

第六篇 热分析

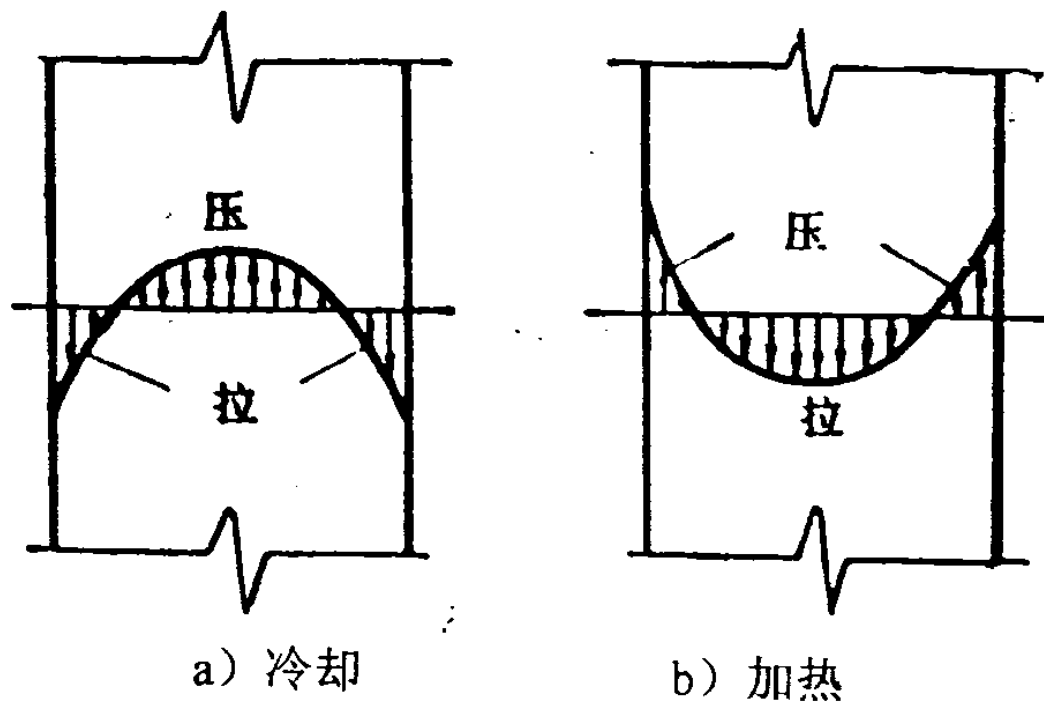
- 由于温度的变化会使机械零件产生变形和温度应力，因此温度对高温下工作的机械零件也有较大影响。
- 例如金属材料在高温下可能出现蠕变和松弛现象，从而导致机械零件的力学性能发生明显变化。
- 所以，对在高温下承担重要工作的机械零件需要进行热应力分析。
- 但是，由于机械零件受温度影响时的应力和变形计算比较复杂，因而对一般工况下工作的机械零件仅限于它们的工作温度和进行热平衡计算，以避免因工作温度过高而不能正常工作。

第13章 机械设计中的热分析

13.1 温度对材料性质的影响

13.1.1 温度变形、应力和蠕变

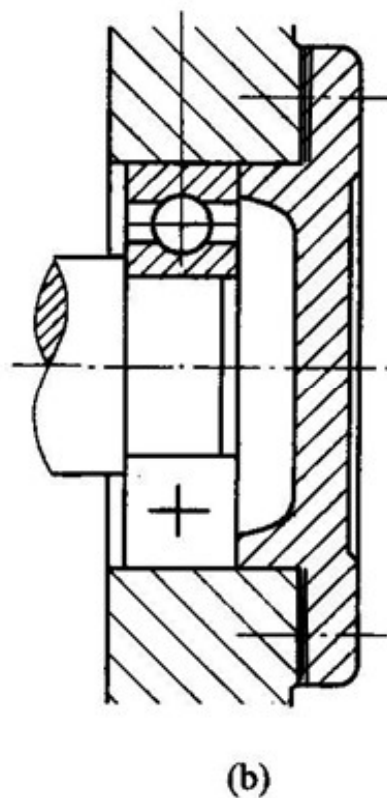
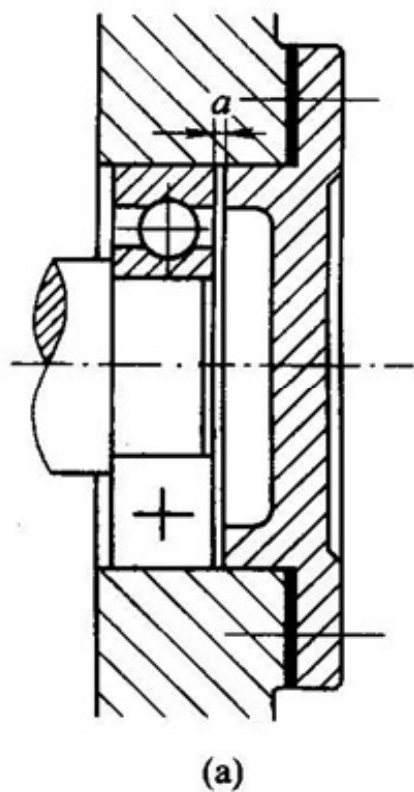
1. 温度对材料力学性能的影响



被冷却时，由于表面先冷却收缩，内部后冷却收缩，因此在温度变化过程中，其表面将受拉应力，内部则受压应力，如图13.1a所示

被加热时，表面先受热膨胀，而内部则受热膨胀较慢，因此表面将受压应力而内部则受拉应力，如图13.1b所示

图13.1 温度变形和应力



- 为补偿温度变化较大的短轴的热变形从而避免产生温度应力，可以在轴的一端的轴承盖与轴承外圈端面间留出间隙
 $a=0.25\sim0.40\text{mm}$ ，见图13.2a

- 对温度变化不大的短轴，则可以通过在装配时增减轴承端盖与箱体间调整垫片的厚度来实现获得，见图13.2b

图13.2 轴系设计中的温度补偿方式

- 温度的变化还会使材料的机械性能发生变化。
- 材料的机械性能一般是指室温条件下试验得到的数值，如弹性模量、屈服极限等。在温度超过某一数值（钢为 $300\sim 400^{\circ}\text{C}$ ，轻合金为 $100\sim 150^{\circ}\text{C}$ ）后，金属的强度一般会急剧下降，因此在必要时应采用耐高温材料，如耐热合金钢、金属陶瓷等，制造机械零部件。
- 图13.3给出了35号钢抗拉强度极限和屈服强度随温度变化的曲线。
- 试验表明，碳钢在 300°C 时的抗拉强度极限 σ_B 比常温时高，若在超过 300°C 以后，其 σ_B 值逐渐降低，屈服强度 $\sigma_{0.2}$ 随温度的升高而下降。
- 在低温时钢的强度有所提高，但韧性显著降低，应力集中敏感性增大。
- 有色金属如铝、铜等在低温下一般无冷脆性，且强度及塑性均有提高，所以低温设备常用有色金属制造。

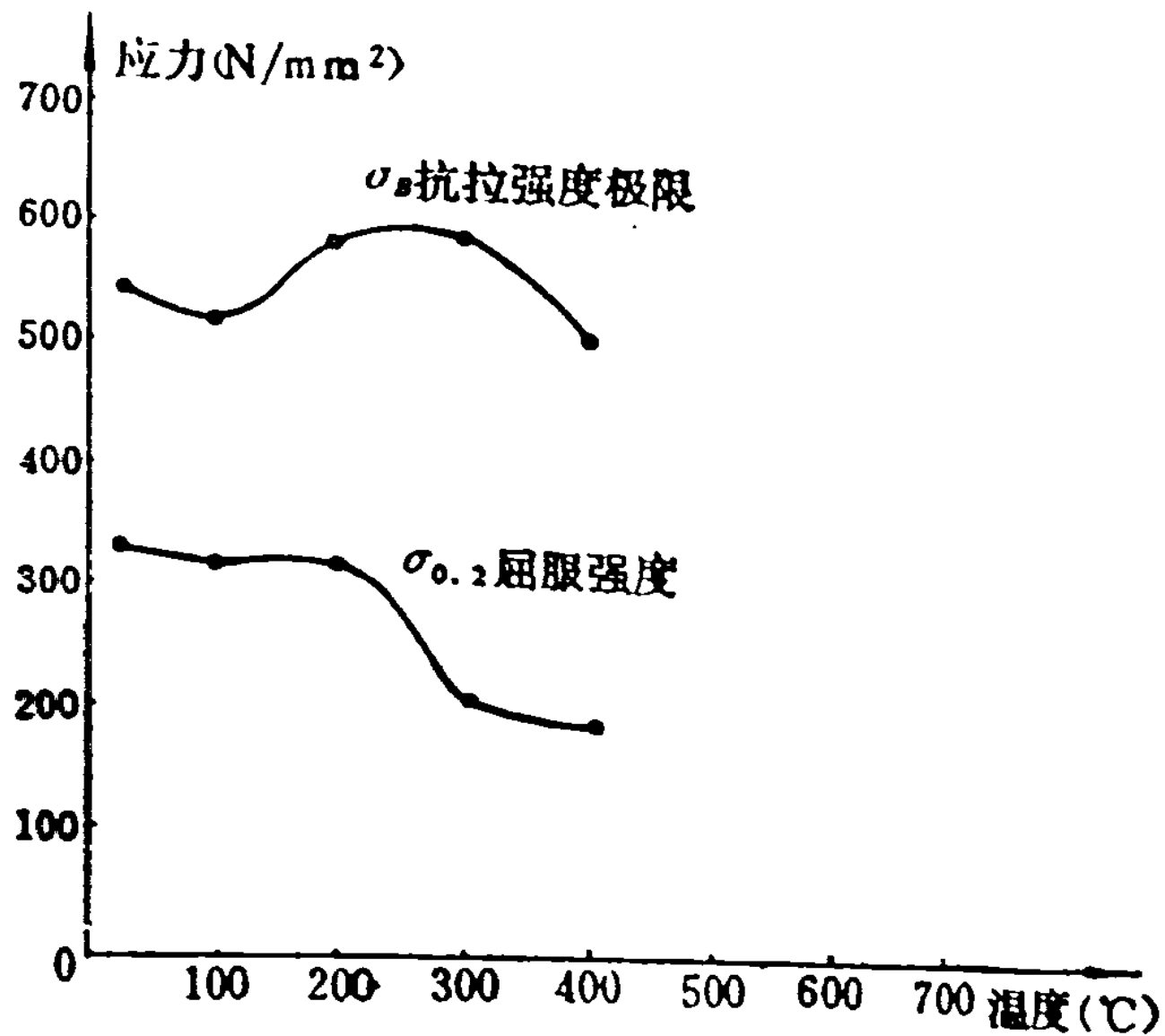


图13.3 35#钢在高温时机械性能的变化

2. 蠕变和松弛

- 在温度升高或高温时，金属材料将会出现蠕变和松弛现象。
- 在一定工作温度和压力下，零件塑性变形缓慢而连续增长的现象，称为蠕变。
- 高温条件下工作的某些零件，要计算有效寿命期间的蠕变量。
- 蠕变曲线见图13.4，应力 σ 越大、温度 T 越高、时间 t 越长，则蠕变量 ε 越大。
- 高温下工作的零件允许有微小的蠕变速率（ $v=d\varepsilon/dt$ ）存在，只要在一定的工作期限内蠕变量不超过允许值即可，如汽轮机螺栓的许用蠕变速率为 $10^{-8}\text{mm}/(\text{mm}\cdot\text{h})$ 。
- 工程中，常规定在工作温度下，蠕变速率达到某一值时的极限应力称为蠕变极限。

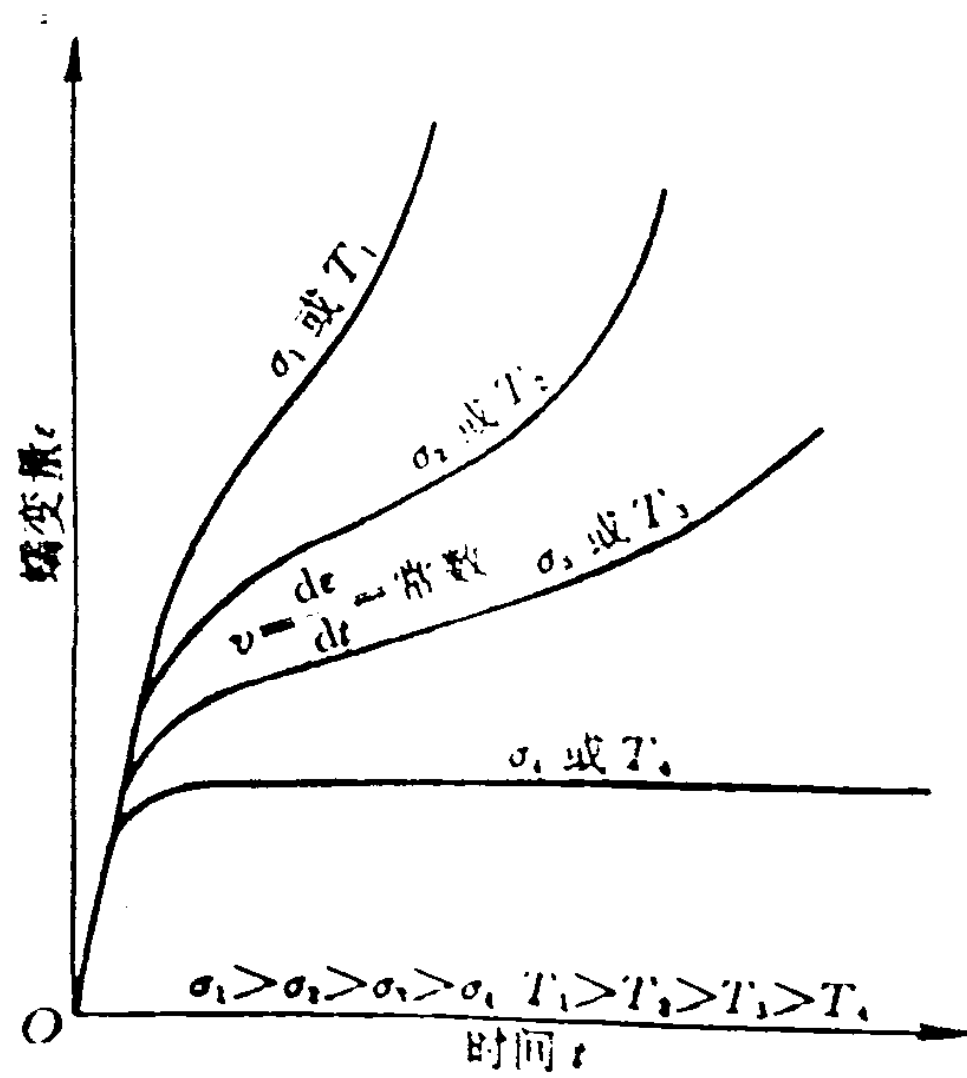


图13.4 蠕变曲线

改善蠕变可采取的措施有：

- (1) 高温工作的零件要采用蠕变小的材料制造，如耐热钢等；
- (2) 对有蠕变的零件进行冷却或隔热；
- (3) 防止零件向可能损害设备功能或造成拆卸困难的方向蠕变。

在预紧情况（如紧螺栓连接、过盈配合等）下工作的零件总变形量不变，而其弹性变形随时间逐渐转化为塑性变形，引起应力逐渐降低的现象称为松弛。应力降低的速率随材料性质、应力大小和温度高低等因素而变。

改善松弛可采取的措施有：

- (1) 选择满足工作温度要求的材料；
- (2) 尽量采用少而加工良好的接合面；
- (3) 对于输送煤气、蒸汽等管道凸缘的紧螺栓连接，为了防止由于松弛引起泄漏，需要定期补充拧紧或另用防松装置。

在高温或特殊低温条件下工作的机械零件的计算较复杂，设计时可参阅有关文献。

13.1.2 温度对润滑油的影响

1. 温粘关系

2. 润滑油吸附膜的解附与软化

润滑油中常含有少量的极性物质，例如含1~2%的脂肪酸 $C_nH_{2n+1}COOH$ ，它是长链型分子结构，如图13.5所示。

分子的一端- $COOH$ 称为极性团，具有化学活性，依靠分子或原子间的范德华（Van-der Waals）力可以牢固地吸附在金属表面上，形成分层定向排列的单分子层或多分子层的吸附膜，这种吸附称为物理吸附。吸附膜将两摩擦表面隔开，提供了一个低剪切阻力的界面，因而降低摩擦并避免发生表面粘着。

当表面温度较高时，极性分子能与表面金属形成金属皂，这种吸附称为**化学吸附**。
依靠化学结合吸附在金属表面形成的分子栅。
化学吸附膜中的金属离子并不离开原金属的晶格，润滑剂分子也仍保留其原有的物理特性。化学吸附膜的熔点比纯脂肪酸的高，热稳定性好。化学吸附膜的形成是不可逆的，并且具有较低的摩擦系数。**化学吸附膜可以在较高的载荷、速度和温度的条件下工作，防止金属表面间直接接触，从而降低摩擦和避免表面粘着。**

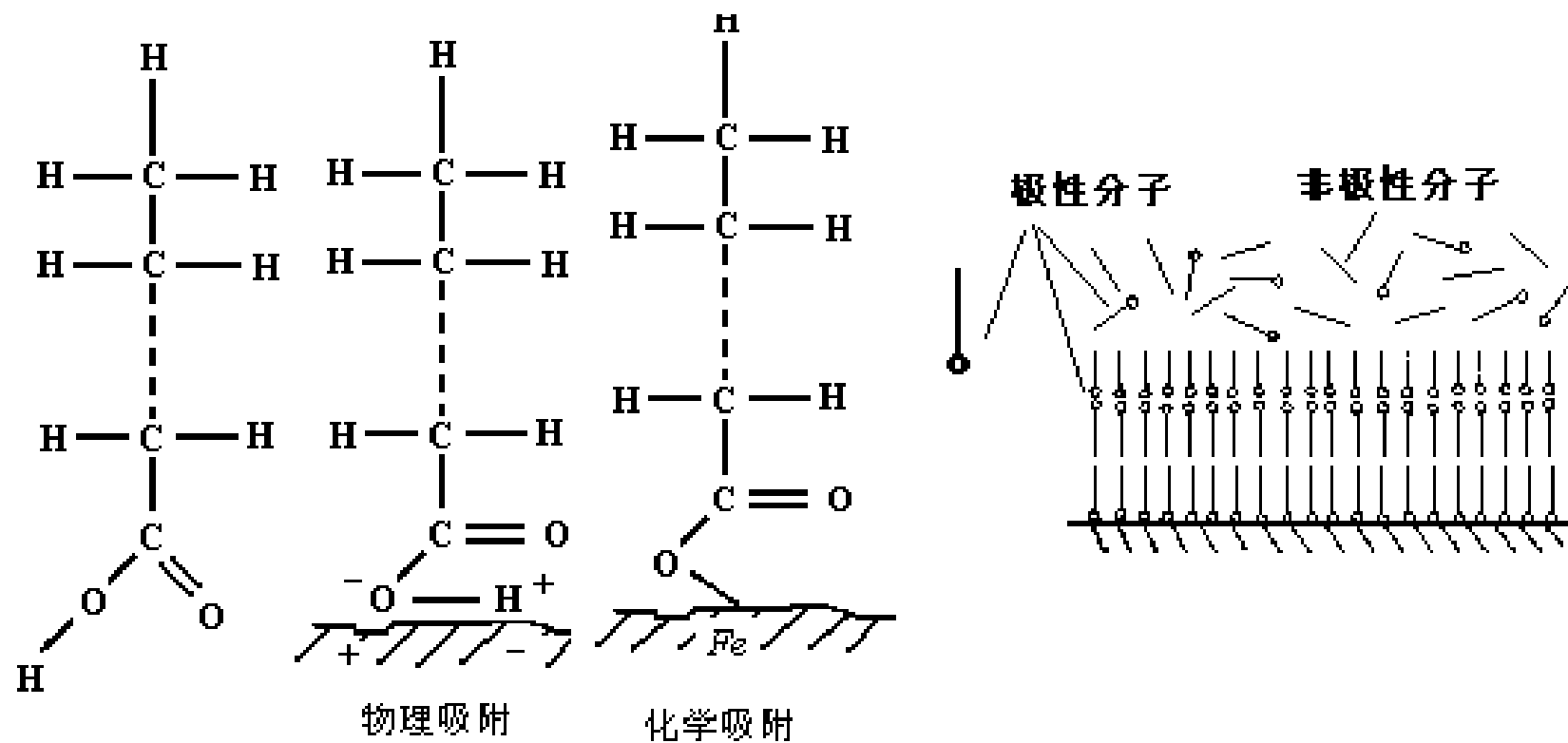


图13.5 极性分子脂肪酸结构与吸附膜模型

温度是影响边界润滑性能的重要因素。上述吸附膜只能在一定的温度范围内正常工作，超过一定温度，吸附膜将发生失向、解附或软化，从而导致润滑失效。这一温度称为临界温度，是衡量边界润滑膜强度的主要参数。当摩擦表面温度达到使吸附分子失向、软化时，吸附膜则发生解附，摩擦系数迅速增大，但仍然具有一定的润滑作用。这个温度被称为第一临界温度， $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ 。当表面温度升高到润滑油或润滑脂发生聚合或分解时，边界膜完全失效，摩擦副将出现急剧磨损，此时的温度称为第二临界温度。脂肪酸的第二临界温度在 $150\sim 160^{\circ}\text{C}$ 之间，皂类可以达到 300°C 左右。

13.1.3 温度对润滑脂的影响

- 一般要求润滑脂是以类固体的状态工作的。但是，当温度超过一定值，润滑脂将转化成流体。
- 表征润滑脂状态由类固体转化为流体的性能指标为润滑脂的滴点。

润滑脂类型

滴点°C

钙基	70-100
钙钠基	120-150
钠基	130-160
锂基	170-200
复合钙基	230-260
复合铝基	250-260
复合锂基	>260

- 一般而言，润滑脂应在低于滴点20-30°C温度下工作。

13.2 机械设计中的热平衡计算

13.2.1 机械零件热平衡计算

在蜗杆传动和滑动轴承等机械零件工作时，由于它们的相对滑动速度较大或很大，从而摩擦损耗的功亦较大，从而会引起较大温升。

为保证零件受热膨胀后，不致使间隙过小而破坏润滑油膜或是温度过高导致润滑失效，从而发生接触面胶合现象，所以有时要进行热平衡的计算，以避免这些机械零件因工作温度过高而不能正常工作。

- 机械零件工作时它的热源即使零件工作时产生的摩擦功耗，摩擦功转变为热量使温度不断升高。同时，随着零件工作温度的升高，它们向外部传导和辐射的热量也会增加。另外，像表面加入润滑介质或人为增加的循环流动流体也会将部分的热量带走，这就是对流。
- 当热源产生的热量与热传导和对流带走的热量相等时，机械零件达到热平衡状态，温度不再增加而保持不变。
- 单位时间内摩擦所产生的热量等于 q_1 ，
- 由零件温度对与环境温度差所传导散发热量为 q_2
- 由流动的润滑剂所对流散热带走的热量为 q_3

由热平衡条件可以写成：

$$q_1 = q_2 + q_3 \quad (13.3)$$

1. 热源热量

机械零件中的热量是由摩擦损耗的功转变而来的。因此，单位时间在单位面积上所产生的热量 q_1 为

$$q_1 = P(1 - \eta) = Fv = fpAv \quad (13.4)$$

式中， P 为功率； η 为效率； F 为摩擦力； v 为速度； f 为摩擦系数； p 为压力； A 为面积。

2. 温差热传导热量

以自然或强制冷却方式，从箱体外壁散发到周围空气中去的热量 q_2 为

$$q_2 = \alpha S (T - T_a) \quad (13.5)$$

式中， α 为热传导系数； S 为表面积； T 为零件温度； T_a 为环境温度。

3. 对流散热热量

由流出的油带走的热量 q_3 为

$$q_3 = Q\rho c(T_o - T_i) \quad (13.6)$$

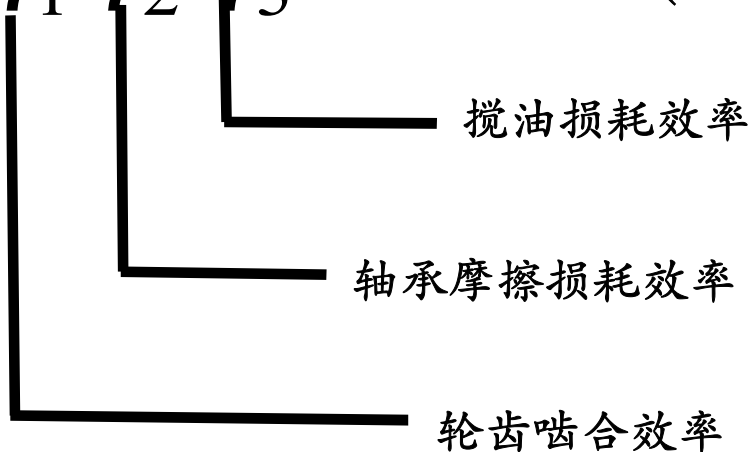
Q 为润滑油耗油量； ρ 为润滑油的密度； c 为润滑油的比热容； T_o 为润滑剂在入口处的温度； T_i 为润滑剂在出口处的温度。

13.2.2 蜗杆传动的效率和热平衡分析

1. 蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动的功率损耗一般包括三部分：

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (13.7)$$



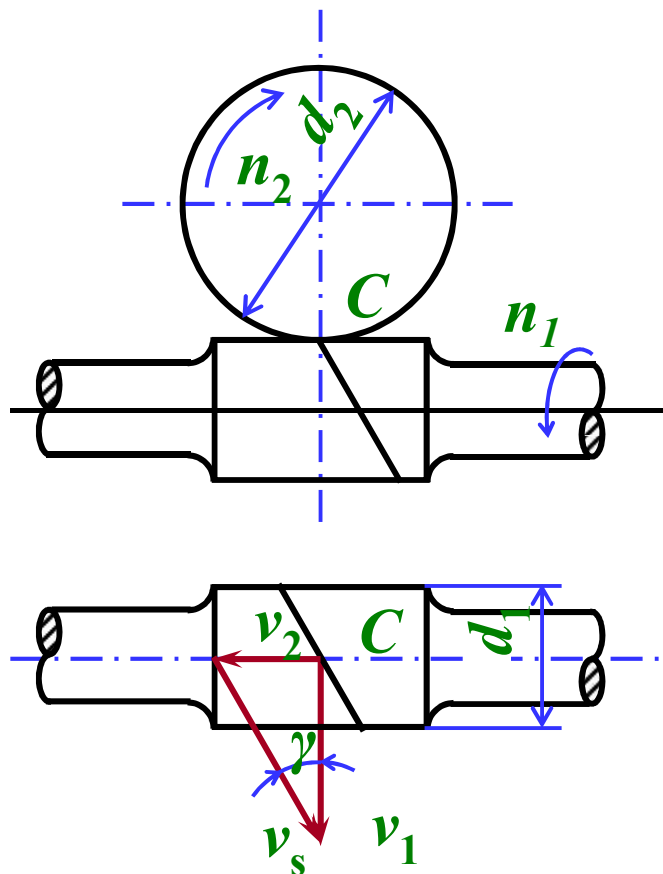
在蜗杆传动中，轴承摩擦及溅油这两项功率损耗不大，一般可取 $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0.95 \sim 0.96$ 。一般以啮合损耗的效率 η_1 计算为主。当蜗杆主动时，**啮合损耗的效率 η_1** 按下式计算：

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} \quad (13.8)$$

式中， γ ——普通圆柱蜗杆分度圆柱上的**导程角**；

φ_v ——**当量摩擦角**， $\varphi_v = \arctan f_v$ ，其值可根据蜗杆和蜗轮间的相对滑动速度 v_s 从附表 5.8 中选取。

蜗杆和蜗轮间的相对滑动速度 v_s 由图 13.6 得



$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_2}{\sin \gamma} \quad (13.9)$$

式中， v_1 和 v_2 ——蜗杆、蜗轮分度圆的圆周速度。

则总效率 η 为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)}$$

图13.6 蜗杆传动的相对滑动速度分析

在设计之初，为了近似地求出蜗轮轴上的扭矩 T_2 ， η 值可如下估取

蜗杆头数 z_1	1	2	4	6
总效率 η	0.7	0.8	0.9	0.95

2. 蜗杆传动的热平衡计算

- 由于蜗杆传动效率低，所以工作时发热量大。
- 如果产生的热量不能及时散逸或排出，必将导致温度明显升高。
- 温度的升高会使润滑油稀释，从而加大摩擦表面的接触机会，增加啮合摩擦损耗。
- 同时，温度过高还会导致胶合的发生。
- 所以，对蜗杆传动而言，必须进行热平衡计算，以保证油温处于允许的范围內。

由于摩擦损耗的功率 $P_f = P (1 - \eta)$ ，其产生的热流量（热源热量）为

$$q_1 = 1000P (1 - \eta) \quad (13.11)$$

式中， P ——蜗杆传递的功率，Kw。

以自然冷却方式，从箱体外壁散发到周围空气中去的热量（温差热传导热量）为

$$q_2 = \alpha_d S (T - T_a) \quad (13.12)$$

式中， α_d ——箱体的表面传热系数，可取 $\alpha_d = (8.15 \sim 17.45)$ W/(m²·°C)，当周围空气流通良好时，取偏大值；

S ——散热面积，m²； T ——润滑油工作温度；

T_a ——室温。

因为没有润滑剂流出，所以无须考虑对流散热热量 q_3 。

单位时间内 $q_1 = q_2$

工作油温为

$$T = T_a + \frac{1000P(1-\eta)}{\alpha_d S} \quad (8.35)$$

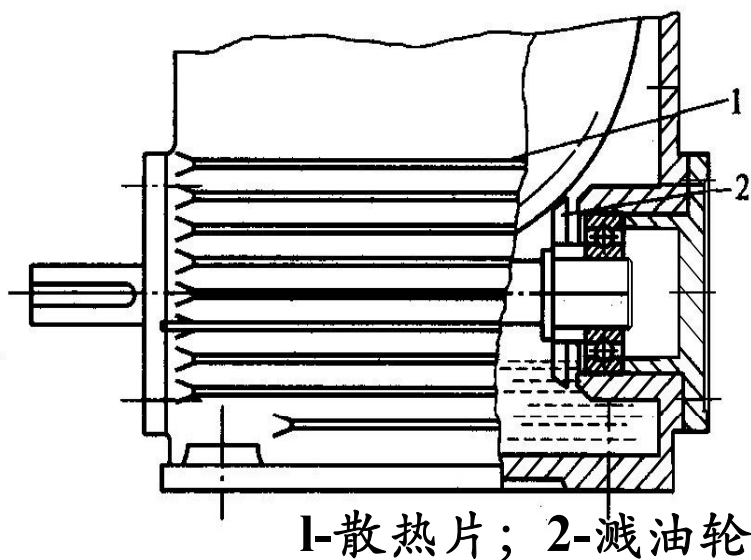
或保持正常工作温度所需要的散热面积为

$$S = \frac{1000P(1-\eta)}{\alpha_d (T - T_a)} \quad (8.36)$$

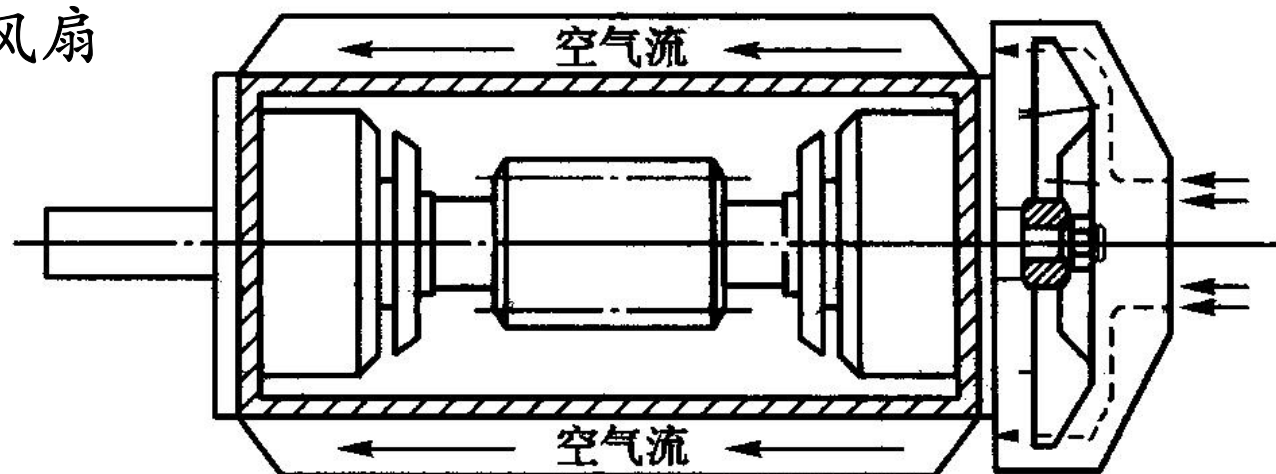
润滑油工作温度 T 一般限制在 $60\sim 70^{\circ}\text{C}$ ，最高不应超过 80°C 。

当 $T > 80^{\circ}\text{C}$ 或有效的散热面积不足时，采取提高散热能力措施：

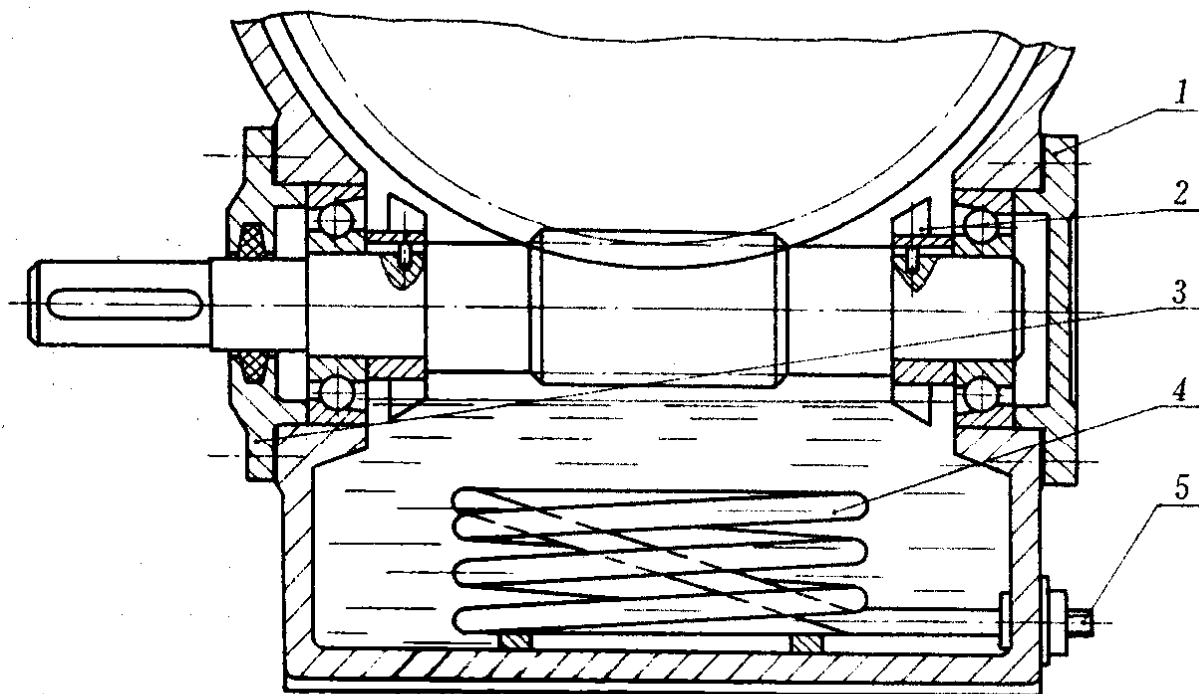
① 加散热片以增大散热面积



② 在蜗杆轴端加装风扇以加速空气的流通



③ 在传动箱内装循环冷却管路 (图13.9)



1-闷盖; 2-溅油轮; 3-透盖;
4-蛇形管; 5-冷却水出、入接口

在蜗杆轴端加装风扇会增加功率损耗，因此总的功率损耗为

$$P_f = (P - \Delta P_F)(1 - \eta) \quad (13.15)$$

式中， ΔP_F ——风扇消耗的功率，可按下式估算。

$$\Delta P_F \approx \frac{1.5 v_F^3}{10^5} \quad (13.16)$$

式中， v_F ——风扇叶轮的圆周速度，可按下式计算：

$$v_F = \frac{\pi D_F n_F}{60000} \quad (13.17)$$

式中， D_F ——风扇叶轮外径，mm；

n_F ——风扇叶轮转速，r/min。

由摩擦消耗的功率所产生的热流量为

$$q_1 = 1000(P - \Delta P_F)(1 - \eta) \quad (13.18)$$

散发到空气中的热流量为

$$q_2 = (\alpha'_d S_1 + \alpha_d S_2)(T - T_a) \quad (13.19)$$

式中， S_1 、 S_2 ——风冷面积及自然冷却面积， m^2 ；

α'_d ——风冷时的表面传热系数，按附表5.9选取。

例题 13.1 已知功率为 10kW、螺旋角为 $11^{\circ} 18'36''$ 的双头蜗杆传动，若蜗轮齿圈材料为锡青铜，蜗杆的硬度大于 45HRC，蜗杆的线速度为 1.4709 m/s，室温为 25°C 。为限制蜗杆传动的温升不大于 80°C 。试确定该蜗杆传动所需的表面积。

解：

1. 蜗杆和蜗轮间的相对滑动速度 v_s

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{1.4709}{\cos 11.31^{\circ}} = 1.5 \text{ m/s}$$

2. 蜗杆传动总效率

取 $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0.955$ ，按相对滑动速度
 $v_s = 1.5 \text{ m/s}$ 查表5.8得 $\varphi_v = 2.28$ 。按式(8.30)
计算得

$$\eta_1 = \frac{\tan 11.31^\circ}{\tan(11.31^\circ + 2.28^\circ)} = 0.8273$$

从而有

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0.955 \times 0.8273 = 0.7901$$

3. 所需表面积

设表面传热系数 $\alpha_d=12.5 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$,
由式 (8.36) 得

$$S = \frac{1000P(1-\eta)}{\alpha_d(T-T_a)} = \frac{1000 \times 10 \times (1-0.7901)}{12.5 \times (80-25)} = 3.05 \text{ m}^2$$

13.2.3 滑动轴承的热平衡分析

1. 基本方法

滑动轴承工作时，摩擦功耗将转变为热量，使润滑油温度升高。如果油的平均温度超过计算承载能力时所假定的数值，则轴承承载能力就要降低。因此要计算油的温升 ΔT ，并将其限制在允许的范围内。

由摩擦损失的功转变的轴承中热量 q_1 （热源热量）可按式（13.4）计算如下：

$$q_1 = fFv = fpBdv \quad (13.20)$$

轴承的金属表面通过传导和辐射把一部分热量散发到周围介质中去。这部分热量与轴承的散热表面的面积、空气流动速度等有关，很难精确计算。因此通常按式 (13.4) 近似计算这部分热量，即 q_2 (温差热传导热量)。若以润滑油的出口温度为 T_o 代表轴承工作温度 T ，以润滑油的入口温度 T_i 代表周围介质的温度 T_a ，则

$$q_2 = \alpha_s \pi dB (T_o - T_i) \quad (13.21)$$

α_s 为轴承的表面传热系数，随轴承结构的散热条件而定。对于轻型结构的轴承，或周围的介质温度高和难于散热的环境（如轧钢机轴承），取 $\alpha_s = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；中型结构或一般通风条件，取 $\alpha_s = 80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；在良好冷却条件下工作的重型轴承，可取 $\alpha_s = 140 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

由流出的润滑油带走的热量 q_3 可按式 (13.6) 计算如下:

$$q_3 = Q\rho c(T_o - T_i) \quad (13.22)$$

式中, Q 为耗油量, 按耗油量系数求出, m^3/s ; ρ 为润滑油的密度, 对矿物油为 $850\sim 900\text{kg}/\text{m}^3$; c 为润滑油的比热容, 对矿物油为 $1675\sim 2090\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$; T_o 为油的出口温度; T_i 为油的入口温度, 通常由于冷却设备的限制, 取为 $35\sim 40^\circ\text{C}$ 。

当热平衡时，将上面三式带入式（13.3），有

$$fpdBv = Q\rho c(T_o - T_i) + \alpha_s \pi dB(T_o - T_i) \quad (13.23)$$

于是得出为了达到热平衡时的润滑油温度差 ΔT 应为

$$\Delta T = T_o - T_i = \frac{\left(\frac{f}{\phi} p\right)}{c\rho \left(\frac{Q}{\phi v B d}\right) + \frac{\pi \alpha_s}{\phi v}} \quad (13.24)$$

式中， $\frac{Q}{\phi v B d}$ 为耗油量系数，是一个无量纲数，可根据轴承的宽径比 B/d 及偏心率 ε 由附图6.1查出； f 为摩擦系数，可按下式计算

$$f = \frac{\pi}{\phi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55 \phi \xi \quad (13.25)$$

式中， ξ 为随轴承宽径比而变化的系数。当 $B/d < 1$ 时， $\xi = (d/B)^{1.5}$ ，当 $B/d \geq 1$ 时， $\xi = 1$ ； ω 为轴颈角速度，rad/s； p 为轴承的平均压力，Pa； η 为润滑油的动力粘度，Pa·s。

用式 (13.24) 只是求出了平均温度差，实际上轴承上各点的温度是不相同的。润滑油从流入到流出轴承，温度逐渐升高，因而在轴承中不同位置油的粘度也将不同。研究表明，计算轴承的承载能力时，可以采用润滑油平均温度时的粘度。润滑油的平均温度 $T_m = (T_i + T_0)/2$ ，而温升 $\Delta T = T_0 - T_i$ ，所以润滑油的平均温度 T_m 按下式计算：

$$T_m = T_i + \frac{\Delta T}{2} \quad (13.26)$$

为了保证轴承的承载能力，建议平均温度不超过 75°C 。

设计时，通常是先给定平均温度 T_m ，按式(13.25)求出的温升 ΔT 来校核油的入口温度 T_i ，即

$$T_i = T_m - \frac{\Delta T}{2} \quad (13.27)$$

若 $T_i > 35 \sim 40^\circ\text{C}$ ，则表示轴承热平衡易于建立，轴承的承载能力尚未用尽。此时应降低给定的平均温度，并允许适当地加大轴瓦及轴颈的表面粗糙度，再作计算。

若 $T_i < 35 \sim 40^\circ\text{C}$ ，则表示轴承不易达到热平衡状态。此时需加大间隙，并适当地降低轴承及轴颈的表面粗糙度，再行计算。

例题13.2 计算例题12.1中滑动轴承的温升，并判断入口温度条件是否合适。

1. 计算轴承与轴颈的摩擦系数

因轴承的宽径比 $B/d=1$ ，取随宽径比变化的系数 $\xi=1$ ，由摩擦系数计算式（13.25），有

$$f = \frac{\pi}{\phi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55 \phi \xi = \frac{\pi \times 0.036 (2\pi \times 500 / 60)}{0.00125 \times 2.5 \times 10^6} + 0.55 \times 0.00125 \times 1 = 0.00258$$

2. 计算润滑油温升

由宽径比 $B/d=1$ 及偏心率 $\varepsilon=0.713$ 查附图6.1，得耗油量系数 $Q/(\phi v B d)=0.145$ 。按润滑油密度 $\rho=900\text{kg/m}^3$ ，取比热容 $c=1800\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ ，表面传热系数 $\alpha_s=80\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ ，由式(13.24)

$$\Delta T = \frac{\left(\frac{f}{\phi}\right)p}{c\rho\left(\frac{Q}{\phi v B d}\right) + \frac{\pi a_s}{\phi v}} = \frac{\frac{0.00258}{0.00125} \times 2.5 \times 10^6}{1800 \times 900 \times 0.145 + \frac{\pi \times 80}{0.00125 \times 5.23}} = 18.87^\circ\text{C}$$

3. 计算润滑油入口温度

由式 (13.27)

$$T_i = T_m - \frac{\Delta T}{2} = 50 - \frac{18.87}{2} = 40.57^\circ\text{C}$$

因一般取 $T_i=35\sim 40^\circ\text{C}$ ，故上述入口温度合适。