

机械设计



湖南大学出版社

内 容 提 要

本书按照教材改革的精神,结合高等工业专科学校的教学特点,由十所院校选派有多年教学实践经验的教师合编,由湖南大学何季雄教授、罗道元副教授主审。

全书分五篇,共十六章。第一篇总论;第二篇联接;第三篇传动;第四篇轴、轴承、联轴器和离合器;第五篇其它。其中第十六章可作选学内容。计划授课学时为70学时。

本书可作为高等工业专科学校机械类专业机械设计课程的教材,也可供有关专业的师生和工程技术人员参考。

机 械 设 计

中国包装工程学院(筹)等十所院校合编

陈伟民 黄记忠 主编

★

湖南大学出版社出版发行

(长沙市岳麓山)

湖南省新华书店经销 长沙潇湘印刷厂印刷

★

787×1092 16开 14.25印张 346千字

1987年11月第1版 1987年11月第1次印刷

印数:0001—8000册

ISBN7-314-00159-6/TH·6

统一书号:15412·34 定价:3.25元

前 言

本书是根据教育改革的精神,按照“三个面向”的要求,由十所院校联合编写的。它与同时编写的《机械原理》相配套,不仅可满足目前机械类大专教材之急需,而且在教材改革方面作了初步的尝试。在编写过程中,力求贯彻:

1.内容少而精。既删除了陈旧和不常用的内容,又注意吸收一些科学技术的新成就,如计算机辅助计算的应用等;

2.从大专层次的要求出发,既体现了课程的科学性,又注意到了实践性和应用性;

3.传授知识和培养能力并重,特别注意培养学生的综合设计能力和创新精神,每章末均附有思考题和练习题,同时还配套编写有《机械零件课程设计和大作业辅导书》;

4.为指导学生复习并便于掌握内容实质,各章都概要地阐述了本章的主要内容和重点,或附有设计思想和计算步骤的小结;

5.充分纳入了各编者从事高等专科学校机械零件教学的经验。

全书均采用国际单位制(SI)、国际通用符号和脚注,以及机械制图新标准 GB—4457~4460—84, GB131—83。

参加本书编写的教师有:中国包装工程学院(筹)陈伟民(第一、二章),武汉冶金建筑专科学校陈文峰(第三章),长沙有色金属专科学校陈肃群(第四、十一章),本溪冶金专科学校王立杰(第五、九章),沈阳黄金专科学校孙振邦(第六、七、十六章),沈阳冶金机械专科学校杜志忠(第八章),华中工学院汉口分院邹利生(第十、十五章),长沙基础大学黄步云(第十二章),武汉河运专科学校李明漾(第十三章),武汉工学院黄石分院黄记忠(第十四章)。全书由陈伟民统稿,陈肃群校对。

本书承湖南大学何季雄教授、罗道元副教授担任主审,对编写工作和原稿提出了不少宝贵的意见。承中国包装工程学院(筹)刘庆余同志作文笔修改,吴国勋同志负责插图的绘制和整理,在此一并致以谢意!

由于编者的水平有限,时间仓促,书中一些带尝试性的写法和探索性的提法,尚待通过实践检验。对本书中存在的缺点和错误,恳请各方面惠予批评指正。

编 者

一九八七年四月

目 录

第一篇 总 论

第一章 绪论	(1)
§ 1-1 课程的内容、性质和任务	(1)
§ 1-2 机械设计概述	(1)
第二章 机械零件的主要工作能力计算准则	(3)
§ 2-1 机械零件的整体强度	(3)
§ 2-2 机械零件的表面强度	(13)
§ 2-3 温度对机械零件工作能力的影响	(15)
§ 2-4 机械零件的振动稳定性	(15)
§ 2-5 可靠性概述	(16)
§ 2-6 机器设计的技术经济性	(16)

第二篇 联 接

第三章 螺纹联接与螺旋传动	(18)
§ 3-1 螺纹及螺纹联接	(18)
§ 3-2 螺纹联接的预紧和防松	(22)
§ 3-3 螺栓组联接设计	(25)
§ 3-4 螺旋传动	(37)
第四章 键与花键联接	(44)
§ 4-1 键联接的类型、构造和计算	(44)
§ 4-2 花键联接的类型、构造和计算	(46)

第三篇 传 动

第五章 摩擦轮传动无级变速器	(50)
§ 5-1 概述	(50)
§ 5-2 摩擦轮传动的设计计算	(53)
§ 5-3 无级变速器简介	(54)

第六章	带传动	(56)
§ 6-1	带传动的类型与应用	(56)
§ 6-2	带传动的基本理论	(58)
§ 6-3	三角带传动的设计计算	(61)
§ 6-4	三角带带轮设计	(66)
第七章	链传动	(70)
§ 7-1	传动链的结构	(70)
§ 7-2	链传动的运动特性	(72)
§ 7-3	链传动的设计准则	(73)
§ 7-4	套筒滚子链传动设计	(74)
§ 7-5	链轮和链传动的布置	(77)
第八章	齿轮传动	(81)
§ 8-1	概述	(81)
§ 8-2	齿轮传动的失效形式和材料	(82)
§ 8-3	直齿圆柱齿轮传动的强度计算	(86)
§ 8-4	斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	(97)
§ 8-5	直齿圆锥齿轮传动的强度计算	(101)
§ 8-6	齿轮的结构设计	(105)
第九章	蜗杆传动	(109)
§ 9-1	概述	(109)
§ 9-2	蜗杆传动的主要参数和几何关系	(110)
§ 9-3	蜗杆传动的失效形式、材料选择和结构	(112)
§ 9-4	蜗杆传动的受力和强度计算	(113)
§ 9-5	蜗杆传动的效率及热平衡计算	(118)
第十章	减速器	(123)
§ 10-1	概述	(123)
§ 10-2	传动比的分配原则	(125)
§ 10-3	减速器的结构	(126)
§ 10-4	标准减速器的选用	(126)

第四篇 轴、轴承、联轴器与离合器

第十一章	轴	(132)
§ 11-1	概述	(132)

§ 11-2	轴的结构设计	(134)
§ 11-3	轴的强度计算	(137)
第十二章	滚动轴承	(146)
§ 12-1	概述	(146)
§ 12-2	滚动轴承的类型和特点	(147)
§ 12-3	滚动轴承的代号及轴承类型选择的原则	(148)
§ 12-4	滚动轴承的选择计算	(150)
§ 12-5	滚动轴承的组合设计	(156)
第十三章	滑动轴承	(161)
§ 13-1	概述	(161)
§ 13-2	滑动轴承的摩擦状态	(161)
§ 13-3	向心滑动轴承的结构型式及材料	(162)
§ 13-4	润滑剂及润滑装置	(166)
§ 13-5	混合摩擦滑动轴承的计算	(168)
§ 13-6	液体动压向心滑动轴承的工作原理及设计	(171)
第十四章	联轴器与离合器	(180)
§ 14-1	概述	(180)
§ 14-2	联轴器	(181)
§ 14-3	离合器	(186)

第五篇 其 它

第十五章	弹簧	(192)
§ 15-1	概述	(192)
§ 15-2	圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧	(195)
§ 15-3	圆柱螺旋扭转弹簧	(201)
第十六章	计算机辅助设计	(204)
§ 16-1	计算机辅助设计的意义和方法	(204)
§ 16-2	机械零件的计算机辅助计算	(206)

附 录

I	齿轮传动设计程序清单	(212)
II	单列向心球轴承选型和寿命计算程序	(217)
	参考文献	(222)

第一篇 总论

第一章 绪论

§ 1-1 课程的内容、性质和任务

一、课程的内容

机器都是由许多零件和部件组合起来的。一部新机器的设计,当其总体设计方案确定后,实际上就是进行零件和部件的设计。

零件是组成机器的最小单元。如机器中的轴、键、齿轮、螺栓、螺母等。

为完成同一使命而组合在一起的一套协同工作的零件的装配体称为部件。如机床中的床头箱、走刀箱、溜板箱、尾座等。

本课程主要研究的是通用零、部件的设计问题,包括强度、刚度、结构、润滑及振动稳定性等。

通用零件、部件是指在普通工作条件下,各种机器经常使用的零件(如轴、齿轮、螺钉)和部件(如联轴器、减速器等)。那些在特殊工作条件下或在特定机器中使用的零件(如内燃机的曲轴、连杆,汽轮机叶片等)将在有关专业课程中研究。

二、课程的性质

本课程是一门综合运用《高等数学》、《理论力学》、《材料力学》、《机械原理》、《金属工艺学》、《金属材料及其热处理》、《公差配合及技术测量》、《机械制图》和《算法语言》等课程的基本知识解决通用零件设计问题的技术基础课。它的科学性、综合性和实践性都比较强,在教学中占有重要的地位,是机械专业的一门重要的主干课,也是培养机械工程师的必修课。

三、课程的任务

本课程的任务不仅要传授零、部件设计的基本理论和方法,同时要注重培养学生分析和解决问题的能力,特别是创造能力。它为培养高级工程技术人员给予必要的和基本的训练。

§ 1-2 机械设计概述

一、机械设计应满足的要求

1. 机器工作职能的要求

机器的工作职能包括:运动性能、动力性能、零件的强度、刚度、耐磨性及机器的寿命和可靠性。

2.良好的工艺性能

要求结构简单、加工方便、加工量少,并便于装拆、调整和维修。

3.能获得较高的经济效益

要求具有较低的制造成本,维修和使用成本以及较高的经济效益。为此,设计应尽可能实现三化——零件标准化、部件通用化,产品系列化。这样,既能减少设计的工作量,又能降低制造和维修的成本。

4.劳动保护的要求

要求操作轻便,振动噪音小,使用安全可靠,对环境污染和公害尽可能小。

二、机器设计的一般程序

1.提出产品设计任务书。设计任务书应注明产品的用途;主要技术经济指标;使用条件等。

2.调查研究。了解国内外有关的技术经济信息,用户意见及承制厂的技术、工艺能力。

3.总体设计。拟定机器的传动方案,进行运动与动力设计以及液压、电器控制系统设计。

4.结构设计。对所有零件(除标准件外)进行结构与主要零件的工作能力计算以及润滑设计,绘制机器装配图与零件工作图。

5.样机试制和鉴定。样机制成后经过生产运行,便可组织鉴定进行全面技术经济评价,然后对设计进行适当的修改。

6.生产和包装设计。根据生产纲领设计产品制造的全部工艺、工装及产品运输与销售的包装。

三、机械零件设计的一般程序

1.根据零件在机器中的装配关系,运动及受力情况确定零件的力学简图。

2.根据工作要求及材料的物理机械性能、经济因素而合理选择材料与热处理。

3.根据零件的主要工作能力设计或校核其主要参数。

4.绘制零件工作图,确定零件的全部尺寸与工艺结构、技术条件。

应当指出的是,上述机器和零件的设计程序不是一成不变的,当设计对象以及设计条件和要求不同时,设计的方法和程序也有所变化。而且有些程序也可能是并行、交错或反复地进行的。

第二章 机械零件的主要工作能力计算准则

两个基本术语:

失效——机械零件由某些原因而不能正常工作的表现。失效比破坏具有更广泛的含义。常见的失效表现形式有: 各种破坏和塑性变形; 过大的弹性变形; 工作表面的点蚀、胶合和过度的磨损; 联接紧密性的破坏; 摩擦传动的打滑等等。

工作能力——机械零件不发生失效的工作限度。如强度、刚度、振动稳定性、耐磨性、耐高(低)温性, 抗胶合性等等。

一个零件在一定的工作条件下, 可能出现几种失效形式, 则它就应该有几个方面的工作能力, 而对它的寿命和使用价值起决定性作用的是其中较小的一个工作能力。

对上述诸多工作能力, 这里只重点研究机械零件的整体强度和表面接触强度的计算准则(具体计算方法在以后各章中研究), 至于耐磨性和抗胶合性目前只能采用条件性计算方法来解决。

§ 2-1 机械零件的整体强度

判断零件的强度有两种方式。一种方式是判别它危险剖面处的最大应力(σ, τ) 是否小于许用应力($[\sigma], [\tau]$), 其强度条件式为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma] \\ \tau &\leq [\tau] \end{aligned} \right\} \quad (2-1)$$

其中

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[s_{\sigma}]} \quad [\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[s_{\tau}]}$$

式中 σ_{lim} 、 τ_{lim} ——材料的极限正应力和剪应力;

$[s_{\sigma}]$ 、 $[s_{\tau}]$ ——零件的许用安全系数。

另一种方式是判别危险剖面处的实际安全系数(s_{σ} 、 s_{τ})是否大于许用安全系数($[s_{\sigma}]$ 、 $[s_{\tau}]$), 其强度条件式为

$$\left. \begin{aligned} s_{\sigma} &\geq [s_{\sigma}] \\ s_{\tau} &\geq [s_{\tau}] \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

式中 s_{σ} 、 s_{τ} ——实际的正应力和剪应力安全系数; $s_{\sigma} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma}$; $s_{\tau} = \frac{\tau_{lim}}{\tau}$

一、零件在静应力下的强度条件

在静应力下工作的零件, 其强度主要表现为抗破断或塑性变形的能力。

1. 塑性材料零件的强度条件——不发生塑性变形。

(1) 在单向静应力下工作时, 其强度条件的应力表达式及安全系数表达式分别与式(2-1)和式(2-2)相同, 只是式中 σ_{lim} 和 τ_{lim} 分别应为材料的屈服极限 σ_s 和 τ_s 。

(2) 在复合应力下工作时, 可根据第三强度理论或第四强度理论来确定其强度条件。对于弯扭组合的应力, 可采用第三强度理论, 其强度条件式为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (2-3)$$

近似取 $\sigma_s/\tau_s = 2$, 可得安全系数的强度条件式为

$$\begin{aligned} s &= \frac{\sigma_s}{\sigma_{ca}} \geq [s] \\ S &= \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau_s}\right)^2 \tau^2}} \geq [S] \\ \text{则} \quad S &= \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \end{aligned} \quad (2-4)$$

2. 脆性材料零件的强度条件 —— 不发生破断。

在静应力下, 通常取强度极限(σ_B 或 τ_B)作为极限应力(σ_{lim}), 则危险剖面处的安全系数强度条件为

(1) 简单静应力时

$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_B}{\sigma} \geq [S_\sigma] \\ S_\tau &= \frac{\tau_B}{\tau} \geq [S_\tau] \end{aligned} \right\} \quad (2-5)$$

(2) 复合应力时

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{S_\sigma + S_\tau} \geq [S] \quad (2-6)$$

$$\text{许用应力为} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_B}{[S_\sigma]} \quad [\tau] = \frac{\tau_B}{[S_\tau]} \quad (2-7)$$

二、零件在变应力下的强度

工程上通常将大小或方向的变化次数 N 大于 10^3 的工作应力称为变应力。零件在变应力作用下将产生疲劳断裂。

1. 疲劳断裂的过程及其原理

(1) 形成初始裂纹 (裂纹深度 $a < 0.05\text{mm}$)

- 1) 零件表面缺陷——刀痕、划痕、锈蚀小坑;
- 2) 材料内部缺陷——气孔、渣孔以及晶界处的非金属和氧化物;
- 3) 在变应力作用下, 应力集中部分发生的微小裂纹。

(2) 裂纹扩展直至断裂

在变应力的不断作用下, 裂纹的尖端处发生反复的塑性变形, 并沿与应力方向相垂直的方向逐渐扩展(裂纹断面上被反复压平和磨光), 直到剖面的净面积上应力达到材料强度极限时(或者按断裂力学观点, 当材料的应力强度因子 K_I 达到了裂纹的断裂韧性 K_{Ic} , 即 $K_I \geq K_{Ic}$ 时), 零件就会发生断裂破坏。断口处留下粗糙的断裂区。

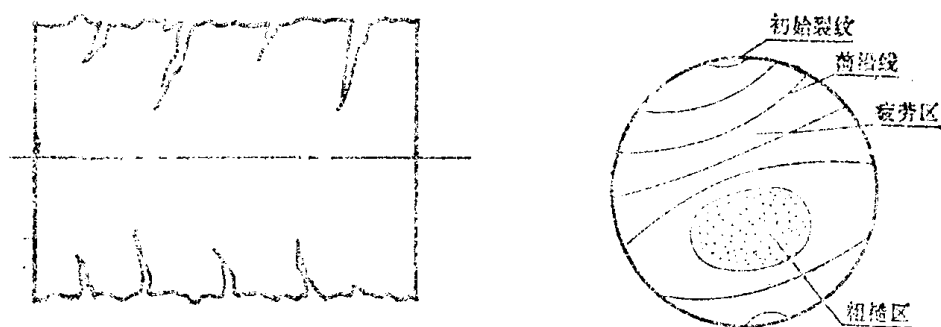


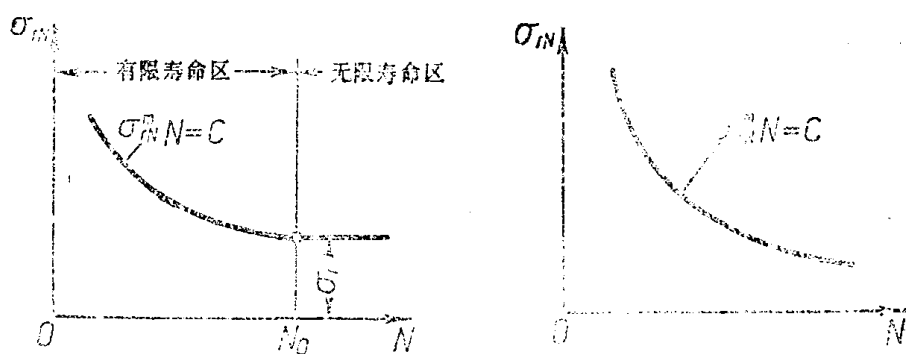
图2-1 回转弯曲时的疲劳剖面

2. 疲劳曲线及疲劳极限 σ_{rN} 的确定

σ_{rN} ——试件在一定的循环特性 r 下, 循环 N 次不至于发生疲劳破坏所能承受的最大变应力。 σ_{rN} 称为试件循环 N 次的疲劳极限, 其值由实验求得。

(1) 疲劳曲线

它是反映疲劳极限 σ_{rN} 与循环次数 N 的关系曲线。我们将一定循环特性 r 下(一般为对称循环)对应于不同循环次数 N 时实验求得的疲劳极限 σ_{rN} 值绘在 σ_{rN} — N 坐标内, 便可得到材料的疲劳曲线, 见图2-2所示。



(a) 有明显水平部分的疲劳曲线

(b) 无明显水平部分的疲劳曲线

图2-2 疲劳曲线

金属材料疲劳曲线的形式有两种(见图2-2):

一种是循环次数 N 超过某一值(N_0)以后曲线趋于水平(图2-2(a)), 此时疲劳极限 σ_{rN} 将不再随循环次数 N 的增加而降低(如一般结构钢, 合金钢的疲劳曲线)。 N_0 称为循环基数。对应于循环基数 N_0 的疲劳极限 σ_r 为持久疲劳极限。它表示当变应力值小到一定程度($\sigma_{rN} \leq$

σ_r), 即使循环次数 N 增加 无穷大, 试件也不会发生破坏。

另一种是无明显水平部分的疲劳曲线 (图2-2(b)), 高硬度合金钢或有色金属的 疲劳曲线多属于这一类。

(2) 对应于 N 次循环下疲劳极限 σ_{rN} 的确定

机械零件的强度按无限寿命来计算往往是没有必要的。其理由是:

- 1) 机器设备到一定的时期需要更新换代;
- 2) 机器的实际寿命都不是无限期的, 往往是由于某些薄弱部分失效而报废;
- 3) 现代生产对机器日益要求重量轻, 成本低。

因此, 我们在计算零件的疲劳强度时, 往往需要求得材料的有限寿命下的疲劳极限 σ_{rN} 。而对应于每一循环次数 N 时, 用实验的方法来求得疲劳极限 σ_{rN} 太不经济。这里介绍一种简便的计算方法。

在有限寿命区, 疲劳曲线的方程为

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 = C, \\ \text{或 } \tau_{rN}^m N = \tau_r^m N_0 = C' \quad (2-8)$$

式中 σ_r 、 τ_r ——循环特性为 r , 循环次数为 N_0 时的持久疲劳极限。对称循环时为 σ_{-1} , τ_{-1} 。

m ——随应力状态而变的实验常数, 弯曲时 $m=9$ 。

C 、 C' ——实验常数。

由式 (2-8) 得

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = K_N \sigma_r \quad (2-9)$$

$$K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \quad (2-10)$$

式中 K_N ——寿命系数。当实际循环次数 N 大于循环基数 N_0 时, 取 $K_N=1$ 。

N_0 ——循环基数。对于 $HB \leq 350$ 的钢材, 取 $N_0=10^7$; 对于 $HB > 350$ 的钢材, 取 $N_0=25 \times 10^7$ 。

当已知持久疲劳极限 σ_r 、循环次数 N 及应力状态, 利用式 (2-9) 可以求得对应于循环 N 次时的材料的疲劳极限 σ_{rN} 。而不同循环特性时的持久疲劳极限 σ_r 将在下面研究。

3. 持久疲劳极限应力图及持久疲劳极限 σ_r 的确定

(1) 持久疲劳极限应力图

我们可以通过实验求得不同循环特性 γ 时的持久疲劳极限 σ_r 。然后为计算方便可绘成不同坐标系的持久疲劳极限应力图, 简称极限应力图。这里仅介绍一种常用的 σ_a — σ_m 坐标系的极限应力图, 见图2-3中曲线ABF。

图中, A点: $\sigma_a = \sigma_{-1}$, $\sigma_m = 0$, $\gamma = -1$; B点: $\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_0}{2}$, $\gamma = 0$; F点: $\sigma_a = 0$, $\sigma_m =$

σ_B , $\gamma = +1$ 。

(2) 极限应力图的简化及持久疲劳极限 σ_r 的确定

对每一种金属材料用实验的方法来求极限应力图很不经济, 使用时也不方便。为此必须

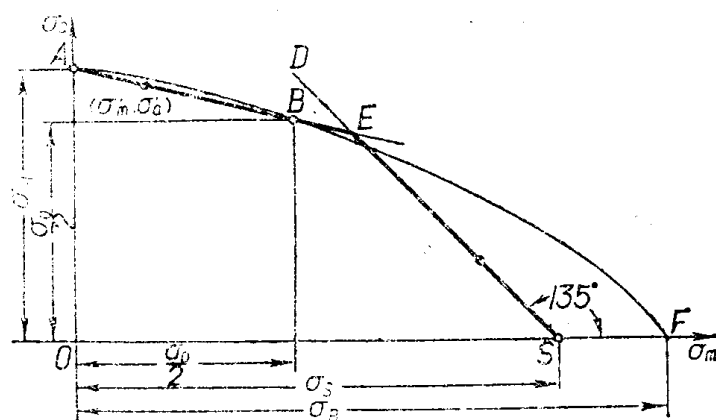


图2-3 极限应力图

对极限应力图进行合理的简化。这里我们介绍苏联学者谢联先 (Сересен) 的简化方法。对于塑性材料, 图2-3中的曲线ABF可简化为过横坐标S点与横坐标夹角为 135° 的直线SD与直线AB (直线AB与SD交于点E) 组成的折线AES。显然ES线上各点的持久疲劳极限 $\sigma_r = \sigma_a + \sigma_m = \sigma_{s0}$ 。

直线AE的方程式:

由 $y = Kx + b$

其中斜率 $K = \operatorname{tg} \alpha = - \left(\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2} \right) \left(\frac{\sigma_0}{2} = - \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \right)$

$b = \sigma_{-1}$, $x = \sigma_m$, $y = \sigma_a$

得

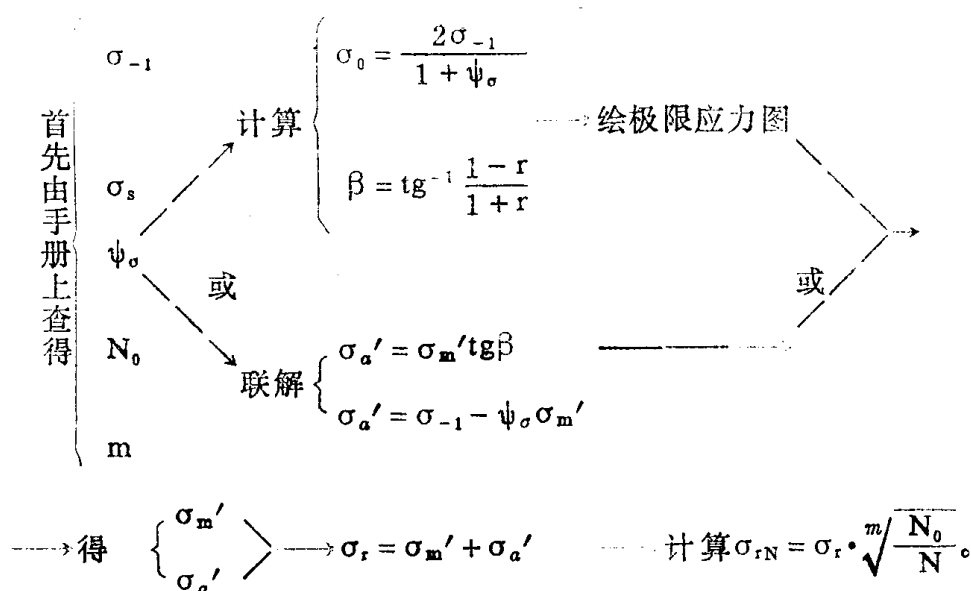
$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= \sigma_{-1} - \left(\frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \right) \sigma_m = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m \\ \sigma_{-1} &= \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m \\ \psi_\sigma &= \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \end{aligned} \right\} \quad (2-11)$$

式中 ψ_σ ——平均应力 σ_m 折合为应力幅 σ_a (或对称循环持久极限应力 σ_{-1}) 的等效系数。 ψ_σ 的值可以从手册查得。通常取碳钢 $\psi_\sigma = 0.1 \sim 0.2$, 合金钢 $\psi_\sigma = 0.2 \sim 0.3$ 。

利用极限应力图求某一循环特性 γ 为常数时的持久疲劳极限 σ_r 的方法是, 过坐标原点O作与横轴(σ_m)夹角为 β 的射线, 交曲线于n点, 便可得 σ_m' 和 σ_a' , 则 $\sigma_r' = \sigma_m' + \sigma_a'$ 。至于 β 角, 显然有

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_a'}{\sigma_m'} = \frac{\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}}{2} \left(\frac{\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min}}{2} = \frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right) \quad (2-12)$$

至此, 我们将疲劳曲线和极限应力图这两部分内容联系起来可以解决求某一金属材料的有限寿命疲劳极限 σ_{rN} 的问题。当已知材料寿命N, 循环特性 γ 时求解有限寿命疲劳极限 σ_{rN} , 在AE直线上



在ES直线上:

显然 $\sigma_{rN} = \sigma_s$

3. 零件疲劳强度计算时的修正

以上研究的材料持久疲劳极限 σ_{-1} , τ_{-1} 是用标准试件 ($d=6\sim 10\text{mm}$, 表面抛光, 常态下的等直杆) 用实验的方法求得的。对于实际的零件, 其形状、尺寸、表面粗糙度及热处理各不相同, 而这些差异对零件的疲劳强度均有不同程度的影响。因此, 在计算零件的疲劳强度时应给予修正。

(1) 应力集中对零件疲劳强度的影响

在零件剖面几何形状的突变处 (如孔、圆角、键槽、螺纹), 剖面上的局部应力会远远大于其名义应力, 这种现象叫做应力集中 (图2-4)。

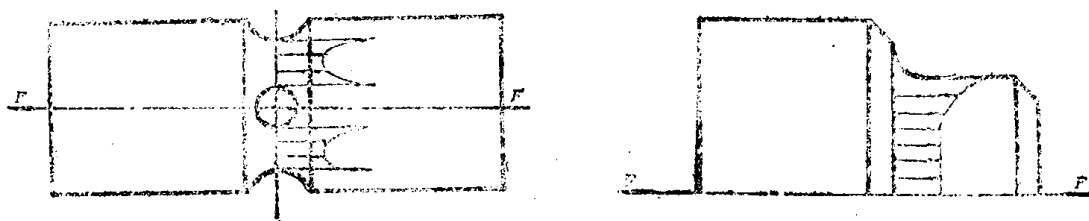


图2-4 应力集中现象

我们可以用光弹性实验测得有不同应力集中时的疲劳极限 $(\sigma_{-1})_k$, $(\tau_{-1})_k$, 并令

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k} \quad \text{或} \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_k} \quad (2-13)$$

K_σ 、 K_τ ——有效应力集中系数, 可由表查得。如果同一计算剖面上有几个不同的应力集中源, 则零件的疲劳强度由 K_σ (或 K_τ) 中的最大值决定。

(2) 绝对尺寸对零件疲劳强度的影响

当其它条件相同时, 零件剖面的绝对尺寸愈大, 其疲劳强度就愈低。这是由于尺寸大

时,材料晶粒粗,出现缺陷的概率大和加工后表面冷作硬化层相对较薄。

剖面绝对尺寸对疲劳强度的影响可用绝对尺寸系数 ε 表示。经由实验求得,直径为 d 的试件的疲劳极限为 $(\sigma_{-1})_d$ 及 $(\tau_{-1})_d$,则

$$\varepsilon_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_d}{\sigma_{-1}}, \quad \varepsilon_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_d}{\tau_{-1}} \quad (2-14)$$

ε_{σ} 、 ε_{τ} 由表查得。当资料不足时,近似取 $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau}$ 。

(3) 表面状态对零件疲劳强度的影响

当其它条件相同时,零件表面愈粗糙,其疲劳强度就愈低。通过实验求得不同表面粗糙度时的疲劳极限为 $(\sigma_{-1})_{\beta}$ 和 $(\tau_{-1})_{\beta}$,则表面状态系数为

$$\beta = \frac{(\sigma_{-1})_{\beta}}{\sigma_{-1}} = \frac{(\tau_{-1})_{\beta}}{\tau_{-1}} \quad (2-15)$$

β 可由表查得。

通常用 $(K_{\sigma})_D$ 和 $(K_{\tau})_D$ 表示这些因素的综合影响:

$$(K_{\sigma})_D = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta}, \quad (K_{\tau})_D = \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta} \quad (2-16)$$

$(K_{\sigma})_D$ 、 $(K_{\tau})_D$ ——综合影响系数。当其它条件相同时,钢的强度愈高, $(K_{\sigma})_D$ 和 $(K_{\tau})_D$ 愈大,故对于高强度钢要特别注意减少应力集中和提高表面质量。

由实验知,各影响因素只影响零件应力的变化部分(应力幅 σ_a)。因此,零件修正后的工作应力为

$$\sigma_{max} = (K_{\sigma})_D \sigma_a + \sigma_m \quad (2-17)$$

$$\tau_{max} = (K_{\tau})_D \tau_a + \tau_m \quad (2-18)$$

4. 稳定变应力下零件的强度计算

变应力在循环过程中,周期 T 、应力幅 σ_a 和平均应力 σ_m 都相等,则称做稳定变应力。变应力下零件的强度计算,一般采用安全系数的强度条件式。按循环特性分,稳定变应力可分为对称循环和非对称循环两种情况。

(1) 对称循环变应力下,零件的强度计算

1) 单向应力时:

其实际安全系数 $S_{\sigma} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma}$ 或 $S_{\tau} = \frac{\tau_{lim}}{\tau}$

式中 σ_{lim} 和 τ_{lim} ——材料的极限应力。常取对称循环应力 σ_{-1} 和 τ_{-1} ,或考虑寿命时为 $\sigma_{-1} \sqrt{\frac{N_0}{N}}$

和 $\tau_{-1} \sqrt{\frac{N_0}{N}}$ 。

σ 和 τ ——考虑对疲劳强度的影响因素修正后的危险剖面上的最大工作应力。

强度条件式为

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma} &= \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{m}{N} \frac{N_0}{N}}}{(K_{\sigma})_D \sigma_{\alpha}} \geq [S_{\sigma}] \\ S_{\tau} &= \frac{\tau_{-1} \sqrt{\frac{m}{N} \frac{N_0}{N}}}{(K_{\tau})_D \tau_{\alpha}} \geq [S_{\tau}] \end{aligned} \right\} \quad (2-19)$$

2) 双向应力时:

对塑性材料的零件可按第三强度理论计算。对于弯扭合成应力, 近似取 $\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} = 2$ 。零件危险剖面上的最大计算工作应力为

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{[(K_{\sigma})_D \sigma_{\alpha}]^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 [(K_{\tau})_D \tau_{\alpha}]^2} \quad (2-20)$$

其安全系数表达式

$$S = \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{m}{N} \frac{N_0}{N}}}{\sqrt{[(K_{\sigma})_D \sigma_{\alpha}]^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 [(K_{\tau})_D \tau_{\alpha}]^2}} \geq [S_{\sigma}] \quad (2-21)$$

或先分别按单向应力计算实际安全系数 S_{σ} 和 S_{τ} 再代入

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S_{\sigma}] \quad (2-22)$$

对于脆性材料的零件建议按下式计算

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{S_{\sigma} + S_{\tau}} \geq [S_{\sigma}] \quad (2-23)$$

2) 非对称循环变应力下零件的强度计算

工作应力为非对称循环时, 最简单情况是循环特性 γ 为常数。下面就研究这种情况。

1) 单向应力时:

当零件危险剖面上的工作应力点 $C_1 (\sigma_{\alpha 1}, \sigma_{m 1})$ 落在 OEA 区域时, 其 γ_1 为常数, 则 $\lg \beta = \frac{1 - \gamma_1}{1 + \gamma_1}$ 也为常数, 其极限应力应为 OC_1 并延长交极限应力曲线于点 $C_1' (\sigma_{m 1}', \sigma_{\alpha 1}')$, 见图

2-5。此时实际安全系数

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma_{\alpha 1}' + \sigma_{m 1}'}{\sigma_{\alpha 1} + \sigma_{m 1}}$$

为便于计算, 我们将极限应力 σ_{lim} 和工作应力 σ 都折算成对称循环应力, 则强度条件式为

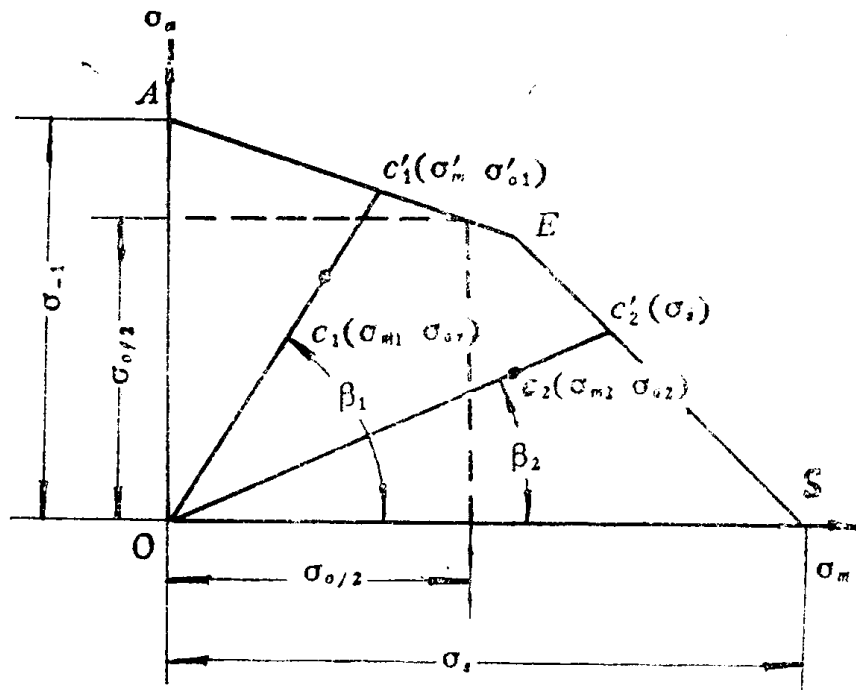


图2-5 $r=c$ 时强度计算简图

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma} &= \frac{\sigma_{-1} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}}{(K_{\sigma})_D \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \geq [S_{\sigma}] \\ S_{\tau} &= \frac{\tau_{-1} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}}{(K_{\tau})_D \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \geq [S_{\tau}] \end{aligned} \right\} \quad (2-24)$$

或

当零件危险剖面上的工作应力点 C_2 落在OES区域时, 其 γ_2 为常数, $\tan \beta_2 = \frac{1 - \gamma_2}{1 + \gamma_2}$, 则作

直线 OC_2 交于极限应力曲线于 C'_2 , 见图2-5。此时极限应力 $\sigma_{lim} = \sigma_s$, 并不需折算成 σ_{-1} , 也不能再用寿命系数修正; 工作应力也不需折算为对称循环应力。但工作应力系变应力, 其应力幅部分仍需用综合影响系数来修正。其强度条件式为

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma} &= \frac{\sigma_s}{(K_{\sigma})_D \sigma_a + \sigma_m} \geq [S_{\sigma}] \\ S_{\tau} &= \frac{\tau_s}{(K_{\tau})_D \tau_a + \tau_m} \geq [S_{\tau}] \end{aligned} \right\} \quad (2-25)$$

或

2) 双向应力时:

先按单向应力求出 S_{σ} 和 S_{τ} , 然后分别按塑性材料或脆性材料计算其强度。其强度条件式分别用式(2-22)或式(2-23)计算。

至于在循环特性 γ 不为常数, 而工作应力的 σ_m 和 σ_{min} 分别为常数的工作情况下, 其强度计算的方法可参阅资料[2]; 对于规律性非稳定变应力(σ_a 、 σ_m 和 T 有规律地变化)下零件强