

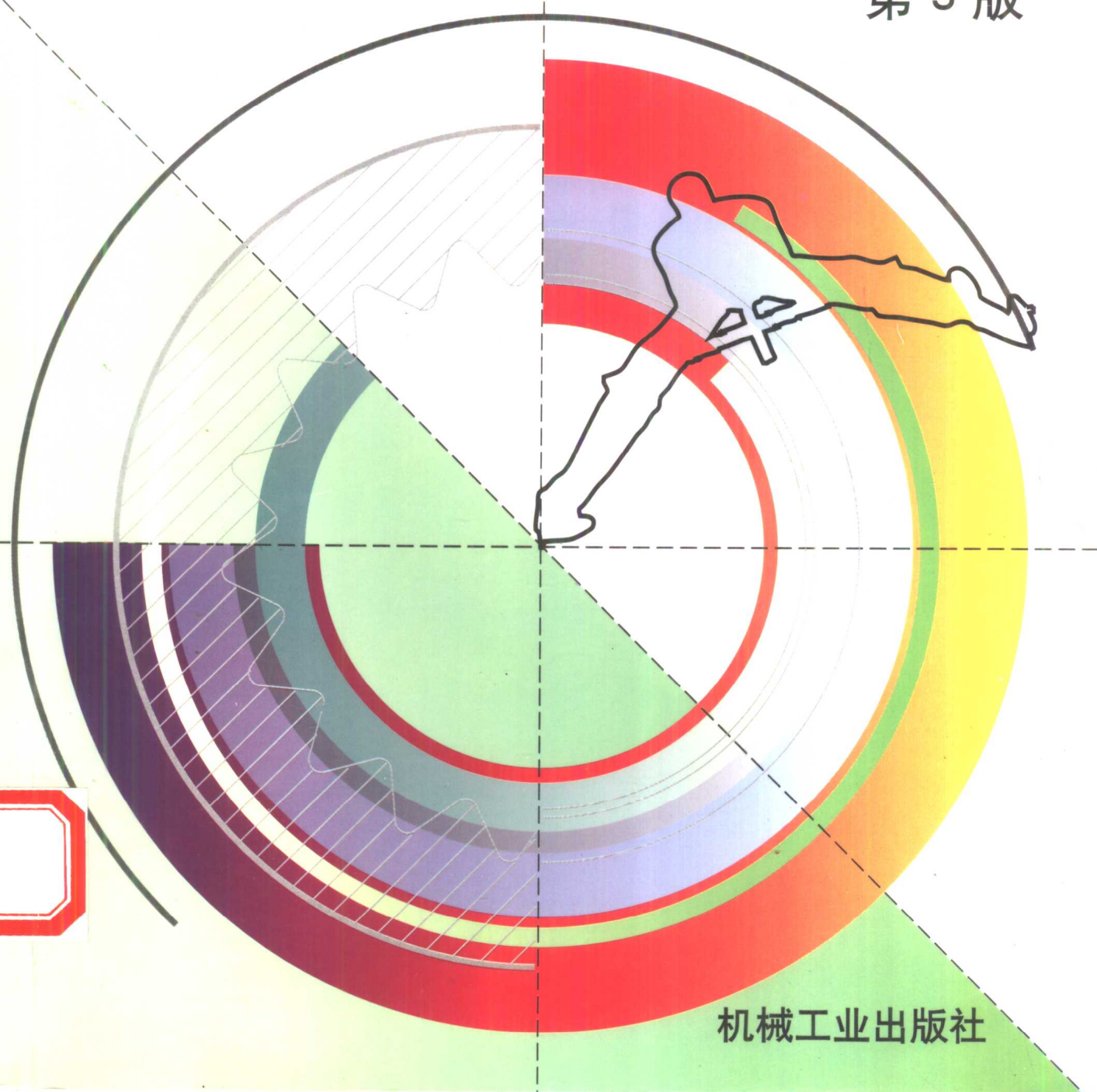
高等学校机械设计系列教材

机械设计

董 刚 李建功 潘凤章 主编

(机械类)

第 3 版



机械工业出版社

本书是根据原国家教委高教司批准的“机械设计课程教学基本要求”（机械类专业适用，1995年修订版）的基本精神，在1996年第2版的基础上修订而成的。

全书共十六章。第一、二、三、四章为设计总论，其它各章分别介绍联接、传动、轴系零件及弹簧等的工作原理，设计计算及结构设计。

本书主要用作高等工科院校机械类专业教材，也可供其它有关专业的师生和工程技术人员参考。

机 械 设 计

（机 械 类）

第 3 版

董刚 李建功 潘凤章 主编

*

责任编辑：钱飒飒 王世刚 责任校对：张晓蓉

封面设计：姚 毅 版式设计：张世琴

责任印制：路 琳

*

机械工业出版社出版（北京市百万庄大街22号）

邮政编码：100037

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

北京市密云县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ · 印张 21.5 · 字数 523 千字

1999年5月第3版第3次印刷

印数 11 001—16 500 定价：29.00 元

*

ISBN 7-111-06755-X / TH · 906 (课)

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

第 3 版 序

本书是根据原国家教委高教司批准的“机械设计课程教学基本要求”(机械类专业适用, 1995 年修订版)的基本精神, 在 1996 年第 2 版的基础上修订而成的。

在第 3 版的编写中, 本着打好基础、利于教学的精神和删繁就简、少而精的原则, 突出本门课程所必需的基本理论、基本知识和基本技能, 精选编写内容, 以符合当前教学改革的要求。

这次修订, 主要在下列几个方面做了较大的变动:

1. 根据各校的实际教学情况及进一步缩短教学学时的教改要求, 修订时删除了第 2 版中的“铆、焊、粘联接”一章及“摩擦轮传动”一章。但为了扩大学生的知识面, 上述删除内容均在“联接综述”和“传动综述”中作了简介。

2. 加强了结构设计知识的介绍, 增加了“机械结构设计”一章。

3. 考虑到近几年标准和设计方法的变化或为了方便教学, 修改了一些设计公式、图表和数据。

4. 对原书文字、插图等也做了部分修改。

参加本书修订工作的有: 董刚(第一、十二章), 李建功(第二、五、六章)、陈冠国(第三、十四章), 潘凤章(第四、九章), 刘国强(第七、十六章), 项忠霞、郑启鸿(第八、十三章), 程福安、董刚(第十、十五章), 程福安(第十一章)。由董刚、李建功、潘凤章担任主编。

本版由卜炎教授主审, 他对本书提出了许多宝贵意见, 在此深致谢意。

河北理工学院的陆玉老师、李国柱老师以及天津大学的沈兆光工程师、林孟霞工程师在本书出版过程中均做了大量工作, 在此一并致谢。

欢迎广大读者对书中错误和不妥之处给予批评指正。

编 者
1998 年 7 月

第 2 版 序

根据两年来各校试用本书第 1 版的实践经验,及师生们提出的问题和不妥之处,对第 1 版在内容上作了修改,并考虑到高等工程教育改革和发展的需要,凡涉及国家标准的内容,均进行了更新(采用 1994 年底所颁布的标准),使之更好地满足教学需要。

参加本书修订工作的有:唐蓉城(第一、七章),李建功、董刚(第二、十四章),陈冠国(第三、十六章),郑启鸿、王凤礼(第四、十五章),陆玉(第五、六、八章),杨景蕙、佟延伟(第九、十、十八章),潘凤章、唐蓉城(第十一章),程福安(第十二、十三、十七章)。

河北理工学院李国柱老师在本书出版印刷过程中作了大量工作,在此表示衷心感谢。

欢迎各位老师和广大读者对书中错误和不妥之处给予批评指正。

编 者

1995 年 12 月

第 1 版 前 言

本书是天津大学和河北省机械设计教学研究会合编的机械设计系列教材之一。本系列教材有机械设计（机械类）、机械设计基础（近机类）、机械设计基础（非机类）、机械设计课程设计、机械设计习题集（与机械设计配套使用）五种。该系列教材是天津大学和河北省十余所高等学校多年来的教学经验总结。

本书符合 1987 年国家教委批准的教学基本要求。在编写过程中，注意在传统模式上作一定的改进。本书在一些主要章节上增加了设计计算流程图，这有利于学生综合所学内容，同时也为开展计算机辅助教学打下基础。为了便于教与学，书中插图做了适当的更新。改变了传统的“概述”的写法，突出各零件的设计计算和结构设计，为扩宽学生的知识面，适当增加了一些内容。对某些与先修课程有直接关联的内容，编写时不再重述，这样可促使学生温故知新，以达到学习的连贯性。凡涉及国家标准的内容，一律采用 1991 年底所颁布的标准。

参加本书编写的有唐蓉城（第一、七章和传动综述），常觉民（第二、十四章），王凤礼（第三、十七章），佟延伟（第四、九章），陆玉（第五、六、八章），杨景蕙（第十章），潘凤章、唐蓉城（第十一章），程福安（第十二、十三、十八章），陈冠国（第十五、十六章）。

全书由唐蓉城、陆玉主编，天津大学郭芝俊教授、河北工学院董阳照教授主审。唐山工程技术学院李国柱老师在本书出版印刷过程中作了大量工作，在此表示衷心感谢。

由于编者水平所限，书中错误和不当之处希望广大读者给予指正。

编 者

1992 年 8 月

目 录

第3版序	
第2版序	
第1版前言	
第一章 机械设计概论	1
第一节 机械和机械零件设计的基本程序	1
第二节 机械设计的发展和设计者的基本条件	3
第三节 机械设计课程介绍	4
第四节 机械零件的计算准则	5
第五节 机械的可靠性	11
第六节 机械零件常用材料和选择原则	12
第二章 机械零件的疲劳强度设计	15
第一节 概述	15
第二节 疲劳曲线和极限应力图	16
第三节 影响零件疲劳强度的主要因素	20
第四节 受恒幅循环应力时零件的疲劳强度	26
第五节 受变幅循环应力时零件的疲劳强度	32
第六节 低周循环疲劳寿命计算	35
第七节 疲劳裂纹扩展寿命计算	36
第三章 摩擦、磨损和润滑基础	38
第一节 摩擦	38
第二节 磨损	41
第三节 润滑	46
第四节 流体动力润滑的基本原理	54
第五节 弹性流体动力润滑简介	57
第四章 机械结构设计	59
第一节 概述	59
第二节 结构设计的一般步骤和方案扩展	60
第三节 结构类型	63
第四节 结构设计的基本要求	65
第五节 结构设计的原则	67
联接综述	76

第五章 螺纹联接及螺旋传动	78
第一节 螺纹	78
第二节 螺纹联接	79
第三节 单个螺栓联接的强度计算	84
第四节 螺栓组联接受力分析与计算	93
第五节 提高螺栓联接强度的措施	98
第六节 螺旋传动	102
第六章 键、花键、销和成形联接	109
第一节 键联接	109
第二节 花键联接	113
第三节 销联接	116
第四节 成形联接	118
第七章 过盈联接	120
第一节 组成、性能和应用	120
第二节 过盈联接的装配方法	120
第三节 提高过盈联接承载能力的措施	121
第四节 圆柱面过盈联接的设计计算	122
第五节 胀套联接	131
传动综述	133
第八章 带传动	136
第一节 概述	136
第二节 带传动的工作情况分析	137
第三节 普通V带传动设计	142
第四节 普通V带轮	151
第五节 带传动的张紧装置	152
第六节 其它带传动简介	154
第九章 齿轮传动	156
第一节 概述	156
第二节 轮齿的失效形式与计算准则	159
第三节 齿轮材料及其选择	161
第四节 圆柱齿轮传动的载荷计算	165
第五节 直齿圆柱齿轮传动的齿面接触疲劳强度计算	171
第六节 直齿圆柱齿轮传动的齿根抗弯疲劳强度计算	177
第七节 直齿圆柱齿轮传动的静强度计算	181

第八节	斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	186	第四节	滚动轴承的寿命计算	262
第九节	直齿锥齿轮传动	191	第五节	滚动轴承的静强度计算	267
第十节	齿轮传动的效率与润滑	196	第六节	滚动轴承的极限转速	268
第十一节	齿轮结构	197	第七节	滚动轴承的组合设计	271
第十章	蜗杆传动	200	第八节	滚动轴承的润滑与密封	276
第一节	概述	200	第十四章	滑动轴承	280
第二节	蜗杆传动的主要参数与几何尺寸	202	第一节	概述	280
第三节	蜗杆传动的设计计算	206	第二节	滑动轴承的结构	281
第四节	圆弧圆柱蜗杆传动简介	216	第三节	滑动轴承的材料	285
第五节	蜗杆和蜗轮的结构	217	第四节	润滑材料和润滑方法	288
第十一章	链传动	219	第五节	滑动轴承的条件性计算	291
第一节	概述	219	第六节	液体动力润滑径向轴承的计算	293
第二节	链传动的运动特性	222	第七节	液体动力润滑止推轴承简介	301
第三节	滚子链传动的设计计算	225	第八节	静压轴承简介	303
第四节	链传动的合理布置和润滑	229	第十五章	联轴器、离合器和制动	
第五节	齿形链传动计算简介	231	器		305
第十二章	轴	233	第一节	联轴器的分类及性能特点	305
第一节	概述	233	第二节	几种常用的联轴器	306
第二节	轴的结构设计	236	第三节	离合器	311
第三节	轴的强度计算	239	第四节	制动器	315
第四节	轴的刚度计算	248	第十六章	弹簧	320
第五节	轴的振动与临界转速	252	第一节	概述	320
第十三章	滚动轴承	255	第二节	圆柱螺旋弹簧的结构、材料、许用应力及制造	322
第一节	滚动轴承的构造与类型	255	第三节	圆柱螺旋弹簧的设计计算	326
第二节	滚动轴承的代号	258	第四节	受变载荷螺旋弹簧的强度计算	332
第三节	滚动轴承的载荷分布、失效形式和计算准则	261	参考文献		335

第一章 机械设计概论

第一节 机械和机械零件设计的基本程序

一、机械和机械设计

机械是人类利用外力减轻劳动和提高生产率的工具。机械的发展经历了一个由简单到复杂的漫长过程。人类在生产中使用机械的水平是衡量社会生产力发达水平的重要标志。近代机械是在蒸汽机发明后才纷纷出现的。现代机械必须具有五大功能体系，见图 1-1。

机械设计的基本要求是实现预定功能、做到人一机协调、提高经济效益和保证安全可靠。

机械设计的类型可归纳为以下三种：

(1) 内插式设计 在现有的较大设计参数和较小设计参数两个设计方案之间所作的设计叫内插式设计。这种设计可以借鉴成功的设计经验，认真作一些技术改进工作，通过少量的试验研究，就可有把握地设计出成功的产品。内插式设计是设计一般机械时最常采用的方法。

(2) 外推式设计 全部或部分设计参数超出现有设计范围的设计，称外推式设计。外推式设计时虽有部分经验可以借鉴，但其超出部分尚为未知领域，有可能出现意想不到的后果。因此，对外推式设计要进行必要的技术研究、理论探索和科学实验。

(3) 开发性设计 用新原理、新技术或开发新功能的方法设计新的机械为开发性设计。

机械设计是一项复杂、细致和科学的工作。要想提供功能好、质量高、成本低、竞争力强、市场广的新机械，就应逐步深化机械设计方法的综合研究。

机械设计是生产机械产品的第一道工序。设计时不仅要考虑机械的功能本身，还要考虑制造与装配、生产成本、生产周期，售后服务（维修）和用后回收等产品生命周期全过程的各个方面。

二、机械设计的基本程序：

机械设计的基本程序见图 1-2。

从生产和装配的角度看，每台机械都由许多零部件组装而成。零件是组成机械的基本单元，如螺栓、齿轮、轴、滚动轴承和联轴器等。为实现某一功能，将一些零件组合成一体，称为部件，如减速器、变速箱等。机械中的零件可以分为通用零件和专用零件两大类：各种机械中普遍使用的零件称为通用零件；只在某一类机械中使用的零件称为专用零件。汽轮机中的叶片、纺织机中的织梭、铰子和往复机械中的曲轴都是专用零件。

机械零件设计的基本要求是工作可靠、工艺性好和成本低廉。机械零件设计的基本程序见图 1-3。

机械零件的计算分为设计计算和校核计算。设计计算是根据零件的工作情况和工作能力准则（将在后面讨论）确定安全条件，用计算方法求得零件的主要几何尺寸，然后再按工艺

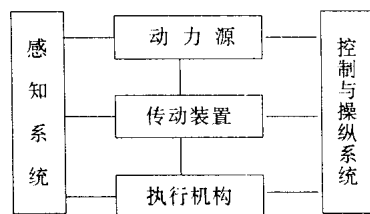


图 1-1 机械的组成

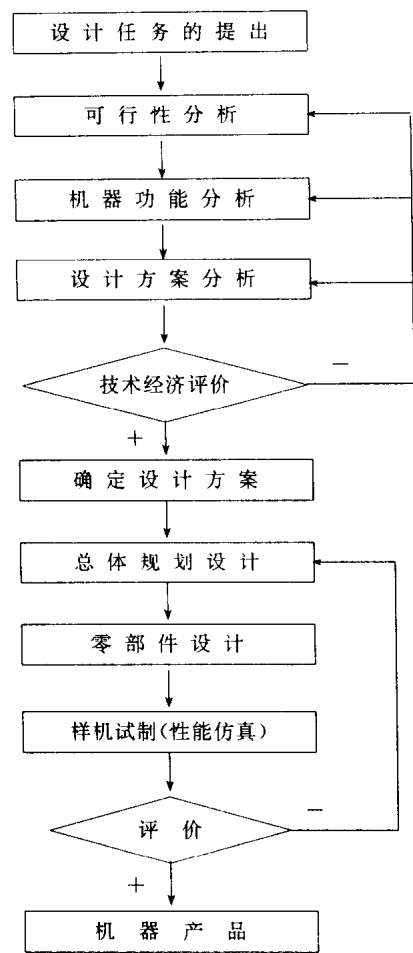


图 1-2 机械设计的基本程序

要求和尺寸协调进行结构设计。校核计算是先参照已有实物、图样或经验数据，初步拟定零件的结构布局和主要几何尺寸，然后根据工作能力准则进行校核验算。无论是设计计算还是校核计算，一般均应对某些复杂的物理现象做适当的简化，如以集中力代替实际的分布力，以支承点代替支承面等，所以机械零件计算总带有一定的条件性。为使计算结果更符合实际，应多参考已有的成功设计和在实际应用中积累的统计资料。设计工作是一个综合的反复实践过程，要经过多次循环修改设计方案和设计参数，才能获得比较合理的结果，这个过程实质上也是一个逐步的宏观优化过程。

在我国，许多通用零部件（如螺栓、键、滚动轴承、减速器等）的型式、品种、尺寸和代号都已实行了标准化，并按尺寸的不同实现了系列化。有些零件则仅有部分主要尺寸实行了标准化和系列化（如齿轮的模数、蜗杆的分度圆直径等）。若在系列产品内部或在跨系列的产品之间采用

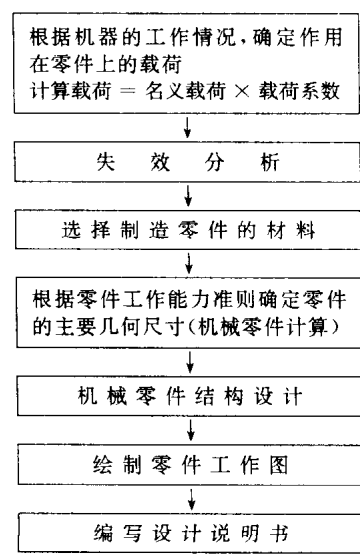


图 1-3 机械零件设计的基本程序

同一结构和尺寸的零部件，则称之为通用化。

标准化、系列化和通用化简称“三化”。零部件的“三化”具有如下重要意义：

- 1) 减轻了设计工作量，缩短了设计周期，有利于设计人员将主要精力用于关键零部件的设计。
- 2) 便于建立专门工厂采用先进技术进行大规模生产，有利于合理使用原材料，有利于节约能源、缩短生产周期、降低成本，保证获得高生产率和高产品质量。
- 3) 增大互换性，便于维修工作，有利于回收再利用。
- 4) 便于改进、提高和增加产品品种。

鉴于零部件的“三化”具有上述优越性，故“三化”程度的高低也常是评定机械产品的指标之一。“三化”是我国现行很重要的一项技术政策。

我国现行标准分为：国家标准（GB）、部颁标准和行业标准等。出口产品则应采用国际标准（ISO）。

第二节 机械设计的发展和设计者的基本条件

一、机械设计的新发展

为了适应现代科学技术的迅速发展，机械设计在近 30 年来发生了相当大的变化。设计理论、设计方法、设计工具更为先进，计算精度更高，计算速度更快。主要表现在以下几个方面：

1) 传统的机械设计偏重于零件、部件的静态设计，现正向以局部或整个机械系统为对象的动态方向扩展。研究机械系统的动力学问题对发展高速机械具有重要意义。

2) 基础理论不断深化和扩展。例如摩擦学由研究摩擦表面摩擦过程的物理和化学性质，进一步探索薄层润滑摩擦副的机理和计算问题；弹性流体动力润滑理论把弹性体因接触而产生的变形和润滑油因受高压而粘度产生变化这两个因素对流体动力润滑的影响作综合考虑，并通过数学方法计算重载点、线接触的最小油膜厚度、摩擦力和摩擦温度等，以提高齿轮传动、滚动轴承等的寿命和可靠性；断裂力学理论从研究材料的断裂机理开始，探讨断裂规律，找出解决问题的方法，目的是要有把握地使一些有裂纹的零件，在规定的使用期限内能安全工作。

目前断裂力学已应用于大型结构物、高压容器、大型转子等的设计。

3) 为使产品设计更科学、更完善、更有市场竞争力，新的设计方法不断出现，如优化设计、可靠性设计、系统设计、模块化设计、造型设计、绿色设计等等。

4) 随着计算机技术的飞速发展，作为设计人员重要工具的计算机在机械设计中的应用日益广泛。计算机具有速度快、计算精度高、可编程及绘图、有记忆和逻辑判断等特点，目前在设计进程中可以最大限度地利用计算机进行工作。这称作计算机辅助设计，简称 CAD (Computer-Aided Design)。

二、设计者的基本条件

机械设计者是完成机械产品设计任务的核心。设计者必须跟上科学技术发展的步伐，才能有效地进行设计工作。设计者的能力是由各种知识、经验和个人品质综合而成的。因此，培养一个合格的设计人员，并使之达到成熟，要经历一个长期的实践过程。

设计者应具备的基本条件如下:

1) 要具备理论分析、生产实践和观察思考的能力。设计者具备渊博的理论知识是搞好设计的基础;生产实践知识是对设计质量的有利保证;观察思考是发现问题和解决问题的渊源。

2) 要有创新和改革的意识。设计者要不断进行创造性思维能力的锻炼,提高捕捉新动态(科技动态、产品动态、市场动态等)的能力。设计者在社会实践中,应在发现设计问题、制定技术方案、规划功能作用、分析工作原理、构思具体结构、评价设计成果等诸方面,不断开拓设计思维。

3) 要有不断进取的精神。设计者要不断收集信息、积累知识、勤于归纳、善于分析,从中预测未来的发展趋势。

4) 要有良好的思想修养。机械设计就是在机械存在以前对它作一个详尽无遗的描述和性能估计。在设计完成时有关此机械的一切便完全决定了。因此设计是一项严肃的任务。要求设计者具有高度责任心,实事求是的工作态度和团结协作精神。同时还要求设计者有牢固的法制观念,在设计过程中严格遵守国家颁布的各项标准及设计规范。

第三节 机械设计课程介绍

一、机械设计课程的性质、内容和任务

机械设计课程是机械工程类专业学生的一门主干技术基础课。它综合运用理论力学、材料力学、机械原理、金属工艺学、金属材料及热处理、公差技术测量、机械制图等先修课程的知识,进行机械设计学科的基本训练,并为学生进一步学习专业课程打下基础。

机械设计课程的研究对象是:在普通条件下工作的具有一般参数的通用机械零件。课程内容是从工作能力、失效形式、结构工艺以及使用维护等观点出发,研究通用零件的设计原理和设计方法,其中包括如何确定零件的主要尺寸和结构、如何选择材料、精度等级、表面质量参数以及绘制有技术条件的工作图等。

机械设计课程的任务主要是:通过本课程的学习和课程设计等教学环节,培养学生运用基础理论解决简单机械及其零件设计问题的能力。即树立正确的设计思想,运用辩证唯物主义观点掌握机械的一般设计规律;熟练掌握常规通用零件的设计原理和方法;学习使用机械设计手册、图册、标准、规范等有关技术资料;了解机械零件的一些实验方法,获得实验技能的基础训练,从而使学生初步具有解决机械设计问题的能力。

二、机械设计课程的学习方法

本课程基本上是以每种零件独立成章来安排教学的,学习中应着重掌握每种零件的工作情况和可能的失效形式分析,以及保证该零件工作能力的计算准则、计算方法和公式。对于公式中出现的各种系数、参数要掌握它们的物理概念、选择原则和对设计结果的影响。此外,影响零件功能的因素很复杂,有时不能单纯由理论公式计算解决。很多数据是由实验得出来的,有时还要用到经验或半经验公式。因此,对公式、系数应了解它们的使用条件和应用范围。同时还必须充分重视结构设计在确定零件形状、尺寸方面的重要性。在学习过程中,应多做练习,并经常徒手绘图,掌握结构设计的特点。

最后还应注意,大部分零件的设计问题往往会有多种解答,即可用多种方案来完成同一功能。因此,要学会从多种可能的解答中,通过评价找出最佳答案。

第四节 机械零件的计算准则

机械零件由于某些原因不能正常工作时，称为失效。失效有破坏性失效（如齿轮轮齿折断）和非破坏性失效（如联接零件松动）两类。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、摩擦与耐磨性、温度以及振动稳定性对工作能力产生影响造成的失效。

为了避免机械零件失效，应使零件具有足够的工作能力。所谓工作能力，即机械零件在一定条件下抵抗失效的能力（对载荷而言的工作能力称为承载能力）。衡量机械零件工作能力的准则，随零件失效形式的不同而不同。以轴为例，它的失效可能是疲劳断裂，也可能是过大的弹性变形。对于前者，轴的工作能力取决于轴的疲劳强度；对于后者，则取决于轴的刚度。下面分别阐述考虑这些问题的计算准则。

一、强度准则

机器工作时，机器中的各个零件将承受载荷，如果强度不够，零件将出现失效。显然，保证所设计的零件有足够的强度，是保证机器正常工作的根本条件。强度准则是指在机械零件中，由载荷引起的应力不应超过允许的限度。

常用的判断零件强度的方法有两种，一是判断零件危险截面处的最大应力（ σ 、 τ ）是否小于许用应力（ $[\sigma]$ 、 $[\tau]$ ）。其判断条件（强度条件）为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], \tau \leq [\tau] \\ [\sigma] &= \frac{\sigma_{\lim}}{[S_{\sigma}]}, [\tau] = \frac{\tau_{\lim}}{[S_{\tau}]} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

式中 $\sigma_{\lim}$ 、 $\tau_{\lim}$ ——极限正应力和切应力；

$[S_{\sigma}]$ 、 $[S_{\tau}]$ ——正应力和切应力的许用安全系数。

另一种方法是判断零件危险截面处的实际安全系数（ S_{σ} 、 S_{τ} ）是否大于许用安全系数（ $[S_{\sigma}]$ 、 $[S_{\tau}]$ ）。其判别条件为

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma} = \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma} &\geq [S_{\sigma}] \\ S_{\tau} = \frac{\tau_{\lim}}{\tau} &\geq [S_{\tau}] \end{aligned} \right\} \quad (1-2)$$

1. 载荷和应力 载荷按照随时间变化的特性分为静载荷和变载荷。不随时间变化或变化缓慢的载荷为静载荷，如零件自重、静水压力等。随时间作周期性变化或非周期性变化的载荷为变载荷，前者如活塞式水泵的活塞所受的载荷，后者如机车、拖拉机、汽车等行驶部分的零件所受的载荷。非周期性变化的载荷可用统计规律来表征。

与载荷相对应，应力分为静应力和循环应力（图 1-4）。

应力计算公式如下：

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \end{aligned}$$

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

式中 $\sigma_{\max}$ ——最大应力;
 $\sigma_{\min}$ ——最小应力;
 σ_m ——平均应力;
 σ_a ——应力幅;
 γ ——应力比。

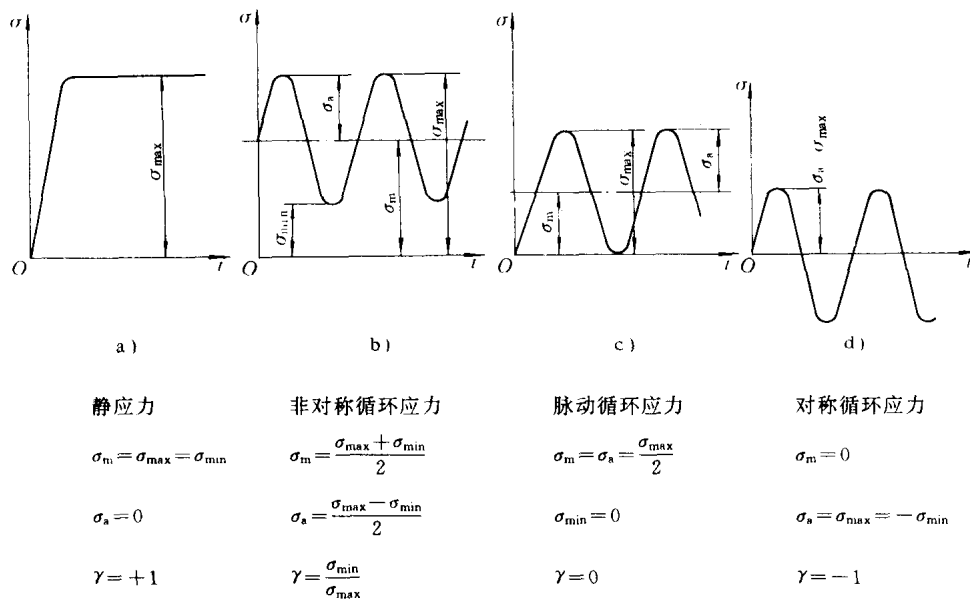


图 1-4 应力的分类

静应力只能在静载荷作用下产生。循环应力由变载荷产生，也可由静载荷产生，例如转轴在静载荷作用下转动时，截面上将产生循环应力，滚动轴承在静载荷作用下工作时，轴承的内、外圈和滚动体均产生循环应力。

2. 静应力下的强度 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。此时取材料的屈服点 (σ_s 、 τ_s) 为极限应力。其强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], [\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S_\sigma]} \\ \tau &\leq [\tau], [\tau] = \frac{\tau_s}{[S_\tau]} \\ S_\sigma &= \frac{\sigma_s}{\sigma} \geq [S_\sigma] \\ S_\tau &= \frac{\tau_s}{\tau} \geq [S_\tau] \end{aligned} \right\} \quad (1-3)$$

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确定其强度条件。对于弯扭复合应力，可采用第三强度理论确定其强度条件。即

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

式中 S 、 $[S]$ ——复合应力时的实际安全系数、许用安全系数；

σ_w ——弯曲应力；

τ_T ——扭应力。

近似取 $\sigma_s/\tau_s=2$ 时，可得安全系数计算式为

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

对塑性材料，零件绝对尺寸和应力集中的影响不大，计算时可不予考虑，故许用安全系数 $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ 、 $[S]$ 均取为 1.5~2。

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) 为极限应力。其强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], [\sigma] = \frac{\sigma_b}{[S_\sigma]} \\ \tau &\leq [\tau], [\tau] = \frac{\tau_b}{[S_\tau]} \\ S_\sigma &= \frac{\sigma_b}{\sigma} \geq [S_\sigma], S_\tau = \frac{\tau_b}{\tau} \geq [S_\tau] \end{aligned} \right\} \quad (1-6)$$

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

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{1}{2}(\sigma_w + \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_T^2}) \leq [\sigma] \\ S &= \frac{2\sigma_b}{\sigma_w + \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau_T^2}} \geq [S] \end{aligned} \right\} \quad (1-7)$$

对组织不均匀的脆性材料（如灰铸铁），由于材料内部不均匀引起的应力集中远远大于零件形状和机械加工等所引起的应力集中，后者对零件强度无显著影响，计算时可不考虑。对组织均匀的低塑性材料（如低温回火的高强度钢），计算时应考虑应力集中的影响。故许用安全系数 $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$ 、 $[S]$ 均取值为 3~4，小值用于无应力集中的情况。

3. 循环应力下的强度 在循环应力作用下，零件的失效将是疲劳。循环应力的极限应力为疲劳极限 $\sigma_{\gamma N}$ ，即应力比 γ 一定时，应力循环 N 次后，材料不发生疲劳时的最大应力。循环应力时的疲劳强度计算详见第二章。

4. 接触应力下的表面接触强度 高副零件工作时，载荷是通过线接触（如渐开线齿廓的接触）或点接触（如滚动轴承的滚动体（球）与内、外圈的接触）来传递的。由于接触部位的弹性变形，实际是由很小的接触面积来传递载荷。两接触体受载运转时，接触部位是周期性接触，所以接触应力是应变力，出现的失效为表面疲劳。其特征是在零件表面上形成小坑，引起表面材料损失，故又称表面疲劳磨损或疲劳点蚀，简称点蚀。其强度条件为：

两球体接触（图 1-5）

$$\sigma_H = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{6F \left[\frac{\frac{1}{\rho}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \right]^2} \leq [\sigma_H] \quad (1-8)$$

当 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ 、 $E_1 = E_2 = E$ 时

$$\sigma_H = 0.388 \sqrt[3]{\frac{FE^2}{\rho^2}} \leq [\sigma_H] \quad (1-9)$$

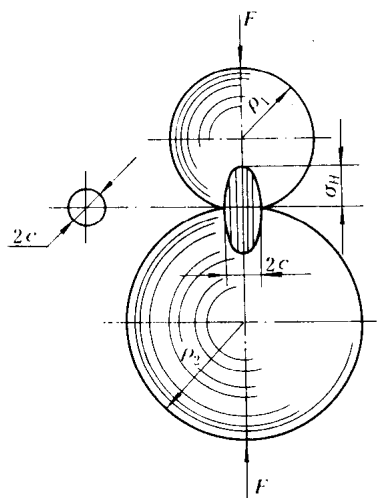


图 1-5 两球体接触

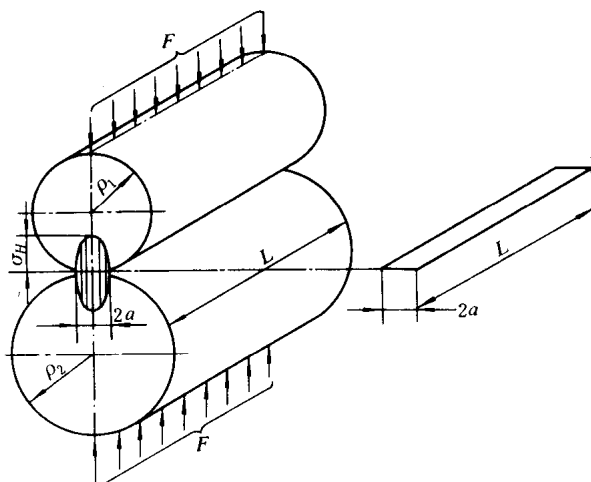


图 1-6 两圆柱体接触

两圆柱体接触 (图 1-6)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{\pi L} \left[\frac{\frac{1}{\rho}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \right]} \leq [\sigma_H] \quad (1-10)$$

当 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ 、 $E_1 = E_2 = E$ 时

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{L\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (1-11)$$

式中 ρ ——综合曲率半径 (mm), $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$, 正号用于外接触, 负号用于内接触。平面和圆柱体或球体相接触时, 平面的曲率半径 $\rho_2 = \infty$;

E ——综合弹性模量 (MPa), $E = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$, E_1 、 E_2 分别为两接触体材料的弹性模量 (MPa);

L ——接触宽度 (mm);

μ_1 、 μ_2 ——两接触体材料的泊松比;

$[\sigma_H]$ ——许用接触应力 (MPa);

σ_H ——实际接触应力 (MPa)。

提高接触表面的硬度、改善表面加工质量、增大接触表面的综合曲率半径, 均能提高接

触疲劳强度。

二、刚度准则

刚度是指机械零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力，大多数零件在工作时应有足够的刚度，如机床主轴刚度不足，将影响被加工零件的精度。刚度有时又是保证强度的重要条件，如受压长杆的刚度不足，将影响其受压稳定性。刚度也会影响零件的自激振动频率，刚度小自激振动频率低，刚度大自激振动频率高，所以说刚度是影响振动稳定性的主要因素。

零件在载荷作用下所产生的弹性变形量，小于或等于机器工作性能所允许的极限变形量（许用变形量），即为刚度条件

$$x \leq [x] \quad (1-12)$$

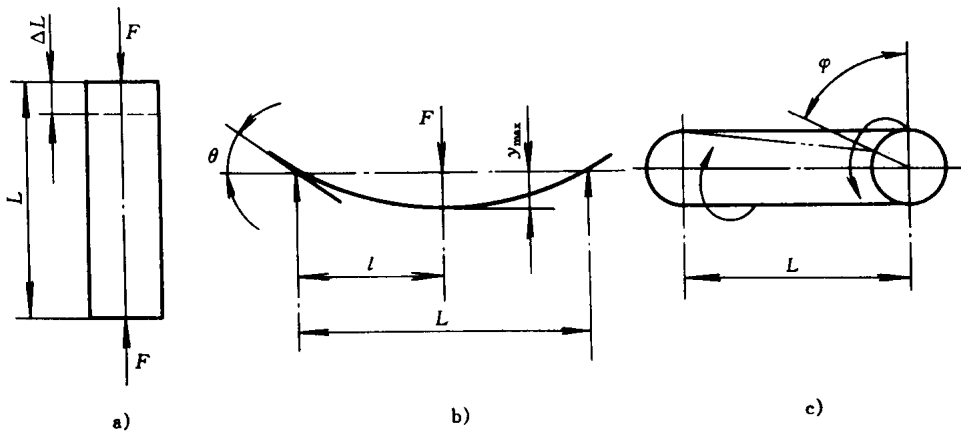


图 1-7 变形形式

a) 拉压 b) 弯曲 c) 扭转

式中 x ——实际变形量，可由各种求变形量的理论或实验方法确定。它分为拉压变形 ΔL 、挠度 y 、转角 θ 、扭角 φ （图 1-7）。

$[x]$ ——许用变形量，根据不同的工况由理论或经验确定其合理的数值。

由刚度计算所得零件截面尺寸，一般要比由强度计算的大，所以满足刚度的零件往往也能同时满足强度要求。对于尺寸较大的零件，当满足刚度要求时，强度可能不够。

零件材料的弹性模量愈大，零件的刚度愈大，采用弹性模量大的材料制造零件，可提高零件的刚度。应当注意的是，碳钢与合金钢的弹性模量相差不大，在尺寸相同的条件下，为提高零件的刚度而采用合金钢的意义不大。

减小力臂和支点距离、增加辅助支承、选择合理的截面形状（如中空截面）、采用加强肋等都能提高零件的刚度。

三、振动稳定性准则

零件发生周期性弹性变形的现象称为振动。当作用在零件上的周期性外力的变化频率，与零件本身的自激振动频率相等或接近时便产生共振。共振时振幅急剧加大，致使零件破坏、机器工作失常。这种现象称之为“失去振动稳定性。”

引起零件振动的周期性外力有：往复运动零件产生的惯性力、摆动零件产生的惯性力矩、转动零件的不平衡质量引起的惯性离心力，还有周期性作用的外力等。

振动稳定性的计算准则是：在设计时应使机器中受激振作用的各个零件的自激振动频率远离外力作用的频率（激振源的频率）。通常应保证如下条件

$$f_F < 0.85f \text{ 或 } f_F > 1.15f \quad (1-13)$$

式中 f ——零件的自激振动频率；

f_F ——外力作用的频率。

因外力作用的频率 f_F ，取决于工作转速或往复行程数，通常为不变的数，因此，当式（1-13）的条件不能满足时，只能用改变零件和系统的刚性、改变支承位置、增加或减少辅助支承等方法，来改变零件的自激振动频率 f ，以避免发生共振。

采用对称结构、减少悬臂长度、对转动零件进行平衡、利用阻尼消耗引起振动的能量、增加隔振元件防止振动传播、用缓冲器减弱冲击等，均能改善零件的振动稳定性。

四、摩擦学准则

在摩擦状态下工作的零件，主要有两类：一类要求摩擦力小、功耗少，如滑动轴承、啮合传动等。一类要求摩擦力大，利用摩擦传递动力，如带传动、摩擦轮传动、摩擦离合器等。前一类零件应选用减摩材料制造，并采用适当的润滑方式。后一类零件应选用摩擦材料或耐磨材料制造，设计时应保证摩擦力或摩擦力矩的极限值大于工作阻力或工作阻力矩，否则工作时打滑，使传动失效。

长期在滑动摩擦下工作的零件，其工作接触面将因摩擦产生磨损。磨损会使零件的尺寸逐步减小并使工作表面的正确形状遭到破坏，因而使机器的精度降低，效率下降。当工作表面的磨损量超过规定的允许值后，零件则失效。为使这类零件具有规定的使用寿命，应进行耐磨性计算。应当指出，由于影响磨损的因素太多，故对常规通用零件来说，磨损计算通常采用条件性的计算方法。

滑动速度低，载荷大时，可只验算压强（单位接触面积所受压力）不超过许用值，以防压力过大，使零件工作表面油膜破坏而产生过快磨损，其验算公式为

$$p \leq [p] \quad (1-14)$$

式中 p ——压强；

$[p]$ ——许用压强。

滑动速度较高时，还要防止摩擦表面温度过高，使油膜破坏，导致磨损加剧，严重时产生胶合。因此，要限制单位接触面积上单位时间内的摩擦功耗。如将摩擦因数（过去称摩擦系数）视为常数，则可验算压强与速度的乘积不超过许用值，即

$$pv \leq [pv] \quad (1-15)$$

式中 v ——滑动速度；

$[pv]$ —— p 的许用值。

高速时还要验算滑动速度不超过许用值，以免由于速度过高而加速磨损，降低零件的工作寿命，其验算公式为

$$v \leq [v] \quad (1-16)$$

式中 $[v]$ ——滑动速度的许用值。

有关防止或减少磨损的主要方法见第三章。

五、温度对机械零件工作能力的影响

金属一般在温度超过某一数值（钢为 $300 \sim 400^\circ\text{C}$ ，轻合金为 $100 \sim 150^\circ\text{C}$ ）后，其强度将