



本书含DVD光盘

汽车维修工 职业技能培训教材

技师

汽车维修工职业技能培训教材编委会 编

即便自学，你从书中也可找到——

- ★ 实际操作技能的要领
- ★ 理论联系实际的精髓
- ★ 最新国标部标的应用

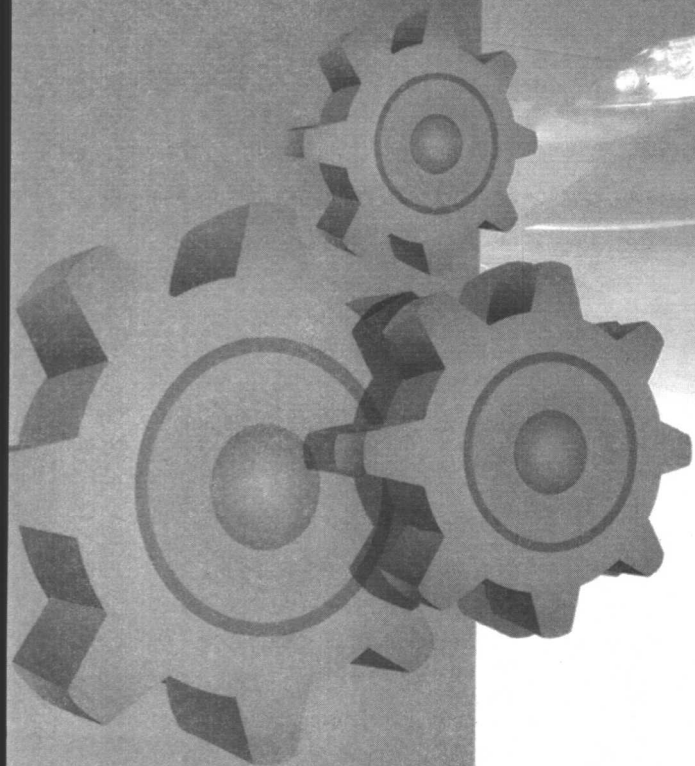


人民交通出版社
China Communications Press



汽车维修工 职业技能培训教材 技师

汽车维修工职业技能培训教材编委会 编



人民交通出版社
China Communications Press

内 容 提 要

为了紧密配合全国机动车检测与维修专业技术人员职业资格培训和考核,在总结职业资格培训、考核和职业技能鉴定工作经验的基础上组织编写了汽车维修工初级、中级、高级和技师职业技能培训教材。全套教材具有较强的科学性、系统性和完整性,便于教学,便于实际操作训练、便于自学。

本书共4篇18章内容,包括基础知识、汽车新型装置及其维修、汽车维修企业管理、实际操作技能,并根据教材中实际操作技能训练内容,制作了与之相配套的操作技能训练光盘。

图书在版编目(CIP)数据

汽车维修工职业技能培训教材:技师/汽车维修工职业技能培训教材编委会编. —北京:人民交通出版社, 2007.1

ISBN 7-114-06172-2

I. 汽... II. 汽... III. 汽车-电工-技术培训-教材 IV. U463.6

中国版本图书馆CIP数据核字(2006)第112373号

Qiche Weixiugong Zhiye Jineng Peixun Jiaocai (Jishi)

书 名:汽车维修工职业技能培训教材(技师)

著 作 者:汽车维修工职业技能培训教材编委会

责任编辑:谢 元 张玉栋

出版发行:人民交通出版社

地 址:(100011)北京市朝阳区安定门外外馆斜街3号

网 址:<http://www.ccpres.com.cn>

销售电话:(010) 85285656, 85285838, 85285995

总 经 销:北京中交盛世书刊有限公司

经 销:各地新华书店

印 刷:三河市吉祥印务有限公司

开 本:880×1230 1/16

印 张:13.75

字 数:440千

版 次:2007年5月 第1版

印 次:2007年5月 第1次印刷

书 号:ISBN 7-114-06172-2

印 数:0001-5000册

定 价:24.00元

(如有印刷、装订质量问题的图书由本社负责调换)

前 言

随着汽车工业的发展,为了适应机动车检测与维修职业资格培训和职业技能鉴定的需要,应广大读者和职业资格培训及鉴定机构的要求,我们组织专家、工程技术人员、大中专院校教师,严格依据汽车维修工工种职业资格标准,编写了汽车维修工初级、中级、高级、技师职业资格培训教材。

全套教材根据职业资格培训特点,将理论知识与实际操作技能紧密结合,既考虑到了各级别知识的必要性,又顾及到了知识的连贯性,论述清晰、通俗易懂、图文并茂,突出实际操作技能,便于自学。教材中涉及到的相关标准均采用最新颁布的国家标准和部颁标准,在内容方面突出介绍了汽车新技术、新结构的专业知识和实际操作内容,具有一定的前瞻性。适合机动车检测与维修专业技术人员、汽车驾驶员和爱好汽车的人员使用。

本套教材由新疆维吾尔自治区交通厅工人技术考核委员会办公室、新疆维吾尔自治区交通行业职业技能鉴定指导中心组织编写。编写大纲由邓华鸿、黄智刚、董一民、巴寅亮、爱新觉罗·溥新执笔,编委会集体审定,人民交通出版社汽车图书出版中心参与了大纲的审定,并对全套教材的内容和编排进行了具体的指导和审定。黄智刚、巴寅亮、董一民、爱新觉罗·溥新、蒋惠宝、裴军武、陈春明等负责对全套教材进行了统稿、文字审阅、内容调整和部分增添内容的编写等工作。

汽车维修工技师职业技能培训教材主编:董一民、邓华鸿、黄智刚;主审:邓华鸿、董一民、黄曰铜、黄智刚。第一篇第一章由曹新举编写,爱新觉罗·溥新主审;第一篇第三章、第二篇第三章、第四章、第五章、第六章、第七章、第八章由陈春明、张天中编写,蒋惠宝、黄智刚主审;第二篇第一章、第二章由董一民编写,蒋惠宝、黄智刚主审;第三篇第一章、第二章、第三章、第四章、第五章由蒋惠宝编写,董一民、黄智刚主审;第四篇第一章第一节、第三节由陈春明编写,董一民、黄智刚主审;第四篇第一章第二节由张永高编写,董一民、黄智刚主审;第四篇第二章、第三章由陈春明、张天中编写,董一民、黄智刚主审。

为了更好地体现本书的特点,我们为本书制作了实际操作演示光盘,光盘由陈春明编辑制作,邓华鸿、黄智刚、董一民、巴寅亮、蒋惠宝、爱新觉罗·溥新审定。

由于编写人员水平有限,教材中难免出现疏漏和不足,恳请读者批评指正。

汽车维修工职业技能培训教材编委会

推荐书目

(1) 快车手汽车维修系列丛书					
书号 ISBN 7-114-	书 名	著译者	出版时间	版次	定价 (元)
04145-4	美洲车电子电路自我诊断	欧亚	03. 1	0102	24
04148-9	欧洲车电子电路自我诊断		03. 1	0102	32
04155-1	亚洲车电子电路自我诊断		02. 10	0102	24
04510-7	四轮定位检测与调整		04. 2	0102	19
05547-1	当代轿车综合故障诊断实务		05. 7	0101	35
04681-2	欧洲车自动变速器维修精华		03. 5	0101	26
04849-1	汽车中控及防盗控制维修精华		03. 11	0101	32
04737-1	汽车自动空调系统检测与维修		03. 9	0101	60
04991-9	汽车制动电子控制系统检测与维修		04. 7	0102	26
05020-8	汽车自动变速器系统检测与维修		05. 5	0102	20
05078-X	当代轿车遥控器设定程序大全		04. 7	0101	18
05086-0	汽车发动机电脑接脚维修精华		04. 8	0101	32
05127-1	当代轿车保养灯归零程序大全		05. 4	0102	12
05203-0	亚洲车自动变速器维修精华		04. 11	0101	40
05481-5	当代轿车音响解码及里程表调校大全		05. 10	0101	18
04735-5	汽车发动机控制系统检测与维修		03. 08	0101	40
(2) 汽修车间实录丛书					
书号 ISBN 7-114-	书 名	著译者	出版时间	版次	定价 (元)
04810-6	轿车空调系统精选故障排除实例	刘 波 李德伟	03. 10	0101	25
04827-0	轿车车身电气系统精选故障排除实例	张振生 朱翔野	03. 11	0101	33
04828-9	进口轿车电喷发动机精选故障排除实例	张新财 吴英大	04. 10	0102	26
04829-7	国产轿车电喷发动机精选故障排除实例	孙树奇 赵玉玲	04. 10	0102	30
04832-7	轿车自动变速器精选故障排除实例	杨智勇 许光君	04. 12	0102	30
04846-7	国产汽车电控系统精选故障排除实例	吴文琳	03. 11	0101	39
04857-2	新型进口汽车电控系统精选故障排除实例	吴文琳	03. 12	0101	40

如想了解更多我社图书, 请登录网址:

<http://www.ccpress.com.cn>

**作为一名汽车维修工,除了需要
掌握维修技术方面的常识,了解本身
责任的重要性更为必要!**

目 录

第一篇 基础知识	1
第一章 材料力学基础	1
第一节 零件的基本变形	1
第二节 零件的扭转变形与弯曲变形	8
第三节 应力	13
第二章 车载计算机与传感器	17
第一节 微处理器与车载计算机	17
第二节 电信号的处理	24
第三节 典型传感器与执行器	26
第二篇 汽车新型装置及其维修	37
第一章 多气门结构与可变进气系统及可变进气相位	37
第一节 多气门结构	37
第二节 可变进气系统及可变进气相位	39
第二章 汽车发动机增压系统	43
第一节 发动机增压系统概述	43
第二节 机械增压	44
第三节 涡轮增压	46
第三章 柴油机电控系统	51
第一节 柴油机电控系统的概述	51
第二节 柴油机电控系统的基本控制功能	54
第三节 电控柴油喷射系统的基本元件	58
第四节 电控柴油喷射系统的基本控制原理	63
第四章 汽车行驶系中的电控动力系统	65
第一节 汽车电控动力转向系统	65
第二节 电控动力悬架系统	74
第三节 汽车自动巡航控制系统	80
第五章 汽车电子防盗系统	87
第一节 中央控制门锁	87
第二节 汽车电子防盗系统	91
第六章 汽车安全防护系统	95
第一节 汽车安全防护系统的概念	95

第二节 汽车的 ESP 系统	99
第三节 汽车安全气囊系统	105
第七章 汽车车身电控系统	117
第一节 微电脑控制的自动空调系统	117
第二节 汽车卫星导航与全球定位系统	124
第三节 汽车电子仪表系统	128
第八章 汽车 CAN-BUS 数据传输系统	136
第一节 CAN-BUS 数据传输系统概述	136
第二节 CAN-BUS 数据传输系统的工作原理	140
第三节 CAN-BUS 数据传输系统的应用与检修	144
第三篇 汽车维修企业管理	147
第一章 汽车维修企业经营管理	147
第一节 汽车维修企业经营组织	148
第二节 汽车维修企业经营模式	150
第二章 汽车维修质量管理	152
第一节 汽车维修企业质量管理	152
第二节 汽车维修质量保证体系	153
第三节 汽车维修企业全面质量管理	154
第三章 汽车维修企业技术管理	157
第一节 汽车维修企业技术管理概述	157
第二节 汽车维修企业信息管理	158
第四章 汽车维修企业的安全管理	160
第一节 安全管理概述	160
第二节 汽车维修企业安全管理的基本内容	161
第五章 汽车维修企业设备管理	163
第一节 设备管理概述	163
第二节 汽车维修企业设备管理的内容	163
第四篇 操作技能训练	166
第一章 检测技能	166
第一节 汽车专用仪器检测	166
第二节 位置误差的检测	170
第三节 汽车发动机与底盘的负荷测功	174
第二章 检修技能	180
第一节 汽车新型配气结构的维修	180
第二节 自动变速器的检测与试验	184
第三节 电控动力转向系统的检修	188
第四节 典型车身电气系统的维修	194
第五节 电喷发动机综合故障的诊断与排除	199
第三章 管理技能	203
第一节 编制维修工艺规程	203
第二节 编制维修工艺卡	208
参考文献	210

第一篇 基础知识

第一章 材料力学基础

学习目的：通过对材料力学基础的学习，了解材料力学关于零件的基本变形以及应力的基础知识。

学习重点：掌握零件变形、应力的基本形式和特征，熟悉影响因素及提高措施，能对汽车上的主要零件进行力学分析。

第一节 零件的基本变形

为了保证机械和结构的安全和正常的工作，组成机构和结构的每一个构件在外力的作用下必须保证不发生破坏，如图 1-1-1 所示。

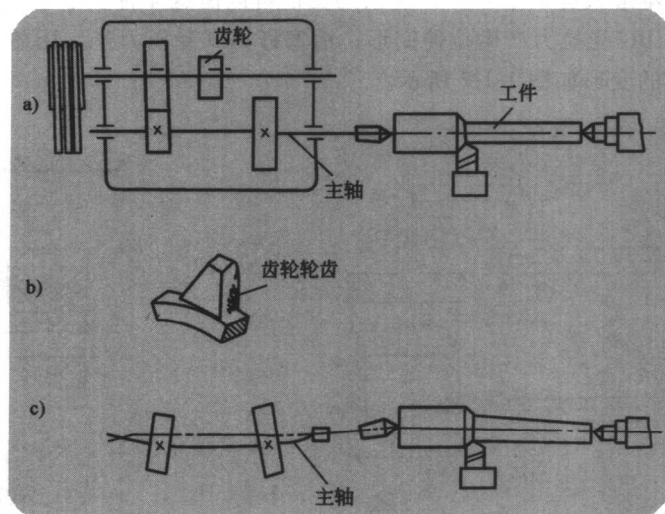


图 1-1-1 车床的主轴箱

车床的主轴箱中，齿轮的轮齿在外力的作用下不应该断裂（图 1-1-1b），因此，构件必须具有足够的抵抗破坏的能力，或者说构件必须具有足够的强度，具有足够的抵抗变形的能力，或者说构件必须具有足够的刚度。

对于细长杆件,例如千斤顶丝杠如图 1-1-2 所示。要求在受压过程中具有足够的稳定性。

一 小变形概念

在外力的作用下,构件产生变形,当外力不超过一定范围时,变形量将随着外力的消失构件恢复原来的形状,这种变形称为弹性变形。构件的弹性变形量和尺寸变形量远小于自身的尺寸,工程上称这种变形为“小变形”。在计算时,可以将这种变形量忽略不计。

二 杆件变形的形式

材料力学主要研究的是纵向尺寸远大于横向尺寸的杆状构件,称为杆件。

杆件的形状和尺寸可以由其横截面和轴线(横截面形心的连线)来表征(图 1-1-3)。

若轴线是直线称为直杆;其中横截面沿杆轴方向不变的直杆是等截面直杆;反之称为变截面直杆(图 1-1-4)。

当杆件轴线为曲线时,则为曲杆(图 1-1-5),曲杆有等截面的和变截面的。

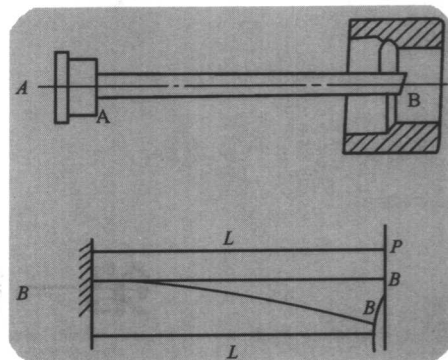


图 1-1-2 千斤顶丝杠

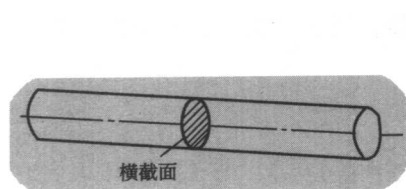


图 1-1-3 杆状构件

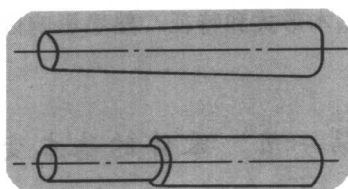


图 1-1-4 变截面直杆

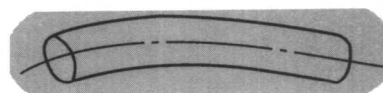


图 1-1-5 曲杆

杆件承受不同的外力时基本形式有以下 4 种,复杂的变形可以由这 4 种变形组合出。

- (1) 拉伸和压缩变形。杆 BC 受拉力产生拉伸变形;活塞杆 AD 受压力产生压缩变形,如图 1-1-6 所示。
- (2) 剪切变形。连接销钉的变形如图 1-1-7 所示。

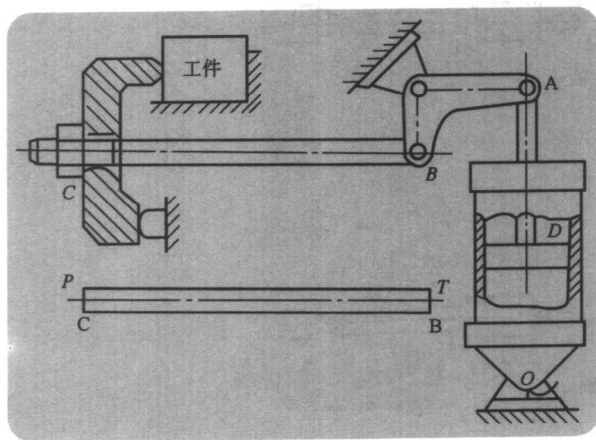


图 1-1-6 夹紧机构

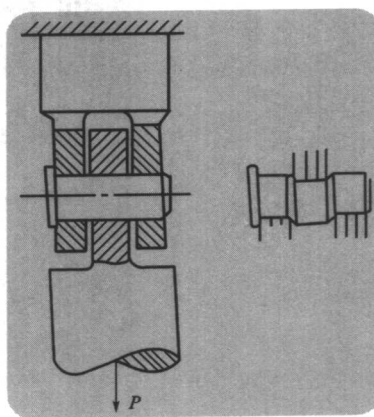


图 1-1-7 连接销钉的变形

- (3) 扭转变形。汽车转向轴 AB , 在二端力偶作用下产生的变形,如图 1-1-8 所示。
- (4) 弯曲变形。如图 1-1-9 所示。

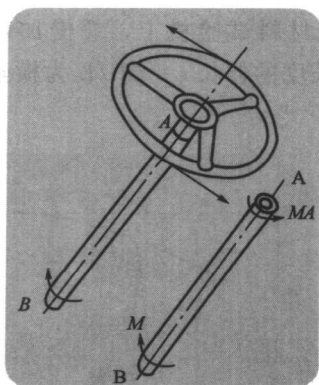


图 1-1-8 汽车转向轴扭转变形

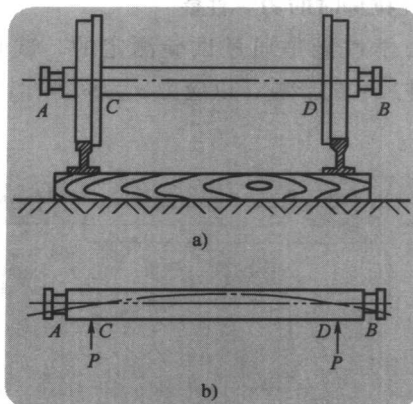


图 1-1-9 汽车转向轴弯曲变形

三 拉伸和压缩

工程上有很多受拉伸和压缩的构件，这些杆件承载的共同特征是外力的合力的作用沿杆件的轴线。它们的变形是沿杆件轴线方向伸长或缩短，这种变形称为轴向拉伸或轴向压缩，如图 1-1-10 所示。

1. 内力和截面法

构件在外力作用下发生变形时，材料内部各个质点间的相对位置也发生变化，所以需要假想地将构件截开，才能使其显示出来。如图 1-1-11 所示的拉杆，在一对 P 力的作用下处于平衡状态，现在要求 $m-n$ 截面上的内力，可以假想沿 $m-n$ 截面将杆件分开，分为 I、II 两部分，在 $m-n$ 截面上作用着两部分的相互作用力为内力，两者的大小相等、方向相反。可以由 I 部分的平衡条件得到：

$$N - P = 0$$

$$N = P$$

2. 拉（压）杆横截面上的应力

当杆件的横截面为梯形时，同样大小的力分布在小面积上，其分布集度（单位面积上的内力）就大。衡量杆件受力的强弱程度用内力的分布密度来表示，工程上把内力的分布集度称为应力。

现在有一个等直杆，在其表面上画上垂直轴线的线 ab 和 cd ，受力变形后线仍然垂直于轴线且仍为直线，只是平移了一段距离。因此可以假设截面在变形后仍保持平面，这种假设称为平面假设，而且杆件上的内力是分布均匀的，于是横截面上内力的分布集度即应力为：

$$\sigma = N/A$$

式中： σ ——应力，其符号规定为拉应力为正，压应力为负；

N ——横截面上的轴力；

A ——横截面积。

在国际单位制中，应力的单位是帕斯卡，简称为帕（Pa）。 $1\text{Pa}=1\text{N}/\text{m}^2$ 。 $1\text{MPa}=10^6\text{Pa}$ 。

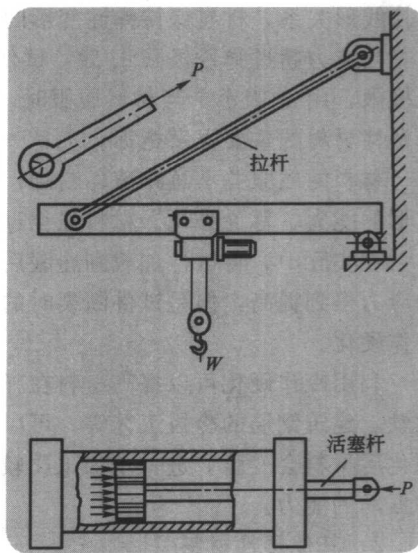


图 1-1-10 轴向拉伸和轴向压缩变形

3. 材料在拉伸时的力学性能

材料的力学性能是通过试验测定的。试验时,将杆件装在材料试验机上,缓慢加载,直到杆件断裂。为了消除杆件尺寸的影响,以应力 σ 为纵坐标,杆件工作段单位长度的伸长 $\epsilon=\Delta L/L$ 为横坐标,称为 σ - ϵ 曲线(图 1-1-12)。

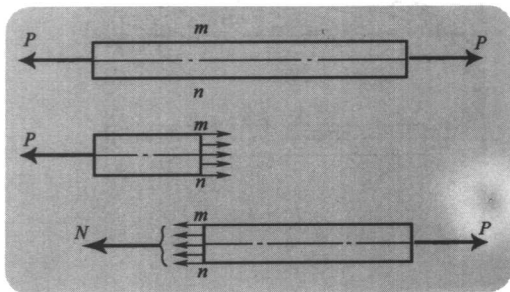


图 1-1-11 截面法

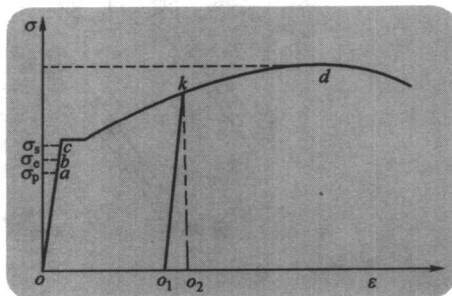


图 1-1-12 低碳钢 σ - ϵ 曲线

1) 低碳钢

从低碳钢的 σ - ϵ 曲线图和试验可以得到低碳钢的一些主要力学性能:

在试件拉伸的初始阶段,其变形是弹性的,应力超过 σ_p 后,材料的变形虽然仍然是弹性的,但是 σ - ϵ 不再保持线形关系,材料保持弹性变形的最大应力称为弹性极限。用 σ_e 表示。

当应力超过弹性极限 σ_e 后,试件应变急剧增加,这种现象称为屈服或流动。材料出现屈服时的应力称为屈服极限,用 σ_s 表示。当材料屈服时,出现明显的塑性变形,将影响构件的正常工作而导致失效,所以屈服极限是塑性材料的重要强度指标。

材料的屈服并不意味着破坏断裂,过了屈服极限后,随着试件的伸长,应力又上升了,表示材料恢复了抵抗变形的能力,称为强化。材料强化过程中能够达到的最大应力值称为强度极限。

在实际中,将试件加载到屈服后卸载,然后再重新加载,则材料的应力得到提高,但是试件断裂时的塑性相应的降低,这种现象称为冷作硬化。

利用冷作硬化可以提高材料在弹性阶段的承载能力,如起重机的钢丝、建筑钢筋的冷拔工艺等,可以节约钢材10%~20%。但是冷作硬化后材料会变脆,进一步加工比较困难,而且会降低材料承受冲击和振动的能力。

2) 其他塑性材料

图 1-1-13 所示为几种塑性材料的 σ - ϵ 曲线:

由图可知,它们和低碳钢相似,存在弹性阶段,并且有比较大的塑性变形,有的材料没有明显的屈服极限。国家标准规定,对于没有明显屈服极限的材料,以产生0.2%塑性应变时的应力作为其屈服极限。

3) 铸铁

铸铁的 σ - ϵ 曲线如图 1-1-14 所示。

铸铁为典型的脆性材料,明显的特点是塑性差。由图可知,铸铁无屈服和颈缩现象,只能测得断裂时的强度极限。

4. 材料在压缩时的力学性能

1) 低碳钢

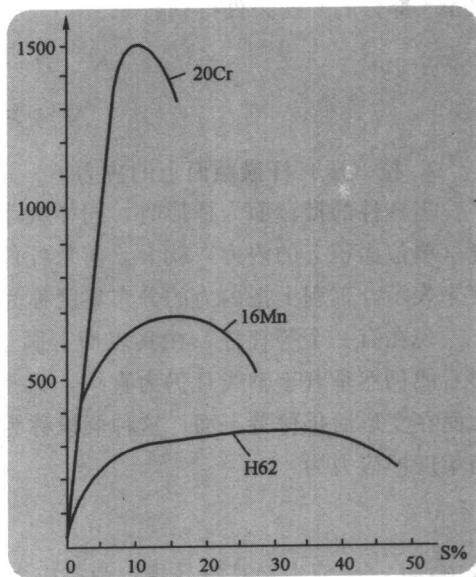
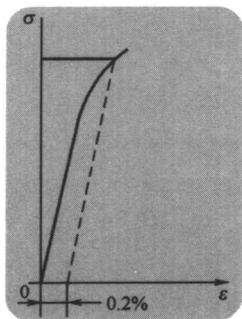
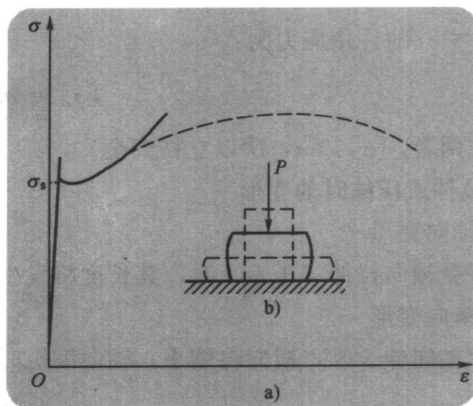


图 1-1-13 塑性材料的 σ - ϵ 曲线

图 1-1-15 为低碳钢在压缩时的 σ - ϵ 曲线, 在屈服之前, 压缩和拉伸的 σ - ϵ 曲线基本重合, 所以可以认为它们在拉、压时的力学性能基本相同, 一般不做压缩试验。

图 1-1-14 铸铁的 σ - ϵ 曲线图 1-1-15 低碳钢在压缩时的 σ - ϵ 曲线

2) 铸铁

铸铁在压缩时不存在屈服现象, 压缩的强度极限比拉伸时大的多, 约为 3~5 倍, 所以铸铁一般用于受压构件的材料。

综上所述, 塑性材料的强度和塑性都优于脆性材料, 特别是在拉伸时, 两者相差更显著, 所以承受拉伸或冲击、振动的构件一般采用塑性材料。

5. 拉伸和压缩的强度条件和应用

为了保证构件的安全工作, 构件的工作应力不得超过材料的许用应力, 即:

$$\sigma = N/A \leq [\sigma]$$

该式称为杆件轴向拉伸 (压缩) 时的强度条件, 可以用来解决以下问题:

1) 强度校核

已知杆件尺寸、承受的载荷和材料的许用应力, 校核该杆件是否满足强度条件。当工作应力超过材料的许用应力时, 认为杆件强度不足。

已知杆件承受的载荷和材料的许用应力, 确定杆件的截面尺寸:

$$A \geq N/[\sigma]$$

2) 确定许用载荷

已知杆件的尺寸和材料的许用应力, 求机器或者构件的最大承受载荷:

$$N_{\max} \leq [\sigma]A$$

[例 1]: 图 1-1-16 所示是压力机的工作压力 $P=200\text{kN}$, 在装配时立柱的预紧力为 $1.5P$, 立柱螺纹部分的内径为 $d=60\text{mm}$, 材料的屈服极限为 $\sigma_s=264\text{MPa}$, 安全系数为 $n_s=2$, 试校核立柱的强度。

解: (1) 受力分析 压力机每根立柱的作用力为:

$$Q = 0.5(P + 1.5P) = 1.25P = 250\text{kN}$$

由截面法求立柱的轴力为: $N=Q=250\text{kN}$

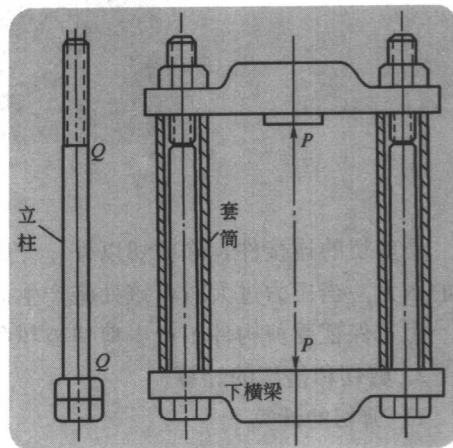


图 1-1-16 压力机结构

(2) 强度校核 立柱的工作应力为:

$$\sigma = N/A = 25 \times 10^4 / (\pi 900) = 88.4 \text{ MPa}$$

(3) 立柱的许用应力为:

$$[\sigma] = \sigma_s / n_s = 264 / 2 = 132 \text{ MPa}$$

比较两者, $[\sigma] > \sigma$, 所以立柱安全。

6. 拉伸或压缩时的变形

1) 轴向变形

直杆受轴向拉伸(压缩)时, 其长度将发生伸长(缩短)。

2) 横向变形

杆件轴向伸长时, 横向将缩小; 轴向缩短时, 横向将增大。

四 剪切与挤压

1. 剪切和挤压的概念

机械中的连接件通常采用图 1-1-17 所示的铆钉、键、销钉等, 当受力比较大时, 可能沿着某个截面(称为剪切面)剪断, 这种破坏称为剪切破坏。受剪切构件的特征是构件侧面上外力的合力垂直于杆件轴线, 大小相等, 方向相反, 作用线相距很近。

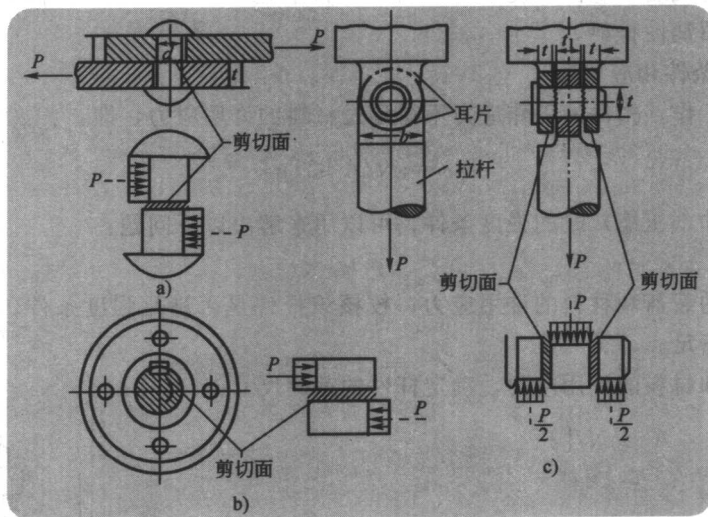


图 1-1-17 连接件剪切

受剪切的连接件, 除剪切以外, 一般均有挤压现象。连接件和被连接件的接触面相互压紧时, 存在着比较大的压力。当压力过大时, 该处将产生局部的塑性变形, 造成破坏, 称为挤压破坏, 如图 1-1-18 所示。

为了保证受剪构件不产生剪切破坏和挤压破坏, 应该对构件做剪切和挤压强度计算。

2. 剪切和挤压的计算

1) 剪切的计算

连接件破坏时, 沿着剪切面被剪断, 所以分析剪切面上的内力时, 可以假想沿剪切面将铆钉截开, 取一部分为研究对象(图 1-1-19)。

根据平衡条件 $\sum X = 0$ 可以得到:

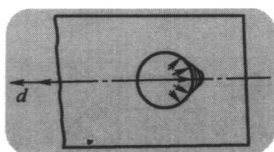


图 1-1-18 连接件挤压

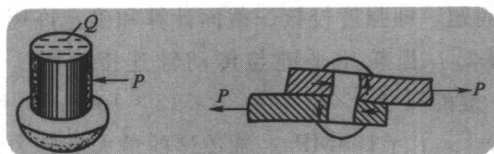


图 1-1-19 剪切面

$$Q - P = 0$$

所以截面上的内力为:

$$Q = P$$

其中 Q 沿截面作用, 称为剪力。

剪切面上与剪力 Q 相对应的各点的剪应力 τ_j 分布较复杂, 实际中计算采用近似计算, 设剪应力 τ_j 在剪切面上分布均匀, 于是可以得到:

$$\tau_j = Q/A_j$$

式中: A_j ——剪切面积。

要保证构件不受剪切破坏, τ_j 应不超过材料的许用剪应力 $[\tau_j]$, 由此可以得到剪切强度条件为:

$$\tau_j = Q/A_j \leq [\tau_j]$$

一般钢材的 $[\tau_j]$ 和许用拉应力 $[\sigma]$ 之间存在以下关系:

$$[\tau_j] = (0.6 \sim 0.8)[\sigma]$$

2) 挤压的计算

连接件与被连接件挤压面上的压强称为挤压应力 σ_{jy} , σ_{jy} 的方向垂直于挤压面, 大小分布如图 1-1-20 所示, 最大应力发生在半圆柱形接触面的中央, 工程上采用近似计算, 将挤压应力表示为:

$$\sigma_{jy} = P/A_{jy}$$

式中: P ——挤压面上的压力;

A_{jy} ——挤压计算面积, 它等于实际挤压面在压力 P 垂直的平面上的投影面积。

$$A_{jy} = td$$

当连接件与被连接机构的接触面为平面时, 挤压计算面积就是接触面面积。

为了保证连接件不产生挤压破坏, 挤压应力不能超过材料的挤压许用应力 $[\sigma_{jy}]$, 由此可以得到挤压强度条件为:

$$\sigma_{jy} = P/A_{jy} \leq [\sigma_{jy}]$$

$[\sigma_{jy}]$ 可以从相关手册中查出。钢材的 $[\sigma_{jy}]$ 与许用拉应力 $[\sigma]$ 一般存在以下关系:

$$[\sigma_{jy}] = (1.7 \sim 2.0)[\sigma]$$

对于连接件来说, 应该同时满足剪切强度条件和挤压强度条件。利用剪切强度条件和挤压强度条件可以解

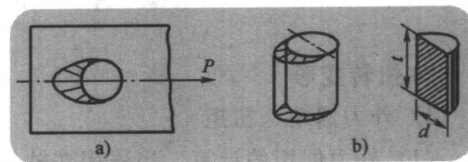


图 1-1-20 挤压面应力分布

决以下问题,即强度校核、截面计算和确定许用载荷。

[例 2]: 齿轮用平键与传动轴连接 (图 1-1-21), 已知轴颈 $d=70\text{mm}$, 键的尺寸 $b \times h \times l=20 \times 12 \times 100\text{mm}$, 键的许用应力 $[\tau_j]=60\text{MPa}$, $[\sigma_{jy}]=100\text{MPa}$, 轴传递的最大旋转力矩 $M=1.5\text{kN} \cdot \text{m}$, 试校核键的强度。

解: (1) 外力分析 作用在键上的力 P 可用平衡条件求出:

$$\sum M=0, P \cdot d/2 - M=0 \quad (\text{力 } P \text{ 到轴心的距离近似取为 } d/2)$$

$$P=2M/d=2 \times 1.5 \times 10^6 / 70 = 42.9\text{kN}$$

(2) 校核剪切强度 剪切面上的剪力为:

$$Q = P = 42.9\text{kN}$$

剪应力为: $\tau_j = Q/A_j = 42.9 \times 10^3 / (20 \times 100) = 21.5\text{MPa} < [\tau_j]$

(3) 校核挤压强度 挤压面的压力为 P , 键的挤压计算面积为:

$$A_{jy} = h \cdot l/2 = 12 \times 100/2 = 600\text{mm}^2$$

挤压应力为: $\sigma_{jy} = P/A_{jy} = 42.9 \times 10^3 / 600 = 71.5\text{MPa} < [\sigma_{jy}]$

综上所述: 键满足强度要求。

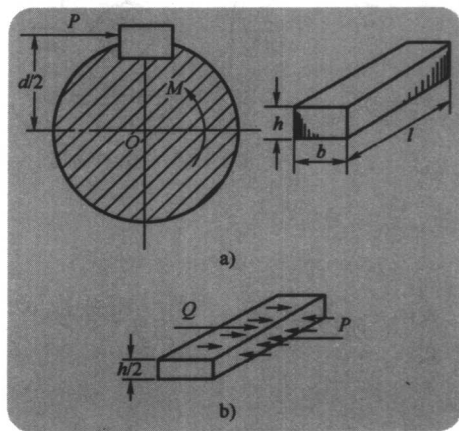


图 1-1-21 平键与传动轴连接

五 圆轴扭转

机械上各类传动轴,如汽车的传动轴、桥式起重机行走机构的传动轴和减速器的传动轴等。它们在运转过程中,一端受到电动机、发动机或别的零件作用的转动力偶矩;另一端受到被带动零件(负载)作用的反力偶矩。所以,它们的受力特点是在垂直轴线的平面内,受到一对大小相等、方向相反的力偶作用。圆轴在这对力偶的作用下,各个截面将绕轴线相对的转动,这种变形称为扭转。一般把以扭转变形为主的杆件称为轴。

第二节 零件的扭转变形与弯曲变形

1. 扭转变形

1) 外力偶矩、扭矩

(1) 外力偶矩的计算。当作用在轴上的外力偶矩 M_e 未直接给出时,可以根据轴所传递的功率 N 和转速 n (r/min) 得出,当 N 的单位为千瓦 (kW) 时:

$$M_e = 9450N/n \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

当 N 的单位为马力 (hp) 时: $M_e = 7024N/n$ (N·m)。

作用在功率输入端的外力偶矩是带动轴转动的主动力偶,它的方向和轴的转动方向是一致的,而作用在功率输出端的外力偶矩是被带动零件传来的反力偶,它的方向和轴的转动方向是相反的。

2) 扭矩

当轴上的外力偶矩都确定后,可以用截面法来分析圆轴扭转时的内力。以桥式起重机行走机构的传动轴为例。要求轴 $I-I$ 截面上的内力,可以假想沿此截面将轴截为两部分,任取一部分为研究对象。根据平衡条件,截面 $I-I$ 上的内力为力偶矩 M_n ,称为扭矩。其大小和方向由平衡方程求出:

$$M_n - M_A = 0 \quad \text{即 } M = M_A$$

为了使所求同一个截面上的扭矩有同样的符号,对扭矩的符号规定如下:采用右手螺旋线法则,扭矩矢量和截面外法线方向一致,则该扭矩 M_n 为正号,反之为负号。

在计算中,为了显示整个轴各个横截面上扭矩的变化规律,用沿轴线方向的坐标表示横截面位置,垂直轴线方向的坐标表示相应的扭矩的大小,画出扭矩变化的曲线,即为扭矩图。

[例 3]: 图 1-1-22 所示为传动轴,由 A 轮输入功率 $N_A=50\text{kN}$, B 轮输出功率 $N_B=30\text{kN}$, C 轮输出功率 $N_C=20\text{kN}$, 已知轴的转速 $n=300\text{r/min}$, 作轴的扭矩图, 并确定轴内的最大扭矩 M_{max} 。

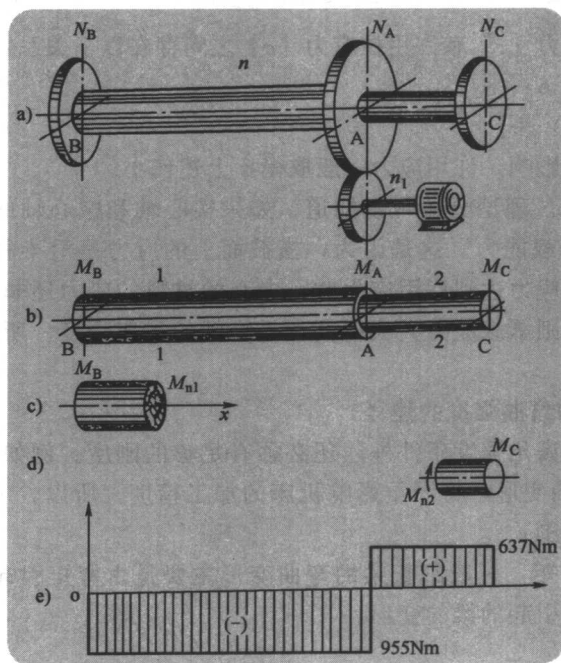


图 1-1-22 传动轴

解: (1) 外力分析 输入端的主动力偶为:

$$M_A = 9549 N_A / n = 9549 \times 50 / 300 = 1592 \text{ N} \cdot \text{m}$$

同理, 输出端的反力偶矩为: $M_B = 955 \text{ N} \cdot \text{m}$, $M_C = 637 \text{ N} \cdot \text{m}$

(2) 内力分析 将轴分为两部分求扭矩, 取左侧部分为研究对象, 截面扭矩先设为正向, 右平衡条件可以得到:

$$\sum M = 0, M_B + M_{N1} = 0$$

$$\text{得: } M_{N1} = -M_B = -955 \text{ N} \cdot \text{m}$$

负号表示实际扭矩的转向和假设的方向相反, 应该为负扭矩, 该横截面上的扭矩都是 M_{N1} , 同样可以求得右段内力, $M_{N2} = M_C = 637 \text{ N} \cdot \text{m}$

(3) 作扭矩图, 如图 1-1-22e) 所示, 从图上确定该轴的最大扭矩:

$$|M_{\text{max}}| = |M_{N2}| = 955 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. 圆轴扭转时截面上的应力和强度条件

(1) 圆轴扭转时, 横截面上剪应力的大小与离圆心的距离成正比, 如图 1-1-23 所示。

(2) 为了保证轴扭转时不发生破坏, 其最大工作应力不能超过材料的许用扭转剪应力, 对于等直轴来讲, 最大剪应力发生在最大扭矩截面的边缘处, 于是轴的扭转强度条件是:

$$\tau_{\max} = M_{n\max}/W_n \leq [\tau]$$

式中： W_n ——抗扭截面模量。

对于不等截面轴，其强度条件为：

$$\tau_{\max} = (M_n/W_n)_{\max} \leq [\tau]$$

在静载荷下，扭转许用剪应力 $[\tau]$ 和许用拉应力 $[\sigma]$ 之间存在以下关系：

塑性材料： $[\tau] = (0.5 \sim 0.6) [\sigma]$

脆性材料： $[\tau] = (0.8 \sim 1) [\sigma]$

考虑到实际传动中动载荷的影响，许用应力一般取得比上述值小。

在实际中，常常采用空心轴。理论分析可以知道，如果实心轴和空心轴的截面积相等，则空心轴可以大大提高承载能力。这是因为，横截面上的应力是沿半径方向成线形分布。当截面边缘的最大剪应力达到许用应力时，中心的材料的应力还非常小，没有发挥作用。如果将其移到截面的边缘，组成空心轴，则承载能力大大提高，提高轴的抗扭强度。所以，圆轴承受扭转时，空心圆截面较实心圆截面合理。

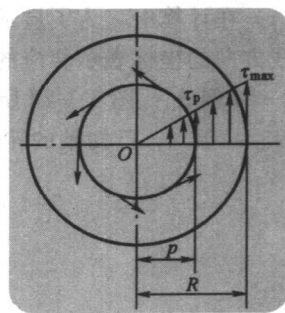


图 1-1-23 圆轴横截面上剪应力分布图

3. 梁的弯曲变形及提高梁的弯曲强度的途径

在实际工程中，梁除了应该满足强度条件外，还必须有足够的刚度。例如轧钢机的轧辊。如齿轮传动的传动轴（图 1-1-24）。如果机床主轴变形，将严重影响机床的加工精度。所以，工程上对梁的刚度有一定的要求，其变形量不能超过工程允许的范围。

梁弯曲时的内力为剪力和弯矩，一般细长梁的弯曲变形主要是由弯矩引起的，剪力对梁变形的影响很小，可以忽略不计。我们只研究弯矩引起的梁的变形。

1) 挠度和转角

当梁受到纵向对称面内的载荷作用时，梁产生平面弯曲，变形后的轴线是一条仍然在纵向对称面内的平面曲线如图 1-1-25 所示。

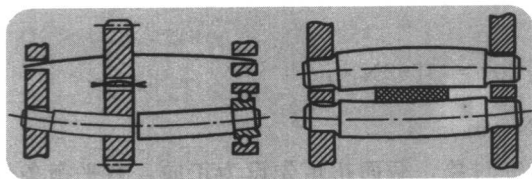


图 1-1-24 齿轮传动的传动轴

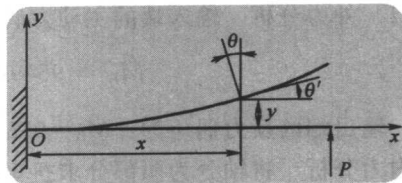


图 1-1-25 挠度

2) 加法计算梁的变形

在材料服从虎克定律和小变形的情况下，梁的转角和挠度与梁上的横向载荷成线性关系，每个载荷引起的变形互不影响。因此，如果梁上同时受到几个载荷的作用，可以分别计算各个载荷单独作用时引起的变形，然后将它们代数相加，就是几个载荷同时作用时的总变形。这种方法称为叠加法。用叠加法求等截面梁变形时，每个简单载荷作用下的变形可以查阅资料计算得出，以确定梁的强度是否符合要求。

3) 提高梁弯曲强度的措施

对于一般梁来说，决定其弯曲强度的主要因素是弯曲正应力，剪应力是次要的。从等截面梁的弯曲正应力强度条件：

$$\sigma_{\max} = M_{\max}/W_z \leq [\sigma]$$

可以看出，为了降低 $\sigma_{\max}$ 来提高梁的承载能力，有两个途径，一是合理安排梁的支承和载荷，降低 $M_{\max}$ ；二是采用合理的截面形状，以提高 W_z 值，如图 1-1-26 所示。