

面向 21 世纪 课 程 教 材
Textbook Series for 21st Century

机 械 设 计

下 册

徐锦康 主编



高 等 教 育 出 版 社
HIGHER EDUCATION PRESS

面向 21 世纪课程教材
Textbook Series for 21st Century

机械 设计

下 册

徐锦康 主编



高等教育出版社
HIGHER EDUCATION PRESS

内容简介

本书是教育部“高等教育面向 21 世纪教学内容和课程体系改革计划”的研究成果,是面向 21 世纪课程教材和教育部高职高专规划教材。本书根据原国家教委“面向 21 世纪普通高等工程专科工程制图与机械基础系列课程教学内容和课程体系改革的研究与实践”项目第四子项目组(即“面向 21 世纪普通高等工程专科机械类专业机械原理机械零件系列课程教学内容和课程体系改革的研究与实践”子项目组)研究提出的《面向 21 世纪普通高等工程专科机械类专业机械设计课程教学基本要求》组织编写,是一部融高职、高专机械类专业的理论力学、材料力学、机械原理、机械零件及曲型零件的公差配合等内容于一体,改革力度较大的机械设计课程教材。

全书分上、下两册,共二十一章。上册共十章,其中第一章为绪论,其余九章介绍常用机构的分析与设计及其必需的力学基础;下册共十一章,其中第十一章至二十章介绍构件强度、刚度计算的基本理论、基本方法及通用机械零部件的设计,第二十一章介绍机械传动系统运动设计。

本书可作为高职、高专、成人高校及本科举办的二级职业技术学院机械类专业机械设计课程教材,也可供有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计. 下册/徐锦康主编. —北京:高等教育出版社,2002.7 (2003 重印)
高职高专教材
ISBN 7-04-010620-5

I. 机... II. 徐... III. 机械设计-高等学校:技术学校-教材 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 007090 号

机械设计 下册
徐锦康 主编

出版发行 高等教育出版社
社 址 北京市东城区沙滩后街 55 号
邮政编码 100009
传 真 010-64014048

经 销 新华书店北京发行所
印 刷 国防工业出版社印刷厂

开 本 787×960 1/16
印 张 28.25
字 数 520 000

购书热线 010-64054588
免费咨询 800-810-0598
网 址 <http://www.hep.edu.cn>
<http://www.hep.com.cn>

版 次 2002 年 7 月第 1 版
印 次 2003 年 4 月第 2 次印刷
定 价 32.20 元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

出版说明

教材建设工作是整个高职高专教育教学工作中的重要组成部分。改革开放以来,在各级教育行政部门、学校和有关出版社的共同努力下,各地已出版了一批高职高专教育教材。但从整体上看,具有高职高专教育特色的教材极其匮乏,不少院校尚在借用本科或中专教材,教材建设仍落后于高职高专教育的发展需要。为此,1999年教育部组织制定了《高职高专教育基础课程教学基本要求》(以下简称《基本要求》)和《高职高专教育专业人才培养目标及规格》(以下简称《培养规格》),通过推荐、招标及遴选,组织了一批学术水平高、教学经验丰富、实践能力强的教师,成立了“教育部高职高专规划教材”编写队伍,并在有关出版社的积极配合下,推出一批“教育部高职高专规划教材”。

“教育部高职高专规划教材”计划出版500种,用5年左右时间完成。出版后的教材将覆盖高职高专教育的基础课程和主干专业课程。计划先用2~3年的时间,在继承原有高职、高专和成人高等学校教材建设成果的基础上,充分汲取近几年来各类学校在探索培养技术应用性专门人才方面取得的成功经验,解决好新形势下高职高专教育教材的有无问题;然后再用2~3年的时间,在《新世纪高职高专教育人才培养模式和教学内容体系改革与建设项目计划》立项研究的基础上,通过研究、改革和建设,推出一大批教育部高职高专教育教材,从而形成优化配套的高职高专教育教材体系。

“教育部高职高专规划教材”是按照《基本要求》和《培养规格》的要求,充分汲取高职、高专和成人高等学校在探索培养技术应用性专门人才方面取得的成功经验和教学成果编写而成的,适用于高等职业学校、高等专科学校、成人高校及本科院校举办的二级职业技术学院和民办高校使用。

教育部高等教育司

2000年4月3日

前 言

本书是教育部“面向 21 世纪高等教育教学内容和课程体系改革计划”的研究成果,是教育部高职高专规划教材。本书根据原国家教委“面向 21 世纪普通高等工程专科工程制图与机械基础系列课程教学内容和课程体系改革的研究与实践”项目第四子项目组(即“面向 21 世纪普通高等工程专科机械类专业机械原理机械零件系列课程教学内容和课程体系改革的研究与实践”子项目组)研究提出的《面向 21 世纪普通高等工程专科机械类专业机械设计课程教学基本要求》组织编写,适用于高职、高专机械类专业,还可供有关专业师生及工程技术人员参考。全书分上、下两册,推荐授课时数为 160~240 学时。书中带 * 号的为扩充内容,供不同专业根据需要选用。

本书的主要特点如下:

1. 本书是根据高职、高专教育培养高等技术应用性专门人才的总目标和加强课程整合、优化的课程改革原则,将高职、高专机械类专业的理论力学、材料力学、机械原理、机械零件等四门课程的内容及典型零件公差配合的内容有机地整合而成的改革力度较大的教材。全书以机械设计为主线,遵循“以应用为目的”、“以必需、够用为度”、“少而精”、“浅而广”的原则,打破了旧的课程界限和学科体系,精选内容、精心编排,构建了应用性机械设计教材的新体系,减少了各课程之间的重复,缩减了教学时数。

2. 在编写中力求内容简明,联系实际,为专业课教学打好必要的基础。对基本理论(尤其是力学基本理论)及有关公式,突出其应用,简化乃至略去繁琐的论证与推导;对机构的分析与设计部分,突出运动分析与运动设计,降低对动力分析与设计的要求;对机械零、部件部分,突出失效形式、设计准则、材料选择、结构设计及机器的工作能力计算等内容,降低对强度设计理论的要求;对于运动分析、力分析、材料选择等的基础理论,以培养技术应用性人才为目标,以“必需、够用”为原则进行编排,力求在应用性和工程化方面有所突破。

3. 突出应用性,着重培养学生灵活应用基本理论和基本知识分析、解决工程实际问题的能力。

4. 注重教材的先进性,考虑到机械设计现代化的发展前景,突出了机构分析与设计的解析方法,并在绪论中简要介绍了多种机械设计的新方法。

5. 作为高职、高专教材,力求概念把握准确,叙述深入浅出,层次分明,详

略得当,文句通畅,体现了较好的“可教性”和“可自学性”。

6. 尽量引用最新的标准与规范,采用国家标准规定的名词术语和符号。

7. 为配合本书的使用和本课程的教学,切实加强学生应用计算机进行常用机构分析、设计和常用机械零、部件设计能力的培养与训练,在上述子项目组的组织下,由张春宜主编的配套教材《机械设计 C 语言程序设计》也将由高等教育出版社出版。

参加本书编写的有:南京机械高等专科学校徐锦康(第一、二十一章)、冯永伟(第三、六章、第五章的 §5-1~§5-3)、高成冲(第四、十八章)、马银忠(第二章、第八章除 §8-8 外的部分)、傅鹤龄(第十一章),黑龙江交通高等专科学校阎秀华(第十三章)、王慧文(第七、九、十九章),长春汽车高等专科学校余志宏(第十四、十六章),上海理工大学工程技术学院黄一晴(第十五、十七章),沙州工学院陈在铁(第十二章),苏州职业大学魏宣燕(第五章的 §5-4~§5-7、第十、二十章及第八章的 §8-8)。本书上册由徐锦康任主编,下册由徐锦康任主编,阎秀华任副主编。马银忠老师为全书书稿的录入、修改做了大量工作。

本书承东南大学郑文纬教授(第一至十章及第二十一章)和卢玉明教授(第十一至二十章)审稿,两位审稿人对本书提出了很多宝贵的意见和建议。本书经原国家教委高等工程专科机械基础课委会机械基础课程组组织召开的审稿会审定通过,会上课程组的专家们提出了不少中肯的意见。本书在编写过程中还得到上述项目组领导及有关老师的关心、支持与指教,在此一并表示衷心的感谢!

由于编者水平有限和时间仓促,书中缺点和错误在所难免,恳请广大教师、读者批评指正。

编者

2000 年 3 月

目 录

第十一章 基本变形零件的强度与刚度计算	1
§ 11-1 概述	1
§ 11-2 基本变形零件的内力和内力图	3
§ 11-3 胡克定律 材料的力学性能	16
§ 11-4 截面的几何性质	26
§ 11-5 基本变形零件的应力和强度计算	32
§ 11-6 基本零件的变形和刚度计算	47
习题	65
第十二章 组合变形零件的强度计算和零件的疲劳强度计算	76
§ 12-1 应力状态、应力圆和强度理论	76
§ 12-2 组合变形强度计算	90
§ 12-3 动载荷	109
§ 12-4 交变应力和疲劳强度计算	119
习题	130
第十二章附表	137
第十三章 齿轮传动	141
§ 13-1 齿轮传动的失效形式和设计准则	141
§ 13-2 齿轮常用材料和许用应力	143
§ 13-3 齿轮传动的精度和齿轮的公差与测量	149
§ 13-4 齿轮传动的计算载荷和载荷系数	166
§ 13-5 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算	171
§ 13-6 平行轴标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	180
§ 13-7 标准直齿圆锥齿轮传动的强度计算	187
§ 13-8 齿轮传动的润滑和齿轮的结构	189
§ 13-9 蜗杆传动的设计计算	194
§ 13-10 圆弧齿轮传动和圆弧圆柱蜗杆传动设计计算简介	206
习题	211
第十四章 带传动和链传动	214
§ 14-1 带传动概述	214
§ 14-2 带传动的工作情况分析	219
§ 14-3 V带传动的设计计算	222

§ 14-4 链传动概述	234
§ 14-5 链传动的设计计算	240
§ 14-6 其他带传动和链传动简介	251
习题	253
第十五章 螺纹连接和螺旋传动	254
§ 15-1 螺纹	254
§ 15-2 螺纹连接的主要类型和拧紧、防松	257
§ 15-3 螺栓连接的强度计算	261
§ 15-4 螺栓组连接的受力分析	268
§ 15-5 提高螺栓连接强度的措施	272
§ 15-6 螺旋传动	278
习题	289
第十六章 键、花键、销连接及其他连接简介	292
§ 16-1 键连接	292
§ 16-2 花键连接和销连接	297
§ 16-3 型面连接和过盈连接简介	300
§ 16-4 铆接、焊接和粘接简介	302
习题	305
第十七章 轴	307
§ 17-1 概述	307
§ 17-2 轴的结构设计	310
§ 17-3 轴的强度计算	317
§ 17-4 轴的刚度计算和* 振动稳定性概念	326
习题	328
第十八章 滚动轴承	330
§ 18-1 概述	330
§ 18-2 滚动轴承的类型、特点和代号	331
§ 18-3 滚动轴承受力分析、失效形式及计算准则	340
§ 18-4 滚动轴承的选择	342
§ 18-5 滚动轴承的组合设计	355
§ 18-6 滚动轴承的润滑与密封	364
习题	367
第十九章 滑动轴承	369
§ 19-1 概述	369
§ 19-2 滑动轴承的典型结构	371
§ 19-3 轴瓦的材料和结构	375
§ 19-4 滑动轴承的润滑	382
§ 19-5 不完全油膜滑动轴承的设计计算	387

§ 19-6 液体动压径向滑动轴承的基本知识	390
§ 19-7 其他类型滑动轴承简介	394
习题	396
第二十章 其他常用零部件	397
§ 20-1 概述	397
§ 20-2 联轴器	398
§ 20-3 离合器	403
§ 20-4 制动器	408
§ 20-5 弹簧	410
§ 20-6 机架	413
习题	414
第二十一章 机械传动系统运动设计	416
§ 21-1 概述	416
§ 21-2 常用机构比较和机构的变异与组合应用	417
§ 21-3 机构的选型	421
§ 21-4 机器执行机构间运动的协调设计	425
§ 21-5 机械传动系统运动方案的拟定	429
§ 21-6 机械传动系统运动设计实例	431
习题	435
参考文献	437

第十一章 基本变形零件的 强度与刚度计算

§ 11-1 概 述

在进行机构运动分析和受力分析时,我们将组成机构的构件简化为刚体模型,即受力后同一构件上任意两点间的距离保持不变,计算得到的结果和实际情况很接近。本章和下一章主要研究机械的承载能力,研究的具体对象为零件,属于材料力学范畴,涉及零件的变形,即受力零件的尺寸和形状发生变化,故刚体模型不再适用。为了简化计算过程同时又满足工程需要,研究中对材料的性质作了连续性、均匀性和各向同性假设,认为组成物体的物质的内部没有间隙、材料的各部分力学性能相同及物体在各个方向上的力学性能也相同。实验表明对大多数常用工程材料,尤其是金属材料,以上假设是适用的。此外是小变形假设,规定材料力学只研究零件的小变形。所谓小变形是指零件的变形远小于其原始尺寸。所以,在以后的计算中,可用原始尺寸进行计算而忽略其变形量。近年来,新型材料不断涌现,在许多工业领域,如军事工业、航空航天工业、汽车工业等,越来越多地采用了复合材料、高分子材料、智能材料等,对此,应按新的模型、新的理论、新的方法进行研究,本书并未涉及,有兴趣的读者可参看有关教材。本章和下一章主要讨论和计算零件的强度、刚度,与承载能力有关的稳定性问题将在第十五章中讲述。强度指零件在外力作用下抵抗破坏的能力(图 11-1);刚度为零件在外力作用下抵抗变形的能力(图 11-2);稳定性是零件在压力作用下维持原有形态平衡的能力(图 11-3)。显然,为使零件正常工作必须满足以上三方面的要求,即零件应有足够的强度、一定的刚度和稳定性。设计零件时一味追求优质材料,尽量加大零件尺寸,固然能满足上述要求,但这样做增加了原材料消耗,提高了加工费用,使制造成本上升,产品缺乏市场竞争力。对于运输机械,随着本身自重的增加,还需增加动力消耗,降低了能源利用率。但零件的尺寸不足、选材不当及截面形状不合理,易发生事故,危害更大,轻则物毁,重则人亡。我们的任务就是通过计算、分析、实验,为零件选择合适的材料、合理的截面形状和尺寸,达到既实现其预期功能又安全经济的目的。当然,设计零件时还应考虑其加工工艺和拆装方便等问题。

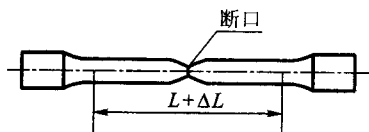


图 11-1 拉杆破坏

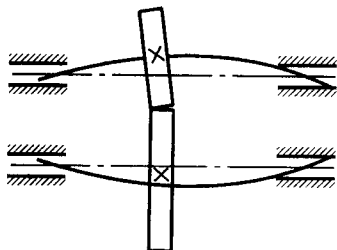


图 11-2 传动轴变形

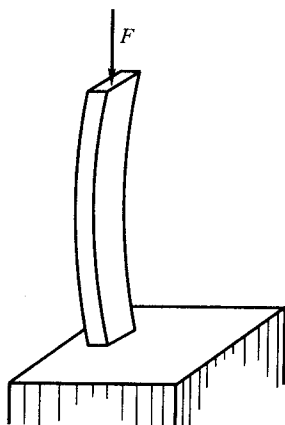


图 11-3 钢柱失稳

零件的形状可简化为杆、板、壳、块,如图 11-4 所示。本章和下一章主要研究杆件,即长度尺寸远大于其他两个方向的尺寸的零件,其几何形状可用轴线和横截面的形状表示。根据轴线形状可将杆分为直杆与曲杆;根据截面形状可将杆分为等截面杆与变截面杆。

杆件的基本变形为拉伸(压缩)、剪切、扭转和弯曲,如图 11-5 所示。图中虚线表示零件受力变形后的轮廓线。掌握基本变形杆件的受力特点、变形特点、危险截面和危险点的分析方法、计算方法,是学好本章的关键。



图 11-4 杆、板、壳、块

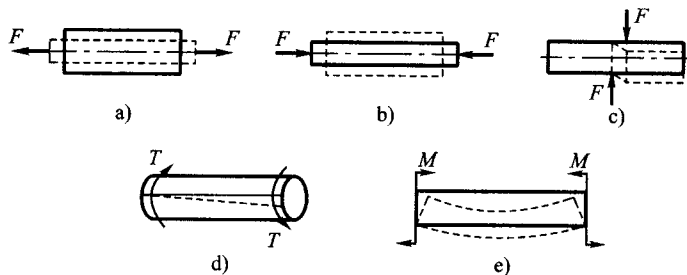


图 11-5 杆的基本变形

零件实际受载后的变形可能较为复杂,但一般都可分解为几种基本变形,我们把基本变形的组合称为组合变形。对组合变形的分析方法,一般是将零件所受外力向轴线简化、分组,使一组载荷只产生一种基本变形,再以一定的方式把

它们叠加。零件在运动过程中所受载荷可能是静载荷,也可能是动载荷。本章主要研究零件在静载荷情况下的受力和变形,动载荷下零件的受力和变形,在第十二章中讲述。

§ 11-2 基本变形零件的内力和内力图

零件受到的外力主要是载荷、自重、惯性力、约束反力等。外力可以简化为分布力、集中力、集中力偶矩。如压力容器内壁受力为面分布力(N/m^2),匀质杆之重力可视为线分布力(N/m),起重机吊物可简化为集中力,传动轴受力偶矩($\text{N}\cdot\text{m}$)作用等。如上所述,载荷分静载荷和动载荷。若载荷由零缓慢地增加到一定值后便保持不变或变化不显著,即为静载荷。如机床对地面的压力、材料试验机缓慢地拉伸试件的拉力,均可视为静载荷。如零件承受的载荷随时间发生变化,则为动载荷。按其随时间变化的方式,动载荷又分为交变载荷和冲击载荷。交变载荷是随时间作周期性变化的载荷,如齿轮传动中每个轮齿的受力。冲击载荷则是在瞬时内发生突然变化所引起的载荷,如急刹车时飞轮的轮轴、锻锤锻打时锤杆所受的载荷。

固体能保持一定的形状和尺寸,其内部作用有一定的力,称为内力。当物体受外力作用其尺寸或形状发生变化时,内力亦必然发生变化。变化的内力称为附加内力,下面提到的内力,如无特殊说明,均特指附加内力。内力的大小和分布方式与零件的强度、刚度、稳定性密切相关。对于等截面杆,内力最大的截面往往容易破坏,我们称之为危险截面。变截面杆危险截面的确定要从截面形状、尺寸和内力大小等方面综合考虑。

一、内力与内力图

杆件受力变形,可采用截面法将内力暴露出来。要研究杆件某处的内力,可假想地将杆件从该处一切为二,显然,两部分间的内力是通过各质点传递的,是分布力。为了研究方便,我们用这些分布力向截面的形心简化的主矢和主矩表示内力,具体计算时用内力在过杆轴线的三个正交的坐标轴上的分量表示,显然,简化结果共有三个力和三个力偶矩。当然,相当多的情况下内力分量只有一、两个。坐标轴的原点设在截面形心上,一坐标轴和横截面在形心处的外法线方向一致,另两个坐标轴在横截面内,如果截面有对称轴,这两个坐标轴与对称轴重合。

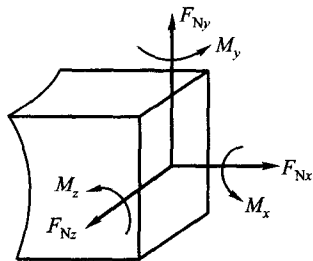


图 11-6 内力的表示法

图 11-6 所示为矩形截面上的内力。图中 F_{Nx} 、 F_{Ny} 和 F_{Nz} 为主矢在坐标

轴上的投影; M_x 、 M_y 和 M_z 为主矩在坐标轴上的分量。为了研究方便,将内力的六个分量归纳为四种情况,图中 F_{N_x} 称为轴力(和截面的外法线重合), F_{N_y} 和 F_{N_z} 称为剪力(和截面的法线方向垂直), M_x 称为扭矩(在垂直于法线的平面内的力偶矩), M_y 和 M_z 称为弯矩(在过轴线的平面内的力偶矩)。杆件各截面上的内力不一定相等。

以纵坐标表示某一种内力的大小,横坐标表示截面沿杆长方向的位置,可画出杆件的内力图。从内力图可判断杆件承受哪些内力及沿杆长何处内力最大等。

二、轴向拉伸和压缩时的内力与轴力图

工程上承受轴向拉伸和压缩的杆件,如不计自重的吊车的吊架(图 11-7a 中 BC 杆)、曲柄滑块机构中的连杆(图 11-7b 中 AB 杆)、千斤顶的螺杆、拉刀杆及桁架中的弦杆等。显然,所有的直杆二力构件均承受轴向拉伸或压缩。这些零件的受力和变形的共同点为:合外力的作用线与杆件的轴线重合,其变形为杆件沿轴线方向伸长或缩短。图 11-8 中实线表示为受力前的杆件,虚线是受力变形后的杆件。

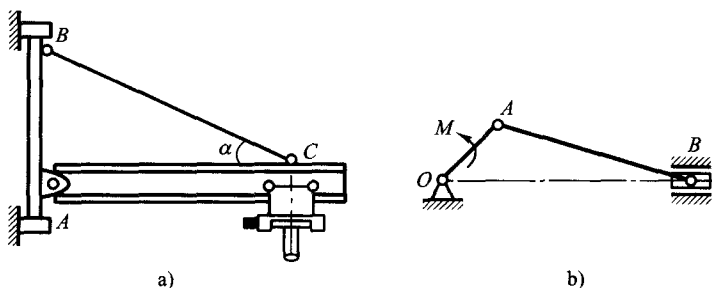


图 11-7 承受拉伸或压缩的零件

杆件拉伸时的内力 F_N 称为轴力,相应的内力图称为轴力图。其作图步骤如下:

1) 用静力学平衡方程求出杆件所受所有未知外力(即约束反力)。

2) 在合适的位置将杆件截开为两部分。所谓合适的位置指该段有相同的轴力方程 $F_N = F_N(x)$ 。轴力方程不同的段,应分别使用截面法。

3) 任取一部分研究,保留该部分所受全部外力(包括约束反力),不论轴力的实际方向如何,都在截开处画出与截面外法线方向一致的轴力。力的符号,一

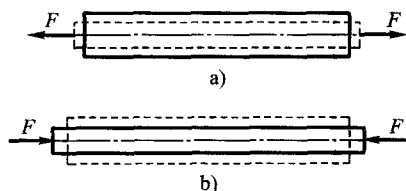


图 11-8 拉、压杆的受力和变形

律按静力学规定处理。为使杆件同一位置的轴力符号相同,规定与横截面外法线一致的轴力为正,反之为负。

4) 列平衡方程,求内力表达式。

5) 画轴力图,标出内力的具体值。如前所述,纵坐标表示轴力 F_N 的大小,横坐标 x 表示截面位置, x 轴应与杆件的长度一致。

例 11-1 图 11-9a 所示杆件, $F_1 = 20$ kN, $F_2 = 40$ kN, 试画其轴力图。

解 1. 由平衡方程求出约束反力:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_A = F_2 - F_1 = (40 - 20) \text{ kN} = 20 \text{ kN}$$

2. 从 AB 段内任一截面 x_1 处将杆件截开,取左段研究,画上轴力 F_{Nx1} (图 11-9b):

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_A + F_{Nx1} = 0$$

$$F_{Nx1} = -20 \text{ kN} \quad (0 \leq x_1 \leq l_{AB}) \quad (\text{a})$$

3. 从 BC 段内任一截面 x_2 处将杆件截开,取左段研究,画出轴力 F_{Nx2} (图 11-9c):

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_A + F_{Nx2} - F_2 = 0$$

$$F_{Nx2} = 20 \text{ kN} \quad (l_{AB} \leq x_2 \leq l_{AC}) \quad (\text{b})$$

如取右段研究,可得相同结果,且更简便。

4. 据(a)、(b)两式作出轴力图如图 11-9d 所示。

例 11-2 图 11-10a 所示杆件,不计自重,其上作用均布力 $q = 20$ kN/m,画其轴力图。

解 1. 由平衡方程求出约束反力 $F_A = 20$ kN。

2. 从 AB 段内任一截面 x 处将杆件截开,取左段研究,画上轴力 F_{Nx} (图 11-10b),平衡方程为

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_A + F_{Nx} + qx = 0$$

$$F_{Nx} = 20 \text{ kN} - qx$$

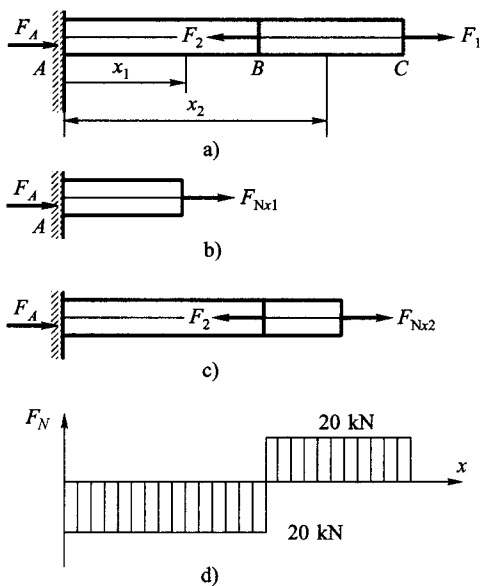


图 11-9 受集中力作用杆件轴力图

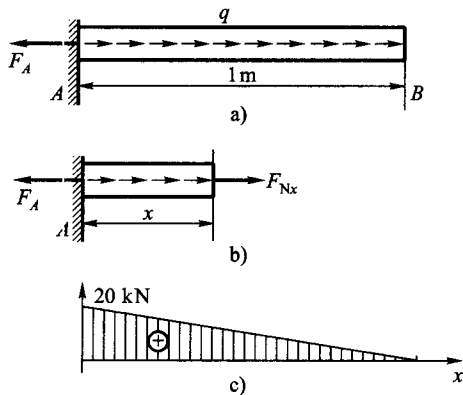


图 11-10 受分布力杆件轴力图

3. 画出轴力图如图 11-10c 所示。

通过以上两例可以看出,作用有集中外力处,轴力图有突变,突变值等于集中力的大小,如图 11-9d 所示集中力 F_2 处;作用有线性分布外力处,轴力图为斜线,如图 11-10c 所示;无外力作用处,轴力图为平行于坐标轴的直线,如图 11-9d。据此可对所作的轴力图进行校核检查,以便快速绘图。

通过进一步的分析可以得到:杆件内力的大小,与杆的截面形状、面积、杆的材料、截面与轴线的夹角无关,仅与杆所受的外力有关。与杆件轴线垂直的截面称为横截面,与杆件轴线平行的截面称为纵截面,其他截面称为斜截面。斜截面的角度由斜截面的法线与杆轴线的夹角确定,并规定夹角由截面的法线相对轴线逆时针转为正,顺时针转动所得为负。

三、扭转时横截面上的内力和扭矩图

工程上承受扭转变形为主的杆件称为轴。如汽车方向盘的转向立柱(图 11-11a),攻螺纹时的丝锥杆(图 11-11b),传递运动和功率的轴等。许多轴类零件在承受扭转变形的同时还伴有其他形式的变形,这类情况待下一章研究组合变形时详加研究。

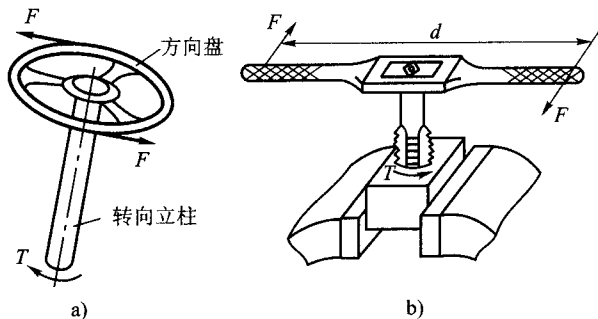


图 11-11 扭转变形的杆件

扭转变形杆件受外力作用的共同特点为:它们都受到垂直于自身轴线的平面内的外力偶矩的作用(如力偶矩以矢量表示,该力偶矢与轴线重合)。轴的横截面往往为圆形或圆环形,分别称作实心轴与空心轴。如果空心轴的壁厚很薄,称之为薄壁圆筒。轴扭转变形时,轴线保持不变,任意两个横截面都发生绕轴线的相对转动。非圆截面杆的扭转本章不作介绍,需要时可参阅其他资料。

已知轴的转速和所传递的功率时,可由下式计算外力偶矩 T_e :

$$T_e = 9\,550 P/n \quad (11-1)$$

式中, T_e 为外力偶矩,又称转矩,单位为 $\text{N}\cdot\text{m}$; P 为轴所传递的功率,单位为

kW; n 为轴的转速, 单位为 r/min 。

由上式可知, 传递相同的功率时, 轴的转速愈高, 则转矩愈小, 反之则转矩愈大。机器如有几个不同的工作转速, 进行强度和刚度校核时, 应计算其低速时的转矩。轴上外力偶矩方向与轴的转向间的关系如下: 输入转矩的方向与轴的转向相同, 输出转矩的方向与轴的转向相反。

扭转时的内力只有绕轴线(在横截面内)的力偶矩, 称之为扭矩, 记作 T_n 。用截面法求扭矩时按右手螺旋法则规定扭矩的符号, 即如图 11-12 所示, 用右手四指顺着扭矩转向, 若大拇指所指方向与截面外法线方向一致, 则扭矩为正; 反之, 扭矩为负。也可对着横截面外法线方向看去, 逆时针转向的扭矩为正, 反之为负。以矢量表示扭矩时, 则规定与轴横截面的外法线方向一致的扭矩为正, 反之为负。按此规定, 用截面法求扭矩时, 截开的左、右两段截面上扭矩正、负符号相同。和求轴力相似, 求扭矩时, 将扭矩设为正值。所得结果为正值, 说明扭矩为正, 反之扭矩为负。图 11-12 中扭矩的符号均为正值。

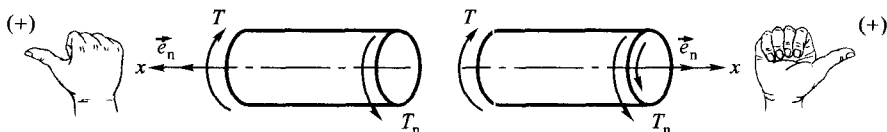


图 11-12 扭矩的符号

以横坐标表示轴上横截面的位置, 纵坐标表示相应截面上扭矩 T_n 的大小, 可作出轴受扭转时的内力图, 称为扭矩图。作扭矩图的关键在于用截面法求出各轴段横截面上扭矩沿轴线变化的关系式, 即扭矩方程。

下面举例说明扭矩的计算和扭矩图的绘制。

例 11-3 图 11-13a 所示传动轴, 转速 $n = 955 \text{ r/min}$, A 轮为主动轮, 输入功率为 36 kW, B、C 轮为从动轮, 输出功率分别为 20 kW 和 16 kW, 求作该轴扭矩图。

解 1. 由式 11-1 计算各轮传递的扭矩:

$$T_A = 9550 P/n = 9550 \times 36/955 \text{ N} \cdot \text{m} = 360 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_B = 9550 P/n = 9550 \times 20/955 \text{ N} \cdot \text{m} = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_C = 9550 P/n = 9550 \times 16/955 \text{ N} \cdot \text{m} = 160 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. 在 AB 段内任一横截面 x_1 处将轴截开, 取左段研究(图 11-13b), 由平衡方程 $\sum T = 0$ 可得

$$-T_A + T_{nx1} = 0$$

$$T_{nx1} = 360 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (0 \leq x_1 \leq l_{AB})$$

在 BC 段内任一横截面 x_2 处将轴截开, 取右段研究(图 11-13c), 由平衡方程 $\sum T = 0$ 可得

$$T_B - T_{nx2} = 0$$

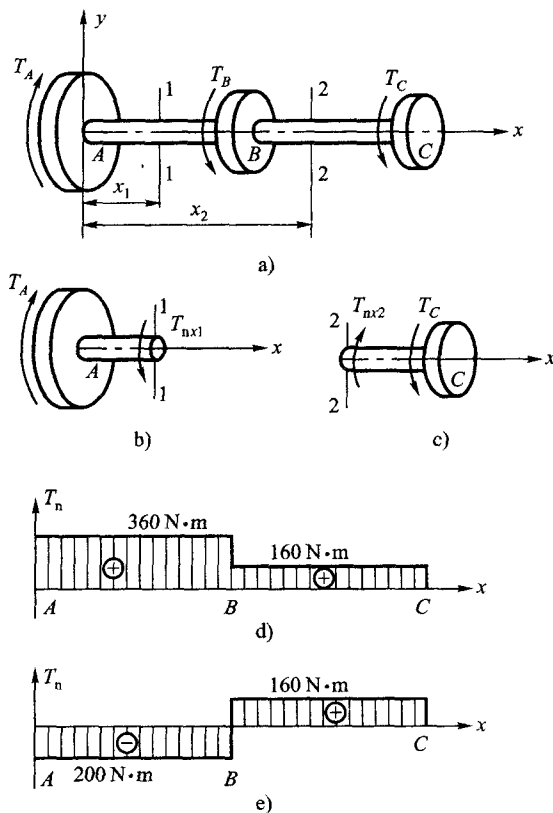


图 11-13 传动轴和扭矩图

$$T_{n2} = 160 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$(l_{AB} \leq x_2 \leq l_{AC})$$

3. 由上述两式可作得扭矩图如图 11-13d 所示。

本例中如将主动轮居中, 其他条件不变, 很容易得到扭矩图如图 11-13e 所示。

从图 11-13d 和图 11-13e 可以看出, 在外扭矩作用处扭矩图有突变, 突变量等于转矩值 (图中 A、B、C 三点处); 无转矩作用处的扭矩图为平行于坐标轴的直线。比较图 11-13d 与图 11-13e 可知, 轴以一定转速传递相同功率, 有两个或多个从动轮时, 主动轮居中, 轴上的最大扭矩 (指绝对值) 比主动轮居于轴的一侧时要小。

例 11-4 钻机功率为 8 kW , 转速 $n = 191 \text{ r/min}$, 如图 11-14a 所示, 钻杆入土深度为 $L = 40 \text{ cm}$, 视土壤对钻杆的阻力沿长度均匀分布, 求单位长度上土壤对钻杆的阻力矩及钻杆的扭矩图。

解 1. 钻机的输入转矩: