



高等学校教材**配套辅导**

机 械 类

机械设计

教材辅导

主编 张晓帆

编写 机械类教材辅导委员会

 科学技术文献出版社



高等学校教材配套辅导(机械类)

机械设计

教材辅导

主 编 编写人员	张晓帆	机械类教材辅导委员会									
	牟玉涛	顾佳	李菊川	陈楠	陈丰						
	张怀甫	高永军	狄懿	奎伟	李竞超						
	常慧敏	康建明	杨军	张士新	苗红亮						
	王振凯	李为	张涓义	苏燕	韩彬						
	祝贺梅	谢检平	胡东华	杨峰	蔡贵娟						
	李利娟	闵伟	高温	李芹	杜清平						
	韩珍	周丽红	睿晴	李宁春	钟崇光						
	高鑫	温桂荣	韩琴	郭海权	史进						

科学技术文献出版社

Scientific and Technical Documents Publishing House

·北京·

图书在版编目(CIP)数据

机械设计教材辅导/张晓帆主编. -北京:科学技术文献出版社, 2008. 11
ISBN 978-7-5023-3633-2

I. 机… II. 张… III. 机械设计-高等学校-教学参考资料 IV. TH122
中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 153607 号

出 版 者 科学技术文献出版社
地 址 北京市复兴路 15 号(中央电视台西侧)/100038
图书编务部电话 (010)51501739
图书发行部电话 (010)51501720, (010)51501722(传真)
邮 购 部 电 话 (010)51501729
网 址 <http://www.stdph.com>
策 划 编 辑 科 文
责 任 编 辑 丁坤善 杜 娟
责 任 校 对 赵文珍
责 任 出 版 王杰馨
发 行 者 科学技术文献出版社发行 全国各地新华书店经销
印 刷 者 富华印刷包装有限公司
版 (印) 次 2008 年 11 月修订版 第 1 次印刷
开 本 850×1168 32 开
字 数 387 千
印 张 13.25
印 数 1~5000 册
定 价 22.00 元

© 版权所有 违法必究

购买本社图书,凡字迹不清、缺页、倒页、脱页者,本社发行部负责调换。

声明:本书封面及封底均采用双博士品牌专用图标
(见右图);该图标已由国家商标局注册登记。未经策划
人同意,禁止其他单位或个人使用。



P 前言 Preface

“双博士”成就双博士!

本丛书的编写,以普通高等学校普遍采用的教材为蓝本,针对性强,信息含量高,具有很高的参考价值和实用意义,是考研专业课不可多得的工具与助手。

缺乏对专业命题侧重点及考试要求的了解,已成为众多考生专业课考试失利的原因,进而与继续深造的机会失之交臂。因此,选取一本好的专业课辅导教材,对于有志于考研的莘莘学子来说,至关重要。本丛书涉及法学、金融、经管、通信电子、计算机、机械、控制理论与控制工程及其他热门专业。本书与市场上同类书相比,在内容编写方面更加细致详尽。在编排上分三部分:

1. **基本概念及考点精要:**对与本章相关的知识点进行课后阐述,使考生既能熟练掌握基础知识,又可把握重点、要点。

2. **典型例题、考题分析:**这一部分精选了名校最近几年历年试题作为本书的例题,并提供详细的解析过程,强调解题思路。还附有知识点小结。本部分内容既可使考生把握命题原则,又可熟悉题目类型,触类旁通。

3. **自测题及模拟训练题:**该部分为考生自行练习而提供,备有详细的解答过程。便于考生及时总结,查缺补漏。

本书附录为模拟试题,这些模拟试卷也是名校近几年的考试真题,并配有详细解析,具有非常典型的意义。

综合起来,本书凸显以下特色:

1. **专题化的编写体例:**面对普通高等学校专业课教材的泛泛的讲解,本书从更深的层次,对常考的知识点加重了讲解的力度,并与最新考

试动态同步,及时补充了最新的考试内容。

2. **极富针对性的题型训练:**在每章或每部分的典型例题、模拟试题中,均编排名校近几年的考研真题,并附有详细的参考答案,实战性极强。

3. **反映各名校最新考试信息:**每章后所附的自测题及全书最后所附的全真模拟试卷,均选自各高校近几年考研真题,具有很高参考价值。

策划本丛书的指导精神是既方便于在校本科生同步学习时参考,更适合于准备参加硕士研究生入学考试的学生作为专业课辅导用书使用。

温馨提示:

✿ “双博士品牌图书”是全国最大的大学教辅图书和考研图书品牌,全国有三分之一的大学生和考研学生正在使用“双博士品牌图书”。

✿ 来自北京大学研究生会的感谢信摘要:双博士,您好!……,首先感谢您对北京大学的热情支持和无私帮助!双博士作为大学教学辅导和考研领域全国最大的图书品牌之一,不忘北大莘莘学子和传道授业的老师,其行为将永久被北大师生感怀和铭记!北京大学研究生会

✿ 现在市场上有人冒用我们的书名,企图以假乱真,因此,读者在购买时,请认准双博士品牌。

编者

2008年于北京大学

目 录

第1章 机械设计总论	(1)
1.1 基本概念及考点精要	(1)
1.2 典型例题、考题分析	(23)
1.3 自测题及模拟训练题	(32)
自测题参考答案	(34)
第2章 螺纹联接和螺旋传动	(37)
2.1 基本概念及考点精要	(37)
2.2 典型例题、考题分析	(45)
2.3 自测题及模拟训练题	(52)
自测题参考答案	(54)
第3章 轴毂联接	(59)
3.1 基本概念及考点精要	(59)
3.2 典型例题、考题分析	(68)
3.3 自测题及模拟训练题	(75)
自测题参考答案	(77)
第4章 带传动	(80)
4.1 基本概念及考点精要	(80)
4.2 典型例题、考题分析	(90)
4.3 自测题及模拟训练题	(101)
自测题参考答案	(104)
第5章 链传动	(111)
5.1 基本概念及考点精要	(111)
5.2 典型例题、考题分析	(123)
5.3 自测题及模拟训练题	(131)
自测题参考答案	(133)
第6章 齿轮传动	(136)
6.1 基本概念及考点精要	(136)

目 录

6.2	典型例题、考题分析	(151)
6.3	自测题及模拟训练题	(167)
	自测题参考答案	(171)
第7章	蜗杆传动	(179)
7.1	基本概念及考点精要	(179)
7.2	典型例题、考题分析	(187)
7.3	自测题及模拟训练题	(195)
	自测题参考答案	(197)
第8章	滑动轴承	(199)
8.1	基本概念及考点精要	(199)
8.2	典型例题、考题分析	(217)
8.3	自测题及模拟训练题	(232)
	自测题参考答案	(235)
第9章	滚动轴承	(242)
9.1	基本概念及考点精要	(242)
9.2	典型例题、考题分析	(258)
9.3	自测题及模拟训练题	(277)
	自测题参考答案	(283)
第10章	联轴器和离合器	(293)
10.1	基本概念及考点精要	(293)
10.2	典型例题、考题分析	(300)
10.3	自测题及模拟训练题	(304)
	自测题参考答案	(305)
第11章	轴	(307)
11.1	基本概念及考点精要	(307)
11.2	典型例题、考题分析	(316)
11.3	自测题及模拟训练题	(328)

自测题参考答案	(331)
第 12 章 弹 簧	(337)
12.1 基本概念及考点精要	(337)
12.2 典型例题、考题分析	(343)
12.3 自测题及模拟训练题	(350)
自测题参考答案	(351)
第 13 章 机械设计综合题	(355)
13.1 基本概念及考点精要	(355)
13.2 典型例题、考题分析	(356)
13.3 自测题及模拟训练题	(369)
自测题参考答案	(372)
附录:硕士研究生入学考试全真模拟试卷及详解	(379)
模拟试卷一(中国科技大学 2005 年攻读硕 士学位研究生入学考试试题)	(379)
模拟试卷二(北京理工大学 2006 年攻读硕 士学位研究生入学考试试题)	(384)
模拟试卷三(大连理工大学 2005 年攻读硕 士学位研究生入学考试试题)	(391)
模拟试卷四(华南理工大学 2006 年攻读硕 士学位研究生入学考试试题)	(399)
模拟试卷五(上海交通大学 2006 年攻读硕 士学位研究生入学考试试题)	(408)

第1章 机械设计总论

1.1 基本概念及考点精要

1.1.1 要点概述

本章概括地阐明与本课程有关的内容,包括绪论,机械及机械零件设计概要,机械零件的强度和摩擦,磨损及润滑概述等,具体内容包括:

1. 机器在经济建设中的作用;
2. 本课程的内容、性质与任务;
3. 机械设计的一般程序;
4. 机械零件设计的一般步骤和方法;
5. 机械零件的失效形式和设计准则;
6. 标准化的内容和重要意义;
7. 机械零、部件所承载荷及应力的类型,变应力的种类和特点;
8. 静应力下机械零件的强度判断方式。单向应力状态及复合应力状态下危险剖面上计算应力及表面接触应力的计算;
9. 变应力作用下机械零件的强度问题:(1)变应力作用下机械零件的失效特征及影响疲劳强度的主要因素;(2)疲劳曲线($\sigma-N$ 曲线)、极限应力图($\sigma_m-\sigma_a$ 图)、疲劳损伤累积假说(曼耐尔定理)的含义及极限应力的确定方法;(3)变应力作用下机械零件的强度计算;
10. 摩擦、磨损和润滑在机械制造中的意义;
11. 干摩擦、边界摩擦、混合摩擦和液体摩擦的特点,各类摩擦状态对摩擦系数 μ 的影响,干摩擦的机理;
12. 摩擦与磨损的相互关系,磨损对机器寿命和性能的影响,磨损的实质和基本规律,磨损的分类,各类磨损的影响因素,减少磨损的各种措

施；

13. 在学习本章的过程中,应该首先搞清楚三个大问题:“为什么学”、“学什么”和“如何学”。

课程内容安排是这样的:本章集中介绍有关机械(零件)设计的共性基础知识,在其余各章介绍机械零件的设计和计算。作为本书的首章,集中了许多机械设计的共性知识,可便于在学习后续零件设计时直接引用,也有利于了解零件设计的规律性,且在以后学习零件设计时,可以前后呼应。

学习时要注意将基本内容的学习掌握和用针对性的学习方法结合起来。

1.1.2 重点分析

本章有三大重点:

1. 零件的失效形式和设计准则;
2. 稳定循环变应力作用下单向应力状态及复合应力状态下的强度计算;
3. 各种摩擦及磨损的机理、物理特征及其影响因素。

难点是变应力作用下零件的疲劳曲线、极限应力图、疲劳损伤累积假说及其应用。

一、机械零件的强度部分

应重点掌握静应力时机械零件的强度计算和变应力时机械零件的强度计算,须达到要求有:

(1)熟练掌握静应力时机械零件的强度计算中3个常用强度理论的概念和计算公式。

(2)能通过 σ_B 求 $\sigma_s, \sigma_{-1}, \sigma_0$,判断零件的几何特性,绘制零件的极限应力简图。

(3)会使用双向变应力时的强度校核方法。

重点具体分析如下:

1. 机械零件所受的应力类型及其相应的强度计算式

机械零件所受的应力分为静应力和变应力两种。依据两类不同性

质的应力作用下零件将发生的失效形式的不同,可建立相应的强度计算式。

进行静应力作用下强度计算时,要根据应力状态来确定零件危险剖面上的最大工作应力。分为两种情况:当单向应力状态时,最大工作应力就是计算应力;当复合应力状态时,塑性材料零件的最大工作应力则常按第三强度理论计算。

稳定循环单向变应力是所有变应力种类中最基本的应力。按照循环特征 r 值的不同,它又可分为三种:对称循环变应力($r=-1$)、脉动循环变应力($r=0$)和非对称循环变应力($0 < r < 1, -1 < r < 0$)。

不论稳定循环变应力的循环特征值 r 取何值,其强度计算式均为:

$$S = \sigma_r / \sigma_{max} \geq [S]$$

其中, S 为安全系数, σ_r 为极限应力, σ_{max} 为最大工作应力, $[S]$ 为许用安全系数。从研究问题的角度出发,可把任何稳定非对称循环变应力看作是由一静应力(其大小等于原变应力的平均应力 σ_m)和一对称循环变应力(其最大应力等于原变应力的应力幅 σ_a)所叠加而成的变应力,如图 1-1 所示。这样分解,有助于理解为何在考虑疲劳强度因素对极限应力的影响时,只需用综合影响系数(K_σ)_D(或(K_τ)_D)修正变应力中的应力幅 σ_a 部分,而不必修正平均应力 σ_m 。

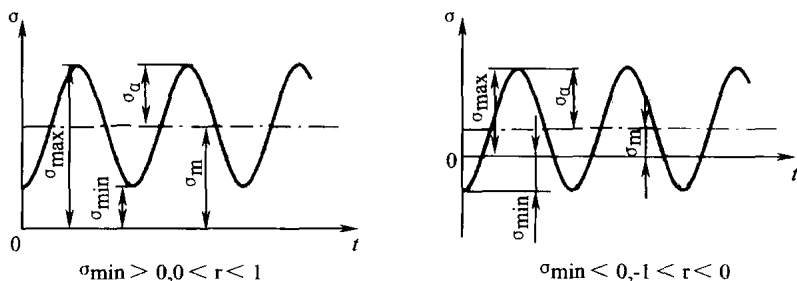


图 1-1

2. 机械零件的强度计算中的基本定义

(1) 载荷和应力的分类

作用在机械零件上的载荷和应力,按其随时间变化的特征,分为两

大类:

- ①静载荷和静应力;
- ②变载荷和变应力。

大小和方向不随时间变化或变化缓慢的载荷称为静载荷,如物体的重力、锅炉压力等。随时间作周期性变化或非周期性变化的载荷称为变载荷。随时间作周期性变化的变载荷如各种往复式动力机械和钢板轧机等所受的载荷;随时间作非周期性变化的变载荷如汽车、拖拉机、机车等行驶的部分零件所受的载荷。对非周期性变化的载荷可以用统计规律来表征。

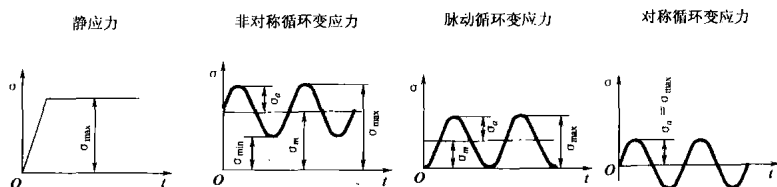


图 1-2 应力的类型

与载荷相似,应力也可分为静应力和变应力两大类(图 1-2)。不随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力,它只能在静载荷作用下产生。随时间变化的应力称为变应力,它可由变载荷产生,也可由静载荷产生。变应力是多种多样的,但可归纳为:非对称循环变应力、脉动循环变应力和对称循环变应力三种基本类型。

当变应力的最大应力为 σ_{max} 、最小应力为 σ_{min} 时,其平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 分别为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

最小应力与最大应力之比称为变应力的循环特性 r ,即

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

零件的破坏形式与材料的极限应力及零件中的应力类型有关。在进行强度计算时,首先要弄清楚零件的应力类型。

(2) 工作载荷、名义载荷和计算载荷

① 工作载荷 机械零件在机器正常工作时所承受的载荷叫工作载荷。

② 名义载荷 当缺乏工作载荷的载荷谱(载荷随时间变化图),或难以确定工作载荷时,一般可用原动机(例如电动机)的额定功率计算,所求出来的载荷称为名义载荷(也称额定载荷)。若原动机的额定功率为 $P(\text{kW})$, 额定转速为 $n(\text{r}/\text{min})$, 则传动零件上的转矩 $T(\text{N} \cdot \text{m})$ 为

$$T = 9549 \frac{P}{n} \eta^i$$

式中 η ——传动效率;

i ——传动比,通常传动比 $i = n_1/n_2$; n_1, n_2 为主动件和从动件的转速。对于减速传动, $i > 1$; 对于增速传动, $i < 1$ 。

② 计算载荷

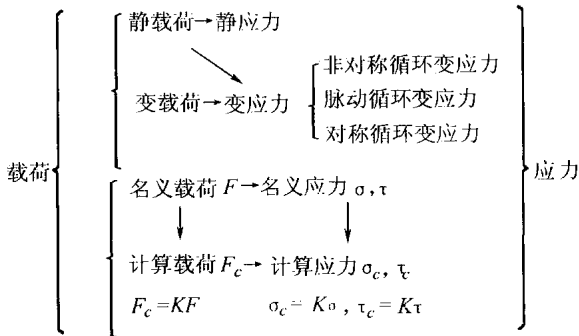


图 1-3 载荷应力的分类及其关系

载荷和应力的分类及其关系如图 1-3 所示。

3. 静应力 F 的机械零件的强度

机械零件在静应力条件下工作,其失效形式为断裂或塑性变形。

(1) 在简单应力条件下工作的塑性材料零件,应按照不发生塑性变形的条件进行强度计算。此时取材料的屈服极限 σ_s 或 τ_s 作为极限应力 σ_{lim} 或 τ_{lim} 。其强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], & [\sigma] &= \frac{\sigma_{lim}}{[S_\sigma]} = \frac{\sigma_s}{[S_\sigma]} \\ \tau &\leq [\tau], & [\tau] &= \frac{\tau_{lim}}{[S_\tau]} = \frac{\tau_s}{[S_\tau]} \end{aligned} \right\}$$

或

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma_s}{\sigma} \geq [S_\sigma]$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{lim}}{\tau} = \frac{\tau_s}{\tau} \geq [S_\tau]$$

式中 σ, τ ——分别为危险剖面处的最大正应力和切应力；

σ_{lim}, τ_{lim} ——分别为极限正应力和切应力；

S_σ, S_τ ——实际安全系数；

$[S_\sigma], [S_\tau]$ ——许用安全系数。

(2)在复合应力下工作的塑性材料零件,可按第三或第四强度理论来确定其强度条件。对于弯扭复合应力,可采用第三强度理论来确定其强度条件。即

$$\sigma = \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

近似取 $\sigma_s/\tau_s=2$,可得安全系数计算公式为

$$S = \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma_w^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau_s}\right)^2 \tau^2}} \text{ 或 } S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}$$

式中 S ——复合应力时的实际安全系数；

σ_w ——弯曲应力；

τ ——扭转应力。

(3)在简单静应力下工作的脆性材料零件,应按不发生断裂的条件进行强度计算。此时取材料的强度极限(σ_b, τ_b)作为极限应力。其强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], & [\sigma] &= \frac{\sigma_{lim}}{[S_\sigma]} = \frac{\sigma_b}{[S_\sigma]} \\ \tau &\leq [\tau], & [\tau] &= \frac{\tau_{lim}}{[S_\tau]} = \frac{\tau_b}{[S_\tau]} \end{aligned} \right\}$$

或

$$S_\sigma = \frac{\sigma_b}{\sigma} \geq [S_\sigma], S_\tau = \frac{\tau_b}{\tau} \geq [S_\tau]$$

(4)在弯扭复合应力下工作的脆性材料零件,其强度条件由第一强度理论确定。即

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{1}{2}(\sigma_w + \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau^2}) \leq [\sigma] \\ S &= \frac{2\sigma_b}{\sigma_w + \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau^2}} \geq [S] \end{aligned} \right\}$$

4. 变应力时机械零件的强度计算

(1)变应力时机械零件的破坏形式

机械零件在变应力作用下产生的破坏,一般称为疲劳破坏。它与静应力下的破坏有很大的不同。疲劳破坏的特点是

- ①在循环应力多次反复作用下产生;
- ②不存在宏观的、明显的塑性变形迹象;
- ③循环应力远小于材料的静强度极限;
- ④对材料的组成、零件的形状、尺寸、表面状态、使用条件和外界环境等都非常敏感。

综合看来,突发性、高度局部性以及对各种缺陷的敏感性,是疲劳破坏最突出的特点。正因为如此,疲劳破坏也具有更大的危险性。

(2)疲劳曲线($\sigma-N$ 曲线)及极限应力图($\sigma_m-\sigma_a$ 图)的含义及应用

金属材料的疲劳曲线($\sigma-N$ 曲线)是在给定循环特征 r 的条件下,应力循环次数 N 与疲劳极限的关系曲线。它是由取同一 r 值,不同 N 值时做试验得到的,如图 1-4 所示。其疲劳特性方程为: $\sigma_r^m = \text{常数}$ 。

由试验可知,不同的材料具有不同的疲劳曲线。

①在图 1-4 上,曲线 AB 上的点表示的是对应 N 的极限应力值。当应力 σ 减小时,材料到破坏时经历的循环次数 N 就相应增加。若取 N_0 为循环基数,对应于 N_0 ,有一疲劳极限应力值,称为疲劳极限,用 σ_r 表示。不同材料具有不同的 N_0 值。 N_0 将疲劳曲线 $\sigma-N$ 图分成两个区。 $N < N_0$ 的区域为有限寿命区,该区域内曲线上的各点代表的应力值称为有限寿命下的条件疲劳应力 $\sigma_{r,N}$, $\sigma_{r,N}$ 的计算式可由疲劳特性曲线方程导出,即由 $\sigma_{r,N} = \sqrt[m]{N_0/N} \times \sigma_r = K_N \sigma$ 。式中, $K_N = \sqrt[m]{N_0/N}$ 称为寿命系数。 $N \geq N_0$ 的区域为无限寿命区,此时, $K_N = 1$, 则 $\sigma_{r,N} = \sigma_r$, 而在有限

寿命区, $K_N > 1$, 显然 $\sigma_{rN} = \sigma_r$, 即有限寿命的疲劳极限应力大于疲劳极限值。这就意味着, 零件按有限寿命设计和按无限寿命设计将获得不同结构的基本尺寸。因此, 要分清按哪一种情况设计。当 $r = -1$ 时, $\sigma_r = \sigma_1$, 只要知道材料及 N , 便可按上式计算出 σ_{rN} 值及进行安全系数 S 计算和强度校核。

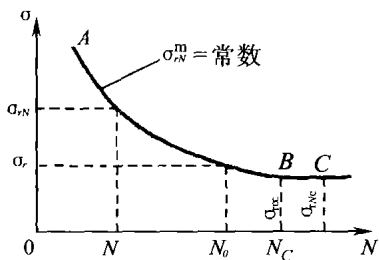


图 1-4 疲劳曲线

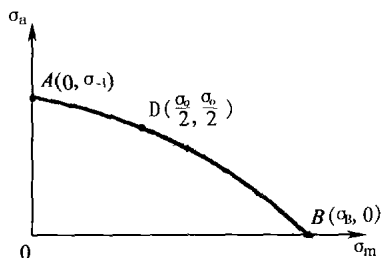


图 1-5 塑性材料限应力图

②材料的极限应力图(σ_m - σ_a 图)是在同一 N 值(常取 $N=N_0$)、不同 r 值时试验得到的, 如图 1-5 所示。为方便作图及应用, 一般采用折线 AGC 代替曲线 AGC (对塑性材料为折线 ADB), 得到简化极限应力图, 如图 1-6 所示。图中, 折线 AGC 上的点表征对应于 $-1 \leq r \leq +1$ 时的极限应力。横坐标轴上任何一点都代表应力幅 $\sigma_a = 0$ 的应力即静应力, GC 线上任一点均代表极限应力等于屈服极限 σ_s 的变应力状况。只要塑性材料所受的工作应力处于 $OAGC$ 区域内, 则表示不发生破坏; 如在此区域外, 则表示一定发生破坏, 且由 GC 线确定极限应力的材料在过载时首先可能发生的是屈服失效; 如工作应力正好处于折线 AGC 上, 则表示工作应力状况正好达到极限状态。由于金属材料制成的机械零件总会存在几何形状变化, 尺寸大小不同, 加工质量及强化差异等因素的影响, 使得零件的疲劳极限要小于材料试件的疲劳极限, 所以在计算机械零件强度时, 要考虑应力集中、绝对尺寸和表面状态等对疲劳强度的影响, 因此要引入综合影响系数 $(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\epsilon \cdot \beta}$ (或 $(K_\tau)_D = \frac{K_\tau}{\epsilon \cdot \beta}$) 对变应力的应力幅部分进行修正。用 $(K_\sigma)_D$ 修正后的塑性材料零件极限应力曲线由折线 AGC 表示, 极限应力图如图 1-7 所示。

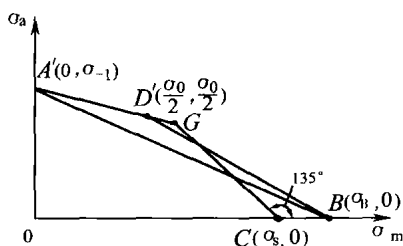
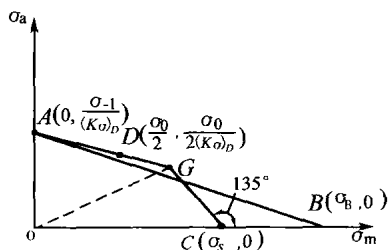


图 1-6 塑性材料简化极限应力图

图 1-7 考虑 K_{σ} 、 ϵ_{σ} 、 β 影响的极限应力图

在进行机械零件的安全系数计算时,首先要求出机械零件危险剖面上的最大工作应力 σ_{max} 及最小工作应力 σ_{min} , 计算出 σ_m 及 σ_a , 然后在极限应力图中标出工作应力点 $M(\sigma_m, \sigma_a)$ 的位置, 计算安全系数 S 所用的极限应力 σ , 应是零件极限应力折线 AGC 上某一个点所代表的应力。这一点, 要由零件工作应力的变化规律确定。零件工作应力变化规律通常有三种:

(a) $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ (例如绝大多数转轴的应力状况), 计算时所用极限应力的循环特征必须与零件工作应力的循环特征相同。

(b) $\sigma_m = \text{常数}$ (例如弹簧振动时的应力状况), 计算时所用的极限应力的平均应力必须与零件工作应力的平均应力相同。

(c) $\sigma_{min} = \text{常数}$ (例如紧螺栓联接中螺栓受轴向变载荷时的应力状况), 计算时所用的极限应力的最小应力必须与零件工作应力的最小应力相同。依上述原则, 确定所用极限应力在极限应力曲线上的位置。在工程设计中, 当难以确定所设计的机械零件的应力变化规律时, 一般可按 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 的简单应力循环规律处理。所以在此只讨论稳定循环单向应力状态 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 时的 σ_r 的确定方法: 在图 1-7 上连接 OG , 将图分为 OAG 区和 OGC 区, 若零件工作应力点 $M(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 OAG 区, 连 Om 并延长与 AG 直线相交, 交点 $M'(\sigma'_{me}, \sigma'_{ae})$ 所代表的应力值即为所求 $\sigma'_{max} = \sigma'_{me} + \sigma'_{ae}$, 联立 AG 直线方程与 $OM(M')$ 直线方程求解得 $\sigma'_{max} = \sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m) / [(K_{\sigma})_D \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m]$, 零件的安全系数 $S_{\sigma} = \sigma_{max} / (\sigma_a + \sigma_m) = \sigma_{-1} / [(K_{\sigma})_D \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m]$, 其强度条件为 $S_{\sigma} \geq [S_{\sigma}]$; 若零件工作应力点 N