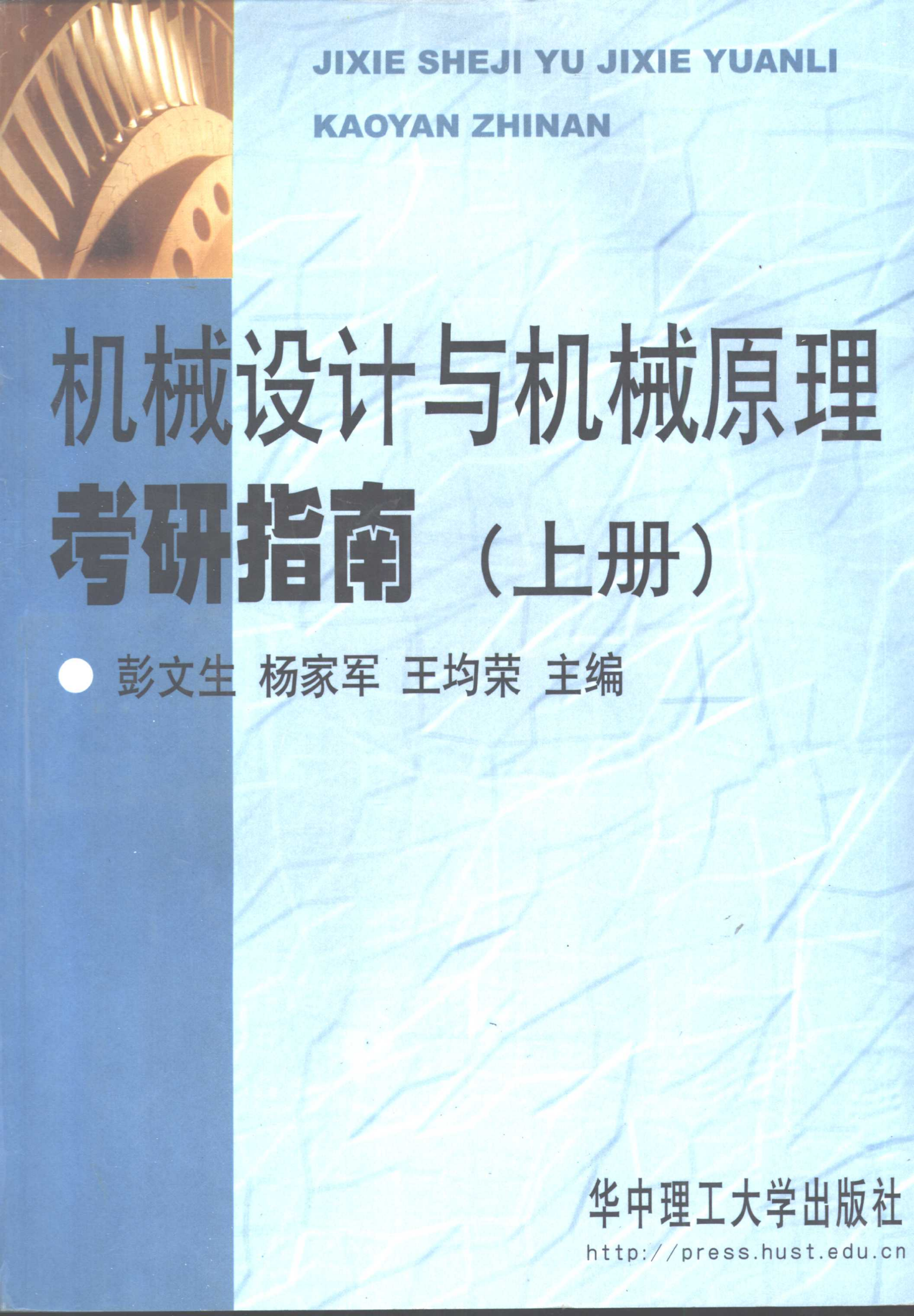




JIXIE SHEJI YU JIXIE YUANLI
KAOYAN ZHINAN

机械设计与机械原理 考研指南（上册）

● 彭文生 杨家军 王均荣 主编

华中理工大学出版社

<http://press.hust.edu.cn>

机械设计与机械原理

考研指南

(上册)

彭文生 杨家军 王均荣 主编

华中理工大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

机械设计与机械原理考研指南(上册)/彭文生 等主编
武汉:华中理工大学出版社,2000年11月
ISBN 7-5609-2312-7

I. 机…

I. ①彭… ②杨… ③王…

Ⅱ. ①机械设计-研究生-入学考试-自学参考资料

②机构学-研究生-入学考试-自学参考资料

Ⅳ. TH11

机械设计与机械原理考研指南(上册)

彭文生 杨家军 王均荣 主编

责任编辑:钟小珉

封面设计:潘 群

责任校对:蔡晓瑚

责任监印:张正林

出版发行:新华书店湖北发行所

武昌喻家山 邮编:430074 电话:(027)87545012

录 排:华中理工大学出版社照排室

印 刷:华中理工大学出版社印刷厂

开本:787×1092 1/16

印张:21.75

字数:500 000

版次:2000年11月第1版

印次:2000年11月第1次印刷

印数:1—2 500

ISBN 7-5609-2312-7/TH·112

定价:26.00元

(本书若有印装质量问题,请向出版社发行部调换)

内 容 提 要

本书是根据原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”、“机械原理课程教学基本要求”及“机械设计基础课程教学基本要求”(均为 1995 年修订版)编写的一本自学和考研复习辅导教材。

全书分上、下两册,共三篇。上册有两篇共 20 章,即第一篇——机械设计(第一章至第十章);第二篇——机械原理(第十一章至第二十章)。下册为第三篇——参考答案与考研试题,即包括:第一部分,各章复习与练习题参考答案;第二部分,考研试题精选。

本书可作为报考硕士学位研究生有关人员的考前复习辅导教材,以及本、专科大学生学习“机械设计”、“机械原理”和“机械设计基础”课程的自学教材,也可供教师和有关工程技术人员参考。

前 言

人类社会在经历了农业、工业经济的文明历程之后,已逐渐进入到信息时代。21 世纪将是人类更多地依靠知识创新、知识的创新应用和可持续发展的时代。而新世纪的核心是科技,关键是人才,基础是教育。我们的国家、民族以至每一个人,都面临着充满竞争的全球化知识经济时代的机遇与挑战。当今,社会对具有创新能力的高素质人才的需求比以往任何时候都更加迫切。因此,崇尚科学、崇尚知识,不仅是一种知识价值的体现,也是时代的需求和社会进步的标志。“考研热”的兴起并持续升温,正体现了时代的需求和广大莘莘学子的愿望。

研究生入学考试是通向研究生之路的阶梯,而考试成绩的高低又是能否被录取的主要依据。现在国内各高校机械类各专业(含部分力学专业、管理类等专业)的研究生入学考试科目,除全国统一命题的外语、数学、政治三门基础课外,还将“机械设计”、“机械原理”和“机械设计基础”中的一门课程列为必考科目。为了帮助考生进行有效的复习备考,以便在较短的时间内掌握有关课程的内容,我们在总结参编 7 校近 10 年来考研命题经验的基础上,特编撰本书。

本书分上、下两册,共三篇。上册有两篇共 20 章,即第一篇——机械设计(10 章);第二篇——机械原理(10 章)。而每一章的内容包括:主要内容与基本要求、重点与难点分析、例题精选与解析、考试复习与练习题等四个部分。在重点与难点分析中,对考生应掌握的基本概念、基础理论、分析计算方法、机构分析与设计方法,均进行了总结性、规律性的阐述和一般性指导。在例题精选与解析中,通过示范解题给考生以解题思路 and 技巧。在考试复习与练习题中,按单项选择题、填空题、问答题、分析计算题、结构题(图解题),共给出了 1400 多道考题。本书所选用的例题、考试复习与练习题,绝大多数来自参编 7 校近 5~10 年的硕士研究生入学考试试题和本科生课程考试试题,也包括参考文献所列有关资料中的部分试题。本书下册为第三篇——参考答案与考研试题,即包括:第一部分,各章复习与练习题参考答案,给出了除问答题以外的其他题型的参考答案计 1200 多道题;第二部分,考研试题精选,共选出 7 校 1999 年及 1998 年的研究生入学考试试题计 14 份。其中,“机械设计”试题 6 份;“机械原理”试题 5 份;“机械设计基础”试题 3 份。所选入的考研试题在全国有较广泛的代表性。

本书既可作为报考硕士学位研究生有关人员的考前复习辅导教材,以及本、专科大学生学习“机械设计”、“机械原理”、“机械设计基础”课程的自学教材,也可供教师和有关工程技术人员参考。

参加本书编撰工作的有:华中科技大学彭文生(第一篇的第二、三、十章及第三篇的第二部分)、杨家军(第二篇的第十一、十二、二十章及第三篇的第二部分);

西南交通大学吴鹿鸣(第一章);浙江大学周银生(第四章)、陈文华(第十三、十四、十七章);武汉理工大学王均荣(第五章)、余培明(第十五章);华南理工大学朱文坚(第六章)、李杞仪(第十六章);东北大学张钰(第七、九章)、王淑仁(第十八、十九章);哈尔滨工业大学王连明(第八章)。下册第一部分各章的复习与练习题参考答案,均由各对应章的编撰者提供。本书由彭文生、杨家军、王均荣担任主编。

需要说明的是,由于目前国内各高校使用的教材不尽相同,因此选入下册第二部分的14份考研试题,为保持“原汁原味”,题中同一内容表达的个别符号可能不尽相同。

因编撰此类书属于首次,加之作者水平和时间所限,错漏之处在所难免,恳切希望广大读者批评指正。

编著者

2000年6月

目 录(上册)

第一篇 机械设计

第一章 机械设计总论	(1)
1-1 主要内容与基本要求	(1)
1-2 重点与难点分析	(2)
1-3 例题精选与解析	(10)
1-4 考试复习与练习题	(15)
第二章 齿轮传动	(23)
2-1 主要内容与基本要求	(23)
2-2 重点与难点分析	(24)
2-3 例题精选与解析	(32)
2-4 考试复习与练习题	(43)
第三章 蜗杆传动	(57)
3-1 主要内容与基本要求	(57)
3-2 重点与难点分析	(57)
3-3 例题精选与解析	(61)
3-4 考试复习与练习题	(66)
第四章 挠性传动	(74)
4-1 主要内容与基本要求	(74)
4-2 重点与难点分析	(75)
4-3 例题精选与解析	(78)
4-4 考试复习与练习题	(89)
第五章 滚动轴承	(101)
5-1 主要内容与基本要求	(101)
5-2 重点与难点分析	(103)
5-3 例题精选与解析	(112)
5-4 考试复习与练习题	(118)
第六章 滑动轴承	(131)
6-1 主要内容与基本要求	(131)
6-2 重点与难点分析	(131)
6-3 例题精选与解析	(133)
6-4 考试复习与练习题	(135)
第七章 轴毂联接	(142)
7-1 主要内容与基本要求	(142)

7-2 重点与难点分析	(143)
7-3 例题精选与解析	(145)
7-4 考试复习与练习题	(149)
第八章 螺纹联接(含螺旋传动).....	(155)
8-1 主要内容与基本要求	(155)
8-2 重点与难点分析	(156)
8-3 例题精选与解析	(158)
8-4 考试复习与练习题	(173)
第九章 现代设计方法及机械系统设计.....	(182)
9-1 主要内容与基本要求	(182)
9-2 重点与难点分析	(182)
9-3 例题精选与解析	(186)
9-4 考试复习与练习题	(186)
第十章 机械设计综合题.....	(188)
10-1 综合填空题	(188)
10-2 综合受力分析计算题	(190)
10-3 机械传动方案的分析与比较题	(200)

第二篇 机械原理

第十一章 平面机构的结构分析.....	(207)
11-1 主要内容与基本要求	(207)
11-2 重点与难点分析	(209)
11-3 例题精选与解析	(209)
11-4 考试复习与练习题	(212)
第十二章 平面连杆机构.....	(218)
12-1 主要内容与基本要求	(218)
12-2 重点与难点分析	(221)
12-3 例题精选与解析	(222)
12-4 考试复习与练习题	(233)
第十三章 机械中的摩擦和机械效率.....	(238)
13-1 主要内容与基本要求	(238)
13-2 重点与难点分析	(238)
13-3 例题精选与解析	(239)
13-4 考试复习与练习题	(248)
第十四章 凸轮机构.....	(254)
14-1 主要内容与基本要求	(254)
14-2 重点与难点分析	(254)
14-3 例题精选与解析	(255)
14-4 考试复习与练习题	(261)
第十五章 齿轮机构.....	(269)

15-1	主要内容与基本要求	(269)
15-2	重点与难点分析	(271)
15-3	例题精选与解析	(273)
15-4	考试复习与练习题	(278)
第十六章	轮系	(290)
16-1	主要内容与基本要求	(290)
16-2	重点与难点分析	(292)
16-3	例题精选与解析	(294)
16-4	考试复习与练习题	(304)
第十七章	其他常用机构	(307)
17-1	主要内容与基本要求	(307)
17-2	重点与难点分析	(307)
17-3	例题精选与解析	(308)
17-4	考试复习与练习题	(311)
第十八章	机械速度波动的调节	(314)
18-1	主要内容与基本要求	(314)
18-2	重点与难点分析	(316)
18-3	例题精选与解析	(316)
18-4	考试复习与练习题	(317)
第十九章	机械的平衡	(323)
19-1	主要内容与基本要求	(323)
19-2	重点与难点分析	(323)
19-3	例题精选与解析	(324)
19-4	考试复习与练习题	(325)
第二十章	机械原理综合题	(327)
20-1	主要内容与基本要求	(327)
20-2	重点与难点分析	(327)
20-3	例题精选与解析	(329)
20-4	考试复习与练习题	(333)
参考文献		(336)

第一篇 机械设计

第一章 机械设计总论

1-1 主要内容与基本要求

一、本章主要内容

1. 机械设计课程的内容、性质与任务

本课程的内容,主要是研究通用机械零件的设计问题。它是一门设计性的技术基础课,其主要任务有两方面:一是培养学生综合运用基础理论、工程技术基础和基本知识去解决一般参数的通用机械零件设计问题;二是设计技能的训练,使学生具有设计机械传动和简单机械的能力。

2. 机械及机械零件设计概要

(1) 主要说明机械与机械零件设计的一般程序。

(2) 阐述机械零件的主要失效形式、设计准则及设计方法。

机械零件的主要失效形式有:整体断裂、表面破坏(磨损、压溃、点蚀、胶合等)、变形量过大、功能失效(如打滑)。它是制定设计准则的依据。归纳多种失效形式,提出了强度、刚度、耐磨性等设计准则。设计准则确定后,一般用理论或经验设计的方法来设计机械零件。

3. 机械零、部件设计的强度问题

从分析载荷与应力开始,一般介绍了静应力下机械零件的强度问题,重点阐述了变应力作用下机械零件的强度,还对机械零件的接触疲劳强度作了一定的说明。

4. 机械零、部件的摩擦、磨损与润滑

主要阐述机械零、部件的摩擦、磨损的分类、机理和影响因素,形成流体动压油膜的承载机理和雷诺方程,以及弹性流体动压润滑的基本知识。

二、本章基本要求

(1) 要搞清本课程“为什么学”、“学什么”和“如何学”这三个大问题,树立学好本课程的信心与决心。

(2) 要从总体上建立起机械设计,尤其是机械零件设计的总体概念。即从机械的总体要求出发,引出对零件的要求,根据零件的失效——拟定设计准则——用一定的设计方法来设计零件。

(3) 掌握静强度计算中三个强度理论的概念和公式;了解疲劳曲线与极限应力曲线的来源、意义和用途,能从材料的几个基本机械性能(σ_b 、 σ_s 、 σ_{-1} 、 σ_0)及零件的几何特性,绘制零件的极限应力简化线图;学会单向变应力的强度计算方法与双向变应力的强度校核方法;了解疲劳损伤累积假说(Miner 法则)的意义与用途;了解机械零件接触疲劳强度及其计算公式。

(4) 扼要地了解各类摩擦的机理、物理特性及其影响因素;初步了解磨损的一般规律(即磨损曲线)及各种磨损的机理、物理特性和影响因素;了解润滑的作用及润滑剂的主要质量指标;掌握流体动压润滑的基本概念与油楔承载机理,而对弹性流体动压润滑只需有一初步的了解。

1-2 重点与难点分析

一、本章重点

(一) 本课程的性质、特点与学习方法

本课程是一门设计性的重要技术基础课,其特点是:①综合性:它要综合应用选修课的知识来解决机械零、部件的设计问题;②实践性:其设计题目来自生产实际,而设计成果又可直接用于生产实际;③设计性:它是论述机械设计理论、研究机械设计方法、培养学生具有机械设计能力的课程。

针对本课程的特点,必须采取如下学习方法:①把握机械零件设计分析问题的主线,即要时刻贯穿零件失效形式—受力分析—强度计算—结构设计这一主线,无论学习何种机械零、部件设计,如果以此为主线为纲,就便于入门、便于掌握;②要理论联系实际,必须从生产实际的条件与要求出发来考虑问题,注意公式的使用条件与范围,参数选择也要紧密结合实际来进行;③机器是由许多零件按一定方式联结起来的,零件之间有一定联系,因此要从整体出发来考虑零件的设计,并注意零件间的协调与配合,特别是零件设计的原始数据和要求,要与整机要求相适应;④必须重视结构设计,初学者往往只看重计算而忽略结构设计,要认识到计算虽重要,它只为结构设计提供一个基础,而零、部件和机器的最后尺寸与形状,通常是由结构设计决定的,它在设计工作量中也占有较大比重,因而必须高度重视结构设计;⑤更新设计观念,重在培养综合设计能力,要建立符合时代要求的新的设计观念,特别是要把创新的思想贯彻进去,所谓综合设计能力主要包括技术基本能力、创造性能力、掌握信息与自学能力、评价与决策能力及集体合作设计能力等,要通过学习与训练,逐步提高学生综合设计的能力。

(二) 载荷与应力的分类、机械零件的强度及表面接触疲劳强度

1. 载荷与应力的分类

载荷与应力的分类如图 1-1 所示。

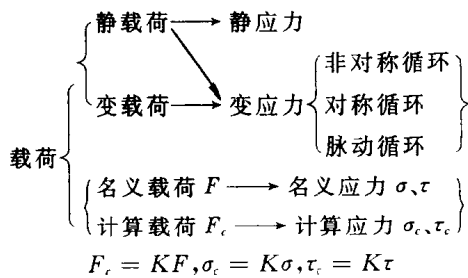


图 1-1 载荷和应力

零件所受的载荷是静载荷还是变载荷较易判别,但在分析零件的应力时,容易出错,特别是零件承受静载荷时,不仅产生静应力,有时也能产生变应力。比如,承受静载荷的回转运动或周期运动的零件将产生变应力。

2. 机械零件的强度

1) 强度判定方法(强度准则)

$$\text{最大应力} \leq \text{许用应力} \left(= \frac{\text{材料的极限应力}}{\text{许用安全系数}} \right)$$

即

$$\begin{cases} \sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]_{\sigma}} \\ \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S]_{\tau}} \end{cases} \quad (1-1)$$

$$\text{实际安全系统} \left(= \frac{\text{材料的极限应力}}{\text{最大应力}} \right) \geq \text{许用安全系数}$$

即

$$\begin{cases} S_{\sigma} \left(= \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \right) \geq [S]_{\sigma} \\ S_{\tau} \left(= \frac{\tau_{\text{lim}}}{\tau} \right) \geq [S]_{\tau} \end{cases} \quad (1-2)$$

$$\text{材料的极限应力} \begin{cases} \text{静应力状态下} \begin{cases} \text{脆性材料取抗拉强度极限 } \sigma_b \\ \text{塑性材料取屈服极限 } \sigma_s \end{cases} \\ \text{变应力状态下} \begin{cases} \text{脆性材料} \\ \text{塑性材料} \end{cases} \end{cases} \text{均取疲劳极限 } \sigma_{rN}$$

2) 复合应力状态下工作的零件

对塑性材料的零件,应按第三或四强度理论确定强度准则。

第四强度理论适用于拉应力和切应力的复合应力,其强度准则为

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} \leq [\sigma] \quad (1-3)$$

第三强度理论适用于弯、扭复合应力,其强度准则为

$$\sigma = \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_1^2} \leq [\sigma] \quad (1-4)$$

上述两种强度准则用安全系数表达为

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] \quad (1-5)$$

对脆性材料的零件,应按第一强度理论确定强度准则,即

$$\sigma = \frac{1}{2} [\sigma_w + \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_1^2}] \leq [\sigma] \quad (1-6)$$

$$S = \frac{2\sigma_b}{\sigma_w + \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_1^2}} \geq [S] \quad (1-7)$$

3. 表面接触疲劳强度

高副机构(如齿轮传动、滚动轴承等),其载荷是通过线接触或点接触传递动力的,大多数零件在循环接触条件下工作,所以接触应力是循环的变应力。因此,接触疲劳强度的准则为

$$\sigma_{H\max} \leq [\sigma]_H \quad (1-8)$$

式中, $\sigma_{H\max}$ 为接触部位的最大接触应力; $[\sigma]_H$ 为接触零件的许用接触应力。

齿轮副齿廓的接触状况与两圆柱体接触状况相似,其 $\sigma_{H\max}$ 可借用两圆柱体相接触的赫芝公式,即

$$\sigma_{H\max} = \sqrt{\frac{1}{\pi[(1-\mu_1^2/E_1) + (1-\mu_2^2/E_2)]} \cdot \frac{F_n}{L\rho_\Sigma}} \quad (1-9)$$

式中, ρ_Σ 为综合曲率半径, $\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ (ρ_1 、 ρ_2 分别为两圆柱体的曲率半径,“+”号用于外接触,“-”号用于内接触); F_n 为外载荷; L 为接触线长度; E_1 、 E_2 分别为两圆柱体的弹性模量; μ_1 、 μ_2 分别为两圆柱体的泊松比。

(三) 雷诺流体动压方程与油楔承载机理

首先要了解在讨论动压油膜的形成原理时所作的一些简化假定,其次要了解雷诺流体动压方程的推导过程,从而进一步掌握动压油膜的形成条件,以及搞清油楔的承载机理。

要记住一维流体的动压轴承基本方程(又称一维雷诺方程):

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta v \frac{h - h_0}{h^3} \quad (1-10)$$

由上式可知,油膜压力的变化与润滑油的粘度、表面相对滑动速度和油膜厚度的变化有关。利用这一公式,可求得油膜上各点的载荷 p 沿 x 方向的分布,再将该压力积分便可求得油膜的承载能力。

进一步分析可知,形成流体动压润滑的必要条件是:①两滑动表面必须具有收敛的楔形间隙;②移动件必须有足够的速度(方向从大口指向小口);③润滑油应有一定的粘度,且供油要充分。

二、本章难点

本章的难点主要是,零件在变应力作用下,其极限应力和安全系数的确定。

本课程对这部分问题的讨论,主要是在材料力学的基础上进一步有所扩展与深化,以便在其他有关章节中得到应用。

机械零件工作时可能经受的变应力,大体上可归纳为两大类:稳定循环变应力(图 1-2(a))和非稳定循环变应力(图 1-2(b))。

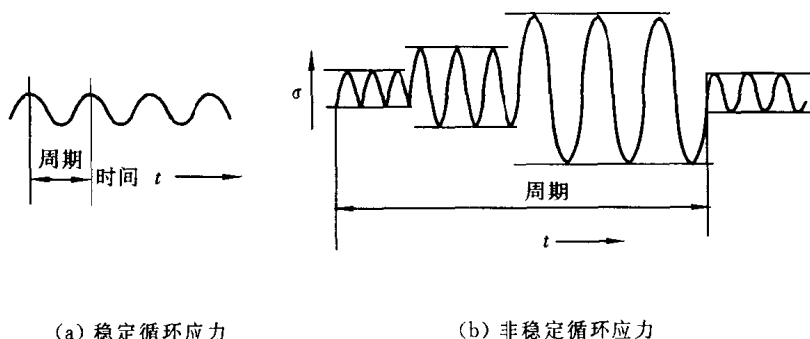


图 1-2 变应力

无论是稳定还是非稳定循环变应力,都可能是简单应力(只有弯曲或扭转应力等),也可能是复杂应力(如既有弯曲应力也有扭转应力)。

因为作用在机械零件上的应力类型和应力循环次数,对零件材料的极限应力有明显影响,所以应力类型和应力循环次数不同,其极限应力和安全系数确定的方法也不相同。

(一) 稳定循环简单变应力时极限应力和安全系数的确定

稳定循环简单变应力是最基本的变应力,掌握了它的极限应力与安全系数的有关概念与计算方法后,其他应力类型的问题就较易解决了。

从应力的循环特性来看,稳定循环简单变应力可分为对称循环变应力($r=-1$)、脉动循环变应力($r=0$)和非对称循环变应力($-1<r<0$ 和 $0<r<1$)。从应力循环次数来看,若以 N_0 表示应力循环的基本循环次数,则实际应力循环次数 N 可以大于或小于 N_0 。当应力循环特性和循环次数不同时,其极限应力也不同。下面按不同情况进行讨论。

1. 当应力循环次数 $N=N_0$ 的对称循环变应力时的极限应力和安全系数

这种应力是最基本的应力,其极限应力由实验确定,在有关手册中可以查到。

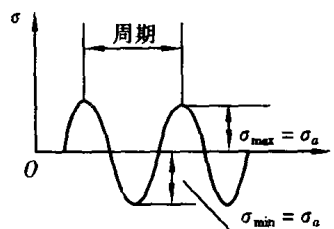
循环特性 $r=-1$ (对称循环)时,极限应力为 σ_{-1} (或 τ_{-1})。按照定义,安全系数为极限应力与工作应力之比,即 $S=\text{极限应力}/\text{工作应力}$ 。

因为零件在对称循环变应力作用下,其极限应力为 σ_{-1} ,最大工作应力 $\sigma_{\max}=\sigma_a$ (见图 1-3),则安全系数为

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \quad (1-11)$$

考虑应力集中等因素的影响,得

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a} \quad (1-12)$$



式中, $(k_\sigma)_D = k_\sigma / (\epsilon_\sigma \beta)$ 为考虑应力集中 (k_σ)、零件绝对尺寸 (ϵ_σ) 以及零件表面状态 (β) 等对零件极限应力的综合影响系数。

2. 当应力循环次数 $N=N_0$ 时的非对称循环应力的极限应力和安全系数

为了确定零件在非对称循环应力作用下的极限应力 σ_r ,需要借助于极限应力图。

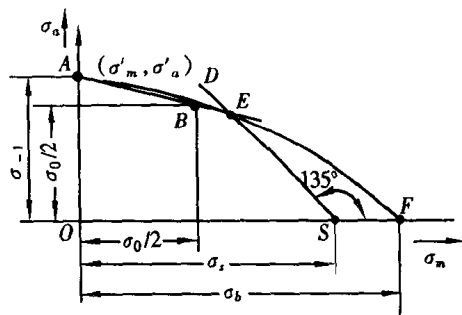


图 1-4 极限应力图

若材料在 $N=N_0$ 、 $r=-1$ 时的极限应力为 σ_{-1} , $N=N_0$ 、 $r=0$ 时的极限应力为 σ_0 , 静应力 ($r=+1$) 时的强度极限和屈服极限分别为 σ_b 和 σ_s , 则可作出其相应的极限应力图, 如图 1-4 所示。

图中曲线 ABF 为极限应力曲线, 曲线上 A 点为对称循环点 $(0, \sigma_{-1})$, B 点为脉动循环点 $(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$, F 点为静应力点 $(\sigma_b, 0)$ 。对于塑性材料, 曲线 ABF 可以简化为两根折线 AE 和 ES , AES 为简化后的极限应力曲线, 其上的任一点 (σ'_m, σ'_a) 是与之相应的某一循环特性 r 时的

的极限应力, 即

$$\sigma_r = \sigma'_m + \sigma'_a \quad (1-13)$$

设零件工作时, 作用在其上的应力幅为 σ_a , 平均应力为 σ_m , 对于稳定循环的变应力, 如图 1-5 所示, 有

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a, \quad \sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (1-14)$$

由此可得

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}), \quad \sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) \quad (1-15)$$

由循环特性的定义得

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{1 - \sigma_a/\sigma_m}{1 + \sigma_a/\sigma_m} \quad (1-16)$$

在图 1-6 中, 连接原点 O 与点 $D(\sigma_m, \sigma_a)$, 并延长之, 使之与极限应力曲线相交于 C 点, 设 OC 与横坐标的夹角为 α , 则式(1-16)可以写成

$$r = \frac{1 - \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg} \alpha} \quad (1-17)$$

或

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1 - r}{1 + r} \quad (1-18)$$

因为 α 与应力循环特性 r 有关, 所以角 α 是应力循环特性的另一表达式。对于某一循环特性 r , 可以用相应的某一角 α 来表示。

如图 1-6 所示, 过原点作任一与横坐标成 α 角的直线 (相当于某一应力循环特性 r , D 为其上的点), 使之与极限应力曲线相交于 C 点, 则点 $C(\sigma'_m, \sigma'_a)$ 即为该循环特性时的极限应力点, 其极限应力为

$$\sigma_r = \sigma'_m + \sigma'_a \quad (1-19)$$

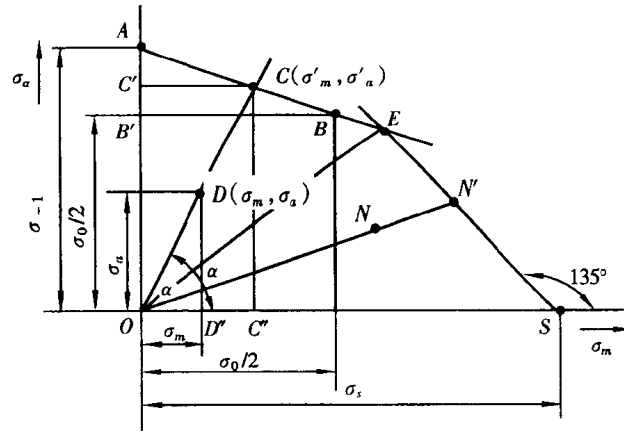


图 1-6 简化的极限应力图

在图 1-6 中, 由相似三角形 $\triangle ACC'$ 、 $\triangle ABB'$ 和相似三角形 $\triangle ODD''$ 、 $\triangle OCC''$ 之间的关系, 得

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_{-1} - \sigma'_a}{\sigma_{-1} - \sigma_0/2} &= \frac{\sigma'_m}{\sigma_0/2} \\ \frac{\sigma_m}{\sigma'_m} &= \frac{\sigma_a}{\sigma'_a} \end{aligned} \right\} \quad (1-20)$$

对 σ'_a 和 σ'_m 求解式(1-20)后, 得

$$\sigma'_a = \frac{\sigma_{-1} \sigma_a}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-21)$$

$$\sigma'_m = \frac{\sigma_{-1} \sigma_m}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-22)$$

式中, $\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0$, 称为等效系数。

由此可求得包括脉动循环在内的任意应力循环特性下的极限应力和安全系数为

$$\sigma_r = \sigma'_a + \sigma'_m = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-23)$$

$$S = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \bigg/ (\sigma_a + \sigma_m) = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-24)$$

若考虑应力集中等因素的影响,则上述安全系数的公式可以写成

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-25)$$

对应于 N 点的极限应力点 N' 位于直线 ES 上。此时的极限应力为屈服极限 σ_s 。这就是说,当处在工作应力 N 点时,首先可能发生的是屈服失效,故只需进行零件的静强度计算。则其计算屈服失效的安全系数为

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_s}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (1-26)$$

分析图 1-6 得知,凡是工作应力点位于 OES 区域内时,极限应力为屈服极限,故都只需对零件进行静强度计算。

3. 当应力循环次数 $N < N_0$ 时零件在变应力下的极限应力和安全系数

实验研究表明,材料的极限应力与应力循环次数有密切关系。图 1-7 所示为极限应力与应力循环次数的关系曲线。

由该图可知,当应力循环特性 r 一定时,随着应力循环次数 N 的增加,极限应力下降,直到 $N = N_0$ 为止。极限应力与应力循环次数的这一关系,可用方程表示如下:

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 = \text{常数} \quad (1-27)$$

由此得应力循环次数为 N 时的极限应力

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = k_N \sigma_r \quad (1-28)$$

式中, σ_r 为 $N = N_0$ 时任意循环特性 r 所对应的极限应力:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

k_N 为寿命系数:

$$k_N = \sqrt[m]{N_0/N}$$

这时的安全系数为

$$S = \frac{\sigma_{rN}}{\sigma_{\max}} = \frac{k_N \sigma_r}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-29)$$

若考虑应力集中等因素的影响,则安全系数为

$$S = \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-30)$$

若变应力为对称循环应力,则极限应力为

$$\sigma_{-1N} = k_N \sigma_{-1} \quad (1-31)$$

安全系数为

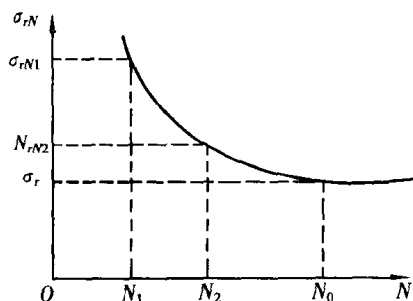


图 1-7 疲劳曲线

$$S = \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a} \quad (1-32)$$

若取 $\sigma_a = \sigma_m$, 则式(1-30)即为脉动循环应力时的安全系数计算公式。

(二) 稳定循环复杂变应力时极限应力和安全系数的确定

若在零件的同一断面上既有弯曲应力, 也有扭转应力, 则该断面的应力状态为复杂应力状态。

上面已求得任意循环特性 r 和任意循环次数 N 时的简单应力状态下的安全系数, 若以 S_σ 表示只受弯曲应力时的安全系数, S_τ 表示只受扭转应力时的安全系数, 则

$$S_\sigma = \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1-33)$$

$$S_\tau = \frac{k_N \tau_{-1}}{(k_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (1-34)$$

经过实验发现, 塑性材料在对称循环弯曲应力与对称循环扭转应力同相位作用下, 其疲劳极限曲线近似于一条椭圆曲线, 可用下式表达:

$$\left[\frac{\sigma'_a}{\frac{\beta \epsilon_\sigma}{k_\sigma} \sigma_{-1}} \right]^2 + \left[\frac{\tau'_a}{\frac{\beta \epsilon_\tau}{k_\tau} \tau_{-1}} \right]^2 = 1 \quad (1-35)$$

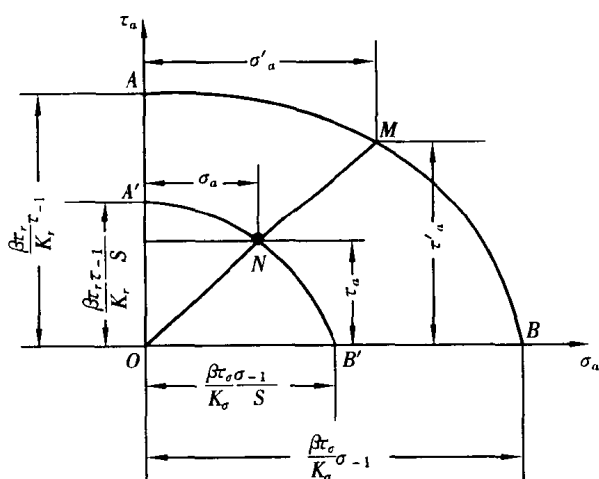


图 1-8 复合应力的极限应力图

上式表明, 其极限应力图为一椭圆曲线(如图 1-8 所示的曲线 $\widehat{AB}$)。若图 1-8 中的 N 点为零件同时受到 σ_a 与 τ_a 复合作用的工作应力点, 过 N 点作等安全系数曲线 $A'NB'$, 考虑到各种影响因素, 则此零件的安全系数为 $S = OM/ON = \sigma'_a/\sigma_a = \tau'_a/\tau_a$ 。将此式代入式(1-35), 得

$$\left[\frac{S}{\sigma_{-1}/(K_\sigma)_D \sigma_a} \right]^2 + \left[\frac{S}{\tau_{-1}/(K_\tau)_D \tau_a} \right]^2 = 1 \quad (1-36)$$

由式(1-12), 当应力为对称循环变应力时, 有正应力与切应力安全系数:

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

将上式代入式(1-36), 化简后得受对称循环复合变应力作用时, 零件的安全系数为

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (1-37)$$

对于非对称循环与任意循环次数的复合变应力作用的塑性零件, 其安全系数也可近似按式(1-36)计算。其中, S_σ 、 S_τ 应分别按式(1-33)与式(1-34)计算。

(三) 不稳定应力状态(规律性)时极限应力和安全系数的确定

计算的基本理论是线性疲劳损伤积累假说(又称 Miner 定理)。不稳定变应力的应力谱中, 给出各应力水平 σ_i 及各相对应积累循环次数 N_i , 则在各 σ_i 作用下, 经历 N_i 时材料受到的疲劳损伤率分别为 N_i/N'_i , N'_i 为对应 σ_i 作用下材料发生疲劳破坏的极限循环次数。因此, 按