为接触疲劳失效的评定准则，百分比值应视不同工况通过试验确定。

参 考 文 献

- 〔1〕 什科利尼克, JI. M., 疲劳试验方法手册, 机械

- 工业出版社, 1983年, p.337~342.
- 〔2〕 机械工业部洛阳轴承研究所, 接触疲劳试验方法及规程(初稿), 1984年, p.1~7.
- 〔3〕 斯旺森, S.R., 疲劳试验, 上海科技出版社, 1982年, p.108~115.
- 〔4〕 尼米, M.J., 摩擦学手册, 机械工业出版社, 1984年, p.458~460.
- 〔5〕 Cazaud, R., Contribution to the study of deterioration in automobile engine cam and tappets, the institute of mechanical engineers proceedings of the automobile division, 1962~1963, p.101~105.
- 〔6〕 Kyozo Torii, SAE paper 770635, p.2~4.
- 〔7〕 Just, E., Determining wear of tappets and cam at Volkswagen, Metal Progress, August, 1970, p.111~112.