

高等学校教材

机械零件

(修订版)

许镇宇 朱景梓 郑林庆 编
邱宣怀 郭可谦
许镇宇 邱宣怀 主编

人民教育出版社

高等学校教材

机 械 零 件

(修 订 版)

许镇宇 朱景梓 郑林庆 编
邱宣怀 郭可谦

许镇宇 邱宣怀 主编

人民教育出版社

本书是在 1965 年出版的许镇宇主编《机械零件》的基础上根据 1980 年 5 月审定的高等工业学校机械类专业适用的“机械零件教学大纲(草案)”修订的。

全书分五篇,共二十章。第一篇总论;第二篇联接;第三篇传动;第四篇轴、轴承、联轴器;第五篇其他零件。

这次修订工作由邱宣怀教授负责。

本书由浙江大学陈近朱教授、全永昕副教授主审,并经教育部工科机械基础教材编审委员会机械零件教材编审小组扩大会议于 1981 年 6 月审查通过。

本书可作为高等工业学校机械类专业机械零件课程的教材,也可供有关专业的师生和工程技术人员参考。

高等学校教材
机 械 零 件
(修订版)

许镇宇 朱景梓 郑林庆 编
邱宣怀 郭可谦
许镇宇 邱宣怀 主 编

*

人民教育出版社出版
新华书店北京发行所发行
人民教育出版社印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 19.25 字数 430,000

1965 年 1 月第 1 版

1981 年 7 月第 2 版 1981 年 12 月第 6 次印刷

印数 44,001—99,500

书号 15012·0344 定价 1.65 元



修 订 版 序

本修订版和第一版一样,仍力图从教学要求出发,在总结多年教学经验的基础上,精选基本内容,适当扩大知识面和反映现代科学技术成就,努力贯彻“少而精”的原则。

有关修订工作中的几个问题说明如下:

(1) 修订工作主要是参照高等工业学校四年制机械制造类专业试用的“机械零件教学大纲(草案)”(120~130学时)进行的。

(2) 本书仍保持原书体系。对螺纹联接、齿轮传动、蜗杆传动、带传动、链传动、滚动轴承等章的计算方法作了更新;其他各章的内容也都有所增、删或更换;新增加“摩擦、磨损、润滑概述”一章。

(3) 本书所采用的计算方法主要着眼于如何使学生掌握设计计算的基本理论和方法,以便将来更好地理解和应用有关设计规范和标准。

(4) 修订本采用国际单位制,符号尽量采用国家标准规定的物理量符号(GB1434-78)。

目前各校规定机械类专业本课程的教学时数不尽一致,且各专业对各章内容的要求也不相同,有的要求深些、多些,也有的要求浅些、少些。为使本教材有较大的适应性,各章内容基本上都是按较高要求编写的。为此,选用本书作为教材时,希根据各校教学的具体情况对教材内容作适当取舍或增补。此外,本书编写的章、节顺序并非讲课顺序,教师应结合本校行之有效的经验自行调整。

本书于1981年6月经教育部工科机械基础教材编审委员会机械零件教材编审小组扩大会议审查通过。参加审查的同志有:陈近朱、全永昕、濮良贵、余俊、黄贵根、辛一行、熊文修、杨可桢、陈秀宁和杨彤芳,并由陈近朱、全永昕同志负责主审。会议对教材内容的编写提了许多宝贵意见和建议,对提高本书质量给了很大帮助,编者致以衷心谢意!

在此次修订工作中,承张桂芳、周开勤、彭商贤、卜炎、李文禄等同志帮助校阅书稿,承杨金泉同志为本书绘图,编者在此一并致以谢意!

参加本书编写和修订工作的有:第一、二、四、十章——许镇宇、郭芝俊、汤绍模、杨景蕙;第五、六、七、八章——郭可谦;第十一、十二章——朱景梓、刘余生;第十五、十六、十七章——郑林庆、吴宗泽、黄纯颖;其他各章——邱宣怀。

编者殷切希望广大读者对书中不妥之处批评指正,意见请寄北京市沙滩后街55号人民教育出版社转。

编 者

1981年6月

基本符号表

A 面积
 a 中心距
 B, b 宽度
 C 常数, 弹簧指数
 c 系数, 刚度
 D, d 直径
 E 弹性模量, 动能
 e 偏心距
 F 作用力
 f 摩擦系数
 G 切变模量, 重量
 g 重力加速度
 H 高度
 h 高度, 间隙
 I 轴惯性矩
 i 传动比
 J 极惯性矩
 K, k 系数
 L, l 长度, 距离
 M 弯矩, 力矩
 m 质量, 指数, 模数
 N 法向力, 循环次数
 n 转速
 O 中心
 P 传动功率
 p 压强, 节距
 Q 力
 q 单位长度的质量
 R 横向力, 半径
 r 半径, 循环特性
 S 安全系数
 s 距离, 厚度
 T 扭矩
 t 时间, 温度, 厚度
 U 变形能
 u 齿数比, 速度
 V 体积
 v 速度

W 剖面模量
 w 单位宽度的载荷
 X 坐标轴, 系数
 x 系数, 坐标
 Y 坐标轴, 系数
 y 挠度, 距离, 坐标
 Z 坐标轴, 系数
 z 数(齿数, 根数, 圈数等), 坐标
 $\alpha, \beta, \gamma, \theta$ 角度
 δ 厚度, 过盈量
 ε 偏心率, 滑动率, 磨损率
 η (动力)粘度, 效率
 λ 变形量
 μ 泊松比
 ν 运动粘度
 ρ 密度, 曲率半径
 ϕ 角度, 系数
 ψ 系数
 ω 角速度
 σ 正应力, 拉应力
 σ_c 压应力
 σ_b 弯曲应力
 σ_p 挤压应力
 σ_H 接触应力
 τ 切应力
 τ_T 扭应力
 σ_B, τ_B 强度极限
 σ_S, τ_S 屈服极限
 σ_{Bb} 弯曲强度极限
 σ_{Sc} 压缩屈服极限
 σ_{lim} 极限应力
 σ_a, τ_a 应力幅
 σ_m, τ_m 平均应力
 σ_{-1}, τ_{-1} 对称循环疲劳极限
 σ_0, τ_0 脉动循环疲劳极限

注: 除本表所列的符号外, 各章还有一些符号, 在初次出现时另作说明。

目 录

修订版序
基本符号表

第一篇 总 论

第一章 机器及机械零件设计概论	1
1-1 课程内容、性质和基本定义	1
1-2 机器设计的基本原则和设计程序	1
1-3 机械零件设计概述	4
第二章 机械零件的工作能力和计算准则	6
2-1 载荷和应力的分类	6
2-2 机械零件的整体强度	8
2-3 机械零件的表面强度	19
2-4 机械零件的刚度	21
2-5 温度对零件工作能力的影响	22
2-6 机械零件的振动稳定性	23
2-7 可靠性概述	23
第三章 摩擦、磨损、润滑概述	25
3-1 摩擦的种类及其基本性质	25
3-2 干摩擦	26
3-3 边界摩擦润滑	27
3-4 磨损	29
3-5 流体摩擦润滑	31
3-6 润滑剂、添加剂	33
第四章 材料的选用原则、零件的工艺性	35
4-1 材料的选用原则	35
4-2 机械零件的工艺性	36

第二篇 联 接

第五章 螺纹联接	40
5-1 螺纹	40
5-2 螺纹联接的主要类型和联接零件	42
5-3 螺纹联接的拧紧和防松	45
5-4 螺栓组联接的受力分析	47
5-5 螺栓联接的强度计算	50
5-6 提高螺栓联接强度的措施	56
5-7 螺旋传动	60
第六章 键、花键和销联接	64
6-1 键的分类、键联接的构造和工作原理	64

6-2 平键联接的计算	66
6-3 花键联接的分类、构造和计算	67
6-4 销的分类、构造和应用	69
6-5 成形联接	71
6-6 弹性环联接	71
第七章 过盈联接	72
7-1 概述	72
7-2 过盈联接的工作原理	72
7-3 圆柱面过盈联接的计算	73
7-4 提高过盈联接承载能力的措施	76
7-5 圆锥面过盈联接	77
第八章 铆钉联接、焊联接、粘接	79
铆钉联接	79
8-1 铆钉联接中的元件	80
8-2 铆钉联接的工作原理	81
8-3 铆缝的强度分析、等强度条件和强度系数	82
焊联接	83
8-4 焊缝的式样	84
8-5 影响焊缝强度的因素和提高焊缝强度的结构措施	86
8-6 焊缝强度的计算	88
粘 接	91
8-7 粘接	91

第三篇 传 动

第九章 摩擦轮传动	97
9-1 概述	97
9-2 摩擦轮传动中的滑动	98
9-3 摩擦轮的材料和摩擦轮传动的结构	99
9-4 传动比基本固定的摩擦轮传动	100
9-5 传动比可调的摩擦轮传动(无级变速器)	104
第十章 带传动	107
10-1 概述	107
10-2 胶带和带轮	108
10-3 带传动的理论基础	112
10-4 三角胶带传动的设计	116
10-5 其他带传动简介	120
第十一章 齿轮传动	122
11-1 概述	122

11-2	齿轮传动的失效形式	125
11-3	齿轮材料及其热处理	127
11-4	直齿圆柱齿轮传动的强度计算	131
11-5	斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	145
11-6	直齿圆锥齿轮传动的强度计算	149
11-7	齿面圆锥齿轮传动概述	152
11-8	圆弧齿轮传动	154
11-9	齿轮传动的效率和润滑	157
11-10	齿轮结构	158
第十二章 蜗杆传动		
12-1	概述	160
12-2	蜗杆传动的失效形式、材料选择和结构	161
12-3	蜗杆传动的主要几何关系	163
12-4	蜗杆传动中力的分析与计算载荷	165
12-5	蜗轮齿面的接触疲劳强度计算	167
12-6	蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度计算	168
12-7	蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算	170
12-8	弧面蜗杆传动概述	174
第十三章 链传动		
13-1	概述	175
13-2	链传动的零件	175
13-3	链传动的运动特性	179
13-4	链的受力分析和作用在轴上的载荷	181
13-5	链传动的主要参数及其选择	181
13-6	链传动的计算	183
13-7	链传动的合理布置和张紧方法	185
13-8	链传动的润滑、护罩或链条箱	186
第十四章 减速器		
14-1	减速器的主要型式及其特性	188
14-2	传动比分配	193
14-3	减速器构造	194
14-4	减速器的润滑	196

第四篇 轴、轴承、联轴器

第十五章 轴		199
15-1	概述	199
15-2	轴的结构设计	201
15-3	轴的强度计算	205
15-4	轴的刚度计算	210
15-5	轴的振动	214

第十六章 滑动轴承		220
16-1	概述	220
16-2	向心滑动轴承的主要类型	220
16-3	轴承材料、轴瓦结构	221
16-4	润滑材料和润滑方法	224
16-5	混合摩擦润滑轴承的计算	227
16-6	液体动压润滑的基本方程式	228
16-7	液体动压润滑轴承的计算	230
16-8	普通推力滑动轴承	237
16-9	其他轴承简介	238
第十七章 滚动轴承		240
17-1	概述	240
17-2	滚动轴承的主要类型、特点和应用	241
17-3	滚动轴承的代号	242
17-4	滚动轴承类型的选择	243
17-5	滚动轴承的载荷分析、失效及计算准则	244
17-6	滚动轴承的寿命计算	247
17-7	滚动轴承的静载荷计算	253
17-8	极限转速	254
17-9	轴承组合的设计	256
第十八章 联轴器和离合器		261
18-1	概述	261
18-2	联轴器	261
18-3	操纵式离合器	271
18-4	自动离合器	277

第五篇 其他零件

第十九章 弹簧		281
19-1	概述	281
19-2	弹簧材料和制造	282
19-3	弹簧工作原理	284
19-4	圆柱形螺旋压缩弹簧和拉伸弹簧	285
19-5	螺旋扭转弹簧	291
19-6	其他弹簧概述	292
第二十章 机架零件		295
20-1	概述	295
20-2	材料选择	296
20-3	剖面形状的合理选择	296
20-4	间壁和筋	298
20-5	壁厚的选择	299

第一篇 总 论

第一章 机器及机械零件设计概论

1-1 课程内容、性质和基本定义

机器是人类进行生产以减轻体力劳动和提高生产率的主要劳动工具。使用机器进行生产的水平是衡量一个国家工业水平的明显标志。

组成机器的基本单元称为机械零件,如机器中的轴、齿轮、轴承等。为完成同一使命在结构上组合在一起的、一套协同工作的零件总称为部件,如联轴器、减速器等。

零件的构成部分称为元件,如滚动轴承中的滚珠、内圈、外圈等。元件、零件和部件没有严格的定义,在不同场合三者常混用。

“机械零件”是由“机械学”中分离出来的一门学科。它的研究范围包括零件、由零件组成的联接和传动,以及一些常用的部件。在本学科中,机械零件这一术语常常是泛指这些不同的机器组成部分。

各种机器中都经常使用的零件,称为通用零件,例如齿轮、螺钉等;只适宜于一定类型机器使用的零件,称为专用零件,例如曲轴、汽轮机叶片、纺锭、织梭等。机械零件课程研究的对象是指在普通条件下工作的、一般参数的通用零件,即不包括那些尺寸特大或特小、环境温度过高或过低以及在高速、高压或其他特殊条件下工作的通用零件。这些零件在专业课程中研究。

机械零件课程的内容主要是从工作能力、构造、工艺和维护等方面来研究通用零件,从而达到能正确设计和改进这些零件的目的。其中包括如何确定零件的最适当的外形和尺寸,如何选择材料、公差等级、表面质量以及规定制造上的技术条件等等。

“机械零件”是一门技术基础课程。在这门课程中将综合运用理论力学、材料力学、机械原理、金属工艺学、金属学及热处理、公差及技术测量、机械制图等知识,来解决通用零件的设计问题。

1-2 机器设计的基本原则和设计程序

零件是组成机器的基本单元,为了更好地解决零件设计问题,有必要先研究设计机器的基本原则。

设计机器应满足的要求 设计的机器首先要能胜任对它提出的工作职能,在这个前提下,还应满足使用上、经济上、安全上、外观上等各项要求。

在使用方面，机器在其给定的工作期间内应具有高度的可靠性，亦即能自始至终地正常工作。在经济方面，机器本身的成本固然要低，用机器制出的产品成本也要低。

设计时，应注意人和机器间的各个连系环节，例如：要保证工人操作安全，操作失误时，应有连锁装置和保险装置；操作要轻便省力；操纵机构的部位要适合人的生理条件；简单重复的劳动应由机器本身来完成；机器外观造型应协调、大方。噪声也是一种环境污染，严重影响工人健康，限制噪声分贝数已逐渐成为评定机器质量指标之一。对不同用途的机器还可能提出一些其他要求，如对巨型机器有起重、运输的要求，对生产食品的机器有保持产品清洁的要求等等。

设计方法和设计程序 设计机器的方法大体上有以下几种。

(1) **内插式设计** 在两个现有设计方案中作内插式设计是一般机器常用的设计方法。这种方法有成功的经验可以借鉴，只要设计时精心对待，认真作一些技术改进工作，通过少量试验研究，就能有把握地设计出成功的产品。

(2) **外推式设计** 和内插式设计不同，虽也有部分经验可以借鉴，但外推部分处于未知领域，若某些运行参数超过通用设计方法所许用的范围，就有可能产生意想不到的结果。因此，外推式设计必须慎重对待，对外推领域要做好技术开发研究、进行理论探讨和科学实验工作。

(3) **开发性设计** 应用新原理、新技术设计新型技术装备的工作称为开发性设计。开发性设计分为功能设计和结构设计。功能设计时要运用理论力学、机械原理、流体力学、热力学、摩擦学等基础理论知识；结构设计时要应用机械零件、金属材料及热处理、机械制造工艺、公差配合等知识和生产实践的经验。

新产品设计是一项复杂细致的工作，要提供性能好、质量高、成本低，有市场竞争能力、受用户欢迎的新产品，必须有一套科学的工作程序和方法。近年来，世界各国开展了“设计方法学”的研究，重视市场调查，开展新技术的试验研究，进行技术经济评价，做好为用户服务等工作。

新产品从提出任务到投放市场的全部程序要经过四个阶段（见图 1-1）：调查决策阶段；研究设计阶段；试制阶段；投产销售阶段。

调查项目应包括：基础理论及其应用成果；有关技术情报和专利；用户意见和要求；市场供销和竞争等。在调查研究基础上，拟订新产品开发计划书，内容包括：调查结果分析；设计方案构思和建议；新技术、新工艺、新结构的采用；投资、价格、成本和利润；日程安排等。

研究设计阶段应在决策后开始，一般分两步进行。第一步为功能设计研究，称为前期开发，主要任务是克服技术中的关键问题。为此，需要建立数学、物理模型；对新产品进行试验研究和

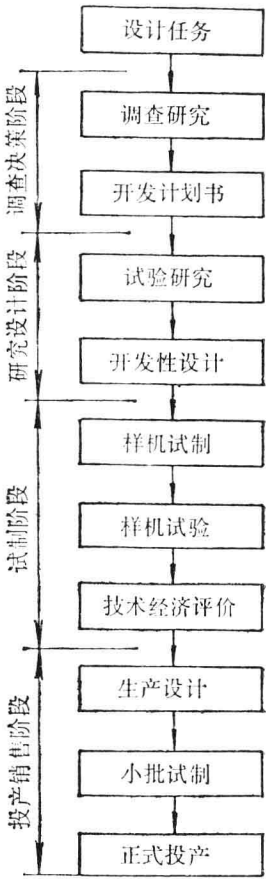


图 1-1 新产品开发设计程序

技术分析;将试验中积累的大量数据,整理编制成设计计算公式和图表。第二步为新产品的结构设计,称为后期开发。第一步完成后,应写出总结报告,内容包括:工作原理和设计方案论证;预定技术性能指标;新技术采用和效果;计算公式和图表;总布局图;外型图等等。第二步完成后,应绘出总装配图、部件装配图、零件工作图、各种系统图(传动系统、润滑系统、电路系统、液压系统等)以及详细计算说明书。计算内容包括动力计算、运动计算、功率确定、强度计算以及刚度计算等。设计完成后,应进行初步技术经济分析。以上各部分内容常需互相配合、交叉进行。设计工作也常需多次反复,以便设计出技术可靠、经济合理、造型美观的新产品。

样机试制完成以后,应进行全面技术经济评价,以决定设计方案是否可用或需要修改。即使是可用的方案,一般也应作适当修改,以便使设计达到最佳化。需要修改的方案,应检查数学、物理模型是否符合实际,必要时,改进模型后重新进行试验。

为了适应现代科学技术的迅速发展,各种新的设计方法正在不断出现,例如:电子计算机辅助设计,可靠性设计,最优化设计等等。

技术经济评价 技术经济评价分为**技术评价**和**经济评价**。技术评价时,某些性能指标(如重量、体积、生产能力、动力、动力消耗等)可以用数量来衡量,某些指标(如外观、操纵性能、维修性能等)则不能。能用数量表示的,由于使用单位不同,不能简单相加。所以,技术评价常用评分的办法,对每一个评价项目依好坏不同给予不同的分数,例如:4—很好,3—好,2—一般,1—较差,0—差。技术评价用技术价值 x 表示

$$x = \frac{\sum P}{\sum P_{\max}}$$

式中 $\sum P$ ——评定总分数; $\sum P_{\max}$ ——满分总分数。

$\sum P = \sum P_{\max}$ 时, $x=1$ 表示技术价值最高。

经济评价通常只计算制造费用,因它是经济评价中最主要的项目。经济评价用经济价值 y 表示

$$y = \frac{H_i}{H} = \frac{0.7[H]}{H}$$

式中 H ——实际制造费用; H_i ——理想制造费用。

$H = H_i$ 时, $y=1$ 表示经济价值最高。理想制造费用建议取为允许制造费用 $[H]$ 的 70%, $[H]$ 可根据市场供销情况确定。

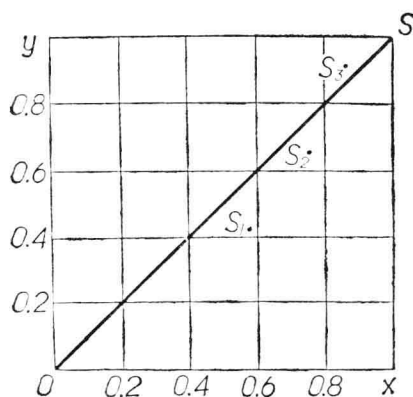


图 1-2 技术经济对比图

图 1-2 为技术经济对比图。图中任何一点代表一种设计方案的技术价值和经济价值。 S 点是理想的设计方案, $x=1, y=1$ 。 $\overline{OS}$ 线上各点是技术价值与经济价值相等的设计方案。显然,靠近 $\overline{OS}$ 线且愈近 S 的点,其设计方案愈近理想。

利用图 1-2 可以从多种设计方案的比较中找出理想的设计方案(例如图中方案 S_2 比 S_1 好, S_3 比 S_2 好),也可以经过对设计方案的多次探讨,逐渐找到理想的设计方案(例如先做方案 S_1 , 评价后,改进其薄弱环节,再做方案 S_2, S_3)。遇到两个评价相近的方案,其中之一技术价值较高,而另一个则经济价值较高,这时最好选用技术价值较高的设计方案。

要提高技术经济价值可以从以下四方面着手:1)进一步简化设计,减少零件数目,提高标准化、通用化程度;2)采用廉价材料;3)改善毛坯、零件加工、装配等工艺性,合理选择精度、公差和配合以及其他技术条件;4)改善生产、经营管理制度。在以上四方面中,改善设计最为重要。

1-3 机械零件设计概述

机械零件应满足的要求 设计的机械零件既要工作可靠,又要成本低廉。要解决前一个问题,零件在其强度、刚度等方面必须满足一定的条件,这些条件是判断零件工作能力的准则,将在第二章中讨论。

要想降低机械零件的制造成本,必须从设计和制造两方面着手。设计时应正确选择材料,合理规定公差等级以及认真考虑零件的加工工艺性和装配工艺性。这些问题见第四章。

和设计机器时一样,设计机械零件时也常需拟定出几种不同方案,认真比较后,选用其中最好的一种。

设计步骤、设计计算与校核计算 设计机械零件的一般步骤如下。

(1) 根据机器的具体运转情况和简化的计算方案,确定零件的载荷。

根据额定功率用力学公式计算出作用在零件上的载荷,称为名义载荷。名义载荷是机器在平稳工作条件下作用在零件上的载荷,它没有反映载荷随时间作用的不均匀性、载荷在零件上分布的不均匀性及其他影响零件受力情况等因素。这些因素的综合影响,常用载荷系数 K (或工作情况系数)来做概略估计。载荷系数 K 与名义载荷的乘积称为计算载荷,对部分零件采用了按计算载荷进行计算的方法。

(2) 根据材料的机械性能、物理性质、经济因素及供应情况等选择零件的材料。

(3) 根据零件工作能力准则,计算零件的主要尺寸,并加以标准化或圆整化。

机械零件的计算可分为设计计算和校核计算两种。设计计算是先根据零件的工作情况和工作能力准则拟定出安全条件(如许用应力、许用变形等),用计算方法求出零件危险剖面的尺寸,然后根据结构与工艺要求和尺寸协调的原则,使结构进一步具体化。校核计算是先参照已有实物、图纸和经验数据初步拟定零件的结构布局和有关尺寸,然后根据工作能力准则核验危险剖面是否安全。采用校核计算时,因为已知零件的有关尺寸,所以有可能计入影响强度的结构因素和尺寸因素(参看2-2),因而计算结果也可能比较精确。充分考虑了各有关因素的校核计算常称为精密校核计算。并不是所有的校核计算都能算作精密校核计算。由于实验数据还不够充分,目前只有形状和受载都较简单的零件才能进行精密校核。

(4) 根据计算得出的主要尺寸并结合结构上和工艺上的要求,绘制零件工作图。

应当指出,不论是设计计算还是校核计算,在计算方案上通常要对某些较复杂的现象作出适当的简化,例如,以集中力代替实际上的分布力,以点支承代替实际上的面支承,等等。所以机械零件的计算和一般的工程计算一样,总是带有或多或少的条件性(假定性)。

条件性计算实质上是合理的简化计算。当计算所涉及的问题过于复杂,或当它们的内在规律还不能完全掌握时,根据充分的实验数据作些合理的假设和简化时常是必要的。条件性计算

虽然不够精确,但如注意到公式的适用范围,计算结果也具有一定的可靠性,并偏于安全方面。

随着研究资料的逐步丰富和对客观规律的深入掌握,条件性计算日益减少,计算的趋势则是朝着精确的方向发展。有些形状复杂的零件过去无法准确计算,现在用有限元法可以解决复杂零件的应力分析问题。传统的疲劳强度计算是建立在没有裂纹的前提下和“安全寿命”的设计概念上,但在实际使用中,无法避免类裂纹的存在,为此,近年来又发展了一门新学科——断裂力学,它允许裂纹存在,只要掌握疲劳裂纹的扩展特性,也能使设计获得预期的安全效果,从而建立了“破损安全”的设计概念。

为了使计算的结果更符合实际情况,应该多方面参考过去成功的设计和在使用过程中积累起来的统计资料。对于复杂零件,必要时还可以进行模型试验或实物试验。

标准化、系列化、通用化 在不同类型、不同规格的各种机器中,有相当多的零部件是相同的,将这些零部件加以标准化,并按尺寸不同加以系列化,则设计者毋须重复设计,可直接从有关手册的标准中直接选用。通用化是指系列之内或跨系列的产品之间尽量采用同一结构和尺寸的零部件,以减少企业内部的零部件种数,从而简化生产管理和获得较高的经济利益。

标准化、系列化、通用化通称“三化”。“三化”是长期生产实践和科研成果的可靠的技术总结。采用“三化”的重要意义是:1)减轻设计工作量,以便把主要精力用在关键零部件的设计工作上;2)便于安排专门工厂采用先进技术大规模地集中生产标准零部件,有利于合理使用原材料、保证产品质量和降低制造成本;3)可以减少技术过失的重复出现;4)增大互换性,便于维修工作;5)有利于增加产品品种,扩大生产批量,达到产品的优质、高产和低消耗等。“三化”程度的高低也常是评定产品的指标之一。“三化”是我国现行的很重要的一项技术政策。

我国现行标准分为国家标准(GB)、部颁标准(如JB、YB等)和地方、企业标准。出口产品应采用国际标准(ISO)。

第二章 机械零件的工作能力和计算准则

机械零件由于某些原因不能正常工作时,称为失效。失效并不单纯意味着破坏,而具有更广泛的含义。常见的失效形式有:各种破坏和塑性变形;过大的弹性变形;工作表面的点蚀和过度磨损;联接紧密性的破坏;过盈联接的松动;靠摩擦力工作零件的打滑等等。

同一种零件发生失效的形式可能有好几种。例如,齿轮的失效形式有:1) 轮齿脆性断裂;2) 轮齿疲劳断裂;3) 齿廓塑性变形;4) 齿面磨损;5) 齿面点蚀;6) 齿轮其他部分的破坏等等。在各种失效中,以哪一种为主将由齿轮的材料、具体结构和工作条件等决定。在多尘粉下工作的开式齿轮传动,齿面磨损可能是主要失效形式;润滑良好的闭式齿轮传动,通常不发生齿面磨损,点蚀可能是主要失效形式。

零件不发生失效时的安全工作限度称为工作能力。对载荷而言的工作能力称为承载能力。工作能力有时也对变形、速度、温度、压力等而言。既然同一种零件有好几种不同的失效形式,那么对应于各种形式也就有其不同的工作能力。以轴为例,轴的失效可能由于疲劳断裂,也可能由于过大的弹性变形。轴的工作能力前者决定于轴的疲劳强度,后者则决定于轴的刚度。显然,起决定作用的将是承载能力中的较小值。

机械零件虽然有很多种可能的失效形式,但归纳起来,最主要的是由于强度、刚度、耐磨性、温度对工作能力的影响以及振动稳定性、可靠性等方面的问题。在以下各节中,将分别阐明考虑这些问题时的计算准则,并相应地提出提高零件工作能力的主要措施。关于耐磨性问题将见第三章。

2-1 载荷和应力的分类

载荷分类 载荷可分为静载荷和变载荷两类。不随时间变化或变化缓慢的载荷称为静载荷,如锅炉压力。随时间作周期性变化或非周期性变化的载荷称为变载荷,前者如空气压缩机曲轴所受的载荷,后者如汽车发动机曲轴所受的载荷。对非周期性变化的载荷可以用统计规律来表征。

在设计计算中,常把载荷分为名义载荷与计算载荷,计算载荷等于名义载荷乘以载荷系数 K 。载荷系数的含义已见第一章1-3节,以后各章引用载荷系数时也都有所说明。

原动机和工作机的工作性质是影响载荷系数大小的主要因素之一。不同工作性质的原动机和工作机的举例见表2-1。

应力分类 按应力随时间变化的特性不同,可分为静应力和变应力,见图2-1。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。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。

表 2-1 原动机和工作机举例

工 作 性 质		举 例
原 动 机	工作平稳	电动机、汽轮机、燃气轮机
	轻度冲击	多缸内燃机
	中等冲击	单缸内燃机
工 作 机	平稳载荷 ($\frac{T_{max}^*}{T} \leq 1.25$)	通风机、离心泵、车床、钻床、磨床、发电机、带式输送机
	轻度冲击 ($\frac{T_{max}}{T} \leq 1.50$)	轻型传动装置、铣床、滚齿机床、六角车床、自动车床、带有较重飞轮的活塞式水泵和压缩机、链式输送机
	中度冲击 ($\frac{T_{max}}{T} \leq 2.0$)	可逆转的传动装置、刨床、插床、插齿机、带有较轻飞轮的活塞式水泵和压缩机、螺旋输送机、刮板输送机、带有较重飞轮的螺旋压力机和偏心压力机
	重度冲击 ($\frac{T_{max}}{T} \leq 3.0$)	起重机、掘土机、挖泥船、破碎机、锯木机、球磨机、带有较轻飞轮的螺旋压力机和偏心压力机、剪断机、锤、往复式输送机

* T_{max} ——起动扭矩； T ——名义扭矩。

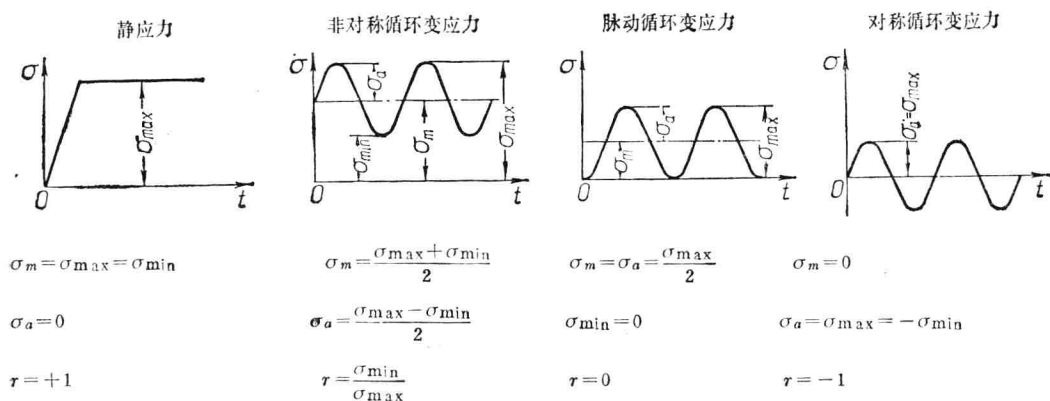


图 2-1 应力的类型

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

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

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

最小应力与最大应力之比称为变应力的循环特性 r ，即

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2-3)$$

变应力由变载荷产生，也可能由静载荷产生。在静载荷作用下产生变应力的例子见图 2-2，图示为转轴和滚动轴承 α 点的应力变化。

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。

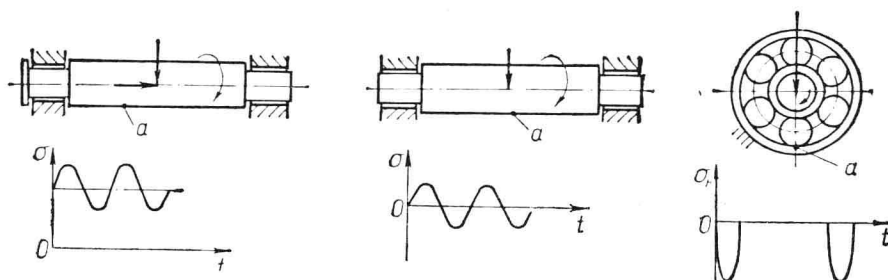


图 2-2 在静载荷作用下产生变应力的举例

2-2 机械零件的整体强度

判断零件强度有两种方式。一种方式是判别危险剖面处的最大应力(σ , τ)是否小于许用应力($[\sigma]$, $[\tau]$)。这时,强度条件可以写成

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], \quad [\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S_\sigma]} \\ \tau &\leq [\tau], \quad [\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[S_\tau]} \end{aligned} \right\} \quad (2-4)$$

式中 σ_{lim} , τ_{lim} ——分别为极限正应力和切应力; $[S_\sigma]$, $[S_\tau]$ ——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。这时,强度条件可以写成

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

采用哪一种方法计算,通常由可资利用的数据和计算惯例决定。

零件在静应力下的强度

在静应力下工作的零件,其损坏将是破裂或塑性变形。

塑性材料制成的零件,在简单静应力下工作时,应按照不发生塑性变形的条件进行强度计算,通常取材料的屈服极限 σ_s 或 τ_s 作为极限应力。这时,危险剖面的实际安全系数和材料的许用应力分别为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma}, \quad S_\tau = \frac{\tau_s}{\tau} \quad (2-6)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S_\sigma]}, \quad [\tau] = \frac{\tau_s}{[S_\tau]} \quad (2-7)$$

计算时不考虑应力集中。

在复合静应力下工作的塑性材料零件,可根据第三强度理论(或第四强度理论)来确定其强

度条件。对于弯扭合成的应力,其强度条件为

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

近似取 $\frac{\sigma_s}{\tau_s} = 2$, 可得安全系数的计算式为

$$S = \frac{\sigma_s}{\sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_s}{\tau_s}\right)^2 \tau^2}} \quad \text{或} \quad S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (2-8)$$

如果少量塑性变形不影响零件的工作, 则可根据允许达到一定塑性变形时的载荷进行强度计算。图 2-3a 为一受弯矩 M 作用的简支梁, 在弹性变形范围内梁在危险剖面上的弯曲应力分布状况。随着弯矩的增加, 最大应力 σ_b 将达到材料的屈服极限 σ_s 。如果梁用塑性材料制成, 则

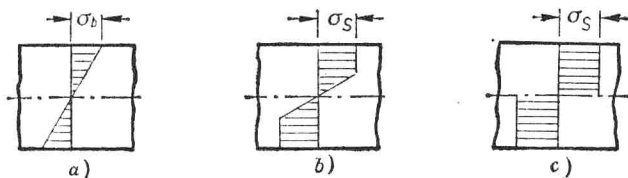


图 2-3 梁的极限应力状态

当最大应力达到屈服极限后, 进一步增大弯矩, 最大应力不再增加, 应力分布将如图 2-3b、c 所示。由此可以看出, 在承受载荷能力上, 图 b、c 要比图 a 发挥更大的作用, 可以把图 2-3b 或 c 的应力状态定作极限状态, 产生这种应力状态的载荷就称为极限载荷。

用脆性材料制成的零件, 在静应力下, 通常取材料的强度极限 (σ_B 或 τ_B) 作为极限应力, 则危险剖面的实际安全系数和材料的许用应力为

$$S_\sigma = \frac{\sigma_B}{\sigma}, \quad S_\tau = \frac{\tau_B}{\tau} \quad (2-9)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{[S_\sigma]}, \quad [\tau] = \frac{\tau_B}{[S_\tau]} \quad (2-10)$$

如果材料的组织不均匀(如灰铸铁), 则计算时就不考虑应力集中。因为材料的不连续组织在零件内部引起的局部应力要远远大过由于零件形状和机械加工等原因所引起的局部应力, 所以后者对零件的强度不起决定作用。如果材料的组织均匀而塑性较低(如低温回火的高强度钢), 就应考虑应力集中而根据最大局部应力进行强度计算。

• 零件在变应力下的强度

在变应力作用下, 零件的损坏将是疲劳断裂。表面无缺陷的金属材料, 其疲劳断裂过程可分为两个阶段。第一、金属材料表面通过各种滑移方式形成初始裂纹; 第二、裂纹尖端在切应力下发生反复塑性变形, 使裂纹扩展以至断裂。实际上, 由于材料具有晶界、夹渣、微孔以及加工造成的表面划伤、裂纹、酸洗小坑等, 材料的疲劳过程只经过第二阶段。

零件上的圆角、凹槽、缺口等造成的应力集中也会促使零件表面裂纹的生成和发展。

疲劳断裂剖面由光滑的疲劳发展区和粗粒状的断裂区组成, 见图 2-4。在变应力下形成初

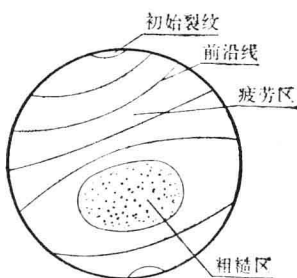


图 2-4 回转弯曲时的疲劳剖面



图 2-5 球墨铸铁曲轴的疲劳剖面

始裂纹后,裂纹继续发展形成疲劳区,在疲劳区留下有标志裂纹发展过程的前沿线,由于裂纹边缘反复压紧和分开使疲劳区呈光滑状态。粗粒状的断裂区是由于当裂纹达到临界尺寸后,在较少应力循环次数作用下迅速发生断裂而造成的。图 2-5 为内燃机车用球墨铸铁曲轴发生疲劳断裂的照片。疲劳剖面上两种区域分布的位置和比例与应力变化的性质、过载程度以及应力集中的大小有关。

疲劳极限 循环特性 r 一定时,应力循环 N 次后,材料不发生疲劳破坏时的最大应力称为疲劳极限,用 σ_{rN} 表示。

应力疲劳曲线是表示循环次数 N 与疲劳极限 σ_{rN} 间的关系曲线,见图 2-6 所示。曲线的横坐标为循环次数 N (或 $\lg N$),纵坐标为疲劳极限 σ_{rN} (或 $\lg \sigma_{rN}$)。

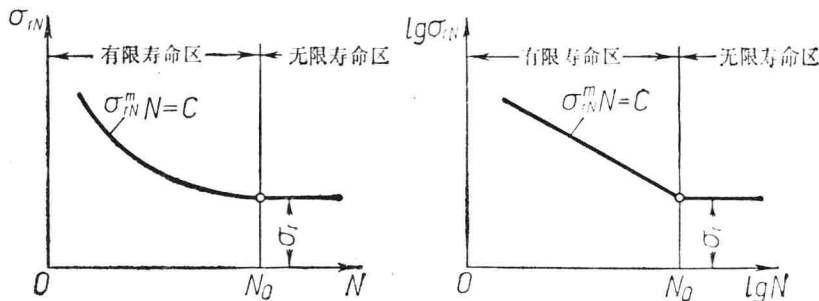


图 2-6 疲劳曲线

金属材料的疲劳曲线有两种类型。一种是当循环次数 N 超过某一值 N_0 以后,曲线即趋向水平,亦即当 $N > N_0$ 时,疲劳极限不再随循环次数的增加而降低(图 2-6)。 N_0 称为循环基数。另一种曲线没有水平部分(图 2-7),有色合金及某些高硬度合金钢的疲劳曲线多属于这一类。

随着材料性质的不同, N_0 在很大的范围内变动。一般说来,强度愈高的钢, N_0 值愈大。如按硬度不同来粗略划分, $HB \leq 350$ 的钢, $N_0 \approx 10^7$; $HB > 350$ 的钢, $N_0 \approx 25 \times 10^7$ 。

有明显水平部分的疲劳曲线分为两个区域: $N \geq N_0$ 区为无限寿命区; $N < N_0$ 区为有限寿命

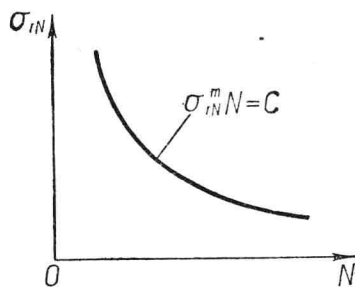


图 2-7 无水平部分的疲劳曲线