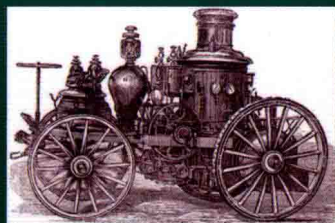




“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材  
普通高等教育“十一五”国家级规划教材

# 机械原理与机械设计 (下册)

*Mechanical Theory and Mechanical design*



第3版

◎ 主 编 张策

◎ 副主编 王喆 项忠霞 林松

机械工业出版社  
CHINA MACHINE PRESS



“十二五”普通高等教育本科国家级规划教材  
普通高等教育“十一五”国家级规划教材

# 机械原理与机械设计

(下册)

第3版

主 编	张 策	项忠霞	林 松		
副主编	王 喆	孟彩芳	卜 炎	程福安	王 多
参 编	陈树昌	车建明	宋轶民	孙月海	王国锋
	杨玉虎	刘建琴	王世宇	朱殿华	
	葛 楠	张春林			
主 审	吴宗泽				



机械工业出版社

本套书按照教育部颁发的相关课程的教学基本要求编写,并适当地扩充了内容,适用于高等学校机械类专业本科的机械原理和机械设计两门课程的教学。

本套书分上、下两册,包含八篇。

上册(另成一册),共四篇。第一篇中紧密结合几种典型的实例,引出一些基本概念,并介绍机械设计的一般过程和本课程在产品全生命周期中的地位和作用。第二、三、四篇分别介绍机构的组成和分析、常用机构及其设计和机器动力学基础知识,为机械原理课程的主要内容。本书为下册,有四篇。其中第五、六篇分别介绍机械零部件的工作能力设计和结构设计,为机械设计课程的主要内容;“机械的方案设计”作为第七篇,放在两门课程的最后,可结合课程设计来讲授,以适应课程设计方面的改革;第八篇“机械创新设计”既可作为选修课的内容,也可作为学生的课外阅读资料,以适应当前课外科技活动的新形势。

本书也可供机械工程领域的研究生和科研、设计人员参考。

## 图书在版编目(CIP)数据

机械原理与机械设计.下册/张策主编.—3版.—北京:机械工业出版社,2018.7

普通高等教育“十一五”国家级规划教材 “十二五”普通高等教育本科国家级规划教材

ISBN 978-7-111-59519-9

I. ①机… II. ①张… III. ①机构学-高等学校-教材②机械设计-高等学校-教材 IV. ①TH111②TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第059319号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:刘小慧 责任编辑:刘小慧 安桂芳 余 皞

责任校对:刘 岚 封面设计:张 静

责任印制:孙 炜

保定市中国画美凯印刷有限公司印刷

2018年6月第3版第1次印刷

184mm×260mm·28.5印张·702千字

标准书号:ISBN 978-7-111-59519-9

定价:69.80元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

服务咨询热线:010-88379833

读者购书热线:010-88379649

封面防伪标均为盗版

网络服务

机工官网:www.cmpbook.com

机工官博:weibo.com/cmp1952

教育服务网:www.cmpedu.com

金书网:www.golden-book.com

## 第3版前言

本套书参考了教育部高等学校机械基础课程教学指导委员会修订的最新版“机械原理课程教学基本要求”和“机械设计课程教学基本要求”，在保持第2版基本框架不变的前提下，主要做了如下修改：

1) 突出重点，适当压缩篇幅，适当引入德国教材的一些好的思想和设计方法，增加相关知识的拓展，对原有的部分内容做了调整。例如，在第十七章中引入了德国教材的设计方法，增加了“各种带和链传动的速度”应用范围的选择方法，进一步明确了链速不均匀性与链轮齿数的相互关系；又如，在连杆机构部分对解析法的教学内容进行了适当删减，增加了空间连杆机构的应用实例；对第二章的内容进行了调整，从产品全生命周期的视角出发，讨论产品在研发过程中的系统模式、设计类型及其基本方法；并对弹簧的内容进行了调整。

2) 更新了某些国家标准。例如，渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法、弹簧标准等。

3) 在每一章的开始部分，增加了少量描述该种机构或零件历史发展的文字。

与国内同类教材相比，本套书属于篇幅稍大的一种。编者认为，教材内容应多于讲课内容，以便给学有余力的学生、工程技术人员提供更多的阅读资料。

参加本套书修订工作的有：张策（第一章），林松（第二章），王多（第三、五章），孟彩芳（第四章），刘建琴（第六、九章），杨玉虎（第七、八章），王世宇（第十、二十八章），宋轶民（第十一、十二章），卜炎（第十三、二十二章），项忠霞（第十四章），王国锋（第十五、十九章），朱殿华（第十六、二十三章），程福安（第十七章），王喆（第十八、二十四、二十五、二十七章），孙月海（第二十章），陈树昌（第二十一章），葛楠（第二十六、二十九章），车建明（第三十、三十一章）。本书由张策任主编，王喆、项忠霞、林松任副主编；张策、卜炎参加了编写组的内部审稿工作。

本套书仍由清华大学吴宗泽教授和北京理工大学张春林教授担任主审，他们提出了许多宝贵意见，在此向他们表示衷心感谢！

我们对教材进行了认真修订，但难免仍有错误和欠妥之处，敬请学界同仁和广大读者批评指正。

编者

## 第2版前言

本套书参考了教育部高等学校机械基础课程教学指导分委员会修订的最新版“机械原理课程教学基本要求”和“机械设计课程教学基本要求”，在保持第1版基本框架不变的前提下，主要做了如下修改：

1) 突出重点、加以精简，适当压缩篇幅，对原有的部分内容做了调整。例如：连杆机构一章删除了空间连杆机构的运动分析，增加了空间连杆机构的应用实例；运动分析一章增加了速度、加速度影像法；滑动轴承内容做了调整；螺纹连接改为螺纹紧固件连接，适当增加了连接的防松措施；带传动的力分析内容有所调整。

2) 更新了某些国家标准。例如，链传动的功率图、链轮标准等。

3) 在每一章的开始部分，增加了少量描述该种机构或零件历史发展的文字。

与国内同类教材相比，本套书属于篇幅稍大的一种。编者认为，教材内容应多于讲课内容，以便给学有余力的学生、工程技术人员提供更多的阅读资料。

参加本版编写工作的有：

张策（第一章、第二章、第八章），陈树昌（第二十一章、第二十九章大部分内容），孟彩芳（第四章，第六章，第二十八章，第十章第二、四节），卜炎（第十三章、第二十二章、第二十七章），王多（第三章、第五章），程福安（第十七章、第十九章、第二十三章），潘凤章（第十八章、第二十五章），项忠霞（第十四章、第十五章），杨玉虎（第七章，第十章第一、三节），宋轶民（第十一章、第十二章），车建明（第三十章、第三十一章），郭玉申（第十六章、第二十九章部分内容），孙月海（第二十章），刘建琴（第九章），葛楠（第二十六章），王喆（第二十四章）。

本套书仍由清华大学吴宗泽教授和北京理工大学张春林教授担任主审，他们提出了许多宝贵意见，在此向他们表示衷心感谢！

本套书虽在教学内容改革方面做了一些工作，但限于编者水平，肯定仍存在不少可改进之处，衷心希望国内广大同仁提出宝贵意见。

编者

# 第1版前言

本套书是普通高等教育“十五”国家级规划教材，适用于高等学校机械类专业本科的“机械原理”和“机械设计”两门必修课以及“机械创新设计”选修课的教学。本套书按照教育部颁发的机械原理和机械设计两门课程的教学基本要求编写，并在其基础上适当地扩充了内容。在本套书的编写过程中吸收了近年来在教学改革中形成的正确的教学思想和一些改革成果。

目前，国内各高校机械类专业的“机械原理”和“机械设计”两门课程设置有三种情况：①大多数学校的这两门课程分别设课，课程设计也独立进行；②少数学校将两门课程完全合并；③不少院校在将两门课程的课程设计合二为一方面进行着探讨和实践，但两门课程的课堂教学仍基本上单独进行。例如天津大学，两门课“独立设课、密切配合”，大体上属于第三种模式。

本套书分上、下两册，包含如下八篇。

上册有：

第一篇 导论

第二篇 机构的组成和分析

第三篇 常用机构及其设计

第四篇 机器动力学基础

下册有：

第五篇 机械零部件的工作能力设计

第六篇 机械零部件的结构设计

第七篇 机械的方案设计

第八篇 机械创新设计

第二、三、四篇为机械原理课程的主要内容；第五、六篇为机械设计课程的主要内容。“机械的方案设计”这部分内容一般均放在机械原理教材中。但是，方案设计中包含着原动机的选择和传动系统的设计，这些内容都离不开机械设计课程的知识。因此，我们将它作为第七篇，放在了这两门课程的最后，可以结合课程设计来讲授。这样的编写安排适应了当前不少学校将机械原理课程设计和机械设计课程设计合二为一的改革。

第一篇相当于机械原理和机械设计两门课程的总绪论。在这一篇中介绍了几种有代表性的机器，既有传统机器，也有现代机器。本篇的目的是：①使学生在系列课程的一开始就认识到进行机械设计所需要的知识结构，并对将要学习的数门课程有一定的概括了解，增强学习的目的性；②作为学习两门课程的从感性认识导入的环节；③激发学生学习的兴趣。该篇可结合参观典型机器、参观机构与零件的模型和进行机器的拆装这样一些实践教学环节组织教学。

近年来，课外科技活动在不少高校有了相当规模的开展，一些学校已举办过多轮机械创新设计竞赛，2004年我国举办了“首届全国大学生机械创新设计大赛”。这种趋向符合教育部在建设理工科基础课程教学基地的要求中所提出的“建立课内课外为一体的教学体系”

的方针。为此，我们编写了第八篇“机械创新设计”。它既可以作为选修课的内容，也可以作为学生的课外阅读资料。

本套书的编写虽有如上考虑，但它当然也可以用于两门课程完全分离和完全合并的情况。

在教学内容方面应注意如下几个问题：

1) 在机械原理的运动分析与设计方法中，既有解析法，又有图解法，但以解析法为主。不仅介绍了解析法的数学模型，而且介绍了框图设计和编程的注意事项，这有利于学生掌握计算机分析的全过程，也便于自学。用位移矩阵将连杆机构的综合理论统一起来，既将该方法用于刚体导引机构的综合，也将它用于函数生成机构与轨迹生成机构的综合；既可用于平面机构的综合，也可用于空间机构的综合。在运动分析的部分内容中，将图解法和解析法结合起来，发挥图解法直观、容易建立清晰的概念的优点。

2) 在“第十一章 机械系统动力学”中，提高了论述问题的起点。拉格朗日方程是广泛用于动力学分析的基本方程，在理论力学中也学习过。我们用拉格朗日方程先推导出多自由度机械系统的动力学模型，然后用它分析单自由度机械系统这一特例，印证并解释了等效动力学模型。

3) 将原机械设计课程的内容归纳为工作能力设计和结构设计两大部分，分为两篇讲述。传统教材中各种零件的结构设计一般分散在各章中，使这部分的内容偏软、偏弱。加强结构设计的内容，是强化工程意识、提高设计能力的重要措施。本套书将结构设计单独成篇，总结了结构设计的一般规律和方法，并对轮类零件结构、轴系结构、箱体和导轨结构分别进行分析，力求使结构设计的内容既有实际，又有理论。

4) 注意引入科技发展的新成果，如机器人机构、三环减速器、陶瓷轴承等。引入现代科技的新成果已是近年来新教材的共同趋向，但重要的是如何做到适度而不过分。我们采用三种方法：稍加提及、简单叙述、适度展开。在每章之后编写“文献阅读指南”，在极有限的篇幅内对一些有重要价值、但又不宜展开的内容稍加提及，并介绍有关参考文献，这样可以使读者开阔眼界、了解发展趋势，使教材具有开放性。

参加本套书编写的人员为：张策（第一、二、八章和第十章第一、三节），陈树昌（第二十一、二十六章，第二十九章的一部分），孟彩芳（第四、五、六、二十八章），卜炎（第十三、二十二、二十七章），陆锡年（第三章、第十章第二节），潘凤章（第十八、二十五章），程福安（第十七、十九、二十三章），唐蓉城（第十四、十五、二十四章），车建明（第三十、三十一章），宋轶民（第十一、十二章），郭玉申（第十六章，第二十九章的一部分），杨玉虎（第七章），孙月海（第二十章），刘建琴（第九章）。本书由张策任主编，陈树昌、孟彩芳任副主编；卜炎、陆锡年、潘凤章参加了审稿工作。

本套书由清华大学吴宗泽教授和北京理工大学张春林教授担任主审，他们认真地审阅了全书，提出了许多宝贵的修改意见。对此，向他们表示衷心的感谢！

我们是第一次按这样的体系编写教材，限于水平，错误和欠妥之处在所难免，敬请学界同仁和广大读者批评指正。

主 编 张 策

副主编 陈树昌、孟彩芳

# 目 录

第3版前言	
第2版前言	
第1版前言	

## 第五篇 机械零部件的工作能力设计

第十三章 机械零件设计基础	2	第二节 滑动螺旋传动	76
第一节 机械零件的设计计算准则	2	第三节 滚动螺旋传动	80
第二节 摩擦学设计	14	文献阅读指南	84
第三节 机械零件材料选用原则	28	思考题	85
第四节 机械零部件的标准化	32	习题	85
文献阅读指南	33	第十七章 带传动和链传动	87
思考题	33	第一节 概述	87
习题	34	第二节 带传动	88
第十四章 螺纹紧固件连接	36	第三节 链传动	104
第一节 紧固螺纹	36	文献阅读指南	116
第二节 螺纹紧固件连接的类型	38	思考题	116
第三节 螺纹紧固件上的载荷	39	习题	117
第四节 螺纹紧固件连接的强度		第十八章 齿轮传动	118
计算	44	第一节 概述	118
第五节 螺纹紧固件连接的装配	46	第二节 轮齿的失效形式与计算	
第六节 螺纹紧固件连接的结构		准则	120
设计	50	第三节 齿轮材料及其选择	122
第七节 提高紧固螺纹连接强度的		第四节 圆柱齿轮传动的载荷	
措施	52	计算	125
文献阅读指南	56	第五节 直齿圆柱齿轮传动的齿面	
思考题	57	接触疲劳强度计算	131
习题	57	第六节 直齿圆柱齿轮传动的齿根	
第十五章 轴毂连接	59	弯曲疲劳强度计算	137
第一节 键连接	59	第七节 齿轮传动的静强度计算	142
第二节 花键连接	64	第八节 斜齿圆柱齿轮传动的强度	
第三节 过盈连接	66	计算	147
第四节 其他连接方法简介	72	第九节 直齿锥齿轮传动的受力	
文献阅读指南	73	分析和强度计算	152
思考题	74	第十节 齿轮传动的效率与润滑	155
习题	74	文献阅读指南	156
第十六章 螺旋传动	75	思考题	156
第一节 螺旋传动的应用和分类	75	习题	157

第十九章 蜗杆传动 .....	159	习题 .....	219
第一节 概述 .....	159	第二十二章 滑动轴承 .....	221
第二节 蜗杆传动的主要参数与几何尺寸 .....	161	第一节 概述 .....	221
第三节 蜗杆传动的设计计算 .....	165	第二节 滑动轴承的类型与结构 .....	222
第四节 圆弧圆柱蜗杆传动简介 .....	175	第三节 滑动轴承材料 .....	228
文献阅读指南 .....	177	第四节 润滑剂、润滑方法与密封 .....	231
思考题 .....	177	第五节 滑动轴承的设计计算 .....	234
习题 .....	177	第六节 流体静压轴承 .....	247
第二十章 轴的设计计算 .....	179	文献阅读指南 .....	248
第一节 概述 .....	179	思考题 .....	249
第二节 轴的强度计算 .....	183	习题 .....	249
第三节 轴的刚度计算 .....	193	第二十三章 联轴器、离合器和制动器 .....	251
第四节 轴的振动与临界转速 .....	195	第一节 联轴器 .....	251
文献阅读指南 .....	197	第二节 离合器 .....	258
思考题 .....	197	第三节 制动器 .....	262
习题 .....	198	文献阅读指南 .....	264
第二十一章 滚动轴承 .....	199	思考题 .....	265
第一节 概述 .....	199	习题 .....	265
第二节 滚动轴承的类型和选择 .....	200	第二十四章 弹簧 .....	266
第三节 滚动轴承的代号 .....	203	第一节 概述 .....	266
第四节 滚动轴承的载荷、失效和计算准则 .....	206	第二节 弹簧的材料和制造 .....	269
第五节 滚动轴承的寿命计算 .....	207	第三节 圆柱螺旋压缩、拉伸弹簧的设计计算 .....	271
第六节 滚动轴承的静强度计算 .....	212	第四节 圆柱螺旋扭转弹簧 .....	279
第七节 滚动轴承的极限转速 .....	214	文献阅读指南 .....	282
第八节 滚动轴承的润滑与密封 .....	214	思考题 .....	283
文献阅读指南 .....	219	习题 .....	283
思考题 .....	219		

## 第六篇 机械零部件的结构设计

第二十五章 机械结构设计的方法和准则 .....	285	第一节 轮类零件的结构设计 .....	301
第一节 概述 .....	285	第二节 轴的结构设计 .....	309
第二节 结构设计的一般步骤和方案扩展 .....	285	第三节 滚动轴承的组合结构设计 .....	317
第三节 结构类型 .....	288	文献阅读指南 .....	325
第四节 结构设计的基本要求 .....	290	思考题 .....	325
第五节 结构设计的原则 .....	292	习题 .....	325
文献阅读指南 .....	300	第二十七章 机架、箱体和导轨的结构设计 .....	328
思考题 .....	300	第一节 机架、箱体及其结构设计 .....	328
第二十六章 轴系及轮类零件的结构设计 .....	301	第二节 导轨及其结构设计 .....	333
		文献阅读指南 .....	344
		思考题 .....	344

## 第七篇 机械的方案设计

第二十八章 机械执行系统的方案	设计 .....	377	第一节 传动系统的功能和分类 .....	377
设计 .....	346	第二节 机械传动系统的组成及常用	部件 .....	378
第一节 机械系统的总体方案设计 .....	346	第三节 机械传动系统方案设计 .....	382	
第二节 机械执行系统的功能原理和	运动规律设计 .....	350	第四节 机械传动系统的特性及其	参数计算 .....
第三节 执行机构的形式设计和执行	系统的协调设计 .....	354	第五节 机械传动系统方案设计实例	分析 .....
第四节 基于功能分析的机械执行	系统的方案设计 .....	364	第六节 原动机的选择 .....	394
第五节 方案评价与决策 .....	369	文献阅读指南 .....	398	
文献阅读指南 .....	373	思考题 .....	399	
思考题 .....	373	习题 .....	399	
习题 .....	374			
第二十九章 机械传动系统的方案				

## 第八篇 机械创新设计

第三十章 创新设计的基本原理与	思考题 .....	419	第三十一章 机械创新设计方法 .....	420
常用技法 .....	403	第一节 机构创新设计方法 .....	420	
第一节 概述 .....	403	第二节 机械结构创新设计方法 .....	435	
第二节 创造力与创造性思维 .....	405	文献阅读指南 .....	444	
第三节 创新原理 .....	408	思考题 .....	444	
第四节 常用创新技法 .....	411	参考文献 .....	445	
文献阅读指南 .....	419			

## 第五篇

# 机械零部件的工作能力设计

**机**械零部件的工作能力是指在一定的运动、载荷和环境条件下，在预定的使用期限内，不发生失效的安全工作限度。本篇讲述常用机械零部件工作能力的设计计算方法，内容包括设计理论基础、连接、传动、支承件及其他常用件，共分十二章。

第十三章为“机械零件设计基础”，介绍机械零件的设计计算准则、摩擦学设计基础、机械零件的标准化及通用化和机械零件材料的选用原则。本章的目的在于引出与零部件设计有关的一些基础性的、原则性的问题。这些问题将贯穿在本篇后续各章中，对各章具体内容的学习具有提纲挈领的作用。

第十四章和第十五章为连接设计，包括螺纹紧固件连接、键和花键连接、过盈连接。主要讲述连接方法和连接零件的结构、类型、性能、标准、适用场合以及设计理论和选用方法。

第十六~十九章为机械传动工作能力设计，包括螺旋传动、带传动、链传动、齿轮传动和蜗杆传动。机械传动的主要作用是传递动力和运动或改变运动形式，是机械系统中重要的组成部分。需要学习这些传动的工作原理、失效形式、材料选用、受力分析、计算准则和方法以及传动参数选择等有关问题。

第二十~二十二章为支承件的工作能力设计，包括轴、滚动轴承和滑动轴承。“轴”一章的内容主要介绍材料、强度和刚度计算，并简要介绍了轴的振动和临界转速的概念。“滚动轴承”一章重点介绍轴承的类型、失效形式、计算准则和相应的计算方法以及常见的润滑和密封方法。“滑动轴承”一章重点介绍轴承的条件性计算和流体动力润滑轴承的计算，此外对滑动轴承材料、结构以及润滑材料和方法也做了较为充分的介绍。

第二十三、二十四章分别介绍联轴器、离合器、制动器的类型和选用以及弹簧的设计计算方法。

结构设计是机械零部件设计的重要组成部分，为强化这一部分内容，本书将轴的结构设计、轮类零件的结构设计和滚动轴承组合的结构设计合并为一章，并将其归入第六篇“机械零部件的结构设计”中。

# 第十三章

# 机械零件设计基础

## 内容提要

本章内容包括设计准则、摩擦学设计基础、材料选择原则和机械零部件的标准化。介绍设计机械零件最基本的准则：静强度、疲劳强度、刚度、稳定性和耐热性等。在摩擦学设计基础中简要介绍：摩擦力的计算；磨损类型及其磨损控制的基本设计要点；润滑剂、各种润滑方法及其特点。材料选择是机械设计的重要一环，本章介绍机械制造常用和最新的材料，性能选材法和成本选材法的概念。通用化、系列化和模块化是标准化的主要内容，标准化是机械设计的重要指导思想，也是应遵从的规范，本章对其做简要介绍。

从18世纪起逐步建立了用“安全因数”考虑一切不精确性和离散性因素的设计计算方法。19世纪40年代开始用“疲劳”一词描述机车车轴在低于按屈服强度计算的安全状态下频频发生的破坏。1867年德国的A. Wöhler提出了疲劳极限的概念，奠定了常规疲劳强度设计的基础。20世纪40年代才提出了按实际要求的寿命进行有限寿命设计的概念。20世纪后半叶，出现了考虑材料裂纹的强度和寿命计算方法——断裂力学。之后，人们更进一步使用电子计算机和有限元等各种数值计算方法精确计算复杂零件的动态应力。

虽然人类对摩擦现象早有认识，但直至1785年才提出有关摩擦的理论，1964年英国的F. P. Bowden提出了比较完整的固体摩擦理论。1966年英国的Jost调查报告首次提出“Tribology”一词，引起了摩擦学研究的热潮，诞生了摩擦学这一边缘学科，并导致“摩擦学设计”概念的产生。

## 第一节 机械零件的设计计算准则

### 一、机械零件设计基本原则

机械零件的设计者应该遵循一些通用的基本原则，这些原则可以帮助你接近最优化地解决设计问题。这些通用的基本原则如下。

#### (一) 功能设计原则

对一个机械装置提出的主要要求是在其生命周期内能完成给定的任务和功能。下列的其他各个基本原则都要以满足功能设计原则为前提。

#### (二) 强度要求设计原则

力和转矩的传递应通过尽可能短的路线和经过尽可能少的零件，以此来减少材料的费用和降低零件的变形。只有在要求较大的弹性变形，尤其是弯曲和扭转（如螺旋压缩弹簧）时，设计才采用较长的力的传递路线。

为了使材料得到充分的利用，一个零件理论上应使用同一种材料，必要时也尽可能地减

少材料品种。

设计还应避免切口应力集中,因此应使截面的变化和过渡“平缓”(如使用较大的过渡半径),并且使孔和槽开在应力较低的部分。应该用对应力集中敏感低的材料取代高强度材料和应力集中敏感高的材料。此外,应使用卸载槽和表面处理(如喷丸硬化)以降低应力集中。

零部件组合的设计应当使各个相配的零部件的变形发生在相同的方向(如使用受拉螺母替代受压螺母),以此避免应力集中。尽可能地减少零部件之间的相对变形,以避免摩擦腐蚀。应协调零件的布置、形状、尺寸和材料性能(弹性模量)等。

零件的非对称布置可能会产生内力。使用平衡件或者对称布置可以避免内力的影响,如使用人字齿啮合以实现轴向力的平衡。

### (三) 材料选择设计原则

不同材料的性能(如强度、密度、弹性和硬度等)有很大的不同,这就需要设计者仔细地选择。如果选择强度较低的材料,就需要较大的横截面积,另外也会增加整个机器的质量;如果选择强度较高的材料,就可以减小产品的横截面积,但同时会导致材料的高成本。如果要求机器具有高耐磨性、较好的焊接性、较大的弹性、较强的耐蚀性和较好的减振性,那么就on需要选择合适的材料。除此之外也要注意材料的回收性和再利用。

### (四) 加工设计原则

在设计零件的过程中,需要配合所选的材料、所需的表面质量要求以及产品批量,考虑其加工方式。对于单件加工和产品批量较小的情况,选择使用已有的加工过的半成品,如型钢、钢板、管件等,可以简化设计过程。各种不同的加工方法(如铸造、锻造、焊接和粘接)和其优缺点都影响着零件的结构设计,设计者应该对其认真考虑和进行选择。一些附加设备(如铸型和锻模)的费用由不同的零件共同分担。另外一些附加的设备费用,如专用工具、测量设备等,也需要在加工设计时考量。另外,由于精度的提高会使得加工成本急剧增加(图 13-1),所以在选择加工方法和精度时,应遵循“尽可能粗糙,按需求精细”的原则。

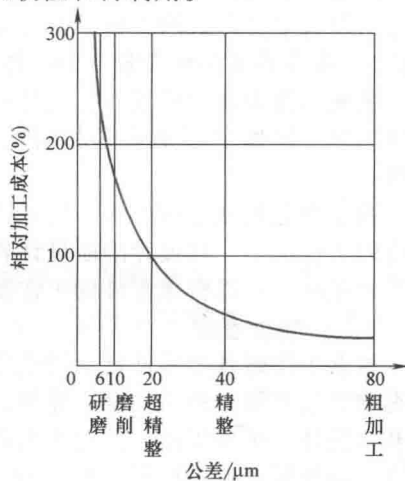


图 13-1 相对加工成本与公差关系图

### (五) 装配设计原则

所有零部件的设计都应使装配简单化,以降低成本。产品应能分成不同的子装配部件,以使各部分的装配可以同时进行。装配的操作应该尽可能少和简单。如果装配只能以特定的顺序进行,设计者必须在装配说明书加以说明。对于功能重要的零件,应使其易于检测、安装和拆卸。对于大批量生产,应尽量使装配自动化。同样地,装配设计应使易损件更换方便,或者使用安全件,以减少装配时间和装配费用。

### (六) 维护设计原则

零件的设计应确保产品在其整个生命周期内完成其功能,以及考虑产品的检测、维修和保养。设计应当明确清楚地标明检测点,应当留有测量仪器的空间,以及避免使用专门的工具。

### (七) 回收设计原则

产品的循环周期涉及它的生产、使用和回收利用。设计者在设计过程中应当考虑产品的再利用或继续使用,即回收利用。根据回收原则的设计需要考虑到结合技术、材料选择和零

件设计三大方面。零件之间的连接应当设计成易于拆卸的结构(如螺栓连接、销连接),它们应易于识别,并且不易受污染。选用标准连接件可以减少工具的使用。选择材料时应注意减少材料品种,以降低拆卸和归类的费用。

### (八) 造型设计原则

美观和时尚的造型一直是影响技术产品销售的因素。由于主观鉴赏力和情绪的影响,这部分的设计只能归纳出一般基本原则。重要的是,造型的设计不能只满足外观美的要求,还必须能符合功能性、力的传递性、所选择的材料以及加工过程,应简单并从实际出发。每一部分的设计都应有效且明确地成为整体设计的一部分。散热片、接头、键、槽等的结构性设计应尽可能地得到充分利用,同时避免一些没有功能性的装饰性零件的使用。设计可使用不同的颜色,以明确区分操作件、自运动件和安全件。

## 二、机械零件的计算准则

### (一) 机械零件的失效及其类型

机械零件丧失了规定功能的事件称为失效。失效常发生在产品使用过程中,但是在运转过程,甚至在使用前的存放过程中也可能发生失效。失效的类型有:过大变形、过载断裂、疲劳断裂、裂纹扩展(断裂力学)、失稳(如折弯、翘曲)、腐蚀、磨损、老化、打滑和松动等,也有复合形式的失效。有些类型的失效是破坏性失效,如轴断裂、轮齿点蚀(疲劳磨损),也有非破坏性失效,如带传动打滑、螺纹紧固件连接松动等。

机械零件失效的原因有:设计不当、制造工艺不当、材料冶金缺陷和使用操作失误等。设计不当、制造工艺不当和材料冶金缺陷造成的失效与机械产品品质有关,简称为机械失效。

为了避免机械零件失效,应使机械零件具有足够的抵抗失效的能力,这种能力称为机械零件的工作能力。在设计阶段设计者必须通过计算使机械零件获得足够的工作能力。因为失效类型不同,所以机械零件的工作能力类型也不同,故机械零件的计算准则也不同。

### (二) 强度准则

机器工作时各个零件将承受或传递载荷,它们承受外载荷而不出现断裂、过大塑性变形等类型失效的能力称为强度。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基本条件。机械零件的强度准则是:载荷在零件内引起的应力不应超过材料所能承受的应力值,即极限应力。但是,材料的力学性能是离散的,因此其极限应力值也是离散的。在18世纪,人们用“安全因数 $S$ ”考虑一切不精确性和离散性的影响,安全因数的表达式为

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{\text{lim}}}{\tau}$$

式中, $\sigma_{\text{lim}}$ 、 $\tau_{\text{lim}}$ 为极限正应力和极限扭/切应力; $\sigma$ 、 $\tau$ 为零件承受的正应力和扭/切应力。

根据可靠度要求可以确定允许的安全因数,称为许用安全因数,极限应力与许用安全因数之比称为许用应力,即

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S_{\sigma}]} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S_{\tau}]}$$

式中, $[S_{\sigma}]$ 、 $[S_{\tau}]$ 为正应力和扭/切应力的许用安全因数。

因此,常用的零件强度的判别式有两种形式,应力小于许用应力和安全因数 $S$ 大于许用安全因数 $[S]$ ,即

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \tau \leq [\tau] \quad (13-1)$$

$$S_{\sigma} \geq [S_{\sigma}] \quad S_{\tau} \geq [S_{\tau}] \quad (13-2)$$

应力有静应力和循环应力,对应地有静强度和疲劳强度。

## 1. 静强度

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) 塑性材料零件的静强度 塑性材料零件，按不发生塑性变形的条件进行强度计算，此时材料的极限应力  $\sigma_{lim}$ 、 $\tau_{lim}$  为屈服强度  $R_{eL}$ 、 $\tau_{tF}$ <sup>⊖</sup> 或规定非比例塑性延伸/扭转应变强度  $R_{p0.2}$ 、 $\tau_{t0.4}$  (0.2 表示规定的断后伸长率为 0.2%，0.4 表示规定的扭转应变率为 0.4%)。

1) 在简单应力条件下，其强度条件为

$$\begin{aligned} \sigma \leq [\sigma] \quad S_\sigma \geq [S_\sigma] \quad [\sigma] &= \frac{R_{eL}}{[S_\sigma]} \quad S_\sigma = \frac{R_{eL}}{\sigma} \\ \tau \leq [\tau] \quad S_\tau \geq [S_\tau] \quad [\tau] &= \frac{\tau_{tF}}{[S_\tau]} \quad S_\tau = \frac{\tau_{tF}}{\tau} \end{aligned} \quad (13-3)$$

2) 在复合应力条件下，可按第 3 或第 4 强度理论确定其强度条件。对于弯扭复合应力，可采用第 3 强度理论确定其强度条件，即

$$\sigma = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_t^2} \leq [\sigma] \quad S = \frac{R_{eL}}{\sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_t^2}} \geq [S] \quad (13-4)$$

式中， $\sigma_b$  为弯曲应力； $\tau_t$  为扭应力。

取拉伸与扭转屈服强度之比接近为  $2\left(\frac{R_{eL}}{\tau_{tF}} \approx 2\right)$  时，可得安全因数

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (13-5)$$

对塑性材料，零件尺寸和应力集中对静强度的影响不大，计算时可不予考虑。这时，许用安全因数  $[S]$ 、 $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$  均可取为 1.2~2.2。

(2) 脆性材料零件的静强度 脆性材料零件，按照不发生断裂的条件进行强度计算，此时材料的极限应力  $\sigma_{lim}$ 、 $\tau_{lim}$  为强度极限  $R_m$ 、 $\tau_{tB}$  ( $R_m$  为抗拉强度， $\tau_{tB}$  为抗扭强度<sup>⊕</sup>)。

1) 在简单应力条件下，其强度条件仍然可以采用式 (13-3)，只是必须用  $R_m$ 、 $\tau_{tB}$  分别替代  $R_{eL}$ 、 $\tau_{tF}$ 。

2) 在弯扭复合应力条件下，按第 1 强度理论确定其强度条件，即

$$\sigma = \frac{\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_t^2}}{2} \leq [\sigma] \quad S = \frac{2R_m}{\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_t^2}} \geq [S] \quad (13-6)$$

对组织不均匀的脆性材料 (如灰铸铁)，内部组织不均匀性引起的应力集中远大于零件形状和机械加工等引起的应力集中。前者引起的应力集中在材料试验时已经计入，而后者引起的应力集中对零件静强度无显著影响，计算时可不予考虑。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。

这时，许用安全因数  $[S]$ 、 $[S_\sigma]$ 、 $[S_\tau]$  均取为 2~4，小值用于无应力集中、载荷平稳、无冲击和材料性能可靠等情况，大值反之。

(3) 挤压强度 通过低副接触来传递载荷的零件，如受横向载荷的销连接、铰制孔螺栓连接和键连接等，在接触面上将产生挤压应力，它可能导致表面塑性变形或表面挤压破碎。平面接触的挤压应力一般可视为均匀分布，计算比较简单。圆柱配合面的挤压应力分布

⊖  $\tau_{tF}$  是扭转屈服强度，剪切屈服强度的符号是  $\tau_{sF}$ 。

⊕ 抗剪强度的符号是  $\tau_{sB}$ 。

(图 13-2) 随配合状态 (间隙大小) 和材料特性而改变, 计算很复杂。工程计算通常采用简化方法, 即假设挤压应力均匀分布。这种计算方法称为条件性计算。

挤压强度的计算准则是

$$\sigma_j = \frac{F}{A} \leq [\sigma_j] \quad (13-7)$$

式中,  $\sigma_j$  为挤压应力;  $A$  为标称接触面积或投影面积;  $[\sigma_j]$  为许用挤压应力。

## 2. 疲劳强度

“疲劳”一词始用于 19 世纪 40 年代, 最初用来描述机车车轴在低于按屈服强度计算的安全状态下频频发生的破坏。现代将机械零件在循环应力的作用下的失效形式称为疲劳。

当前, 疲劳强度的设计方法有标称应力法、局部应力应变法、损伤容限设计法和概率疲劳设计法等。

(1) 常规疲劳强度设计 常规疲劳强度设计是以标称应力为基本设计参数的设计方法, 应力循环次数高于  $10^5$  次的高周疲劳, 通常采用这种设计方法。

应力比为  $r$  的循环应力作用  $N_L$  次后, 材料不发生疲劳的最大应力称为疲劳极限, 它是循环应力的极限应力。  $N_L$  是在该疲劳极限应力下的疲劳寿命。当  $N_L \geq N_0$  (循环基数) 时, 疲劳极限趋于常量, 记作  $\sigma_r$ 。按这样的疲劳极限设计的机械零件具有无限寿命, 这样的设计称为无限寿命设计。

20 世纪 40 年代提出了按实际要求的寿命进行有限寿命设计的概念。

$N_L < N_0$  时的疲劳极限称为条件疲劳极限, 记作  $\sigma_{rN_L}$ 。条件疲劳极限与寿命的关系曲线称为疲劳曲线 (图 13-3), 该曲线的方程为

$$\sigma_{rN_L}^m N_L = C \quad (13-8)$$

式中,  $C$  为常量。

根据疲劳曲线方程, 有

$$\sigma_{rN_L}^m N_L = \sigma_r^m N_0$$

可以引入寿命因子  $k_N$

$$k_N = \sqrt{\frac{N_0}{N_L}}$$

并建立条件疲劳极限与疲劳极限的关系, 即

$$\sigma_{rN_L} = k_N \sigma_r \quad (13-9)$$

上两式中,  $k_N$  为寿命因子, 计算时当  $N_L > N_0$  时, 则取

$N_L = N_0$ , 即  $k_N$  取值范围为  $0 \sim 1$ ;  $m$  为寿命指数, 其值与受载方式和材质有关, 最好由疲劳试验得到。通常, 在缺乏实验数据时, 钢制零件在拉、压、弯曲和扭应力下, 可取  $m = 8$ , 在接触应力下可取  $m = 6$ ; 青铜制零件在弯曲和扭应力下, 可取  $m = 9$ , 在接触应力下可取  $m = 6$ ;  $N_0$  为循环基数, 其值与材料有关, 硬度小于 350 HBW 的钢,  $N_0 = 10^7$ , 硬度大于 350HBW 的钢、铸铁和非铁金属, 通常  $N_0 = 25 \times 10^7$ 。

按条件疲劳极限进行的设计称为有限寿命设计。

疲劳强度计算的关键是获得疲劳极限。疲劳是在循环应力下产生的破坏, 表示循环应力

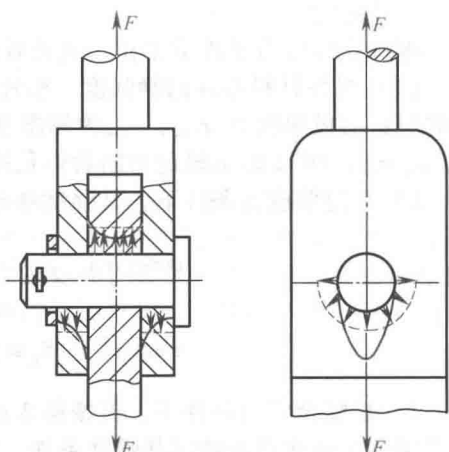


图 13-2 挤压应力的分布

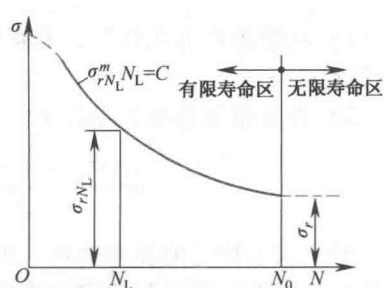


图 13-3 疲劳曲线

的参数有：平均应力  $\sigma_m$  ( $\tau_m$ )、应力幅  $\sigma_a$  ( $\tau_a$ ) 或者最大应力  $\sigma_{\max}$  ( $\tau_{\max}$ )、最小应力  $\sigma_{\min}$  ( $\tau_{\min}$ )，所以疲劳极限只能用平面图形表达出来。对应于各种循环应力，以图形表示的、实验所得的极限应力图称为疲劳极限图。

以平均应力  $\sigma_m$  ( $\tau_m$ ) 为横坐标、最大应力  $\sigma_{\max}$  ( $\tau_{\max}$ ) 为纵坐标表示的  $\sigma_m - \sigma_{\max}$  疲劳极限图称为 Smith 疲劳极限图，一般用于通用机械制造领域；以最小应力  $\sigma_{\min}$  ( $\tau_{\min}$ ) 为横坐标、最大应力  $\sigma_{\max}$  ( $\tau_{\max}$ ) 为纵坐标表示的  $\sigma_{\min} - \sigma_{\max}$  疲劳极限图称为 Goodman 疲劳极限图，常用于弹簧等的设计；以平均应力  $\sigma_m$  ( $\tau_m$ ) 为横坐标、应力幅  $\sigma_a$  ( $\tau_a$ ) 为纵坐标表示的  $\sigma_m - \sigma_a$  疲劳极限图称为 Haigh 疲劳极限图，广泛用于通用机械制造领域。

本书仅介绍 Haigh 疲劳极限图。

做疲劳强度计算，希望仅用少数实验获得的典型应力比  $r$  下的疲劳极限值画出疲劳极限图，以便获得给定应力比  $r$  下的疲劳极限。

1) 受单向、恒幅循环应力时零件的疲劳强度。疲劳极限与应力比有关，对称循环应力时的疲劳极限为  $\sigma_{-1}$ ，脉动循环应力时的疲劳极限为  $\sigma_0$ 。可以以  $\sigma_m$  为横坐标、 $\sigma_a$  为纵坐标表示不同应力比  $r$  下的疲劳极限，为了减少试验量可用直线  $AB$  和  $DS$  构成的折线近似该疲劳极限曲线（图 13-4）。

疲劳强度设计中的疲劳极限取折线上的哪一点，与零件工作应力可能的增长规律有关，典型的应力增长规律通常有三种：平均应力不变、最小应力不变和应力幅与平均应力之比不变。

① 应力变化规律为  $\sigma_a/\sigma_m = \text{常量}$  时的疲劳极限。应力在增长过程中应力幅与平均应力的比值  $\sigma_a/\sigma_m$  保持不变，即应力比  $r$  保持不变（图 13-3 中  $O-N$  线），如转轴的弯曲应力。这时，无限寿命的疲劳极限为

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_m + \sigma_a)}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad \tau_r = \frac{\tau_{-1}(\tau_m + \tau_a)}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad (13-10)$$

式中， $K_{\sigma D}$ 、 $K_{\tau D}$  分别为正应力和扭/切应力的综合影响因子，是考虑应力集中、尺寸、表面状态这些因素对应力幅的综合影响的因子； $\psi_{\sigma}$ 、 $\psi_{\tau}$  分别为正应力和扭/切应力的平均应力影响因子。

在这种情况下，应力幅的安全因数与最大应力的安全因数是相等的。于是，由式 (13-10) 可得出有限寿命最大应力和应力幅的安全因数为

$$S_{\sigma_{\max}} = S_{\sigma_a} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad S_{\tau_{\max}} = S_{\tau_a} = \frac{k_N \tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad (13-11)$$

工程设计中，当难以确定零件工作应力增长规律时，一般可按  $\sigma_a/\sigma_m = \text{常量}$  的规律处理。

② 应力变化规律为  $\sigma_m = \text{常量}$  时的疲劳极限。应力在增长过程中平均应力保持不变，即  $\sigma_m = \text{常量}$ （图 13-4 中  $F-N$  线），如车辆的减振弹簧，由于振动，其应力为循环应力，但平均应力由车辆的重力产生，重力不变，平均应力则不变。这时，无限寿命的疲劳极限为

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{-1} + (K_{\sigma D} - \psi_{\sigma}) \sigma_m}{K_{\sigma D}} \quad \tau_r = \frac{\tau_{-1} + (K_{\tau D} - \psi_{\tau}) \tau_m}{K_{\tau D}} \quad (13-12)$$

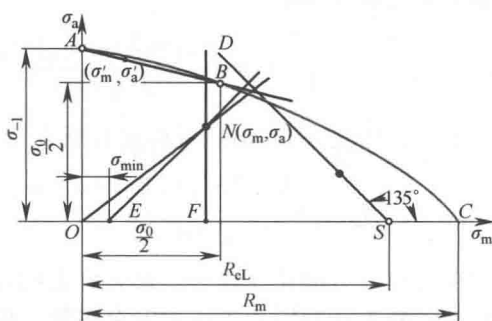


图 13-4  $\sigma_m - \sigma_a$  图