



高等学校教材配套辅导及
考研专业课应试指导丛书(机械类)

双博士系列



机械设计 辅导及 考研应试指导

编写 机械类教材辅导及
考研应试指导委员会

总策划 胡东华

课程同步辅导
典型考题分析
考研真题荟萃
考研过关必备



机械工业出版社
China machine Press

高等学校教材配套辅导及考研专业课应试指导丛书(机械类)

机 械 设 计

辅导及考研应试指导

编 写 机械类教材辅导及考研应试指导委员会
总策划 胡东华



机 械 工 业 出 版 社

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。未经本策划人同意,禁止其他单位或个人使用。



图书在版编目(CIP)数据

机械设计辅导及考研应试指导/机械类教材辅导及考研应试指导委员会编. - 北京:机械工业出版社,2003.8

(高等学校教材配套辅导及考研专业课应试指导丛书.机械类)

ISBN 7-111-12933-4

I. 机... II. 机... 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(2003)第 073212 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮编:100037)

责任编辑:刘 永

责任校对:何云

封面设计:胡东华

责任印制:何全君

三河三佳印刷装订有限公司印刷 机械工业出版社出版发行

2003 年 9 月第 1 版 第 1 次印刷

787mm × 1092mm 1/16 印张 16.375 字数 261 千字

定价:21.00 元

©版权所有 违法必究

盗版举报电话:(010)62534708(著作权者)

<http://www.bbdd.cc>(中国教育考试双博士网站)

<http://www.cmpbook.com>(机械工业出版社网站)

如有字迹不清、缺页、倒页、脱页,由本社发行部负责调换。

<http://www.bbdd.cc>

“考研押题讲座”免费授课计划

一、内容:考研政治、英语、数学(一、二、三、四)、西医综合科目考前一个半月押题讲座

二、讲座总策划及献爱心人:胡东华

三、讲座资料提供:

北大、清华、人大考研辅导班资料采编组

联合提供

京城考研命题信息搜集研究组

四、免费讲座时间:2003年12月1日~2004年1月15日

五、网站:中国教育考试双博士网站:<http://www.bbdd.cc>

六、课程表:

时 间 科 目	12月第1周	12月第2周	12月第3周	12月第4周	1月第1周	1月第2周
政 治	马克思主义哲学、 马克思主义 政治经济学	毛泽东思想概论	邓小平理论 与“三个代表” 重要思想概论	当代世界经济 与政治 形势与政策	网上通知	网上通知
英 语	听力	英语知识运用	阅读理解 A (命题趋势)	阅读理解 B (英译汉)	写作命题预测 及背诵范文	网上通知
数 学 一	高数 (1~5)	高数 (6~11)	线性代数	概率论与 数理统计	网上通知	网上通知
数 学 二	高数(1~3)	高数(4~6)	高数(7~11)	线性代数	网上通知	网上通知
数 学 三	微积分 (1~5)	微积分 (6~10)	线性代数	概率论与 数理统计	网上通知	网上通知
数 学 四	微积分 (1~5)	微积分 (6~10)	线性代数	概率论	网上通知	网上通知
西医综合	生理学 生物化学	病理学	外科学	内科学	网上通知	网上通知

(如有变化,另行通知)

双博士品牌 真情大奉献

来自北京大学研究生会的感谢信

双博士:

您好!

首先感谢您对北京大学“十佳教师”评选活动的热情支持和无私帮助!师恩难忘,北京大学“十佳教师”评选活动是北京大学研究生会的品牌活动之一,是北京大学所有在校研究生和本科生对恩师情谊的最朴素表达。双博士作为大学教学辅导及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,其行为将永久的被北大师生感怀和铭记。

作为考研漫漫征途上的过来人,双博士曾陪伴我们度过考研岁月的无数个日日夜夜,曾带给我们无数个明示和启发,当然也带给我们今天的成功。

特致此信,向双博士表达我们内心长久以来的感激之情,并祝愿双博士事业蒸蒸日上。

北京大学研究生会

二零零二年十二月

郑州某大学学生的来信

双博士:

您好!

.....

我曾购买了“双博士”的《大学英语精读课文辅导》(3)、(4)册,我认为质量很好,因为我在准备2001年6月份的全国四级考试前没买太多的辅导资料,仅是每天背《辅导》上的知识点,另外又做(看)了双博士的模拟题、真题解析及词汇,而我却考出了94.5分的骄人成绩,真应感谢双博士为我们带来了如此上乘的资料。我信赖双博士,也相信考研中借助双博士的力量,会取得更好的成绩。所以我在您寄来的书目中挑了一下,如果可以的话,我想得到代号为“RB12”的《考研应试教程(英语分册)》,或者是代号为“B18A”的《研究生入学考试英语词汇·考点·记忆法·用法详解》。两本书中的任何一本,我都相信会给我带来好运!

另外,.....

李 XX

2001年11月22日

天津某高校学生的来信

双博士:

你们好!

.....

我们都知道,英语学习中,口语是非常重要的,而《英美流行口语》正是我们所需要的,是一场及时雨。五一、五四前后,我校将举办一次口语演讲比赛,我们将把这几本书作为奖品赠送给口语出色的同学,相信他们会很意外,也会很高兴的。双博士为我们着想,我们也希望能以微小之力量,给她的工作以支持和回报。其实,我想,只要我们真正为爱好英语的同学做了事,使他们从中受了益,英语有了提高,就是对“双博士”最好的回报了,对不对?

还有,我校对购买“双博士”图书比较困难,到书店买,常被抢购一空,由老师订购又“姗姗来迟”,所以,我想与你们联系,能否帮同学们统一订购?如可以,请将你们的订购时间、办法等以传真方式告诉我。

.....

英语俱乐部部长:于 XX

2002年4月24日

QIAN YAN

前言

双博士品牌考研丛书,已成为全国最著名的考研图书品牌,其市场的覆盖率约占全国考研市场的三分之一。

据调查,缺乏对专业课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、西医、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。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。

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,具有明确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。本书各章在编排上有以下特色:

1. 基本概念及重点、热点、考点内容精要: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。
4. 在本书最后一章为模拟试题。这些模拟试卷也是名校近年的真题,并配有详细解析。

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。
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。
3. 资料翔实、全面、新颖。一般情况下,真题在研究生入学考试中极易重复。
4. 本科生各科目考试,试题也常常选用考研真题。故本书有利于本科生在期末考试中获得高分。

“双博士”品牌系列丛书,以其独有的魅力和卓越的品质被誉为最受欢迎的教学辅导丛书,销量居全国同类书榜首。全国约有三分之一的大学生读过或正在使用本品牌丛书(不含盗版)。本品牌丛书封面、封底都带有双博士的书标。此书标已由国家商标局注册。该系列品牌丛书,在读者中已树立起不可替代的品牌形象,引起了媒介的广泛关注。中央电视台1999年9月15日-10月15日在“99全球财富论坛”特别节目及《东方时空》黄金时间强档推出该品牌系列丛书,成为当时图书界传媒热点。1999年11月5日《光明日报》第9版以“图书市场面临商标竞争时代”为标题,以“胡东华系列双博士品牌文教图书引起关注”为副标题做了报道。后被多家报纸转载。《中国青年报》、《新闻出版报》、《中国文化报》、《中国教育报》和《中国大学生》等报刊对该品牌系列丛书也做了相应报道。

本书采用60克胶版纸印刷,双色排版,便于阅读和记忆。双博士全体同仁非常感谢考生对双博士品牌的厚爱。

虽然我们力求呈现给广大考生一本完美适用的专业课辅导用书,无奈时间有限,且因本丛书涉及面广,本数多,如有错误,敬请广大读者谅解,也可发电子邮件(shuangboshi@sina.com)交流指正。

“双博士”网站留言选登

自从2001年双博士网站举办免费的考研及四、六级讲座以来,每天都有大量读者留言,交流考试心得和对双博士丛书的观感。现将部分留言选登如下:

	作者:考研人 来自:湖北 2003-2-16,23:31:04 留言内容:今天上网把你们的考研网上押题讲座和你们上传的真题对比来看,押中的题还真不少来!希望双博士在2004年考研政治理论方面继续给广大考生押题!!
	作者:奋斗 来自:福建 2003-2-16,23:40:00 留言内容:是的,我认为政治理论做的最好的部分是形势与政策部分,其中有关16大的考题共8分全部押中了;毛概部分押中了中国共产党的最低纲领和最高纲领部分;当代部分即最后的两个选作题,都能从押题的相关部分找到答案,这对我特别有用,因为我是一名理科生,对当代部分的内容不熟悉。谢谢双博士!!!
	作者:liutancai 来自:广东 2003-5-25,13:37:51 留言内容:我购买了双博士的书觉得非常不错,现在上到她的网站,看到这么多对我等有用的东西,而且免费,更喜欢双博士了,感谢双博士!
	作者:小林 来自:广东 2003-7-13,22:58:32 留言内容:贵网页提供的内容非常丰富,对我们广大学生有很大的帮助。我经常浏览你们的网页,对我的帮助极大,可以说我能过六级、并考上研究生少不了你们的功劳。在此,想对你们说:谢谢!!!
	作者:吴光华 来自:黑龙江 2002-12-3,18:07:19 留言内容:你们的東西对我帮助很大,你们的书也挺出色,希望你们能够再接再厉,办得更好,谢谢!
	作者:kaoyan 来自:北京 2002-11-30,10:53:31 留言内容:以前用你们的大学英语资料考四六级感觉很好,最近买了一套考研数学最后冲刺题,也还不错,希望你们多多努力,做好这个网站!很感谢你
	作者:谢军华 来自:湖北 2002-12-6,19:06:05 留言内容:谢谢主编为我们提供这么方便的讲座!!……你们能全心为我们着想!太难得了。
	作者:mner 来自:四川 2003-2-9,17:16:50 留言内容:双博士教辅真的很不错,我和身边的同学用了都说好!谢谢胡东华老师和编书老师,谢谢你们!
	作者:杨杨 来自:江苏 2002-11-28,18:18:47 留言内容:双博士教育网的同志们,你们出版的双博士《四级、六级预测试题》一书很好,押中了好几道题。
	作者:MATTHEW 来自:四川 2002-12-2,12:01:37 留言内容:双博士考研单词记忆法非常棒,这次政治押题讲座上传的内容很不错。还有我想问一下胡老师是否是个基督徒!?

目 录

第1章 机械设计总论	(1)
1.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要	(1)
1.2 典型例题、考题分析	(13)
1.3 自测题及模拟训练题	(18)
第2章 螺纹联接和螺旋传动	(20)
2.1 重点概念、难点、热点、内容精要	(20)
2.2 典型例题、考题分析	(24)
2.3 自测题及模拟训练题	(28)
第3章 轴毂联接	(30)
3.1 重点概念、难点、热点、内容精要	(30)
3.2 典型例题、考题分析	(35)
3.3 自测题及模拟训练题	(38)
第4章 带传动	(40)
4.1 重点概念、难点、热点、内容精要	(40)
4.2 典型例题、考题分析	(45)
4.3 自测题及模拟训练题	(52)
第5章 链传动	(54)
5.1 重点概念、难点、热点、内容精要	(54)
5.2 典型例题、考题分析	(61)
5.3 自测题及模拟训练题	(65)
第6章 齿轮传动	(67)
6.1 重点概念、难点、热点、内容精要	(67)
6.2 典型例题、考题分析	(75)
6.3 自测题及模拟训练题	(84)
第7章 蜗杆传动	(87)
7.1 重点概念、难点、热点、内容精要	(87)
7.2 典型例题、考题分析	(91)
7.3 自测题及模拟训练题	(96)
第8章 滑动轴承	(97)
8.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要	(97)
8.2 典型例题、考题分析	(107)
8.3 自测题及模拟训练题	(115)
第9章 滚动轴承	(118)
9.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要	(118)
9.2 典型例题、考题分析	(127)
9.3 自测题及模拟训练题	(138)

目 录

第 10 章 联轴器和离合器	(142)
10.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要	(142)
10.2 典型例题、考题分析	(146)
10.3 自测题及模拟训练题	(148)
第 11 章 轴	(150)
11.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要	(150)
11.2 典型例题、考题分析	(155)
11.3 自测题及模拟训练题	(162)
第 12 章 弹簧	(165)
12.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要	(165)
12.2 典型例题、考题分析	(168)
12.3 自测题及模拟训练题	(173)
第 13 章 机械设计综合题	(174)
13.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要	(174)
13.2 典型例题、考题分析	(174)
13.3 自测题及模拟训练题	(183)
第 14 章 各章自测题及模拟训练题答案	(185)
1.3 自测题及模拟训练题答案	(185)
2.3 自测题及模拟训练题答案	(186)
3.3 自测题及模拟训练题答案	(189)
4.3 自测题及模拟训练题答案	(190)
5.3 自测题及模拟训练题答案	(194)
6.3 自测题及模拟训练题答案	(196)
7.3 自测题及模拟训练题答案	(201)
8.3 自测题及模拟训练题答案	(202)
9.3 自测题及模拟训练题答案	(206)
10.3 自测题及模拟训练题答案	(212)
11.3 自测题及模拟训练题答案	(213)
12.3 自测题及模拟训练题答案	(216)
13.3 自测题及模拟训练题答案	(218)
第 15 章 硕士研究生入学考试模拟试卷及答案	(222)
模拟试卷一 (国防科技大学 2001 年)	(222)
模拟试卷二 (哈尔滨工业大学 2000 年)	(224)
模拟试卷三 (大连理工大学 2001 年)	(227)
模拟试卷四 (北京航空航天大学 2001 年)	(231)
模拟试卷五 (北方交通大学 2001 年)	(233)
硕士研究生入学考试模拟试卷答案	(237)

目 录

模拟试卷一答案.....	(237)
模拟试卷二答案.....	(240)
模拟试卷三答案.....	(243)
模拟试卷四答案.....	(247)
模拟试卷五答案.....	(249)



第1章 机械设计总论

1.1 基本概念及重点、热点、考点内容精要

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 σ_s 、 σ_{-1} 、 σ_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_a)_D(或(K_f)_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 。

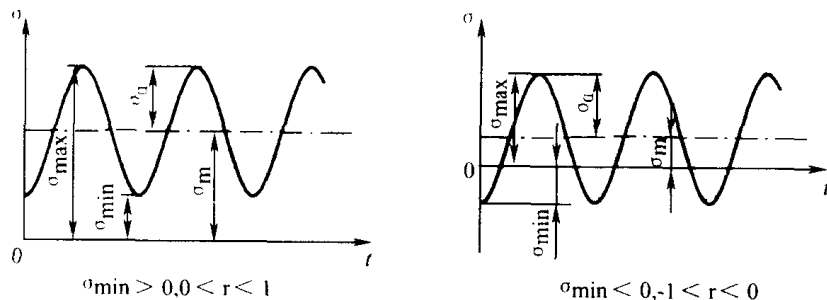


图 1-1

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可分为两大类:

- 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。

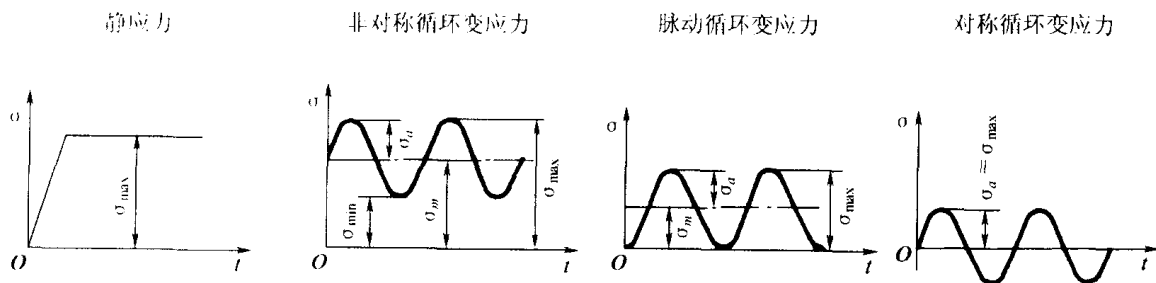


图 1-2 应力的类型

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 (kW),额定转速为 n (r/min),则传动零件上的转矩 T (N·m) 为

$$T = 9549 \frac{P}{n} \eta_i$$

式中 η_i ——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, $i < 1$ 。

③ 计算载荷

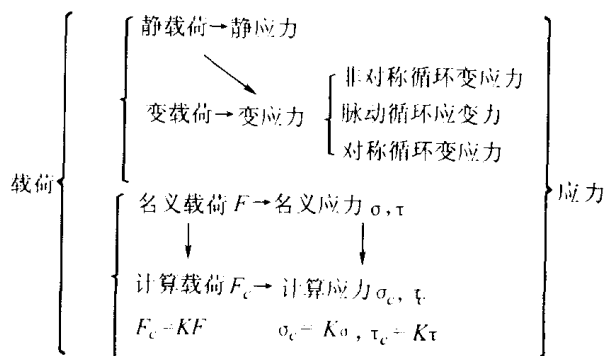


图 1-3 载荷应力的分类及其关系

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

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

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_o, S_r ——实际安全系数;

$[S_o], [S_r]$ ——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

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

近似取 $\sigma_u/\tau = 2$, 可得安全系数计算公式为

$$S = \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma_u^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau_s}\right)^2 \tau^2}} \text{ 或 } S = \frac{S_o S_r}{\sqrt{S_o^2 + S_r^2}}$$

式中 S ——复合应力时的实际安全系数;

σ_u ——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

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], \quad [\sigma] = \frac{\sigma_{bm}}{[S_o]} = \frac{\sigma_b}{[S_o]} \\ \tau &\leq [\tau], \quad [\tau] = \frac{\tau_{bm}}{[S_r]} = \frac{\tau_b}{[S_r]} \end{aligned} \right\}$$

或

$$S_o = \frac{\sigma_b}{\sigma} \geq [S_o], \quad S_r = \frac{\tau_b}{\tau} \geq [S_r]$$

(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

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

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 σ_{rN} , σ_{rN} 的计算式可由疲劳特性曲线方程导出,即由 $\sigma_{rN}^m = \sqrt[m]{N_0/N} \times \sigma_r = K_N \sigma_r$ 。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 $\sigma_{rN} = \sigma_r$, 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。

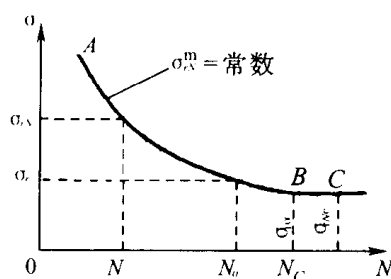


图 1-4 疲劳曲线

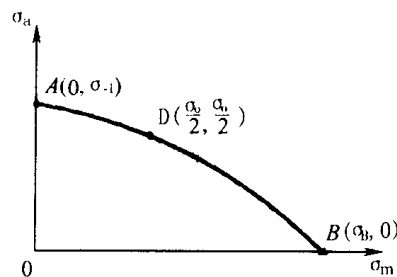


图 1-5 塑性材料限应力图

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 $(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta}$ (或 $(K_r)_D = \frac{K_r}{\epsilon_r \beta}$) 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。

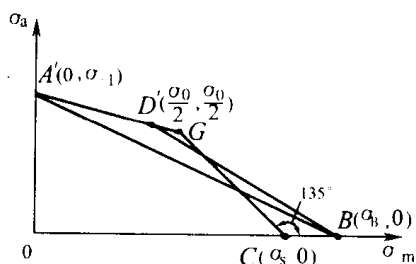


图 1-6 塑性材料简化极限应力图

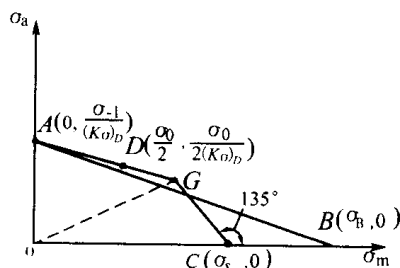


图 1-7 考虑 K_σ 、 ϵ_σ 、 β 影响的极限应力图

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) $\sigma_{max} = \text{常数}$ (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 $M'(\sigma'_m, \sigma'_a)$ 所



代表的应力值即为所求 $\sigma'_{mx} = \sigma'_{mx} + \sigma'_{ax}$, 联立 AG 直线方程与 OM(M') 直线方程求解得 $\sigma'_{mx} = \sigma_{-1}(\sigma_a + \sigma_m) / [(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m]$, 零件的安全系数 $S_\sigma = \sigma_{mx} / (\sigma_a + \sigma_m) = \sigma_{-1} / [(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m]$, 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 (X)C 区, 其极限应力由 GC 直线确定, 显然 $\sigma'_{mx} = \sigma'_m + \sigma'_a = \sigma_s$, 零件的安全系数 $S_\sigma = \sigma'_{mx} / (\sigma_a + \sigma_m) = \sigma_s / (\sigma_a + \sigma_m)$, 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 (X)C 区由 GC 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 改为切应力 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 σ_{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 $S_\sigma = \sigma_{rN} / (\sigma_a + \sigma_m) = K_N \sigma_r / (\sigma_a + \sigma_m)$ 。

(3) 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 r 、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。同时, 应注意以下两点:

(a) 应采取减少应力集中及适当提高表面质量的措施。因为在其他条件相同时, 钢的强度越高, 综合影响系数 $(K_\sigma)_D$ 或 $(K_\tau)_D$ 值越大, 故对于用高强度钢制造的零件, 采取此措施可以达到提高强度的效果。

(b) 当零件危险部面处有多个不同的应力集中源, 且考虑应力集中影响时, 应取诸有效应力集中系数 K_σ

(或 K_τ) 中较大值代入式 $(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta}$ (或 $(K_\tau)_D = \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \beta}$) 中计算。

(4) 变力时机械零件的强度计算

在每次应力变化中, 周期、应力幅和平均应力如果都相等, 则称为稳定变应力。如果其中之一不相等, 则称为非稳定变应力。非稳定变应力的产生通常是由于载荷或转速的变化。在一般情况下, 这些变化是有规律的, 在变化一定次数后完成一个循环, 周而复始。有时变化无明显的规律而完全取决于偶然的因素, 作用在汽车行驶部分的零件的应力变化就属于这种性质。对于后一种情况, 需要用统计方法作具体的分析, 这部分内容一般不在机械设计课程中介绍。

稳定变应力可分为四种情况:

① 对称循环变化、简单应力 这时实际安全系数按下式计算

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

② 对称循环变化、复合应力 如果零件是用塑性材料制成的, 可按第三强度理论进行计算。对于弯扭合成的应力, 近似取 $\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \approx 2$, 强度条件为

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

实际安全系数

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{[(K_\sigma)_D \sigma_a]^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 [(K_\tau)_D \tau_a]^2}} \quad (1-3)$$

将式(1-1)代入上式后, 得复合应力时的安全系数

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (1-4)$$

上式虽与式(1-2)相同, 但计算 S_σ 、 S_τ 公式不同。

如果零件用脆性材料制成, 建议用下式计算实际安全系数

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{S_\sigma + S_\tau} \quad (1-5)$$

③ 非对称循环变化、简单应力 在这种情况下, 零件强度决定于应力幅和平均应力的大小, 同时还决定于两者在变化过程中的相互关系。

如前所述, 应力集中、绝对尺寸和表面状态只对应力幅 σ_a 有影响, 计入这三个因素后, 可得零件的强度条件为:



$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_1}{(K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{\sigma_1}{\sigma_{av}} \geq [S_\sigma], \sigma_{av} = (K_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m \\ S_\tau &= \frac{\tau_1}{(K_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{\tau_1}{\tau_{av}} \geq [S_\tau], \tau_{av} = (K_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m \end{aligned} \right\} \quad (1-6)$$

式中 σ_{av}, τ_{av} —— 等效应力幅;

ψ_σ, ψ_τ —— 将平均应力折合为应力幅的等效系数。其值大小是表征材料对循环不对称性的敏感程度的。

④ 非对称循环变化、复合应力 对于塑性材料用式(1-6)和式(1-4)计算;脆性材料用式(1-6)和式(1-5)计算。

二、摩擦、磨损及润滑概述

须重点掌握

1. 各类摩擦的机理、物理特征及影响因素;
2. 各类磨损的机理、物理特征及影响因素;
3. 流动动力润滑的基本原理。

重点具体细节分析如下

1. 摩擦

(1) 摩擦种类及其基本性质

在外力作用下,相互作用的两物体作相对运动或有相对运动的趋势,其接触表面间产生的切向运动阻力称为摩擦力,其现象称为摩擦。

① 干摩擦 两摩擦表面间无外加润滑剂或保护膜而直接接触时摩擦,称为干摩擦。干摩擦时,其阻力最大。在这种状态下,金属间的摩擦系数 $f=0.3\sim 1.5$ 。

② 流体摩擦 两摩擦表面被一液体层(液体或气体)隔开,摩擦性质取决于流体内部分子间粘性阻力的摩擦,称为流体摩擦。它实际是流体内部摩擦,阻力很小,摩擦系数 $f=0.001\sim 0.01$ 或更小,几乎无磨损产生,是一种理想的摩擦状态。

③ 边界摩擦 两摩擦表面被吸附在表面的边界膜隔开,摩擦性质不取决于流体粘度,而与边界膜和表面的吸附性质有关,称为边界摩擦。在边界摩擦时摩擦规律基本上与干摩擦相同,只是摩擦系数小些;一般为 $f=0.1\sim 0.5$,因为它不能完全避免表面直接接触,所以仍有磨损产生。

④ 混合摩擦 在实际使用中,在较多的摩擦副表面是处于干摩擦、边界摩擦、流体摩擦的混合状态,故称混合摩擦。在这种摩擦状态下,摩擦系数 f 一般为 $0.01\sim 0.10$ 。

上述流体摩擦、边界摩擦和混合摩擦,都必须在一定的润滑条件下实现,所以它们又被称为流体润滑、边界润滑和混合润滑。

图 1-8 所示是根据对滑动轴承实验结果所得的摩擦特性曲线。随着轴承中摩擦状态的变化,摩擦系数 f 随之变化;随着轴承特性系数 $\eta V/W$ (η 为油的动力粘度, V 为轴每秒钟的转数, W 为轴颈投影面积上的比压)的不同,轴承摩擦副分别处于边界润滑、混合润滑和流体润滑,相应的间隙变化亦见图示。

此外,若按运动状态分,摩擦又可分为静摩擦和动摩擦。前者是指在外力作用下,两物体表面间有产生相对运动的趋势,但尚未产生宏观相对运动的摩擦。后者是指当外力达到最大静摩擦力时,使物体产生宏观相对运动后的摩擦。

若按运动形式分,摩擦又可分为滑动摩擦和滚动摩擦。两物体接触表面上切向速度的大小和(或)方向不同时的摩擦,称为滑动摩擦。两物体接触表面上至少有一点切向速度的大小和方向均相同时的摩擦,称作滚动摩擦。

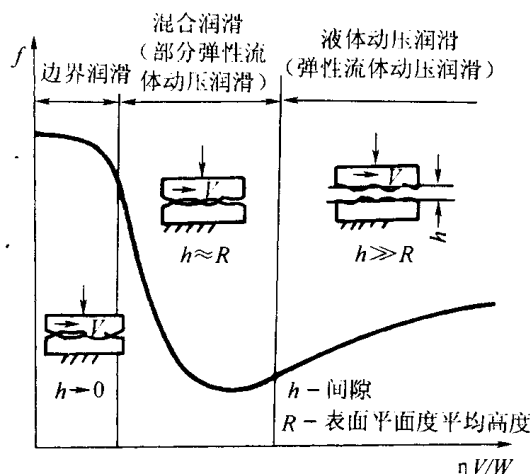


图 1-8 摩擦特性曲线