

机械零部件设计概述

1.1 机械零部件设计应满足的要求

机械设备通过各构件之间的相对运动实现对有用功的转换。为使机械设备以合理的成本保证机械功能的可靠实现,机械零部件的设计应满足以下基本要求。

1.1.1 工作能力要求

1. 强度要求

承担机械设备工作中出现的各种形式的载荷是机械零件的基本功能之一。零件在规定的载荷作用下,在规定的工作时间内应不发生损坏。有些零件的最大载荷不是出现在工作过程中,而是出现在零件的加工、运输、装配等工序中,应针对零件寿命周期中最危险的时刻、最危险的位置进行强度计算,保证零件在最危险情况下的安全性。

在零件设计过程中,可以通过合理地选择零件的材料及热处理方式、选择零件的截面形状及尺寸、选择零件之间的连接关系等方法提高零件的承载能力。

提高传动系统的精度,提高传递运动的平稳性,使载荷在各承载结构之间的分布更均匀,这些措施也有利于零件强度的提高。

2. 刚度条件

机械零件受力后发生的变形会影响零件之间的相对位置(如齿轮传动的中心距、轴与孔的平行度等),影响零件的受力(如滑动轴承与轴颈表面的接触),影响设备的工作性能(如机床的加工精度)。

零件的变形可以表现为整体变形和表面变形。整体变形是指零件在载荷作用下发生的拉伸、压缩、弯曲、扭转变形或由这些变形构成的复合变形。增大零件的截面尺寸、改善零件截面的材料分布、增大截面惯性矩、改善支承方式、缩短变形长度等方法都有利于减小零件的整体变形,提高整体刚度。表面变形是指零件表面在挤压应力或接触应力作用下发生在

零件表面的变形以及表面微观形貌的变形。改善表面粗糙度、增大接触点的曲率半径、将高副改为低副等方法都可以有效地减小表面变形。

3. 寿命要求

零件的某些使用性能会随着使用时间的延长而发生变化。设计应使零件在给定的时间内具有足够的工作能力。

常见的引起零件性能变化的因素有材料的疲劳和磨损。

大量的机械零件在工作中承受交变应力的作用,对这类零件需要根据疲劳强度理论计算零件能够承受的载荷,或在给定载荷条件下的预期寿命。零件在交变应力作用下的强度与零件的应力循环特性、应力集中、零件尺寸以及表面状态有关。优化零件形状、减少应力集中、改善零件表面状况等措施可以有效地提高零件的疲劳强度,延长使用寿命。

磨损会使零件的尺寸、形状和相对位置关系发生改变,影响机械结构功能的实现。零件的磨损与表面的润滑状态、压强及相对滑动速度有关。通过在机械结构中设置补偿磨损的结构,可以自动或手动完成对零件尺寸或位置的调整,恢复因磨损而丧失的功能。

1.1.2 工艺性要求

机械设计的结果需要通过工业生产的方式进行生产加工,并需要通过运输、装配、调整等技术手段来实现。

设计者应了解包括毛坯制作、机械切削加工、运输及装配工艺在内的各种工艺手段的特点和限制条件,选择最适宜的工艺方法,并根据所选择的工艺方法确定合理的结构和参数。工艺方法的选择需要综合考虑功能要求、材料特性和工艺成本等条件,进行合理的选择。

1.1.3 经济性要求

设计的经济性是指可以通过较低的成本实现具有较高质量的功能。这里所说的成本既包括设计成本、制造成本,也包括产品在使用过程中发生的必要花费。经济性是设计所必须追求的重要目标。

在机械设计中,可以实现同样功能的设计方案是不唯一的,不同的方案所能实现的功能质量、实现功能所需要的成本差异巨大。根据设计要求,选择适当的设计方案是控制成本的根本性措施。

新的设计理论、高效率分析方法的采用对于降低设计成本、提高设计质量的作用是不容忽视的。

新材料、新工艺的不断发展是机械设计中非常活跃的技术要素,在设计中积极采用适宜的新材料和新工艺可以有效地降低制造成本和使用成本。

1.2 工作能力设计的基本方法

机械设计要使设计结果在给定的载荷、速度及环境条件下能够正常工作。

可能导致设计结果不能正常工作的事件称为失效。要使设计结果不发生失效,首先需要确定可能的失效形式。一种零件可能有多种失效形式。

大量的失效形式表现为零件的损坏,如轴的断裂、齿轮上轮齿的折断等。但是,失效并不等同于零件的损坏,很多失效形式是在零件并未损坏的情况下发生的。例如,摩擦传动的打滑使其丧失传动能力,制动器摩擦系数的变化使其丧失制动能力。有些零件的功能是通过零件自身的损坏实现的。例如,剪切销安全离合器在传动链过载的情况下通过销的剪断使传动链中断,实现对其他传动零件的过载保护。

确定失效形式的最有效方法是实践,在以往的实践中已经出现过的失效是确定失效形式的最重要的依据。对于没有被广泛使用过的新的结构形式,或零件没有经历过的新的工况,可以通过理论分析的方法确定可能出现的失效形式,但是理论分析的结果仍然需要通过实践的验证。

对所确定的失效形式,需要通过分析的方法确定引起失效的原因。有些零件因应力过大而失效,有些因变形过大而失效,有些因温度过高而失效,有些则因为表面摩擦状态变化而失效。根据对失效原因的判断,设计者要采取各种措施防止失效的发生,其中包括采取设计计算的方法,通过合理选择设计参数,使零件工作在安全的参数范围内。设计计算所依据的条件称为设计准则,常用的设计准则有:

(1) 强度准则。对于可能因应力过大而失效的零件,应通过设计计算使最大应力不超过材料的极限应力。考虑到偶然性因素的影响和计算精度的影响,对极限应力的选取应留有必要的安全裕量,表达式为

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S} \quad (1-1)$$

(2) 刚度准则。零件在载荷作用下的弹性变形量 y 应小于结构的工作性能所允许的极限值 $[y]$, 表达式为

$$y \leq [y] \quad (1-2)$$

(3) 振动稳定性准则。对于运转速度高的机械结构应避免发生共振,通过设计应使其工作频率远离固有频率。

(4) 耐热性准则。机械结构的工作温度过高会使润滑剂失效,造成零件胶合,使材料的硬度降低,使结构产生热应力,对这些结构应采取设计措施减少发热,增强散热能力,限制结构工作的最高温度,同时采取必要的结构措施,降低结构对温度变化的敏感性。

(5) 寿命准则。大量的机械零件承受交变应力的作用,零件的失效在应力循环作用一定次数后发生。有些机械结构的有效使用时间短,可以按照有限寿命进行设计,根据疲劳强

度设计理论可以估算零件的预期寿命。

通过对引起失效原因的理论分析,可以得到描述失效原因的数学模型,得到设计参数与失效原因之间的定量关系。依据数学模型,可以使设计者合理选择设计参数,防止失效的发生。

1.3 机械零件的强度设计

机械零件的强度是其抵抗外载荷的能力,与零件材料的性质有关,同时也受外载荷性质的影响。机械零件的强度设计可以分为两个方面:静强度设计和疲劳强度设计。

1.3.1 机械零件的静强度设计

机械零件的静强度设计是指承受静应力的机械零件,其工作应力应小于其许用应力,以保证工作的可靠性。静应力计算方法在工程力学中有详细的讲述,这里不再赘述。静强度设计的准则一般可以表示为

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S_0} \quad \text{或} \quad \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{S_0} \quad (1-3)$$

式中, S_0 为静应力下的安全系数; σ_{lim} , τ_{lim} 分别为静应力下零件材料的强度极限或屈服极限。

1.3.2 机械零件的疲劳强度设计

实际工作中,绝大部分零件所受的应力都不是静应力,而是交变应力,如旋转的齿轮支承轴上任一点的工作应力、传递动力的齿轮表面应力等。此时,这类零件产生的失效将是疲劳失效。据统计,50%~90%的零件破坏为疲劳失效。疲劳失效的零件应采用疲劳强度设计。

1. 疲劳失效及其特点

材料在低于屈服强度的交变应力(或应变)的反复作用下,发生裂纹萌生和扩展并导致突然断裂的失效方式,称为疲劳失效。与静应力失效相比,疲劳失效具有以下显著特征:

(1) 在交变应力作用下,零件有可能在其工作应力远低于材料屈服强度的条件下发生破坏。

(2) 无论是脆性材料还是塑性材料,疲劳断裂在宏观上均表现为无显著塑性变形的脆性断裂(图 1-1)。

(3) 疲劳失效是一个累积损伤的过程,一般要经过裂纹萌生、裂纹扩展和最终的快速断裂(图 1-2)。

(4) 疲劳失效是一个复杂的现象,没有一个普遍适用的理论来描述受交变应力下的材料疲劳行为。但是,通过试验方法人们获得了许多针对某种特定材料的疲劳特性规律。

(5) 为了确保疲劳失效零件的工作可靠性,疲劳试验是必需的。

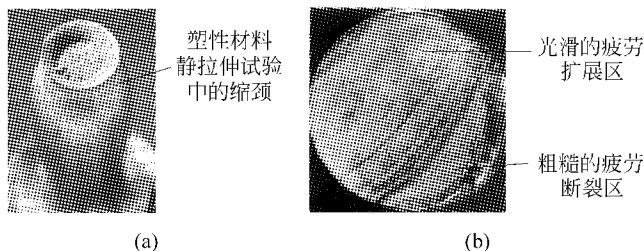


图 1-1 静应力失效与疲劳失效断口比较

(a) 静应力失效断口；(b) 疲劳失效断口

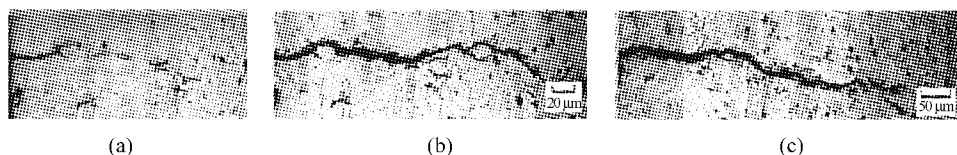


图 1-2 光学显微镜下试样表面疲劳裂纹的生长

(a) 96 000 次循环, 裂纹长度 60 μm ; (b) 96 800 次循环, 裂纹长度 380 μm ;(c) 97 400 次循环, 裂纹长度 570 μm

2. 变应力的类型及其表征

按照应力随时间的变化特征, 应力可以分为静应力和变应力。变应力又可以分为多种, 如图 1-3 所示。

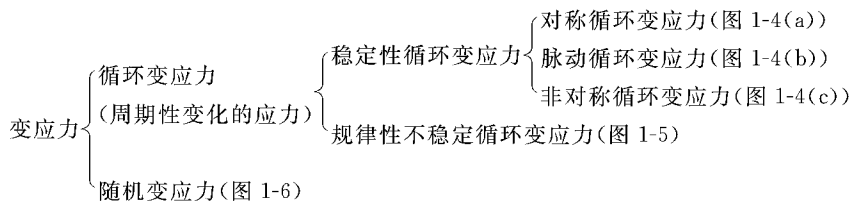


图 1-3 变应力的分类

变应力的特征可以用最大应力 $\sigma_{\max}$ 、最小应力 $\sigma_{\min}$ 、应力幅 σ_a 、平均应力 σ_m 和应力循环特性系数 r 表示。它们之间具有下面的关系：

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ r &= \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (1-4)$$

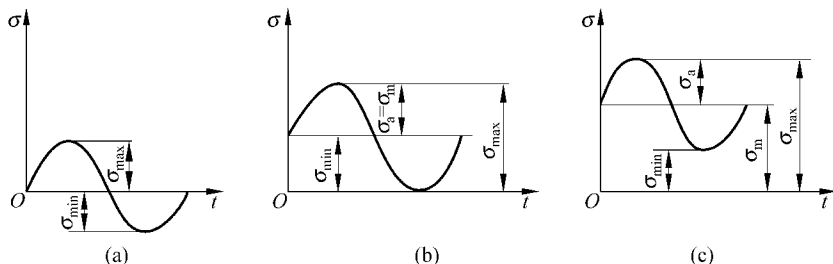


图 1-4 稳定性循环变应力的基本类型

(a) 对称循环变应力; (b) 脉动循环变应力; (c) 非对称循环变应力

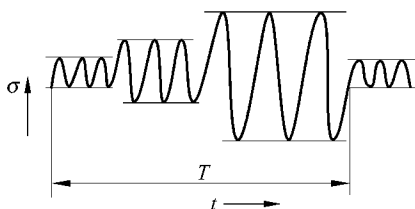


图 1-5 规律性不稳定循环变应力

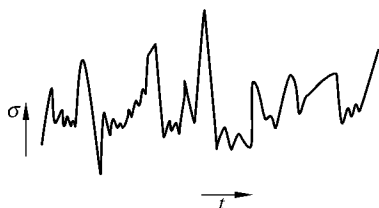


图 1-6 随机变应力

因此,对称循环变应力 $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \sigma_a, \sigma_m = 0, r = -1$; 脉动循环变应力 $\sigma_{\min} = 0, \sigma_m = \sigma_a, r = 0$; 非对称循环变应力时, $-1 < r < 1$ 。

静应力的循环特征系数 $r=1$, 因为此时 $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m, \sigma_a = 0$ 。

3. 材料的 S-N 曲线

S-N 曲线反映了材料的基本疲劳强度特性,是由材料的疲劳试验(一般采用对称循环变应力)获得的用于估算疲劳寿命和进行疲劳设计的基本依据。图 1-7 是韧性材料典型的 S-N 曲线。从图 1-7(a)可以看出,变应力作用下的材料的疲劳极限应力与变应力的循环次数呈指数关系。为便于使用,常将 S-N 曲线表示在双对数坐标中(图 1-7(b))。极限应力与循环次数的指数关系可以表示为

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 = C(\text{常数}) \quad (1-5)$$

式中, N 为应力循环次数; σ_{rN} 为应力循环次数 N 对应的疲劳极限; N_0 为循环基数,对于一般的工程材料, N_0 在 $10^6 \sim 25 \times 10^7$ 之间; σ_r 为持久疲劳极限,指 S-N 曲线中对应循环基数 N_0 时的疲劳极限; m 为材料常数,由试验确定,在弯曲疲劳和拉压疲劳时,钢材的材料常数 $m=6 \sim 20, N_0 = (1 \sim 10) \times 10^6$ 。

图 1-7(b)所示 S-N 曲线可以分成两个区域:

(1) 有限寿命区 ($N < N_0$)。有限寿命区域中,材料的疲劳极限随着循环次数的增加有显著的递减趋势。其中,当 $N \leq 10^3 \sim 10^4$ 时,疲劳极限的递减趋势比较缓慢,材料破坏伴随着显著的塑性变形,且应力循环次数较低,因此也称为低周循环(疲劳)。例如,车轮在不同

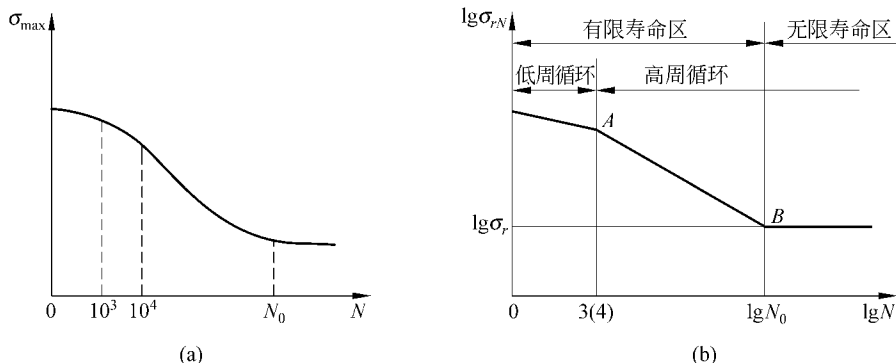


图 1-7 韧性材料典型的 S-N 曲线

(a) 普通直角坐标系中的 S-N 的曲线; (b) 双对数坐标系中的 S-N 曲线

功率下制动,就会在一些有应力集中的部位产生低周疲劳裂纹。对于具有焊接残余应力的零件或是在高温下工作的零部件,也常常有低周疲劳的问题。当 $10^4 < N < N_0$ 时,为高周循环(疲劳)。此阶段的疲劳极限随应力循环次数的增加,递减趋势较剧烈。高周疲劳失效的零件在达到最大应力时,会产生较小的塑性变形。传动齿轮和滚动轴承的常见失效形式一般是高周疲劳失效。

(2) 无限寿命区($N \geq N_0$)。当应力循环次数 $N \geq N_0$ 时,疲劳极限不再随着循环次数 N 的增加而继续减小,说明材料在无限长的使用期内不会发生疲劳失效。换言之,当零件材料的许用应力低于持久疲劳极限,即 $[\sigma] < \sigma_r$ 时,按照此许用应力设计的零件可以认为不会发生疲劳失效。例如,对承受几百万次近似等幅载荷的钢轨、桥梁和车轴就常采用无限寿命的设计。

对于脆性材料,如灰口铸铁和有色金属材料,它们的疲劳曲线(S-N 曲线)具有不同的分布规律,其详细资料可查阅有关文献。

4. 疲劳极限应力线图

决定机械零件疲劳强度的是变应力的应力幅,其平均应力的影响是第二位的。平均应力对疲劳强度的影响一般采用极限应力线图表示(一定循环次数,一般取为循环基数下的极限应力)。在疲劳设计中则常采用平均应力折算系数将平均应力换算成等效应力幅。图 1-8 为广泛使用的海夫(Haigh)极限应力线图。

图 1-8 中, A 点的纵坐标为对称循环疲劳极限 σ_{-1} , B 点的横、纵坐标均为脉动循环疲劳极限 σ_0 的一半, C 点的横坐标为材料的强度极限 σ_b 。为便于计算,实际应用时常将图 1-8 的曲线简化为图 1-9 的 ABES 折线图(其中, S 点的横坐标为材料的屈服极限 σ_s)。

图 1-9 中, A、B 两点连线的斜率的绝对值即为平均应力的折算系数,也称应力幅的等效系数,表示为

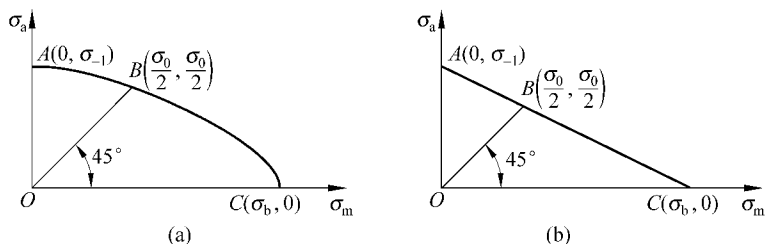


图 1-8 疲劳极限应力图

(a) 韧性材料; (b) 脆性材料

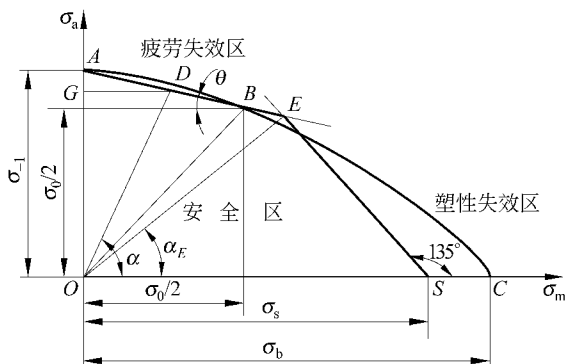


图 1-9 简化的塑性材料疲劳极限应力图

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \tan \theta \quad (1-6)$$

应力幅与平均应力之间的关系为

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m \quad (1-7)$$

另外, 因为 $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{1 - \frac{\sigma_a}{\sigma_m}}{1 + \frac{\sigma_a}{\sigma_m}}$, 所以, 从 O 点出发的任意一条射线都对应一个任意循环特

性系数 r ($-1 \leq r \leq +1$)。该射线与疲劳极限应力图交点的横、纵坐标之和即是该循环特性下的疲劳极限应力值。因此, 疲劳极限应力图也可用于根据特殊循环应力特征 (如对称循环变应力、脉动循环变应力和静应力) 下的极限应力求解一般循环特性系数下材料的疲劳极限。进一步地, 疲劳极限应力图可以划分成两个区, 即安全区和失效区 (如图 1-9 所示)。又因为折线 ES 上每点都有 $\sigma_a + \sigma_m = \sigma_s$, 所以为静强度设计。因此, ES 外侧称为塑性失效区, AE 段的外侧称为疲劳失效区。

5. 影响零件疲劳强度的主要因素

由材料疲劳失效的成因可以看出, 零件表面的缺陷是造成疲劳失效的内因。因此, 除了

外载荷的影响外,零件的疲劳强度还受到应力集中(图 1-10)、尺寸效应(随零件尺寸的增大,疲劳强度降低的效应)及表面粗糙度和表面处理的影响。这些因素主要影响名义应力幅,可以用综合影响系数 $(k_\sigma)_D$ (下标 σ 代表正应力情况,下同)来加以修正:

$$(k_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \quad (1-8)$$

式中, k_σ 为零件的有效应力集中系数, 见附表 1-1~附表 1-3; β 为零件的表面状态系数, 见附表 1-4~附表 1-6; ϵ_σ 为零件的尺寸系数, 见附表 1-7。

因此式(1-7)可以写为

$$(k_\sigma)_D \sigma_a = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m \quad (1-9)$$

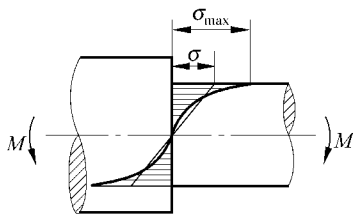


图 1-10 轴最大弯曲应力受应力集中的影响

σ —理论计弯曲应力的最大值;

$\sigma_{\max}$ —实际工作时的最大弯曲应力

6. 零件的疲劳强度设计

目前,零件的疲劳强度设计方法可以归纳为以下 4 种:

(1) 名义应力疲劳设计法。对受单向应力状态的零件,即在零件的工作寿命期内,满足

$$\sigma_{\lim} \geq \sigma[S] \quad \text{或} \quad S_{ca} = \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma} \geq [S] \quad (1-10)$$

式中, $\sigma_{\lim}$ 为零件材料的疲劳极限应力; σ 为零件的实际工作应力; S_{ca} 为计算安全系数; $[S]$ 为许用安全系数。

(2) 局部应力应变分析法。这是一种在低周疲劳的基础上发展起来的疲劳寿命估算法。

(3) 损伤容限设计法。这是一种建立在断裂力学基础上的抗疲劳设计方法。

(4) 疲劳可靠性设计。这是一种概率统计方法与抗疲劳设计相结合的设计方法。

抗疲劳设计的后 3 种方法超出本书的范围。因此,这里我们只介绍第 1 种方法。

根据式(1-10),对于已知工作应力的零件进行疲劳强度计算,关键在于确定其疲劳极限。对于特殊循环变应力下具备 $S-N$ 曲线的材料,可以根据工作循环次数 N 查出相对应的疲劳极限 σ_{rN} 。而一般循环特性的材料,其疲劳极限应力就需利用疲劳极限应力图来确定。

一般机械零部件可能发生的典型应力变化规律,可以归纳为以下 3 种情况:

(1) 应力循环特性不变,即 $r=C$ 。绝大多数转轴所受弯曲应力属于此种情况。

(2) 平均应力保持不变,即 $\sigma_m = C$,例如受振动的承载弹簧(汽车减振弹簧)的应力状态。

(3) 最小应力保持不变,即 $\sigma_{\min} = C$,例如汽缸端盖紧固螺栓的受力状态。

当零部件所受应力状态不明时,可以按照 $r=C$ 来处理。

当 $r=C$ 时,即 $\frac{\sigma_a}{\sigma_{\min}} = C$ 。设一零件的工作应力幅和平均工作应力分别为 σ'_a 和 σ'_m (在疲劳

极限应力图中位于 n 点(或 m 点)),如图 1-11 所示。由疲劳极限应力图可知, O 和 n (或 m)点连线上的各点,其应力循环特性均与 n (或 m)点相同,因此,其连线与疲劳极限应力线图的交点 N (或 M)即为其疲劳极限点,其代表的最大应力值即是该工作应力循环特性下的极限应力。

对于 n 点所示的循环应力情况,其疲劳极限应力在 AE 线段上,表明其最终失效形式是疲劳失效,计算安全系数 $S_{cn} = \frac{\sigma_{rn} + \sigma_{rm}}{\sigma_n + \sigma_m}$,由图 1-11 的几何关系可以表示为

$$S_{cn} = \frac{ON}{On}。$$

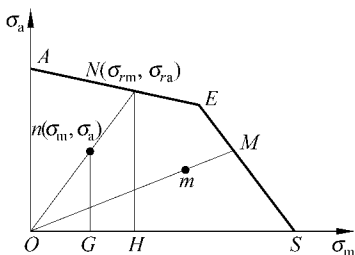


图 1-11 $r=C$ 时的极限应力图

根据式(1-7)和式(1-8), $\sigma_{rn} + \sigma_{rm} = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_n + \sigma_m)}{(k_\sigma)_D \sigma_n + \psi_\sigma \sigma_m}$,则疲劳强度的校核公式为

$$S_{cn} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_n + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S] \quad (1-11)$$

对变应力 m 的情况,极限应力在 ES 线段上,其最终的失效形式为塑性变形。因此,其强度校核公式为

$$S_{cm} = \frac{\sigma_s}{\sigma_n + \sigma_m} \geq [S] \quad (1-12)$$

进一步分析式(1-11),可以看到,安全系数的分子是材料受到对称循环应力时的疲劳极限 σ_{-1} ,分母中的 $\psi_\sigma \sigma_m$ 是通过折算系数将平均应力进行转化后的等效应力幅,再与实际工作应力幅相加,其和 $(k_\sigma)_D \sigma_n + \psi_\sigma \sigma_m$ 可以看作是一个与原来作用的不对称循环变应力等效的对称循环变应力。

因为变应力的应力幅对材料的疲劳强度影响最大,所以还必须校核应力幅的安全系数 $S_a = \frac{\sigma_{rn}}{\sigma_n} = \frac{ON}{On}$ 。即当 $r=C$ 时,应力幅的安全系数与名义应力的安全系数相同。

对平均应力保持不变与最小应力不变的情况采用类似的原理,即按照相同的应力循环特性,在疲劳极限应力线图中作线段,求出疲劳极限,再进行安全系数校核。3 种变应力情况下的安全系数计算方法列于表 1-1。

这里提醒读者注意,上述公式都以正应力情况为例,如果零件受切应力作用,将上述公式中下标 σ 换成 τ 即可。当机械零件受到同相位的双向稳定循环变应力时,其安全系数可以由下式计算:

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (1-13)$$

式中, S_σ 为零件仅受法向应力 σ 时的安全系数; S_τ 为零件仅受切向应力 τ 时的安全系数。

表 1-1 3 种典型变应力情况下的安全系数校核计算方法

变应力特性	$r=C$	$\sigma_m=C$	$\sigma_{\min}=C$
极限应力图			
安全系数校核公式	$S_{ca} = S_a = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S]$	$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1} + [(k_\sigma)_D - \psi_\sigma] \sigma_m}{(k_\sigma)_D (\sigma_a + \sigma_m)} \geq [S]$ $S_a = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{(k_\sigma)_D \sigma_a} \geq [S_a]$	$S_{ca} = \frac{2\sigma_{-1} + [(k_\sigma)_D - \psi_\sigma] \sigma_{\min}}{[(k_\sigma)_D + \psi_\sigma] (2\sigma_a + \sigma_{\min})} \geq [S]$ $S_a = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_{\min}}{[(k_\sigma)_D + \psi_\sigma] \sigma_a} \geq [S_a]$
	n 点	$S_{ca} = \frac{\sigma_s}{\sigma_a + \sigma_m} \geq [S]$	
	m 点		

7. 规律性非稳定单向循环变应力下零件疲劳强度的计算

对于等幅载荷,可以采用材料的 $S-N$ 曲线来估算在不同应力作用下到达破坏所经历的循环次数。但是,在整个寿命周期内,如果作用在零件上的载荷幅度是变化的(如图 1-12 所示),就无法用 $S-N$ 曲线来估算寿命了。而这种情况在实际工程应用中是广泛存在的,如机床主轴、起重机械的吊钩等。此时,就需要采用疲劳损伤累积假说进行计算。

将图 1-12 中作用在零件上的规律性非稳定变应力,表示在 $\sigma_{rN}-N$ 坐标内(图 1-13)。根据 $\sigma_{rN}-N$ 曲线可以找到零件仅受应力 $\sigma_1, \sigma_2, \dots$ 时对应的材料发生疲劳失效时的循环次数 $N_1, N_2, \dots$ 疲劳损伤累积假说认为损伤累积是线性的,应力损伤率相同,即应力每循环一次对材料的破坏作用是一样的。例如, σ_1 循环 1 次,对材料造成的损伤率为 $\frac{1}{N_1}$; σ_1 循环 n_1 次后,对材料造成的损伤率为 $\frac{n_1}{N_1}$;依此类推。当作用在零件上的规律性非稳定变应力总的损伤率满足如下关系时,材料将发生疲劳失效:

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (1-14)$$

式(1-14)也称为疲劳累积损伤的线性方程式。

在规律性非稳定变应力作用下的疲劳强度校核,一般采用等效方法。即找到一个对称循环变应力 σ_v ,使其作用 N_v 次后产生的疲劳破坏效果与零件受到上述应力 $\sigma_1, \sigma_2, \dots$ 作用 $N_1, N_2, \dots$ 次后的效果一样。 σ_v 称为上述应力的等效稳定变应力, N_v 为等效循环次数。 σ_v

一般可取循环变应力中的最大值(如图 1-12 中的 σ_1)或最小值(如图 1-12 中的 σ_3)。然后利用式(1-15)求出等效循环次数 N_v 。这里需要注意,那些低于持久疲劳极限 σ_r (这里为 σ_{-1})的应力,不会造成材料的疲劳失效,因此都可以忽略。

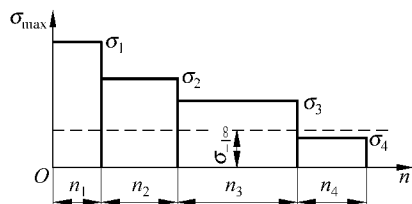
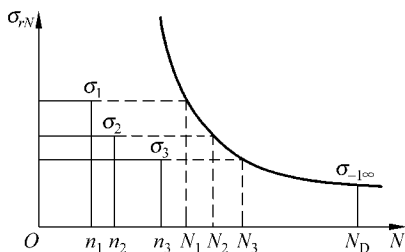


图 1-12 规律性非稳定变应力示意图

图 1-13 非稳定变应力转化到 σ_rN-N 坐标内

以图 1-12 所示变应力为例。选 σ_1 为等效稳定变应力,记为 σ_{v1} 。由式(1-15)得

$$\sigma_{v1}^m N_{v1} = \sigma_i^m N_i = C(\text{常数})$$

即

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{v1}}{\sigma_i} \right)^m N_{v1} \quad (1-15)$$

将式(1-15)代入式(1-14),则当发生疲劳失效时,有

$$N_{v1} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{v1}} \right)^m n_i$$

同理,根据式(1-15),循环次数为 N_{v1} 时的疲劳极限 σ_{-1v1} 为

$$\sigma_{-1v1} = \sigma_{-1} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{v1}}} \quad (1-16)$$

此时的计算安全系数为

$$S_{cb} = \frac{\sigma_{-1v1}}{\sigma_{v1}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{v1}} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{v1}}} \quad (1-17)$$

1.3.3 机械零件的接触疲劳强度

机械零件的工作应力除了上述的内应力外,还存在一种表面作用力,如高副接触的表面(齿轮传动中的齿面线接触、滚动轴承滚动体与滚道之间的点接触等)。实际工作中这些理论上的点、线接触,在外载荷作用下,由于材料表面产生的弹性变形使得实际接触成为一个很小的区域(图 1-14)。在此区域中会产生很大的局部应力,这种应力称为接触应力。

机械零件中的接触强度设计都以其表面所受最大应力为依据。根据弹性力学的知识,点、线接触应力的最大值可以根据 Hertz 公式求得。

初始点接触时:

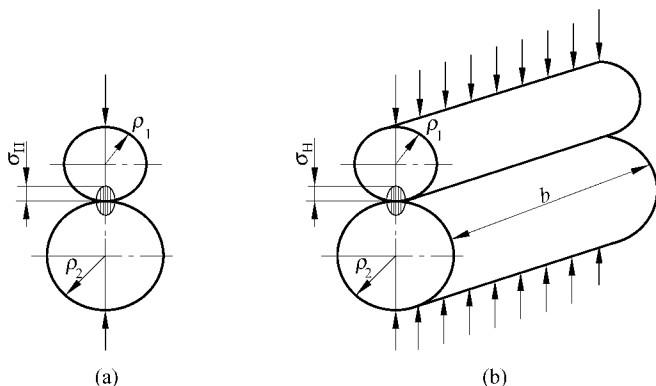


图 1-14 接触应力示意图

(a) 初始点接触; (b) 初始线接触

$$\sigma_H = \frac{3F}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{4}{3F} \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (1-18)$$

式中, F 为作用在接触表面的法向载荷; ρ_1, ρ_2 分别为两个接触表面的曲率半径; E_1, E_2 分别为两个接触物体的弹性模量; μ_1, μ_2 分别为两接触物体材料的泊松比; “±”中的“+”号用于外接触, “-”号用于内接触。

初始线接触时:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{b\pi} \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (1-19)$$

式中, b 为初始接触线长。

接触区域内其他各点的接触应力及最大接触弹性变形可查阅有关资料。

机械零件中遇到的接触应力大多是随时间变化的。零件在交变应力反复作用下, 最终产生接触疲劳失效。接触疲劳失效的强度条件为

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S} \quad (1-20)$$

1.4 机械零部件的材料选择

选择材料是机械设计的重要环节。材料的选择不但直接影响到零部件结构功能的优劣, 而且也影响着对结构形式的选择和对零件加工及装配工艺的选择。随着材料科学与技术的发展, 不断出现的新材料为机械性能的提高提供了可能。

1.4.1 机械零件的常用材料

1. 金属材料

机械结构中较多地采用金属材料,其中又以钢铁材料最多。钢铁材料具有良好的力学性能,价格便宜。对优质碳素结构钢,可以根据其含碳量选择适当的热处理方式以提高性能;合金结构钢性能优良,可以满足对特殊性能的要求,用来制造对承载能力要求高的重要零件;铸钢和铸铁可以通过铸造方法成形,适合于制造大型零件和形状复杂的零件。

除钢铁以外的金属材料统称为有色金属。有色金属材料与钢铁材料相比用量少,价格高,但是它们各自具有的独特性能使其成为机械设计中不可缺少的材料。有色金属材料的种类很多,常用的有铝合金、铜合金和钛合金。

纯铝的强度低,机械设计中常采用铝合金。铝合金相对密度小,塑性好,有些铝合金适合于铸造成形,有些则适合于压力加工成形;有些铝合金可以通过热处理方法强化,有些可以通过时效方法强化,有些可以通过塑性变形的的方法强化。

铜和与锌为主的元素构成的合金称为黄铜,铜和锡、铅、铝等元素构成的合金称为青铜。用铜合金与钢材所构成的摩擦副具有较小的摩擦系数和磨损率,所以铜合金经常被用来制造滑动轴承、蜗轮等零件。

2. 高分子材料

高分子材料主要包括橡胶和塑料。与金属材料相比,高分子材料的强度和刚度较低,但比强度和比刚度较高,塑性和弹性较好,具有较好的减摩、耐磨、自润滑性能,容易加工成形。高分子材料的性能对温度较敏感,受环境因素(光、水、油等)影响大,易老化。

3. 陶瓷材料

陶瓷是各种无机非金属固体材料的总称。陶瓷材料具有很高的硬度、弹性模量和耐磨性,以及很低的塑性和韧性,熔点高,化学稳定性好。

4. 复合材料

机械设计对零件材料的要求经常是一种材料难以满足的,而通过人工合成的方法将多种材料通过复合所构成的复合材料可以人为地设定其各部位所具有的特性,可以满足同一种材料难以满足的设计要求。

复合材料通常是由在一种基体材料的不同位置添加一种或多种增强材料的方法构成的。增强材料的形态有粒子态和纤维态两种,常用的粒子态增强材料有金属粒子和陶瓷粒子;常用的纤维态增强材料有尼龙纤维、玻璃纤维、碳纤维等。

1.4.2 机械零件材料的选择原则

机械零件的材料选择应综合考虑使用功能要求、加工工艺要求和经济性要求,合理选择

材料的种类及与之相关的热处理方式。

1. 使用功能要求

选择材料要保证零件具有足够的工作能力。在给定的工作时间内能够保持工作能力,要考虑使用功能对零件材料提出的特殊要求,例如防腐蚀要求、耐磨性要求、减轻质量的要求、表面硬度要求等。对于有直接接触的零件要共同考虑材料选择。很多材料的性能依赖于特定的制备工艺和强化方法,这些问题也需要和材料选择问题同步考虑。

2. 加工工艺要求

在满足使用功能要求的前提下,材料选择还要考虑毛坯制备工艺和切削加工工艺的需要。

零件尺寸的大小、生产批量的大小以及形状的复杂程度等因素都影响材料的选择。形状复杂、生产批量大的零件适合于采用铸造方法制备毛坯,如果承受载荷较小,可以选择铸铁材料,反之应选择铸钢材料。对于需要通过热处理强化的零件,选择材料要考虑材料的可淬性、淬火变形倾向以及对热处理介质的渗透能力等。对于需要焊接成形的零件,要选择可焊接性能好、焊后不易产生裂纹的材料。

不断出现的新材料和新工艺为提高性能、简化工艺提供了可能,设计者要关注并积极采用被实践证明有效的新材料和新工艺。

3. 经济性要求

选择材料不但要考虑材料本身的成本,而且要考虑它对设计的整体成本的影响,包括对加工成本的影响、对一个零件与相关零件之间连接结构成本的影响、材料的可利用程度等因素。有些材料的资源缺乏,使用时应节省,在满足使用要求的情况下可以采用其他代用材料。对耗用贵重材料较多的零件可以采用结构组合设计的方法,在零件的工作位置采用贵重材料,而在非工作位置用其他材料取代。例如,蜗轮的轮缘常采用青铜材料,而其他部分则采用价格便宜的钢或铸铁。

结构设计应使可重复利用的材料更容易与其他材料分离,以利于在零件报废时对不同材料分别回收利用。

1.5 机械零部件的标准化

标准化指对零部件的特征参数、结构要素、材料特征、表示方法等制定出大家共同遵守的规范。

标准化有利于对使用广泛的零部件采用先进的制造方法,以专业化生产的方式进行生产,保证质量,降低成本;有利于不同零部件上相同结构的互换;有利于简化设计过程,提高设计质量;有利于设计信息的表达与交流。

在机械设计中经常使用的标准包括:

(1) 零部件标准。例如,螺栓、螺母、垫圈、滚动轴承等都属于标准零件,使用者不需要自行设计,可以根据需要在市场上购买。

(2) 结构要素标准。如螺纹、齿轮齿廓、花键等,设计者只需要确定结构的特征参数,不需要详细定义结构细节。采用标准结构要素有利于选用由专业化生产企业制造的刀具、量具及其他工具。

(3) 材料标准,包括材料的性能标准和型材的尺寸标准。采用标准材料有利于保证设计质量。

(4) 检验标准。有关标准规定了对零件的不同特征的检验标准,如尺寸精度、形状与位置精度、表面形貌、表面硬度等。

(5) 设计方法标准。对应用广泛的重要零部件和结构要素,有关标准规定了设计及选用方法标准。

(6) 表达方法标准。机械制图标准规定了以图形和符号表达机械结构及其参数的方法,各种标准结构和标准零部件也有相应的文字表达方法。

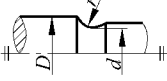
附录

附表 1-1 螺纹、键槽、花键、横孔及配合边缘处的有效应力集中系数 k_σ 和 k_τ 值

σ_b/MPa	螺纹			花 键			横 孔			配 合					
	k_σ		k_τ	k_σ		k_τ	k_σ		k_τ	H7/r6		H7/k6		H7/h6	
	A 型	B 型	A, B 型	k_σ (齿轮轴 $k_\sigma=1$)	k_τ		$d_0/d=$ $0.05\sim 0.15$ (渐开线 轴)	$d_0/d=$ $0.05\sim 0.15$ (渐开线 轴)	$d_0/d=$ $0.15\sim 0.25$ (渐开线 轴)	k_σ	k_τ	k_σ	k_τ	k_σ	k_τ
					矩形	渐开线									
	1.51	1.30	1.20	1.35	2.10	1.40	1.90	1.70	1.70	2.05	1.55	1.55	1.25	1.33	1.14
400	1.64	1.38	1.37	1.45	2.45	1.43	1.95	1.75	1.75	2.30	1.69	1.72	1.36	1.49	1.23
500	1.76	1.46	1.54	1.55	2.35	1.46	2.00	1.80	1.80	2.52	1.82	1.89	1.46	1.64	1.31
600	1.89	1.54	1.71	1.60	2.45	1.49	2.05	1.85	1.85	2.73	1.96	2.05	1.56	1.77	1.40
700	2.01	1.62	1.88	1.65	2.55	1.52	2.10	1.90	1.85	2.96	2.09	2.22	1.65	1.92	1.49
800	2.14	1.69	2.05	1.70	2.65	1.55	2.15	1.95	1.90	3.18	2.22	2.39	1.76	2.08	1.57
900	2.26	1.77	2.22	1.72	2.70	1.58	2.20	2.00	1.90	3.41	2.36	2.56	1.86	2.22	1.66
1000	2.50	1.92	2.39	1.75	2.80	1.60	2.30	2.10	2.00	3.87	2.62	2.90	2.05	2.50	1.83

注：① 滚动轴承与轴的配合按 H7/r6 配合选择系数。
② 蜗杆螺旋根部有效应力集中系数可取 $k_\sigma = 2.3 \sim 2.5, k_\tau = 1.7 \sim 1.9$ ($\sigma_b \leq 700 \text{ MPa}$ 时取小值, $\sigma_b \geq 1000 \text{ MPa}$ 时取大值)。

附表 1-2 环槽处的有效应力集中系数 k_σ 和 k_τ 值

	系数	$\frac{D-d}{r}$	$\frac{r}{d}$	σ_b/MPa						
				400	500	600	700	800	900	1000
	k_σ	1	0.01	1.88	1.93	1.98	2.04	2.09	2.15	2.20
			0.02	1.79	1.84	1.89	1.95	2.00	2.06	2.11
			0.03	1.72	1.77	1.82	1.87	1.92	1.97	2.02
			0.05	1.61	1.66	1.71	1.77	1.82	1.88	1.93
			0.10	1.44	1.48	1.52	1.55	1.59	1.62	1.66
		2	0.01	2.09	2.15	2.21	2.27	2.34	2.39	2.45
			0.02	1.99	2.05	2.11	2.17	2.23	2.28	2.35
			0.03	1.91	1.97	2.03	2.08	2.14	2.19	2.25
			0.05	1.79	1.85	1.91	1.97	2.03	2.09	2.15
		4	0.01	2.29	2.36	2.43	2.50	2.56	2.63	2.70
			0.02	2.18	2.25	2.32	2.38	2.45	2.51	2.58
			0.03	2.10	2.16	2.22	2.28	2.35	2.41	2.47
		6	0.01	2.38	2.47	2.56	2.64	2.73	2.81	2.90
			0.02	2.28	2.35	2.42	2.49	2.56	2.63	2.70
	k_τ	任何 比值	0.01	1.60	1.70	1.80	1.90	2.00	2.10	2.20
			0.02	1.51	1.60	1.69	1.77	1.86	1.94	2.03
			0.03	1.44	1.52	1.60	1.67	1.75	1.82	1.90
			0.05	1.34	1.40	1.46	1.52	1.57	1.63	1.69
			0.10	1.17	1.20	1.23	1.26	1.28	1.31	1.34

附表 1-3 圆角处的有效应力集中系数 k_σ 和 k_τ 值

$\frac{D-d}{r}$	$\frac{r}{d}$	k_σ								k_τ							
		σ_b/MPa								σ_b/MPa							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200	400	500	600	700	800	900	1000	1200
2	0.01	1.34	1.36	1.38	1.40	1.41	1.43	1.45	1.49	1.26	1.28	1.29	1.29	1.30	1.30	1.31	1.32
	0.02	1.41	1.44	1.47	1.49	1.52	1.54	1.57	1.62	1.33	1.35	1.36	1.37	1.37	1.38	1.39	1.42
	0.03	1.59	1.63	1.67	1.71	1.76	1.80	1.84	1.92	1.39	1.40	1.42	1.44	1.45	1.47	1.48	1.52
	0.05	1.54	1.59	1.64	1.69	1.73	1.78	1.83	1.93	1.42	1.43	1.44	1.46	1.47	1.50	1.51	1.54
	0.10	1.38	1.44	1.50	1.55	1.61	1.66	1.72	1.83	1.37	1.38	1.39	1.42	1.43	1.45	1.46	1.50
4	0.01	1.51	1.54	1.57	1.59	1.62	1.64	1.67	1.72	1.37	1.39	1.40	1.42	1.43	1.44	1.46	1.47
	0.02	1.76	1.81	1.86	1.91	1.96	2.01	2.06	2.16	1.53	1.55	1.58	1.59	1.61	1.62	1.65	1.68
	0.03	1.76	1.82	1.88	1.94	1.99	2.05	2.11	2.23	1.52	1.54	1.57	1.59	1.61	1.64	1.66	1.71
	0.05	1.70	1.76	1.82	1.88	1.95	2.01	2.07	2.19	1.50	1.53	1.57	1.59	1.62	1.65	1.68	1.74

续表

$\frac{D-d}{r}$	$\frac{r}{d}$	k_{σ}								k_{τ}							
		σ_b/MPa								σ_b/MPa							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200	400	500	600	700	800	900	1000	1200
6	0.01	1.86	1.90	1.94	1.99	2.03	2.08	2.12	2.21	1.54	1.57	1.59	1.61	1.64	1.66	1.68	1.73
	0.02	1.90	1.96	2.02	2.08	2.13	2.19	2.25	2.37	1.59	1.62	1.66	1.69	1.72	1.75	1.79	1.86
	0.03	1.89	1.96	2.03	2.10	2.16	2.23	2.30	2.44	1.61	1.65	1.68	1.72	1.74	1.77	1.81	1.88
10	0.01	2.07	2.12	2.17	2.23	2.28	2.34	2.39	2.50	2.12	2.18	2.24	2.30	2.37	2.42	2.48	2.60
	0.02	2.09	2.16	2.23	2.30	2.38	2.45	2.52	2.66	2.03	2.08	2.12	2.17	2.22	2.26	2.31	2.40

附表 1-4 加工表面的表面状态系数 β 值

加 工 方 法	轴表面粗糙度/ μm	σ_b/MPa		
		400	800	1200
磨 削	$Ra=0.4\sim0.2$	1	1	1
车 削	$Ra=3.2\sim0.8$	0.95	0.90	0.80
粗 车	$Ra=25\sim6.3$	0.85	0.80	0.65
未加工面		0.75	0.65	0.45

附表 1-5 强化表面的表面状态系数 β 值

表面强化方法	心部材料的强度 σ_b/MPa	表面状态系数 β		
		光轴	有应力集中的轴	
			$k_{\sigma}\leq 1.5$	$k_{\sigma}\geq 1.8\sim 2$
高频淬火 ^①	600~800	1.5~1.7	1.6~1.7	2.4~2.8
	800~1100	1.3~1.5	—	—
渗氮 ^②	900~1200	1.1~1.25	1.5~1.7	1.7~2.1
渗碳淬火	400~600	1.8~2.0	3	—
	700~800	1.4~1.5	—	—
	1000~1200	1.2~1.3	2	—
喷丸处理 ^③	600~1500	1.1~1.25	1.5~1.6	1.7~2.1
滚子碾压 ^④	600~1500	1.1~1.3	1.3~1.5	1.6~2.0

注:① 数据是在试验室中用 $d=10\sim 20\text{ mm}$ 的试件求得的,淬透深度 $(0.05\sim 0.2)d$;对于大尺寸的试件,表面状态系数宜取低些。
② 氮化层深度为 $0.01d$ 时,宜取低限值;深度为 $(0.03\sim 0.04)d$ 时,宜取高限值。
③ 数据是用 $d=8\sim 40\text{ mm}$ 的试件求得的;喷射速度较小时宜取低值,较大时宜取高值。
④ 数据是用 $d=17\sim 130\text{ mm}$ 的试件求得的。

附表 1-6 腐蚀环境的表面状态系数 β 值

工作条件	抗拉强度 σ_b /MPa										
	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400
淡水中,有应力集中	0.7	0.63	0.56	0.52	0.46	0.43	0.40	0.38	0.36	0.35	0.33
淡水中,无应力集中	0.58	0.50	0.44	0.37	0.33	0.28	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19
海水中,有应力集中											
海水中,无应力集中	0.37	0.30	0.26	0.23	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.12

附表 1-7 尺寸系数 ϵ_r 和 ϵ_σ 值

直径 d/mm	>20 ~ 30	>30 ~ 40	>40 ~ 50	>50 ~ 60	>60 ~ 70	>70 ~ 80	>80 ~ 100	>100 ~ 120	>120 ~ 150	>150 ~ 500
ϵ_σ										
碳 钢	0.91	0.88	0.84	0.81	0.78	0.75	0.73	0.70	0.68	0.60
合金钢	0.83	0.77	0.73	0.70	0.68	0.66	0.64	0.62	0.60	0.54
ϵ_τ										
各种钢	0.89	0.81	0.78	0.76	0.74	0.73	0.72	0.70	0.68	0.60

习 题

1-1 评价机械装置的性能通常采用哪些指标?当这些指标之间发生矛盾时通常采用什么方法解决?

1-2 列举自行车可能发生的失效形式。哪些失效发生在零件的表面?哪些失效发生在零件内部?引起失效的原因是什么?是否可以避免?

1-3 零件承受的变应力是否都是由于载荷变化引起的?列举静载荷引起变应力的实例。

1-4 偏心夹具如图所示。偏心夹具用于夹持加工零件,要求夹紧力 $F=10.8\text{ kN}$ 。压板 2 用铸铁制造,许用应力如下:

$$\text{弯曲}[\sigma_b] = 80\text{ MPa}$$

$$\text{挤压}[\sigma_p] = 120\text{ MPa}$$

$$\text{剪切}[\tau] = 40\text{ MPa}$$

杆 1 用 Q275 钢制造,许用应力如下:

$$\text{拉伸}[\sigma'] = 100\text{ MPa}$$

$$\text{挤压}[\sigma'_p] = 150\text{ MPa}$$

$$\text{剪切}[\tau'] = 60\text{ MPa}$$

试判断卡具工作中可能发生的失效形式,针对各种强度失效形式建立强度条件,并根据