

机械设计学习指导与习题集

高等学校机械设计系列教材

机械设计学习指导 与习题集

刘珍莲 杨昂岳 孙立鹏 主编



华中理工大学出版社

版社

TH122

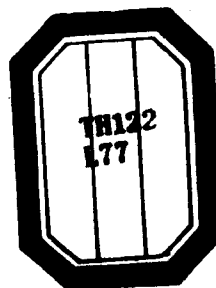
L77

高等学校机械设计系列教材

机械设计学习指导 与习题集

刘珍莲 杨昂岳 孙立鹏 主编

华中理工大学出版社



(鄂)新登字第 10 号

1270/33

图书在版编目(CIP)数据

机械设计学习指导与习题集/刘珍莲主编

武汉:华中理工大学出版社,1996年6月

ISBN 7-5609-1280-X

I. 机…

II. ①刘… ②杨… ③孙…

III. 机械设计-高等学校-教学参考资料

IV. TH122

高等学校机械设计系列教材
机械设计学习指导与习题集
刘珍莲 杨昂岳 孙立鹏 主编
责任编辑:钟小珉

华中理工大学出版社出版发行

(武汉武昌喻家山 邮编:430074)

新华书店湖北发行所经销

武汉市测绘院印刷厂印刷

开本:787×1092 1/16 印张:9.5 字数:224 000

1996年6月第1版 1996年6月第1次印刷

印数:1-8 000

ISBN 7-5609-1280-X/TH·78

定价:7.50元

(本书若有印装质量问题,请向承印厂调换)

内 容 提 要

本书是根据国家教委高教司印发的高等工业学校“机械设计课程教学基本要求”(1995年修订版),在总结原版(1993年王瑾玉等主编)使用经验的基础上修订而成的。

本书在保持原版特色的前提下,在内容上作了较多的调整和更新,力求更加符合教学的要求。

本书主要介绍《机械设计》教材中各章的主要内容、基本要求、重点与难点分析及学习方法指导,并编写了一定数量的富于启发性的思考题、习题和设计作业,对重点章还附有示范题解。

本书是“机械设计”系列教材编辑委员会组织编写的六本系列教材之一,它与《机械设计》教材配套使用。本书可供高等工科院校机械类专业的师生使用,也可供职业大学、业余大学、电视大学、函授大学的师生和工程技术人员参考。

序

为了加强和提高学生进行机电产品设计工作的能力,适应课程从“机械零件”改名为“机械设计”、从“机械原理与机械零件”改名为“机械设计基础”,以及贯彻执行课程教学基本要求的需要,促进教学改革的深入发展,逐步编写出不同风格、不同特点的教学用书,机械设计系列教材编委会根据国家教委高等教育司印发的高等学校工科“机械设计课程教学基本要求”和“机械设计基础课程教学基本要求”(1995年修订版),组织编写了机械设计系列教材。这套系列教材包括《机械设计基础》、《机械设计》、《机械设计学习指导与习题集》、《机械设计课程设计》、《机械CAD基础》、《机械CAD基础实践》等六本。这套系列教材有以下主要特点:

1. 总结了一些院校多年来教学改革的经验,根据课程内容的有机联系划分篇章,精选基本内容,突出重点,尽量避免重复,文字通俗易懂,便于教与学。

2. 为适应科学技术和生产发展的需要,教材中既保留了传统的教学内容,又作了一些推陈出新的尝试,适量增加了反映现代机械设计方法和理论的新内容,使教材内容尽量能跟踪科学技术的发展。

3. 为有利于培养学生分析问题和解决问题的能力,加强了整体机械系统的分析和设计,加强了机械零部件结构设计能力的训练。

4. 教材采用最新国家标准。

这套系列教材可作为高等学校工科机类、近机类和非机类各专业的教材以及中等专业学校相应专业的教学参考书,也可供有关教师和工程技术人员参考。

这套系列教材是在机械设计系列教材编辑委员会的组织下编写的。期望这套教材对提高本课程的教学质量能起到更大的作用。

由于编写工作量大,时间仓促,又受编者水平和经验所限,教材中不妥之处在所难免,殷切期望广大读者提出批评和改进意见。

机械设计系列教材编辑委员会

1995年5月

机械设计系列教材编辑委员会

主任委员 彭文生

副主任委员 黄华梁

委 员 彭文生 黄华梁 朱文坚 王均荣 李志明 叶元烈

胡长禧 艾春庭 杨昂岳 李孟仁 唐增宝 黄澍川

周世棠 高中庸 戴 同

编写说明

本书是在总结由王瑾玉等主编的《机械设计学习指导与习题集》(1993年6月出版)的使用经验的基础上,根据国家教委1995年修订的高等工业学校“机械设计课程教学基本要求”的基本精神修订而成的。本版较之原版本在内容上作了较多的调整和更新,力求更加符合教学的要求。

对这次编写工作的有关问题作如下说明:

1. 保持和发扬原版本的优点、特色和风格。与原版本相比,删去了“摩擦传动”与“机械零、部件结构设计基础”两章,将“焊接与胶接”和“过盈配合联接”合并成为“焊接、胶接与过盈配合联接”一章;在第一部分增加了“现代机械设计方法概述”一章,在第二部分增加了“本科水平测试题示例”。其他各章的内容也都有增、删或更新。

2. 进一步精选内容。对各章的“要点分析”作了较大的改动;“思考题与习题”反复斟酌进行精选。

3. 全部采用业已更新并经正式颁布实施的、与本课程有关的国家标准。

4. 更正了原版本中文、图、表及计算中的疏漏和印刷错误。

5. 本书与《机械设计》教材配套使用,两书出现的公式、符号完全一致。

参加本次编写工作的有:广西大学吕端明(第一章)、禤保明(第二章)、黄华梁(第十六章);华中理工大学刘珍莲(第三、九章)、杨开秀(第九章);广东工业大学魏良模(第四、五章);武汉汽车工业大学刘金玉(第六、八章);武汉交通科技大学倪笃明(第七章);湖北工学院周世棠(第十章);国防科技大学杨昂岳、夏宏玉(第十一、十三、十四章);中国地质大学孙立鹏(第十二、十七章);武汉工业大学胡远敬(第十五章、第二部分本科水平测试题示例);中南工学院王剑彬(第二部分设计作业)。本书由刘珍莲、杨昂岳、孙立鹏担任主编。

本书承华中理工大学余俊教授审阅,谨致以衷心的感谢!

系列教材《机械设计》各章的编者分别对有关章节提出过不少有益的建议与意见,特在此致以衷心的感谢。

由于编者的水平和时间所限,误漏之处在所难免。殷切希望广大读者对本书提出批评和改进意见。

编 者

1995年5月

前言

本书是根据国家教委 1987 年批准的高等工业学校“机械设计(原机械零件)课程教学基本要求”,由中南地区机械设计教学研究会组织中南地区十几所高等院校长期从事机械设计教学的教师编写的系列教材之一,它是与另一本系列教材《机械设计》配套使用的。

本书分为两大部分,第一部分内容是指出《机械设计》教材中各章的主要内容(并用框图表示)、基本要求、重点与难点分析及学习方法指导,为了启发学生积极思维,深入理解机械设计的基本概念与基本理论,我们编写了有一定难度和带启发性的思考题 356 个。为了加深对基本公式的应用和基本方法及基本技能的训练,在编写的 170 个习题中,不但有一般的设计计算题,而且有设计方案的对比与选择、结构设计和改错,同时还有与教材中例题不同类型的示范题解,以开拓学生的解题思路,每章有 1~2 题,计 24 题。在思考题与习题中打“★”者是为扩大知识面与难度较大的题,供教师在“因材施教”时选用。本书的第二部分是设计作业题选,由于教学基本要求规定每个学生至少要完成 1~2 个设计作业,根据目前多数院校经常选做的设计作业题编选了 7 个题,每个题都有 5~6 组数据,以利于教师根据学生的学习程度适当分组。最后还附有许多院校经常使用的螺旋起重器设计中第 4 组数据的示范题解,供师生参考。

本书作为高等工科院校机械类各专业“机械设计”课程的配套教材之一,也可供职工大学、业余大学、电视大学、函授大学的师生以及工程技术人员学习参考。

参加本书编写工作的有:广西大学吕端明(第一章)、禰保明(第二章)、陈树保(第三章);广东工学院*罗道元、虞秀敏(第四、五、六章);广东机械学院*吕秀屏(第七章);武汉工业大学林财和(第八章)、胡远敬(第十八章);武汉工学院*侯玉英(第九章);武汉水运工程学院*倪笃明(第十章);武汉纺织工学院杨智(第十一章);武汉钢铁学院*王瑾玉(第十二章、第二部分设计作业);湖北工学院周世棠(第十三章);国防科技大学杨昂岳(第十四、十五、十六、十七章);中国地质大学孙立鹏(第十九、二十章)。由王瑾玉、杨昂岳、吕秀屏担任主编。

本书插图由武汉钢铁学院蔡恒绘制。

本书承华中理工大学余俊教授细心审阅,提出了很多宝贵意见;另外,系列教材《机械设计》的各位编者分别对有关章节提出过不少有益的建议与意见。编者对此一并表示衷心感谢。

由于编者经验不足,水平有限,殷切希望广大读者对书中的错误和欠妥之处提出批评与宝贵意见。

编者

1992 年 9 月

* 武汉工学院,现名武汉汽车工业大学;武汉水运工程学院,现名武汉交通科技大学;武汉钢铁学院,现名武汉冶金科技大学;广东工学院与广东机械学院,现名广东工业大学。

目 录

第一部分 学习指导与习题

第一篇 机械设计总论

第一章 机械设计概述	(1)
第二章 机械零、部件设计中的强度问题	(3)
第三章 机械零部件的摩擦、磨损与润滑	(13)

第二篇 联接件设计

第四章 焊接、胶接与过盈配合联接	(18)
第五章 键、花键与销联接	(22)
第六章 螺纹联接	(26)

第三篇 传动件设计

第七章 带传动	(43)
第八章 链传动	(50)
第九章 齿轮传动	(54)
第十章 蜗杆传动	(80)

第四篇 轴系零、部件及弹簧设计

第十一章 轴	(86)
第十二章 滑动轴承	(96)
第十三章 滚动轴承	(105)
第十四章 联轴器、离合器和制动器	(117)
第十五章 弹簧	(122)

第五篇 现代设计方法总论

第十六章 现代机械设计方法概述	(125)
第十七章 机械系统设计综述	(128)

第二部分 其 他

(一)设计作业	(130)
(二)本科水平测试题示例	(138)
主要参考文献	(142)

第一部分 学习指导与习题

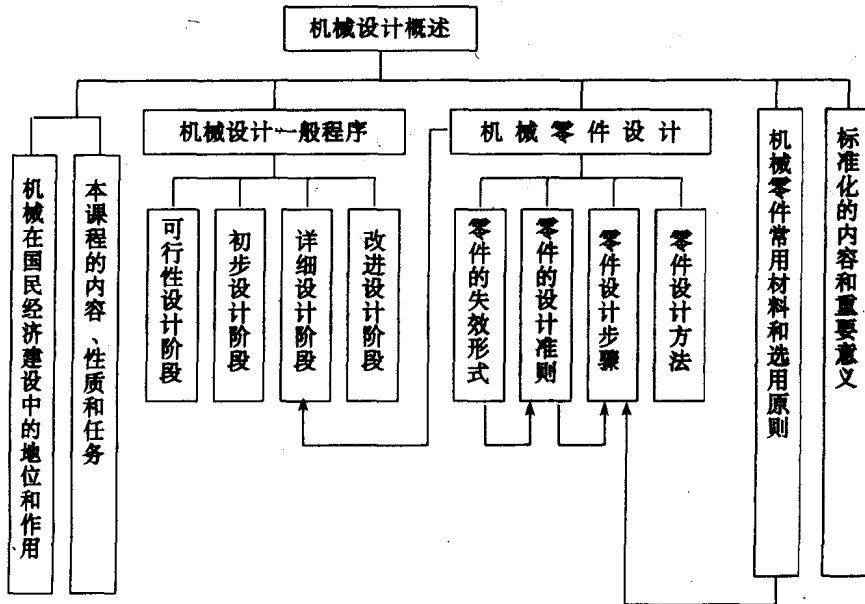
第一篇 机械设计总论

第一章 机械设计概述

一、主要内容

1. 机械在国民经济建设中的地位和作用。
2. 机械零件的分类(通用零件、专用零件)。
3. 本课程的内容、性质、任务和学习方法。
4. 机械设计的一般程序。
5. 机械零件设计的一般步骤和方法。
6. 机械零件的失效形式和设计准则。
7. 标准化的内容和重要意义。
8. 机械零件常用材料和选用原则。

本章主要内容框图如下:



二、基本要求

1. 明确机械设计在国民经济建设中的重要作用;了解机械零件的分类;了解本课程的内容、性质、任务和学习方法。即要求搞清楚“为什么学”、“学什么”和“如何学”这三个大问题,从

而树立起学好本课程的决心和信心。

2. 了解机械设计一般程序和主要工作任务。
3. 掌握机械零件设计的步骤和设计方法。
4. 掌握机械零件的主要失效形式和设计准则。
5. 了解标准化的内容及其重要意义。
6. 了解机械零件常用材料的种类、性能、应用和选用原则。

本章的重点内容为:(1)本课程的性质和任务;(2)机械设计的一般程序和各阶段的主要任务;(3)零件的失效形式和设计准则;(4)机械零件设计的一般步骤和方法;(5)选用材料的原则。

三、要点分析

1. 本课程是一门培养学生具有机械设计能力的技术基础课,其主要任务是培养学生:(1)掌握通用机械零、部件的工作原理、特点、选用、常规设计原理与方法,以及机械设计的一般规律,具有设计机械传动装置和简单机械的能力。(2)树立正确的设计思想,了解国家当前的有关技术经济政策。(3)具有运用标准、规范、手册、图册和查阅有关技术资料的能力。(4)掌握典型机械零件的实验方法,获得实验技能和基本训练。(5)对机械设计的新发展有所了解。

2. 本课程主要是研究机械零件设计的问题,所以对零件的失效形式、设计准则、设计步骤、设计方法和选用材料的原则等要先有一个全面性的概略的了解,以后各章在讲到各类零件的设计时,再作具体的研究;根据零件的受力和具体的工作情况,分析其可能出现的失效形式;针对其主要失效形式,选定设计准则;根据选择材料的原则,合理地选定零件的材料,确定许用应力;再按零件的设计步骤,设计出零件的基本尺寸;最后进行结构设计,确定零件的形状和尺寸。这里需要提醒注意的是:在进行机械零件设计时,设计计算虽然重要,但它只是为结构设计提供一个基础,而零件的最后尺寸和形状,通常都是由结构设计取定的,计算所得的数据,往往会被结构设计所修改。因此,对结构设计必须要给予足够的重视。

四、思考题

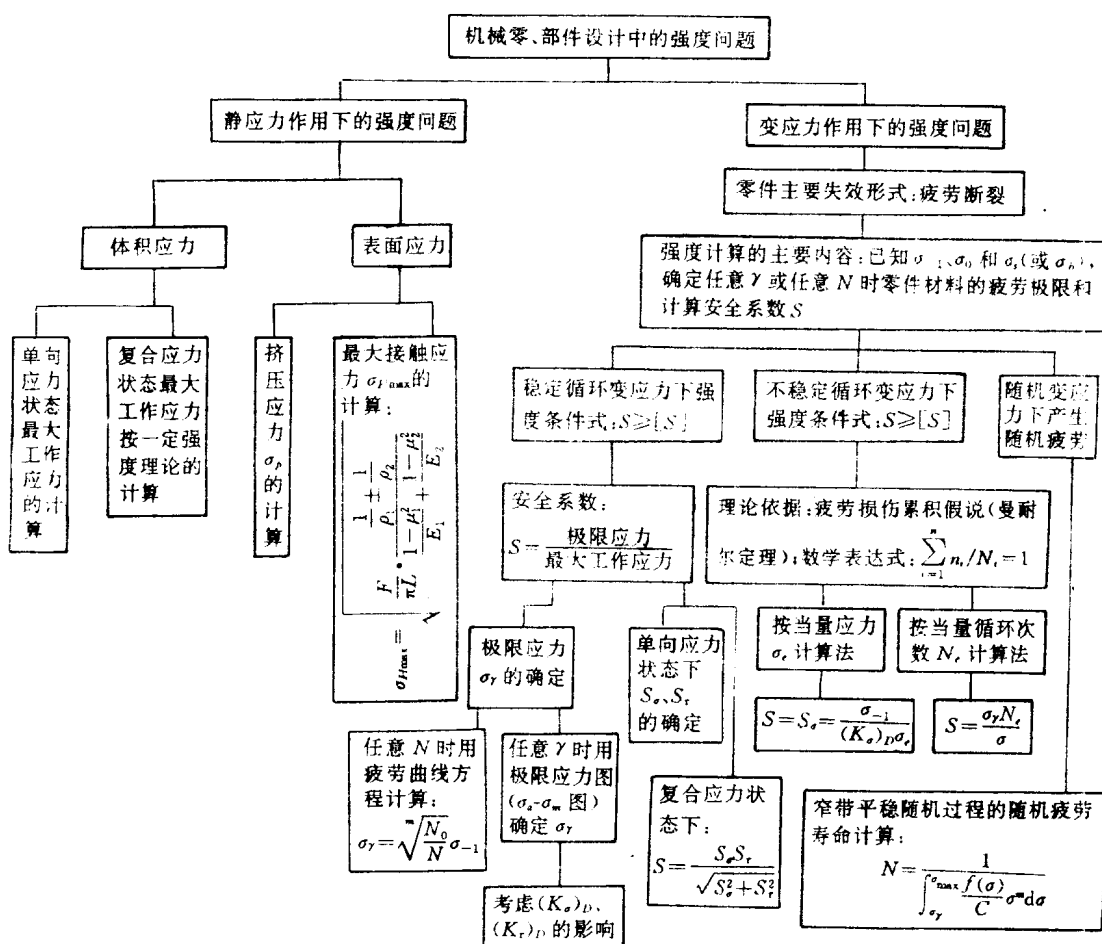
- 1-1 本课程的性质与任务是什么?
- 1-2 什么是通用零件?什么是专用零件?举例说明。
- 1-3 机械设计的一般程序是什么?其各阶段大致需要完成哪些任务?
- 1-4 试述机械零件设计的一般步骤。
- 1-5 常用的机械零件设计方法有哪些?
- 1-6 什么叫机械零件的失效?机械零件的主要失效形式有哪些?试结合日常接触的机械举出其中几种零件的失效形式并分析其原因。
- 1-7 机械零件设计计算准则与失效形式有什么关系?有哪些常用的计算准则?它们是针对什么失效形式建立的?
- 1-8 常用的机械零件材料有哪些?其中哪些是塑性材料?哪些是脆性材料?选用零件材料时需考虑哪些具体要求?
- 1-9 什么是标准化、系列化和通用化?在机械设计中采用“三化”具有什么重要意义?

第二章 机械零、部件设计中的强度问题

一、主要内容

1. 机械零、部件所受载荷及应力的类型,变应力的种类和特点。
2. 静应力下机械零件的强度判断方式。单向应力状态、复合应力状态危险剖面上计算应力及表面接触应力的计算。
3. 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安全系数计算。

本章主要内容框图如下:



二、基本要求

1. 能正确区分机械零件所受载荷及应力类型。掌握静应力作用下单向及复合应力状态时零件危险剖面上的应力计算方法;稳定循环变应力作用下单向及复合应力状态时安全系数的

计算方法。

2. 掌握金属材料的疲劳曲线($\sigma-N$ 曲线)、极限应力图($\sigma_m-\sigma_a$ 图)和疲劳损伤累积假说(曼耐尔定理)的内容及其在确定极限应力方面的应用。

3. 理解变应力作用下机械零件的失效特征及影响机械零件疲劳强度的主要因素。学会在强度计算中如何考虑这些因素的影响。

4. 本章重点是稳定循环变应力作用下单向应力状态及复合应力状态时的安全系数计算。难点是如何确定变应力时不同循环特征 γ 的极限应力 σ_r 。

三、要点分析

(一)关于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可分为静应力和由变载荷及静载荷产生的变应力两大类。依据两类不同性质的应力作用下零件将发生的失效形式不同,建立了相应的强度计算式,分别列于 2-1 表中。

2-1 表 强度计算公式

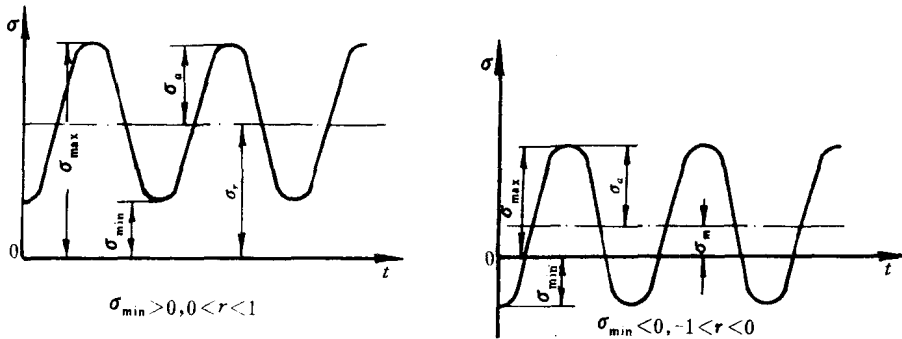
应力状态 应力类型	单向应力状态		复合应力状态		极限应力取值	
	以 $[\sigma]$ 为判据	以 $[S]$ 为判据	以 $[\sigma]$ 为判据	以 $[S]$ 为判据	塑性材料	脆性材料
静应力	$\sigma \leq [\sigma], [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S_\sigma]}$	$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \geq [S_\sigma]$	$\sigma_{\text{max}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$ $[\sigma] = \sigma_{\text{lim}}/[S_\sigma]$	$S = S_\sigma S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geq [S]$	$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_s$	$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_B$
	$\tau \leq [\tau], [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S_\tau]}$	$S_\tau = \frac{\tau_{\text{lim}}}{\tau} \geq [S_\tau]$		$S_\sigma = \sigma_s/\sigma$ $S_\tau = \tau_s/\tau$	$\tau_{\text{lim}} = \tau_s$	$\tau_{\text{lim}} = \tau_B$
稳定循环变应力, $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ (塑性材料)	以 $[S]$ 为判据		以 $[S]$ 为判据		σ_r 根据 $(\sigma_m - \sigma_a)$ 图或 ($\sigma - N$ 曲线)确定; τ_r 根据 $(\tau_m - \tau_a)$ 图或 ($\tau - N$ 曲线)确定	
	工作应力点在 $OA'D'$ 区	工作应力点在 $OD'G$ 区	$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$ 式中, S_σ, S_τ 按单向应力状态时的计算式算出			
	$S_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_a + \sigma_m}$ $= \frac{\sigma_r - 1}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ $\geq [S_\sigma]$	$S_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_a + \sigma_m}$ $\geq [S_\sigma]$				
	$S_\tau = \tau_r/\tau_{\text{max}}$ $= \frac{\tau_r - 1}{(K_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geq [S_\tau]$	$S_\tau = \tau_r/\tau_{\text{max}} = \frac{\tau_r}{\tau_a + \tau_m}$ $\geq [S_\tau]$				

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。当单向应力状态时,计算应力就是其最大工作应力;当复合应力状态时,塑性材料零件的最大工作应力常按第三强度理论计算。

在变应力种类中,稳定循环单向应力是最基本的变应力。它又按循环特征 γ 值的不同,分为对称循环变应力($\gamma = -1$),脉动循环变应力($\gamma = 0$)和非对称循环变应力($0 < \gamma < 1, -1 < \gamma < 0$)。不管稳定循环变应力的 γ 为何值,其强度计算都是 $S = \sigma_r / \sigma_{\text{max}} \geq [S]$,即安全系数 =

$\frac{\text{极限应力}}{\text{最大工作应力}} \geq \text{许用安全系数}$ 。请注意 2-1 表中所列单向应力状态下的安全系数计算式是非对称循环变应力、变化规律为 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 条件下的安全系数计算式,但它是一组普遍公式。若令公式中的 $\sigma_m = 0$ (或 $\tau_m = 0$),可得到 $\gamma = -1$ 时的计算式;若 $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{\text{max}}/2$ (或 $\tau_a = \tau_m = \tau_{\text{max}}/2$),可得 $\gamma = 0$ 时的计算式。另外,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 2-1 图所示。这样分解,有助于理解为何在考虑

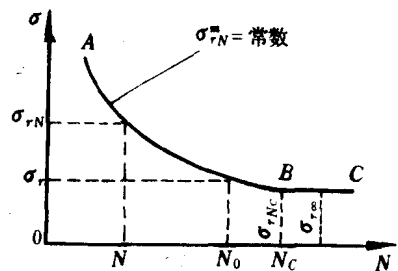
影响疲劳强度因素对极限应力的影响时,只需用综合影响系数 $(K_\sigma)_D$ (或 $(K_\tau)_D$)修正变应力中的应力幅 σ_a 部分,而不必修正平均应力 σ_m 。



2-1 图 变应力的叠加

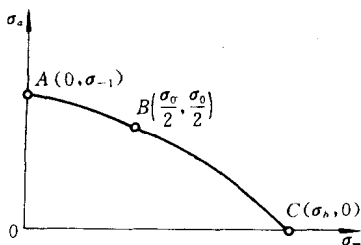
(二)疲劳曲线(σ - N 曲线)及极限应力图(σ_m - σ_a 图)的含义与应用

1. 金属材料的疲劳曲线(σ - N 曲线),是取同一 γ 值、不同 N 值时做试验得到的。它表示在给定循环特征 γ 的条件下,应力循环次数 N 与疲劳极限的关系曲线。疲劳曲线方程为 $\sigma_r^m = \text{常数}$,如 2-2 图所示。由试验得知,不同材料具有不同的疲劳曲线。就 2-2 图而言,曲线 AB 上的点均表征着对应 N 时的极限应力值。随应力 σ 的减少,材料到破坏时经历的循环次数 N 就相应增加。取 N_0 为循环基数,其对应的应力值称为疲劳极限 σ_r 。不同材料的 N_0 值不同。 N_0 将 σ - N 曲线分为无限寿命区($N > N_0$ 区)及有限寿命区($N < N_0$ 区)。在 $N < N_0$ 区内曲线上各点代表的应力值称为有限寿命下的条件疲劳极限应力 σ_{rN} 。可根据疲劳曲线方程导出 σ_{rN} 的计算式。 $\sigma_{rN} = \sqrt[m]{N_0/N} \cdot \sigma_r = K_N \sigma_r$,式中 $K_N = \sqrt[m]{N_0/N}$ 称为寿命系数。当 $N \geq N_0$ 时,取 $K_N = 1$,则 $\sigma_{rN} = \sigma_r$ 。当 $N < N_0$ 时, $K_N > 1$,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 $\gamma = -1$ 时, $\sigma_r = \sigma_{-1}$,只要知道材料及 N ,便可按上式计算出 σ_{-1N} 值及进行计算安全系数 S 和强度校核。

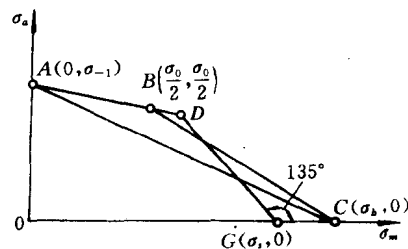


2-2 图 疲劳曲线

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 γ 值时试验得到的,如 2-3 图所示。为方便作图及应用,一般采用折线 ABC 代替曲线 ABC (对塑性材料为折线 ADG),得到简化极限应力图,如 2-4 图所示。图中,折线 ADG 上的点表征对应于 $-1 \leq \gamma \leq +1$



2-3 图 塑性材料极限应力图

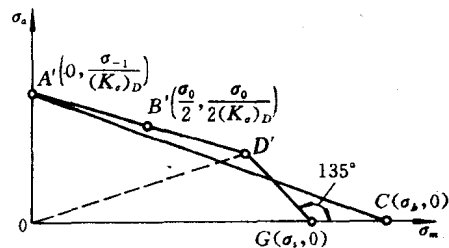


2-4 图 塑性材料简化极限应力图

ADG),得到简化极限应力图,如 2-4 图所示。图中,折线 ADG 上的点表征对应于 $-1 \leq \gamma \leq +1$

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, DG 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 $OADG$ 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 DG 线确定极限应力的材料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 ADG 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, 要计及应力集中、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 $(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\epsilon_s \beta}$ (或 $(K_\tau)_D = \frac{K_\tau}{\epsilon_s \beta}$) 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的极限应力曲线由折线 $A'D'G$ 表示, 极限应力图如 2-5 图所示。

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 $\sigma_{\max}$ 及最小工作应力 $\sigma_{\min}$, 计算出 σ_m 及 σ_a , 然后在极限应力图中标出工作应力点 $n(\sigma_m, \sigma_a)$ 的位置, 计算安全系数 S 所用的极限应力 σ_r 应是零件极限应力折线 $A'D'G$ 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: (1) $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ (例如绝大多数转轴的应力状况), 计算时所用极限应力的



2-5 图 考虑 K_σ 、 ϵ_s 、 β 影响的极限应力图

循环特征必须与零件工作应力的循环特征相同。(2) $\sigma_m = \text{常数}$ (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。(3) $\sigma_{\min} = \text{常数}$ (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, 去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 2-5 图上连接 OD' , 将图分为 $OA'D'$ 区和 $OD'G$ 区, 若零件工作应力点 $n(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 $OA'D'$ 区, 连 On 并延长与 $A'D'$ 直线相交, 交点 $m'(\sigma'_m, \sigma'_a)$ 所代表的应力值即为所求 σ_r , $\sigma_r = \sigma'_m + \sigma'_a$ 。联立 $A'D'$ 直线方程与 $On(m')$ 直线方程求解得 $\sigma_r = \sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m) / [(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m]$, 零件的安全系数 $S_\sigma = \sigma_r / (\sigma_a + \sigma_m) = \sigma_{-1} / [(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m]$, 其强度条件为 $S_\sigma \geq [S_\sigma]$; 若零件工作应力点 $n(\sigma_m, \sigma_a)$ 位于 $OD'G$ 区, 其极限应力由 $D'G$ 直线确定, 显然 $\sigma_r = \sigma'_m + \sigma'_a = \sigma_s$, 零件的安全系数 $S_\sigma = \sigma_r / (\sigma_a + \sigma_m) = \sigma_s / (\sigma_a + \sigma_m)$, 其强度条件为 $S_\sigma \geq [S_\sigma]$ 。由此可知, 在 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 条件下, 凡工作应力点位于 $OD'G$ 区由 $D'G$ 线决定极限应力时, 只需进行静强度计算。

对于剪切变应力, 只需把上述 S 计算公式中的正应力 σ 改为剪应力 τ 即可。

当设计的零件应力循环次数 N 在 $10^3 < N < N_0$ 的范围时, 进行疲劳强度计算所用的极限应力 $\sigma_{\lim}$, 应是有限寿命条件下的疲劳极限 σ_{rN} 。 $\sigma_{rN} = K_N \sigma_r$, 所以安全系数计算式为 $S_\sigma = \sigma_{rN} / (\sigma_a + \sigma_m) = K_N \sigma_r / (\sigma_a + \sigma_m)$ 。

(三) 影响机械零件疲劳强度的主要因素

影响机械零件疲劳强度的主要因素有材料性能、应力循环特征 γ 、应力循环次数 N 、应力集中、绝对尺寸和表面状态等。在进行疲劳强度计算时, 必须充分考虑这些影响因素。要注意两点: (1) 因为在其它条件相同下, 钢的强度越高, 综合影响系数 $(K_\sigma)_D$ 或 $(K_\tau)_D$ 值越大, 所以

对于用高强度钢制造的零件,为了得到提高强度的效果,必须采取减少应力集中及适当提高表面质量的措施。(2)在计及应力集中影响时,若零件危险剖面处有多个不同的应力集中源,则应取诸有效应力集中系数 K_σ (或 K_τ) 中较大者代入式 $(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta}$ (或 $(K_\tau)_D = \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \beta}$) 中计算。

四、思考题

2-1 什么叫静载荷、变载荷、静应力和变应力? 试举出两个机械零、部件在工作时受静载荷作用而产生变应力的例子。

2-2 作用在机械零件上的变应力有哪几种类型? 如何区分它们?

2-3 何谓工作载荷、名义载荷和计算载荷? 名义载荷与计算载荷有何关系?

2-4 怎样区分表面挤压应力和表面接触应力? 试说明两圆柱体接触应力计算公式 σ_{Hmax}

$$= \sqrt{\frac{F_n}{\pi L} \cdot \frac{1/\rho_1 \pm 1/\rho_2}{(1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2}}$$
 中各符号的意义。

2-5 稳定循环变应力的 σ_{max} 、 σ_{min} 、 σ_a 、 σ_m 、 γ 五个参数各代表什么? 试列出根据已知零件的 σ_{max} 、 σ_{min} 时,计算其 σ_a 、 σ_m 及 γ 的计算式。

2-6 试根据材料的疲劳曲线(σ - N 曲线),说明什么叫循环基数 N_0 、条件疲劳极限 σ_{rN} 和疲劳极限 σ_r ,并根据疲劳曲线方程导出 σ_{rN} 的计算式。

2-7 试述金属材料的疲劳断裂过程。

2-8 影响机械零件疲劳强度的主要因素有哪些? 原因是什么? 为什么影响因素中的 K_σ 、 ϵ_σ 、 β 只对变应力的应力幅部分有影响?

2-9 零件设计中常见的有哪些应力集中源? 若零件危险剖面上有几个应力集中源,在疲劳强度计算中应如何考虑 K_σ 、 K_τ 对零件疲劳强度的影响? 试比较三个形状、尺寸一致,工作条件也相同,分别用铸铁、低碳钢、高强度钢制造的零件,哪个的 K_σ 、 K_τ 数值最大? 哪一个的 K_σ 、 K_τ 数值最小? 在设计零件选用材料时如何考虑这些问题?

2-10 如何绘制考虑 K_σ 、 ϵ_σ 和 β 影响的极限应力图? 它有何用途?

2-11 什么叫稳定循环变应力的单向应力状态和复合应力状态? 如何确定承受单向应力状态变化规律为 $\sigma_a/\sigma_m = \text{常数}$ 的机械零件的疲劳极限 σ_r ?

★2-12 试述疲劳损伤累积假说(曼耐尔定理)的内容。什么应力作用下的零件强度计算要应用该定理?

五、习题

2-13 已知某钢制零件危险剖面上的最大工作应力为 50MPa,最小工作应力为 -10MPa。

(1)试求其应力幅 σ_a 、平均应力 σ_m 和应力循环特征 γ 各为多少?

(2)若变化周期 $T=6$ 秒,试绘制该变应力随时间的变化曲线,并判定该变应力属于变应力中的哪一类?

2-14 某钢制零件的材料疲劳极限 $\sigma_r=112\text{MPa}$,取疲劳曲线指数 $m=9$, $N_0=5 \times 10^6$ 。试求相应于寿命分别为 5×10^4 、 7×10^4 次循环时的有限寿命疲劳极限 σ_{rN} 值。

2-15 某钢制机械零件受弯曲应力作用。危险剖面上的 $K_\sigma=1.2$, $\epsilon_\sigma=0.85$, $\beta=1$ 。材料的 $\sigma_s=750\text{MPa}$, $\sigma_0=580\text{MPa}$, $\sigma_{-1}=350\text{MPa}$ 。

(1) 试绘制考虑 K_σ 、 ϵ_σ 和 β 影响的简化极限应力图 (σ_m - σ_a 图)。

(2) 在 (σ_m - σ_a) 图上标出下列两种不同工作应力时的工作应力点, 并判断哪种工作应力下只需进行静强度计算: ① 最大工作应力 $\sigma_{\max}=200\text{MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{\min}=-50\text{MPa}$; ② 最大工作应力 $\sigma_{\max}=480\text{MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{\min}=320\text{MPa}$ 。

(3) 按无限寿命考虑, 分别求出该两种工作应力时零件的疲劳极限应力 σ_r 及安全系数 S 。各为多少?

2-16 某单向转动的轴工作时危险剖面上承受弯矩 $M=1250\text{N}\cdot\text{m}$, 转矩 $T=2500\text{N}\cdot\text{m}$, 轴向拉力 $F_a=50000\text{N}$ 。危险剖面直径 $d=50\text{mm}$, $K_\sigma=1.9$, $K_\tau=1.6$, $\epsilon_\sigma=0.84$, $\epsilon_\tau=0.78$, $\beta=0.85$ 。轴的材料为合金钢, 试验指数 $m=10$, $N_0=10^8$, $\sigma_{-1}=450\text{MPa}$, $\sigma_0=818\text{MPa}$, $\tau_{-1}=260\text{MPa}$, $\tau_0=495\text{MPa}$ 。试求该轴工作寿命为 $N=10^6$ 时的安全系数 S 。

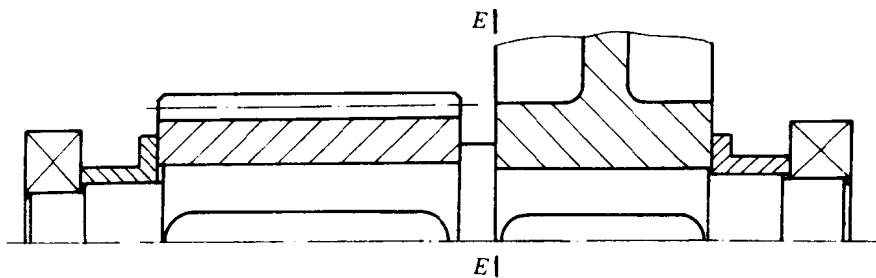
★2-17 某零件受不稳定对称循环变应力作用。已知其各阶段的应力幅分别为 $\sigma_{a1}=120\text{MPa}$, $\sigma_{a2}=80\text{MPa}$, $\sigma_{a3}=50\text{MPa}$ 。设零件在 σ_{a1} 作用下, 应力变化 $N'_1=2\times 10^6$ 次, 在 σ_{a2} 作用下应力变化 $N'_2=10^6$ 次, 在 σ_{a3} 作用下应力变化 $N'_3=3\times 10^6$ 次时损坏。试问:

(1) 若此零件受应力幅为 $\sigma'_a=120\text{MPa}$ 的稳定对称循环变应力作用, 这时零件所能经受的应力循环次数 N_e 是多少?

(2) 若零件所能经受的应力循环次数 $N_e=6\times 10^6$ 次时, 其相应的稳定对称循环变应力 σ 应为多少?

示范题及其题解

2-18 题 2-18 图 1 为某机器上一根单向转动轴。转速 $n=20\text{r/min}$, 每天工作 8 小时, 要求工作 2.5 年 (每年以 300 天计)。轴的材料为 45 号钢调质处理, $\sigma_B=650\text{MPa}$, $\sigma_{-1}=300\text{MPa}$, $\tau_{-1}=155\text{MPa}$, $\sigma_0=500\text{MPa}$, $\tau_0=282\text{MPa}$ 。疲劳曲线指数 $m=9$, $N_0=10^7$ 。许用安全系数 $[S]=1.6$ 。E-E 截面上受弯曲应力 $\sigma_b=30\text{MPa}$, 轴向拉应力 $\sigma_c=10\text{MPa}$, 扭转应力 $\tau=15\text{MPa}$ 。过盈配合 $K_\sigma=2.62$, $K_\tau=1.89$; 圆角 $K_\sigma=1.93$, $K_\tau=1.58$, 尺寸系数 $\epsilon_\sigma=0.81$, $\epsilon_\tau=0.70$, 表面状态系数 $\beta=0.9$ 。试求 E-E 截面上计算用的极限应力及校核轴的强度。



题 2-18 图 1

(一) 解题思路与分析

a. 题意分析

根据题目要求, 求解的问题与以下问题有关:

(1) 截面所受的应力是静应力还是变应力; 是稳定循环变应力还是非稳定循环变应力; 是对称循环变应力还是非对称循环变应力; 是单向应力状态还是复合应力状态。

(2) 实际应力循环次数 N 是多少? 若 $N \geq N_0$ 时, 按无限寿命计算; 若 $10^3 < N < N_0$ 时, 按

有限寿命计算。

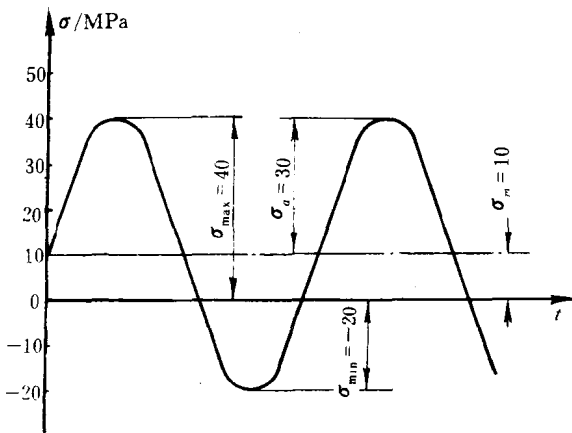
b. 所受应力类型及应力状态分析

由于轴是转动的,承受的弯矩 M 一定, $E-E$ 截面上的弯曲应力 σ_b 属稳定对称循环变应力; 轴向拉应力 σ_c 在轴转动过程中应力值不变, 属静应力; σ_b 和 σ_c 合成得到稳定非对称循环变应力。显然该变应力的应力幅 $\sigma_a = \sigma_b = 30\text{MPa}$, 平均应力 $\sigma_m = \sigma_c = 10\text{MPa}$ 。如题 2-18 图 2 所示。

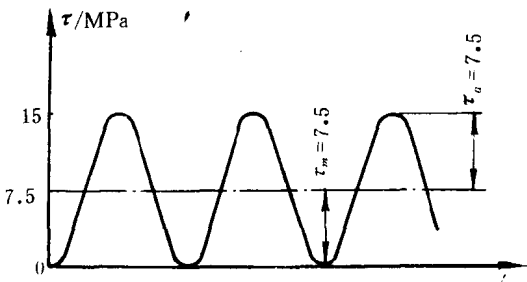
该变应力的:

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m = +40\text{MPa},$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a = -20\text{MPa}$$



题 2-18 图 2



题 2-18 图 3

考虑到轴单向转动、工作不连续性等因素,扭转应力按脉动循环变应力处理。其 $\tau_a = \tau_m = 15/2 = 7.5\text{MPa}$, 如题 2-18 图 3 所示。因为 $E-E$ 截面上有 σ_b 、 (σ_c) 、 τ 等应力同时作用, 所以 $E-E$ 上的应力状态属复合应力状态。

c. 计算实际应力循环次数 N

依题意得: $N = 60n \times 8 \times 300 \times 2.5 = 7.2 \times 10^6$ 。因为 $10^3 < N < N_0 = 10^7$, 所以轴按有限寿命计算。

d. 结论

综合上述分析, 可知本题属复合应力状态下稳定非对称循环变应力作用的有限寿命条件疲劳强度计算问题。解这类题的方法有二:

其一, 先将非对称循环变应力转化为等效的对称循环变应力, 再按第三强度理论将复合应力状态转化为等效的单向应力状态对称循环变应力, 最后按单向对称循环变应力下的强度计算公式计算安全系数 S 。

其二, 先分别按公式

$$S_\sigma = \frac{K_N \sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad S_\tau = \frac{K_N \tau_{-1}}{(K_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

计算出应力循环次数 N 时的非对称循环变应力下的安全系数 S_σ (σ_b 和 σ_c 作用下的安全系数)

和 S_τ (τ 作用下的安全系数)。再按公式 $S = S_\sigma S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}$ 计算出安全系数 S 。

若满足 $S \geq [S]$ 时, 轴的强度安全。

$E-E$ 截面上的极限应力变化规律要与工作应力变化规律相一致。由于工作应力在计算中