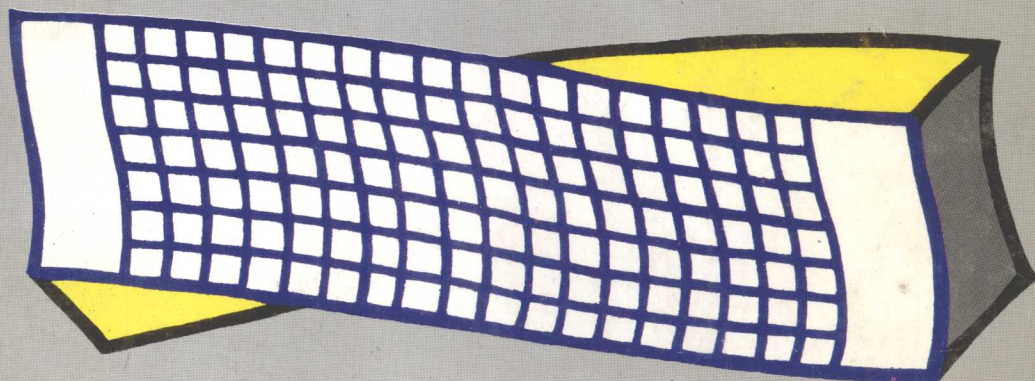


材料力学

谭文宪 主编

华南理工大学出版社



内容提要

材料力学

本书共分八章，主要讲述材料力学的基本概念、基本理论和基本计算方法。全书共分八章，主要讲述材料力学的基本概念、基本理论和基本计算方法。

谭文宪 主编

华南理工大学出版社

·广州·

元 00.33: 付家

内 容 提 要

本书是根据高等工业学校“材料力学课程基本要求(中学时)”编写而成的。全书共有十二章和附录。内容包括:绪论、拉伸与压缩、剪切与扭转、梁的内力、梁的应力、梁的变形、应力状态和强度理论、组合变形、能量法与力法、压杆稳定、动载荷、交变应力、截面图形的几何性质等。

本书可作高等工业学校机械类各专业材料力学课程教材,也可供机械工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

材料力学/谭文宪主编. —广州:华南理工大学出版社,1996.10
ISBN 7-5623-0638-9

I. 材…

II. 谭…

III. 材料力学

IV. TB301

责任编辑:谢艳桂 孙 莉

华南理工大学出版社出版发行

(广州五山·邮编 510641)

广东省封开县人民印刷厂印装

开本 787×1092 1/16 印张 22.25 字数 531 千

1996年10月第1版 1996年10月第1次印刷

印数:1—5000

定价:23.00 元

前 言

本书是根据全国高等工业学校机械类专业“材料力学课程基本要求(中学时)”编写而成的。在课程内容安排方面,我们力图贯彻“少而精”、理论联系实际的原则,既重视保持理论的系统性,又注意到培养学生的自学能力、综合分析问题和解决问题的能力。在关于课程的基本概念、基本理论与基本方法的阐述方面,本书力求做到准确、透彻和详尽,并注意循序渐进,逐步加深,反复巩固,便于理解和掌握。在语言文字方面,本书亦尽量做到简明易懂,便于自学。

本书由谭文宪负责编写第一章、第四章至第十二章;孙萍负责编写第二章、第三章、附录及各章的习题,最后由谭文宪统稿。

本书在编写过程中得到华南理工大学工程力学系材料力学课程组全体老师的关心与帮助,他们对本书提出了很多宝贵意见;本书的出版亦得到华南理工大学教务处和出版社的大力支持,谨此一并致谢。

由于编者水平所限,书中错误或不当之处在所难免,敬请广大读者批评指正。

编 者
一九九六年十月

目 录

148		平面弯曲的剪力	1-4
22		梁的支承与约束	2-4
88		梁的内力——剪力与弯矩	2-4
88		梁的内力——剪力与弯矩	1-4
第一章 绪 论			
80	§ 1-1	材料力学的任务	1
40	§ 1-2	变形固体及其基本假设	2
00	§ 1-3	外力及其分类	3
50	§ 1-4	内力、截面法和应力的概念	4
80	§ 1-5	位移和应变的概念 杆件变形的形式	7
第二章 轴向拉伸与压缩			
	§ 2-1	概 述	9
11	§ 2-2	轴力和轴力图	10
11	§ 2-3	轴向拉伸(压缩)时横截面上的应力及其强度条件	12
21	§ 2-4	拉(压)杆斜截面上的应力	16
05	§ 2-5	拉(压)杆的变形 虎克定律	17
85	§ 2-6	筒形和球形薄壁容器在均匀径向压力作用下的应力计算	22
58	§ 2-7	轴向拉伸或压缩时的弹性变形能	24
88	§ 2-8	材料在拉伸和压缩时的力学性质	25
	§ 2-9	许用应力和安全系数的确定	33
	§ 2-10	拉(压)超静定问题	34
141	习 题		44
第三章 剪切与扭转			
16	§ 3-1	剪切与挤压的概念	54
76	§ 3-2	剪切的实用计算	55
82	§ 3-3	挤压的实用计算	56
00	§ 3-4	扭转的概念 扭矩与扭矩图	59
80	§ 3-5	薄壁圆筒的扭转 纯剪切与剪切虎克定律	62
	§ 3-6	圆轴扭转时横截面上的应力和强度条件	65
	§ 3-7	圆轴扭转时斜截面上的应力 扭转破坏分析	70
07	§ 3-8	圆轴扭转的变形和刚度条件	72
57	§ 3-9	扭转时的弹性变形能	73
87	§ 3-10	圆柱形密圈螺旋弹簧	74
88	§ 3-11	矩形截面杆扭转的概念	77
081	习 题		79

第四章 梁的内力

§ 4-1	平面弯曲的概念	84
§ 4-2	梁的支座类型及静定梁的基本形式	85
§ 4-3	梁的内力——剪力和弯矩	86
§ 4-4	剪力方程和弯矩方程 剪力图和弯矩图	88
§ 4-5	载荷集度、剪力和弯矩间的关系	93
§ 4-6	剪力图和弯矩图的简易作法	94
§ 4-7	按叠加法作剪力图和弯矩图	99
§ 4-8	刚架的内力	102
§ 4-9	平面曲杆的内力	103
	习 题	104

第五章 梁的应力

§ 5-1	引 言	111
§ 5-2	纯弯曲时梁的正应力	111
§ 5-3	横力弯曲时梁的正应力 弯曲正应力的强度条件	115
§ 5-4	梁横截面上的剪应力 弯曲剪应力的强度条件	120
§ 5-5	弯曲中心的概念	128
§ 5-6	提高梁弯曲强度的措施	132
	习 题	136

第六章 梁的变形

§ 6-1	概 述	141
§ 6-2	梁挠曲线的近似微分方程式	142
§ 6-3	用积分法求梁的变形	143
§ 6-4	用叠加法求梁的变形	151
§ 6-5	梁的刚度校核 提高梁刚度的措施	157
§ 6-6	梁弯曲时的弹性变形能	158
§ 6-7	用变形比较法求解简单超静定梁	160
	习 题	163

第七章 应力状态与强度理论

§ 7-1	应力状态的概念	170
§ 7-2	平面应力状态分析的解析法	172
§ 7-3	平面应力状态分析的图解法——应力圆法	178
§ 7-4	三向应力状态的应力圆	183
§ 7-5	广义虎克定律	186

§ 7-6	三向应力状态下的体积应变和弹性比能	188
§ 7-7	强度理论	191
习 题		197
第八章 组合变形		
§ 8-1	概 述	202
§ 8-2	斜弯曲与组合弯曲	202
§ 8-3	拉伸(压缩)与弯曲的组合 偏心拉伸(压缩)	207
§ 8-4	扭转与弯曲的组合	213
§ 8-5	平面曲杆的正应力计算	220
习 题		224
第九章 能量法与力法		
§ 9-1	变形能的计算	228
§ 9-2	单位载荷法求位移	232
§ 9-3	图形互乘法	238
§ 9-4	功的互等定理和位移互等定理	245
§ 9-5	力法和正则方程	247
习 题		254
第十章 压杆稳定		
§ 10-1	压杆稳定的概念	261
§ 10-2	两端球铰支细长压杆临界力的欧拉公式	262
§ 10-3	其他支座条件下细长压杆的临界力	263
§ 10-4	临界应力 欧拉公式的适用范围	266
§ 10-5	超过比例极限时压杆的临界应力及临界应力总图	268
§ 10-6	压杆的稳定性校核	271
§ 10-7	提高压杆稳定性的措施	276
习 题		277
第十一章 动载荷		
§ 11-1	概 述	281
§ 11-2	杆件作匀加速直线运动及匀角速转动时的动应力计算	281
§ 11-3	杆件受冲击时的应力和变形的计算	287
§ 11-4	提高杆件抗冲击能力的措施	294
习 题		295

第十二章	交变应力	299
§ 12-1	交变应力与疲劳破坏的概念	299
§ 12-2	交变应力的循环特征 应力幅度和平均应力	300
§ 12-3	材料的持久极限及其测定	301
§ 12-4	构件的持久极限	302
§ 12-5	构件的疲劳强度计算	307
§ 12-6	提高构件疲劳强度的措施	311
	习 题	312
附录 I	截面图形的几何性质	315
§ I-1	截面的静矩和形心	315
§ I-2	惯性矩和惯性半径	317
§ I-3	惯性积和主惯性轴	319
§ I-4	惯性矩和惯性积的平行移轴公式	320
§ I-5	惯性矩和惯性积的转轴公式	323
§ I-6	组合截面形心主惯矩的计算	325
	习 题	328
附录 II	型钢表	332
附录 III	单位及单位换算表	346

第一章 绪论

§ 1-1 材料力学的任务

任何机械或结构都是由许许多多不可再拆卸的结构元件所组成,这些结构元件统称为构件。工程上构件的几何形状是各种各样的,但按其几何特征大致可归纳为四大类:即杆件、板、壳和块体等(图1-1)。材料力学主要的研究对象是杆件。所谓杆件,是指其长度相对于其两个横向尺寸大得多的构件。例如机器中的连杆、传动轴以及房屋结构中的梁和柱等类构件均属杆件。

杆件各横截面形心的连线称为杆件的轴线,如轴线为一条直线的杆件称为直杆,若轴线为折线或曲线时,则分别称为折杆或曲杆。如果杆件横截面的形状和尺寸沿杆的轴线保持不变,则称为等截面杆,否则称为变截面杆。

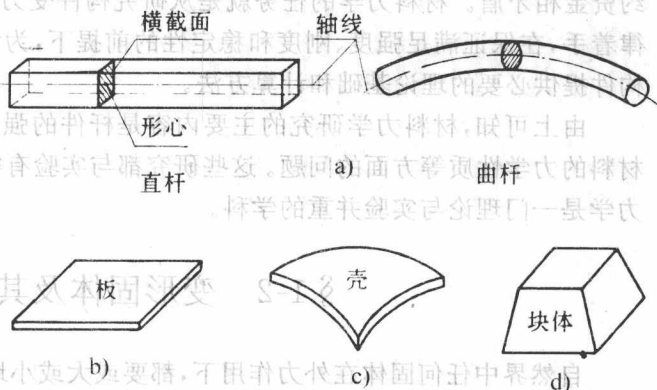


图 1-1

当机器或结构在工作时,其内各构件必然受到外力的作用,作用在构件上的外力称为载荷。在载荷作用下,构件的形状和尺寸将发生一定的改变,称为变形。随着载荷的增大,构件的变形也逐渐地增大,最后将导致构件的过度变形,甚至断裂。为了保证机器或结构的正常工作,就要求其内的所有构件必须具有足够承受载荷作用的能力(简称为构件的承载能力)。因此,工程中对所设计的构件在力学上应具有一定的要求,这些要求是:

1. 足够的强度 所谓强度,是指构件抵抗破坏的能力。任何构件必须具有足够的强度,以保证它在工作时不致产生破坏。

2. 足够的刚度 所谓刚度,是指构件抵抗变形的能力。一个构件即使有了足够的强度,但如果变形过大,也会影响其正常工作。例如机床的主轴如果变形过大时,将会影响到机床的加工精度;又如齿轮轴变形过大时,将会造成齿轮和轴承磨损不均等等。因此,在工程中常根据构件不同用途,对其变形给予一定的限制,使构件在载荷作用下的变形不得超过一定的容许范围,这就要求构件具有足够的刚度。

3. 足够的稳定性 所谓稳定性,是指构件在载荷作用下保持其原有形状平衡的能力。例如在图 1-2 中所示的受压细长直杆,当轴向压力 P 不大时,杆件可保持其原来直线形状的平衡,这时,我们说杆件是处于稳定的平衡状态;但当压力 P 超过某一定限度时,杆件就突然从原来直线形状变成弯曲形状,甚至弯折,这种现象称为杆件丧失了稳定性或简称为失稳。杆件失稳后,它即丧失其继续承担原设计载荷的能力。由于失稳是突然发生的,因此其造成

工程上的后果往往是很严重的。所以工程上也要求某些构件必须具备有足够的稳定性。

以上三项是保证构件安全工作的一般要求。对于一个具体的构件而言,上述三项要求往往又有所侧重,有些构件只要求满足其中一项或二项,有些构件则同时需满足三项要求。此外,对某些特殊用途的构件,有时还会提出相反的要求。例如防止超载的安全销,当载荷超过某一极限时,要求安全销立即破坏,从而保证整体结构的安全;又如车辆中的缓冲弹簧,当它受载荷作用时,要求它有较大的变形以达到缓冲的目的。

显然,构件的强度、刚度和稳定性是与构件所选用的材料、截面几何尺寸和形状等因素密切相关的。要提高构件的承载能力,往往需要采用优质的材料或加大构件的截面尺寸,这又与降低材料的消耗、减轻构件的重量和节约资金相矛盾。材料力学的任务就是从研究构件受力后的变形和破坏的规律着手,在保证满足强度、刚度和稳定性的前提下,为设计既安全又经济的构件提供必要的理论基础和计算方法。

由上可知,材料力学研究的主要内容是杆件的强度、刚度、稳定性以及材料的力学性质等方面的问题。这些研究都与实验有密切联系。因此,材料力学是一门理论与实验并重的学科。

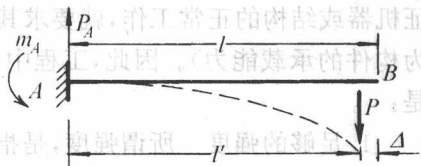
图 1-2



§ 1-2 变形固体及其基本假设

自然界中任何固体在外力作用下,都要或大或小地产生变形。具有可变形性质的固体称为变形固体。变形固体在外力作用下产生变形,就其变形性质可分为弹性变形和塑性变形。弹性变形是指当作用于变形体上的外力撤去以后即行消失的变形,而不能消失的那部分残留的变形称为塑性变形,也叫做残余变形。当撤去外力后能完全恢复原来形状和尺寸的物体称为理想弹性体。在工程实践中,当外力不超过某一限度时,构件是很接近理想弹性体的。在一般工程结构中,由于构件工作时所产生的弹性变形和构件尺寸相比一般是非常微小的,我们称这类变形为“小变形”。由于变形很微小,所以,在研究构件的平衡或运动等问题时,可采用构件在变形前的原始尺寸进行计算。例如如图 1-3 所示的悬臂梁,在 P 力作用后产生了变形。这时, P 的作用线到固定端 A 的距离就从原来的 l 变为 l' ,但由于 B 点的水平位移 $\Delta \ll l$,故在求固定端的支座反力偶时仍按原几何尺寸计算,即 $m_A = Pl$ 。材料力学研究的内容只限于小变形和理想弹性体范围。

图 1-3



工程中任何构件都是由变形固体构成,而变形固体的性质又是多方面的。为了突出其与材料力学研究有关的主要因素,略去其次要因素,以便研究。我们对变形固体作出如下的假设:

1. 连续性假设 认为在整个变形固体的体积内均毫无空隙地充满了物质。实际上,从物质的结构上来说,组成固体的粒子之间是存在有空隙的,但这些空隙的大小与构件尺寸相比极其微小,因此,在宏观研究时,可将空隙忽略,而认为变形固体内部的物质是密实的、连续的。这样就可以对变形固体采取无穷小的分析方法,对其内部一些物理量也可用点坐标的连

续函数来表示。

2. 均匀性假设 认为变形固体内部各部分的力学性质是相同的。实际上,变形固体内各组成部分的性质都存在着不同程度上的差异,例如,组成金属的晶粒和晶界物质,它们的性质就不完全相同,且变形固体内部各处晶粒的排列亦极不一致。但是,由于变形固体的尺寸远大于晶粒的尺寸,因此,从反映多晶粒力学性质的统计平均值看,可以认为变形固体内部力学性质到处是均匀的。也就是说,如果从变形固体中任取出一部分,不论其尺寸大小如何,其力学性质都是相同的。这样,我们就可以从物体中截取任意微小部分进行研究,并将其结果推广到整个物体中去。

3. 各向同性假设 认为变形固体在各个方向上的力学性质是完全相同的。就金属而言,其内的每一个晶粒在不同方向上的力学性质是不相同的,即属于各向异性的。但由于金属构件中所含的晶粒极多,且各晶粒方位又是杂乱无章地排列着,因此,从宏观角度看,金属材料就显示出各向同性了。当然,工程中也有一些材料,它们的力学性质具有明显的方向性,如木材、复合材料的层板等,这类材料称为各向异性材料。各向异性材料的理论研究比较复杂,在“各向异性弹性力学”和“复合材料力学”等著作中有专门的论述。实践表明,在上述假设基础上建立起来的理论是能够满足工程实用要求的。

§ 1-3 外力及其分类

凡是来自构件外部的力,如载荷及约束反力等,均称之为外力。工程上的外力是多种多样的。根据其作用方式与性质的不同,可将外力分类如下:

一、按作用方式分类,可分为表面力与体积力

表面力是作用于构件表面的力。按其在构件表面的分布形式又可分为:

1. 面分布力 它是沿构件表面分布的力。如风力、液体压力等。面分布力的量纲是 $[\text{力}]/[\text{长度}]^2$,在国际单位制中,常用的单位是: N/m^2 或 kN/m^2 。

2. 线分布力 它是沿杆件长度(或轴线)分布的力。如楼板对梁的作用力等,线分布力的量纲是 $[\text{力}]/[\text{长度}]$,常用的国际单位为: N/m 或 kN/m 。

3. 集中力(或集中力偶) 当外力(或外力组成的力偶)作用面积相对于构件表面尺寸为甚小时,则可将它视成集中于一点的集中力(或集中力偶)。如车轮对钢轨的压力、轴承对轴的反作用力(或齿轮对轴的力偶矩)等。集中力(或集中力偶)的量纲为 $[\text{力}]$ (或 $[\text{力} \cdot \text{长度}]$),常用的国际单位为: N , kN (或 $\text{N} \cdot \text{m}$, $\text{kN} \cdot \text{m}$)。

体积力是连续分布于物体内部各点的力。例如物体的自重和惯性力等。体积力的量纲是 $[\text{力}]/[\text{长度}]^3$,常用的国际单位为: N/m^3 或 kN/m^3 。

二、按作用性质分类,可分为静载荷和动载荷

1. 静载荷是从零缓慢地增到某一定值后就保持不变的载荷。在加载过程中,构件产生的加速度极其微小。因此,由它引起的惯性力可以略去不计。例如把机器缓慢地放置在基础上时,机器对基础的作用力便是静载荷。

2. 动载荷是指其大小、方向或作用位置随时间而变化的载荷。在动载荷作用下构件产生了明显的加速度。例如作加速运动的构件,锻压时汽锤的锤杆等,它们都是受到动载荷的作用。

构件在静载荷与在动载荷作用下的性质颇不相同,分析方法也有所差异。由于静载荷问题比较简单,其所建立的理论和分析方法又可作为解决动载荷问题的基础,所以,我们将首先研究静载荷问题。

§ 1-4 内力、截面法和应力的概念

变形固体在没有受到外力作用时,材料内部质点要保持其间的相对位置,则质点之间必然存在着一定的作用力,称为分子的结合力,它是物体内部固有的内力,正是由于这些内力的存在,才能使固体保持一定的形状和尺寸。当固体受到外力作用而发生变形时,其内部各质点之间的相对位置也发生了变化,与此同时,它们之间的相互作用力也要发生改变。这种由于外力作用而引起质点间内力的改变量称为分子的附加弹性抗力。就是这种弹性抗力阻碍着物体的变形,它力图使物体恢复到原来的形状和尺寸。当外力消失时,它亦随之而消失。在一般的情况下,弹性抗力是不均匀地分布在整個受力物体的每一个质点上,且随着外力的增大而增大。如果物体内的某一截面上质点的附加弹性抗力超过其材料本身的承受能力时,物体即沿该截面发生破坏,所以,构件的破坏与构件某一截面上质点的附加弹性抗力有关。在材料力学中,我们把某一截面上所有质点附加弹性抗力组成的分布内力系向该截面形心简化,所得到的主矢和主矩称为该截面的内力。所以,内力是对截面而言的。一般来说,在不同截面上其内力是不同的。为了显示和确定构件内某一截面上的内力,我们通常采用截面法。

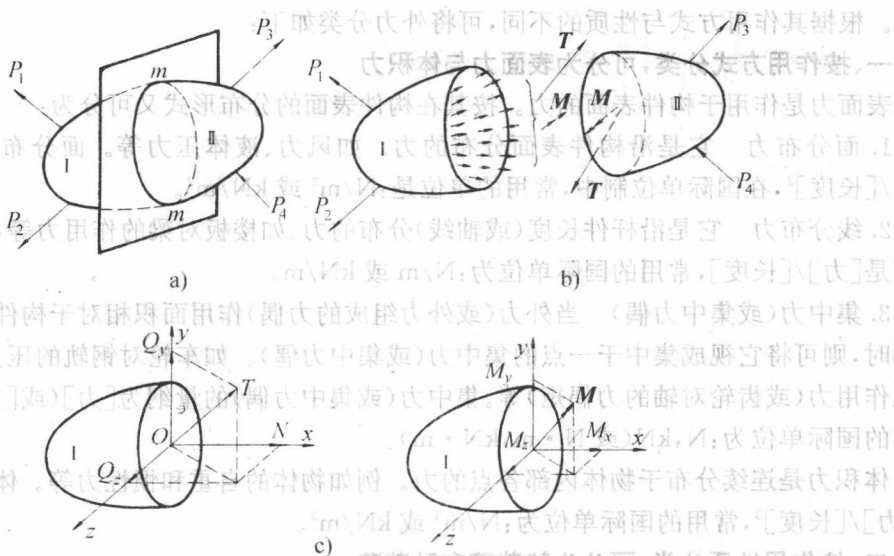


图 1-4

设如图 1-4a 所示的构件在诸外力作用下处于平衡状态。现要确定其 $m-m$ 截面上的内力。为此,我们先在该截面处,用一假想的平面将构件切开成为两个部分(部分 I 和 II),任取其中的一个部分(例如部分 I)作为研究对象,并画出它的受力图(图 1-4b)。在部分 I 上,除作用有外力 P_1 和 P_2 外,在截面 $m-m$ 上还作用有部分 II 对部分 I 质点间的附加弹性

抗力,该内力系组成的主矢和主矩分别以 T 和 M 表示。若以截面形心作为坐标原点,将 yOz 坐标面与截面重合, x 轴沿截面外法线方向。将主矢 T 与主矩 M 沿坐标轴分解(图 1-4c),得

$$T = N_i + Q_y j + Q_z k$$

$$M = M_x i + M_y j + M_z k$$

则分量 N, Q_y, Q_z 和 M_x, M_y, M_z 统称为 $m-m$ 截面的内力素。在材料力学中,我们所要计算的内力就是这些内力素。由于构件在外力作用下是处于平衡的,则从中截取的部分 I 在外力 P_1, P_2 和截面的内力共同作用下也应处于平衡。这样,我们就可以利用静力平衡条件确定 $m-m$ 截面上的内力。

上述求构件截面内力的方法称为截面法,它可归纳为如下三个步骤:

- (1) 假想截开 在求内力的截面处,用一假想的平面将构件截分为二。
- (2) 抛弃、代替 抛弃其中一部分,留下另一部分(一般留下外力较少的部分)作为研究对象,在其截面上加上内力素以代替抛弃部分对留下部分的作用。
- (3) 静力平衡 建立留下部分的静力平衡条件,求解平衡方程,即可求得截面上的内力。

截面法是材料力学最基本方法之一,在以后各章中都要用到。

例 1-1 图 1-5a 所示为一台钻床。钻孔时,钻头受到 $P = 15\text{kN}$ 压力的作用,设 P 力作用线到立柱轴线的距离 $e = 40\text{cm}$ 。试求立柱横截面 $m-m$ 上的内力。

解: 以假想截面沿 $m-m$ 处将立柱截分为二,取其上部为研究对象(图 1-5b),由于立柱上部是处于平面力系作用。故以作用在该力系平面内的内力素 N, Q_y 和 M 表示下部对上部的作用。根据平衡条件

$$\sum X = 0, \quad P - N = 0$$

得

$$N = P = 15\text{ kN}$$

$$\sum Y = 0, \quad Q_y = 0$$

$$\sum m_o(F) = 0, \quad Pe - M = 0$$

得

$$M = Pe = 15 \times 0.4 = 6 (\text{kN} \cdot \text{m})$$

最后,必须指出,在应用截面法前,不能随便应用“力的可移性原理”和“静力等效原理”。如图 1-6a 所示的受轴力 P 作用的杆件,由截面法求得 $m-m$ 截面处的内力 $N = P$ 。如在使用截面法前,应用“力的可移性原理”,将力 P 从杆件的 B 点移至 B' 点(图 1-6b),则此时 $m-m$ 截面的内力 $N = 0$;又如如图 1-7a 所示的线均布载荷 q ,如用其等效力系 ql 来代替时(图 1-7b),则两者在 $m-m$ 截面上的内力是截然不同的。

从上可见,截面法只能求出截面上所有质点弹性抗力所组成的分布内力系的主矢和主矩(或内力素),但它并不能说明这一内力系在截面上各点处分布的密集程度,即所谓集度。由于构件的破坏首先是发生在截面上分布内力系集度最大的点处,所以,在材料相同的情况下,判断构件破坏的依据不是整个截面内力的大小,而是内力系在截面上各点分布集度的强弱。内力系在截面某点处的分布集度称为该点的应力。

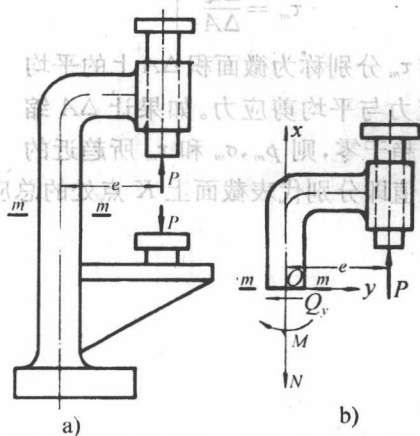


图 1-5

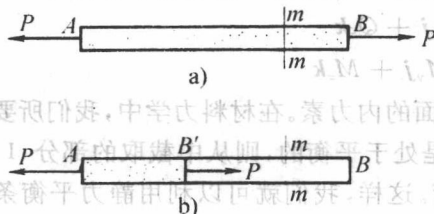


图 1-6

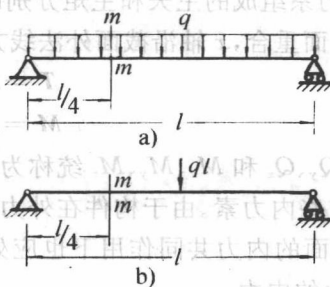


图 1-7

为了确定截面 $m-m$ 上某点 K 处的应力,可在截面上围绕 K 点处取一微面积 ΔA ,设在微面积 ΔA 上的分布内力系的合力为 ΔT (图 1-8a),则 ΔA 范围内单位面积上的内力为

$$p_m = \frac{\Delta T}{\Delta A} \quad (1-1)$$

p_m 称为 ΔA 上的平均应力。将 ΔT 沿截面的法向与切向分解,得其法向与切向分量分别为 ΔN 和 ΔQ ,则得

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\Delta N}{\Delta A} \\ \tau_m &= \frac{\Delta Q}{\Delta A} \end{aligned} \right\} \quad (1-2)$$

σ_m 与 τ_m 分别称为微面积 ΔA 上的平均正应力与平均剪应力。如果让 ΔA 缩小而趋于零,则 p_m, σ_m 和 τ_m 所趋近的极限值即分别代表截面上 K 点处的总应力 p ,正应力 σ 和剪应力 τ (图 1-8b),即

$$\left. \begin{aligned} p &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta A} \\ \sigma &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} \\ \tau &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A} \end{aligned} \right\} \quad (1-3)$$

从式(1-3)可知,应力的量纲为[力]/[长度]²。在国际单位制中,应力的单位为帕斯卡(Pascal,简称为帕,代号为 Pa), $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ 。由于帕的单位较小,材料力学中常采用兆帕(MPa)或吉帕(GPa), $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$, $1 \text{ GPa} = 10^9 \text{ Pa}$ 。我们还需注意到

$$\begin{aligned} 1 \text{ MPa} &= 10^6 \text{ N/m}^2 \\ &= 10^6 \text{ N}/10^6 \text{ mm}^2 \\ &= 1 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (1-4)$$

所以,1 MPa 是与 1 N/mm^2 相当的。

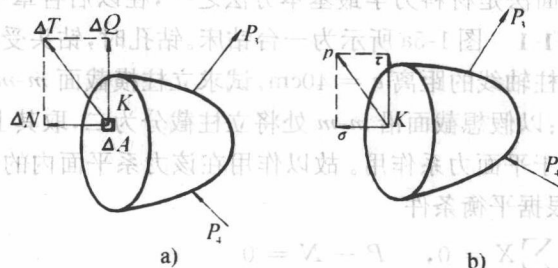


图 1-8

§ 1-5 位移和应变的概念 杆件变形的形式

在外力作用下,构件的尺寸和形状都会发生变化,称为变形。变形的大小是用位移和应变这两个量来度量的。

位移是指构件发生变形后,构件中某点或某一截面在空间位置上的改变。位移可分为线位移和角位移。如图 1-9 中所示,构件上 A 点于变形后移到了 A' 点,则 $\overline{AA'}$ 就称为 A 点的线位移,而 A 端平面在变形后所转过的角度 θ_A ,则称为 A 端平面的角位移。

在外力作用下,构件内各点处产生的应力一般是不相同的。同样,在构件内各点的变形程度亦不相同。为了研究构件内点的变形情况,可设想把构件分割为无数个边长为无限小的矩形六面体,称为单元体,如图 1-10a 所示。

整个构件的变形可以看成是由这些单元体变形效应的综合结果。而每个单元体的变形只表现为边长的改变和直角的改变两种。如图 1-10b 所示的单元体,设其沿 x 方向棱边 $\overline{AB}$ 原长为 Δx ,变形后的长度为 $(\Delta x + \Delta u)$,其中 Δu 称为 $\overline{AB}$ 的绝对伸长。显然, Δu 与其 Δx 所取的长短有关,因此,绝对伸长并不能表示线段 $\overline{AB}$ 中 A 点的变形程度,必须引入相对变形,即应变概念,令

$$\epsilon_m = \frac{\Delta u}{\Delta x} \quad (1-5)$$

则 ϵ_m 表示线段 $\overline{AB}$ 每单位长度的平均伸长或缩短,称为平均的线应变。如果将 $\overline{AB}$ 边长 Δx 无限缩小,即使 $\Delta x \rightarrow 0$,则其极限值

$$\epsilon_x = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta u}{\Delta x} = \frac{du}{dx} \quad (1-6a)$$

称为 A 点沿 x 方向的线应变。同理,如令 Δv 和 Δw 分别代表单元体 $\overline{AC}$ 和 $\overline{OA}$ 棱边的绝对伸长,则 A 点沿 y 和 z 方向的线应变分别为:

$$\begin{aligned} \epsilon_y &= \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta y} = \frac{dv}{dy} \\ \epsilon_z &= \lim_{\Delta z \rightarrow 0} \frac{\Delta w}{\Delta z} = \frac{dw}{dz} \end{aligned} \quad (1-6b)$$

单元体的变形除了边长的改变以外,其两条相互垂直棱边所夹的直角也会发生改变。如图 1-10c 所示,在单元体平行于 xOy 坐标面的平面 $ABCD$ 中,变形前 $\overline{AC}$ 与 $\overline{AB}$ 为正交,变形后, $\overline{AC'}$ 与 $\overline{AB}$ 夹角变为 $\angle C'AB$ 。则变形前、后角度的变化是 $(\pi/2 - \angle C'AB)$ 。当 $\overline{AC}$ 与 $\overline{AB}$ 趋近于零时,则上述角度变化的极限值是

$$\gamma_{xy} = \lim_{\substack{\overline{AC} \rightarrow 0 \\ \overline{AB} \rightarrow 0}} \left(\frac{\pi}{2} - \angle C'AB \right) \quad (1-7)$$

γ_{xy} 称为 A 点在 xy 平面内的剪应变或角应变。而 A 点在 yz 和 xz 平面内的剪应变则分别用

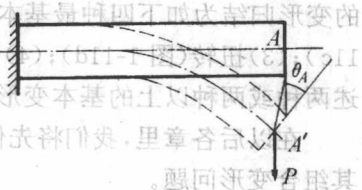


图 1-9

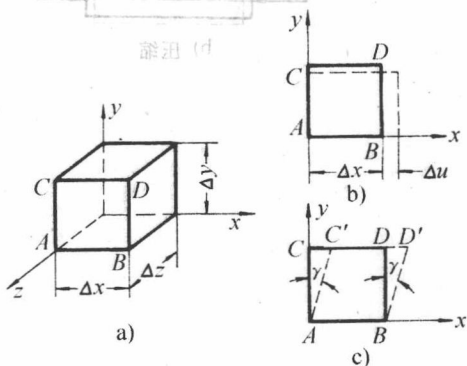


图 1-10

γ_{yz} 和 γ_{xz} 表示。

线应变 ϵ 和剪应变 γ 是度量构件内一点处变形程度的两个基本量。它们都是无量纲的量。以后还会知道, ϵ 和 γ 分别与正应力 σ 和剪应力 τ 相联系, 所以要确定构件内的应力分布规律时, 一般都要研究线应变和角应变的变化规律。

在 § 1-1 中已经指出, 材料力学主要研究的是杆件。随着作用于杆件上外力形式的不同, 杆件所产生的变形形式亦不相同。如对杆件的变形形式进行具体的分析, 就可以把杆件的变形归结为如下四种最基本的变形形式, 即: (1) 拉伸或压缩 (图 1-11a, b); (2) 剪切 (图 1-11c); (3) 扭转 (图 1-11d); (4) 弯曲 (图 1-11e)。有些杆件的变形可能比较复杂, 但都是由上述两种或两种以上的基本变形组合而成, 我们把它们称为组合变形。

在以后各章里, 我们将先依次讨论杆件四种基本变形的强度和刚度的计算, 然后再讨论其组合变形问题。

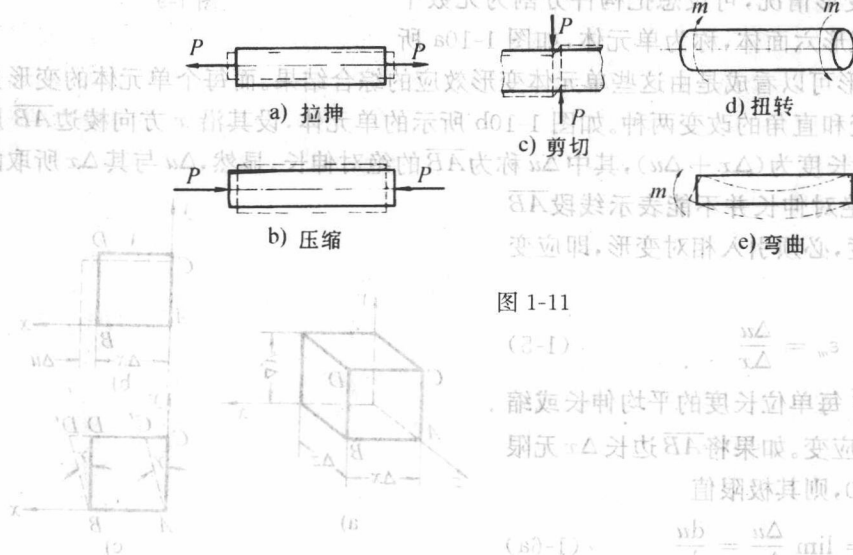


图 1-11

$$(1-1) \quad \frac{\Delta l}{l} = \epsilon$$

设变形前杆的横截面面积为 A , 变形后横截面面积为 A' , 则横截面的应变为 $\epsilon_A = \frac{A' - A}{A}$ 。当 $\epsilon_A > 0$ 时, 表示横截面面积增大, 称为膨胀; 当 $\epsilon_A < 0$ 时, 表示横截面面积减小, 称为收缩。

$$(1-2) \quad \frac{\Delta b}{b} = \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{1}{\epsilon} = \epsilon$$

当 $\epsilon > 0$ 时, 表示杆件伸长; 当 $\epsilon < 0$ 时, 表示杆件缩短。在工程上, 通常将 ϵ 称为线应变, 其单位为 mm/mm 或 mm/m 。

$$\frac{\Delta b}{b} = \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{1}{\epsilon} = \epsilon$$

(1-3)

$$\frac{\Delta b}{b} = \frac{\Delta l}{l} \cdot \frac{1}{\epsilon} = \epsilon$$

变形前杆的横截面面积为 A , 变形后横截面面积为 A' , 则横截面的应变为 $\epsilon_A = \frac{A' - A}{A}$ 。当 $\epsilon_A > 0$ 时, 表示横截面面积增大, 称为膨胀; 当 $\epsilon_A < 0$ 时, 表示横截面面积减小, 称为收缩。

$$(1-4) \quad \left(\frac{\Delta \theta}{\theta} \right)_{\theta=0} = \gamma$$

设变形前杆的横截面面积为 A , 变形后横截面面积为 A' , 则横截面的应变为 $\epsilon_A = \frac{A' - A}{A}$ 。当 $\epsilon_A > 0$ 时, 表示横截面面积增大, 称为膨胀; 当 $\epsilon_A < 0$ 时, 表示横截面面积减小, 称为收缩。

第二章 轴向拉伸与压缩

在机器和结构中，受轴向拉伸或压缩的杆件是常见的，例如，悬臂吊车的拉杆(图 2-1a)，内燃机中的连杆(图 2-1b)等等，都是受轴向拉伸或压缩的工程实例。

§ 2-1 概 述

在机器和结构中，受轴向拉伸或压缩的杆件是常见的，例如，悬臂吊车的拉杆(图 2-1a)，内燃机中的连杆(图 2-1b)等等，都是受轴向拉伸或压缩的工程实例。

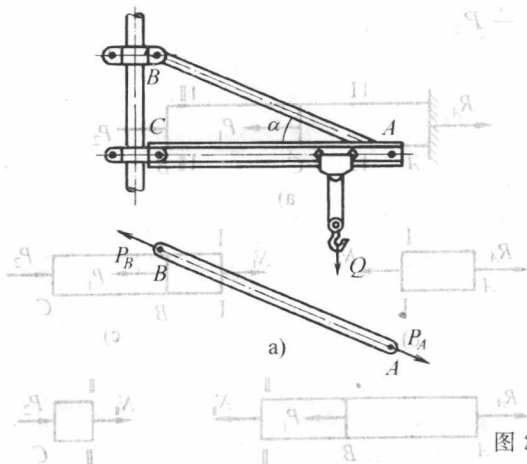


图 2-1

这些杆件受力和变形的共同特点是：杆件是直杆，作用于这类杆件上的外力(或外力的合力)作用线与杆件的轴线重合。在这种情况下，杆件的主要变形为轴向的伸长(图 2-2a)或

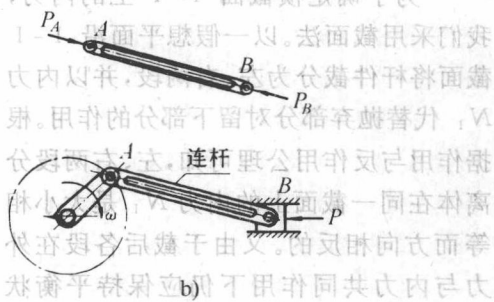


图 2-2

缩短(图 2-2b)。承受这类变形的杆件统称为拉(或压)杆。如果直杆受到两个以上轴向外力的作用(图 2-3)时，则这类的拉(压)杆称为多力杆。

轴向拉伸或压缩是杆件最基本的变形形式之一。本章将着重研究杆件受轴向拉伸或压缩时的内力、应力和变形的计算，同时还将通过实验来研究工程材料受到轴向拉伸与压缩变形时所表现的力学性质。最后将进一步研究一些简单的拉(压)超静定问题。

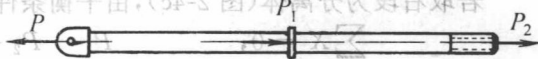


图 2-3