

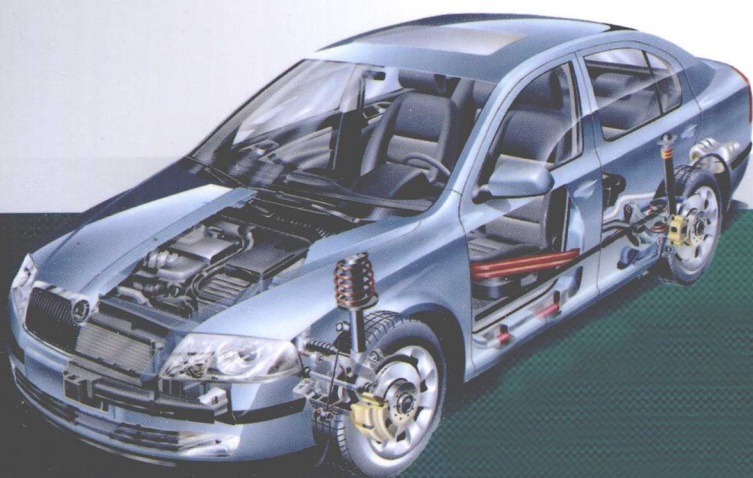
汽车检修 **一学通** 丛书

汽车机械基础

主 编◎阳 亮 谭克诚

副主编◎林世明

QICHE JIXIE JICHU



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

本书结合汽车领域的职业要求,以突出培养初学者的专业基础和可持续发展能力为目标,对相关内容进行了整合,将《工程力学》、《金属材料及热处理》、《汽车运行材料》、《机械基础》、《液压传动》等教材整合为一本书,并减少理论推导,删减设计计算,重点突出高等职业教育实用的特色,使本教材适应汽车类专业技能人才的培养要求。

本书共分为九章,第一章和第二章主要介绍了工程力学知识,包括力学基础知识、材料力学知识等内容。第三章和第四章主要介绍了汽车材料知识,包括汽车工程材料和汽车运行材料。汽车工程材料包括了金属材料和非金属材料,汽车运行材料包括了汽车燃料、汽车润滑剂和汽车工作液等内容。第五章至第八章介绍了汽车常用零部件和机构,包括了轴和轴承、键和销、螺纹连接、联轴器和离合器、平面四杆机构、凸轮机构、间歇运动机构、带传动、链传动、齿轮传动和轮系等内容。第九章介绍了液压传动,包括液压传动的基础知识和液压元件等内容。本书还在每章配套了少量的练习题,帮助学生复习、巩固所学内容。

本书适合作为高职高专汽车专业基础教材,也可以作为汽车维修人员自学用书。

图书在版编目(CIP)数据

汽车机械基础/阳亮,谭克诚主编. —北京:机械工业出版社,2013.3
(汽车检修一学通丛书)

ISBN 978-7-111-41285-4

I. ①汽… II. ①阳… ②谭… III. ①汽车—机械学—高等职业教育—教材 IV. ①U463

中国版本图书馆CIP数据核字(2013)第016690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:连景岩 责任编辑:连景岩

版式设计:霍永明 责任校对:申春香 肖琳

封面设计:鞠杨 责任印制:张楠

北京振兴源印务有限公司印刷

2013年3月第1版第1次印刷

184mm×260mm·9.75印张·237千字

0001-3000册

标准书号:ISBN 978-7-111-41285-4

定价:29.80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

网络服务

社服务中心:(010) 88361066 教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售一部:(010) 68326294 机工官网:<http://www.cmpbook.com>

销售二部:(010) 88379649 机工官博:<http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线:(010) 88379203 封面无防伪标均为盗版

前 言

随着我国汽车行业的飞速发展,汽车行业服务岗位分工越来越细。自 20 世纪 90 年代末以来,全国各高等职业院校相继开设了“汽车电子技术”、“汽车检测与维修”、“汽车技术服务与营销”、“汽车运用技术”等各类汽车专业。而汽车类专业与普通机械类专业对机械基础的要求不同,因此,不能采用传统的《机械基础》,急需适合汽车类专业的《汽车机械基础》。

本书的特点是结合我院在教学实践过程中的体会以及汽车领域的职业要求,以突出培养学生的专业基础和可持续发展能力为目标,在编写过程中紧密联系汽车行业人才能力结构和水平特点的要求,对教学内容进行优化整合,进一步突出职业教育特色,力求体现“必需、适度、够用”的指导思想。

全书共分为九章。第一章和第二章主要介绍了工程力学知识,包括力学基础知识、材料力学知识等内容。第三章和第四章主要介绍了汽车材料知识,包括汽车工程材料和汽车运行材料。汽车工程材料包括了金属材料和非金属材料,汽车运行材料包括了汽车燃料、汽车润滑剂和汽车工作液等内容。第五章至第八章介绍了汽车常用零部件和机构,包括了轴和轴承、键和销、螺纹连接、联轴器和离合器、平面四杆机构、凸轮机构、间歇运动机构、带传动、链传动、齿轮传动和轮系等内容。第九章介绍了液压传动,包括液压传动的基础知识和液压元件等内容。本书还在每章配套了少量的练习题,帮助学生复习、巩固所学内容。

本书由柳州铁道职业技术学院阳亮、谭克诚主编,林世明担任副主编。其中第一章由林世明编写;第二章由柳州铁道职业技术学院宛东编写;第三章由谭克诚编写;前言及第四章至第九章由阳亮编写。

在本书编写过程中,参考了大量的资料和文献,在此对原编著者表示诚挚的谢意。

由于编者水平有限,书中难免有不妥和错误之处,欢迎读者批评指正。

编 者

目 录

前言	
第一章 力学基础知识	1
第一节 力学基本概念	1
第二节 平面力系	2
第三节 摩擦自锁	6
思考与练习	8
第二章 杆件受力分析与变形	9
第一节 轴力——轴向拉伸与压缩	9
第二节 剪力——剪切	11
第三节 转矩——扭转	11
第四节 弯矩——对称变曲	14
思考与练习	16
第三章 汽车工程材料	17
第一节 金属材料	17
第二节 非金属材料	32
第三节 汽车零件的失效	36
思考与练习	37
第四章 汽车运行材料	38
第一节 汽车燃料	38
第二节 汽车润滑剂	43
第三节 汽车工作液	48
思考与练习	50
第五章 汽车常用零部件	51
第一节 轴	51
第二节 轴承	57
思考与练习	69
第六章 汽车常用连接方式	70
第一节 键和销	70
第二节 螺纹连接	74
第三节 联轴器、离合器	79
思考与练习	84
第七章 汽车常用机构	85
第一节 平面四杆机构	85
第二节 凸轮机构	96
第三节 间歇运动机构	100
思考与练习	102
第八章 汽车常用机械传动	103
第一节 带传动	103
第二节 链传动	107
第三节 齿轮传动	109
第四节 轮系	127
思考与练习	132
第九章 液压传动	133
第一节 液压传动概述	133
第二节 液压元件	136
思考与练习	150

第一章 力学基础知识

第一节 力学基本概念

一、力和力系

1. 力

力是物体间相互的机械作用。力是改变物体运动状态或使物体产生变形的原因，力的作用效应分为运动效应和变形效应，力的运动效应也称为力的外效应，力的变形效应也称为力的内效应。当研究物体的外效应时通常将物体简化为一个刚体。刚体是指在力的作用下不变形的物体，是一种力学模型。

力的作用效应取决于力的大小、方向和作用点，此为力的三要素。因此，可以用带箭头的线段表示力的大小和方向，线段的头或尾代表作用点。力具有方向，因此力是矢量，具有矢量的特性。国际单位制中，力的单位为牛 [顿]，符号为 N。

2. 力系

力系是指作用于同一物体的一群力。各力的作用线在同一平面内的力系称为平面力系，不在同一平面内的力系称为空间力系。

如果作用于物体上的力系可用另一力系来代替而且效果相同，则称这两个力系为等效力系。如果物体在某一力系作用下保持运动状态不变，则称此力系为平衡力系。

二、力矩和力偶

1. 力矩

力对刚体的效应包括移动效应和转动效应，而力矩是物体在力的作用下产生转动效应的度量。如图 1-1 所示，当用扳手拧螺母时，力对螺母的转动效应不仅与力 F 的大小有关，还与力 F 至转动中心 O （矩心）的垂直距离 d （力臂）有关。用力的大小 F 与力臂 d 的乘积及其转动方向来度量力的转动效应，成为 F 对矩心 O 之矩，简称为力矩，记为 $M_O(F)$ ，即

$$M_O(F) = \pm Fd \quad (1-1)$$

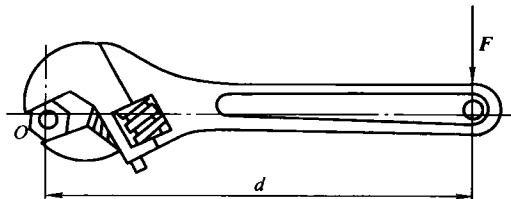


图 1-1 力对点之矩

式 (1-1) 中正负号表示力矩在其作用面上的转向，一般规定：力 F 使刚体绕矩心作逆

时针转动时为正, 反之为负。力矩的国际单位为牛·米 ($\text{N} \cdot \text{m}$)。

若力 F_R 是平面力系 $F_1, F_2, \dots, F_n$ 的合力, 则合力对点之矩等于力系中各力对同一点力矩的代数和, 即

$$M_O(F_R) = M_O(F_1) + M_O(F_2) + \dots + M_O(F_n) = \sum_{i=1}^n M_O(F_i) \quad (1-2)$$

2. 力偶

力偶是指作用于物体上大小相等、方向相反、作用线平行的两个力组成的力系。如图 1-2 所示, 此时驾驶人施加在转向盘上的即为一对力偶。

力偶对刚体产生的效应为纯转动, 可以用力偶矩度量。力偶矩指力偶中力的大小与力偶臂的乘积。力偶臂是指力偶中两个力之间的垂直距离。一般规定: 使物体作逆时针转动的力偶矩为正, 反之为负。

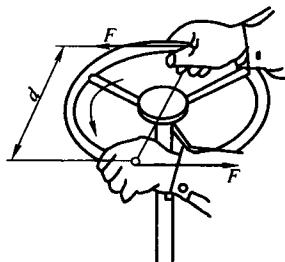


图 1-2 驾驶人操作转向盘

作用于同一平面的两个力偶, 若其力偶矩相等, 则该两力偶彼此等效, 这就是力偶的等效定理。

力偶的性质 1: 力偶不能与一个力等效, 也不能与一个力平衡;

力偶的性质 2: 力偶可以在其作用面内任意移动, 而不改变它对刚体的作用效应;

力偶的性质 3: 力偶对其作用平面内任一点的矩恒等于力偶矩, 与矩心位置无关;

力偶的性质 4: 只要保持力偶矩不变, 可以任意改变力偶中力的大小和相应地改变力偶臂的长短, 而不影响它对刚体的作用效应。

第二节 平面力系

如果作用在物体上的各力作用线在同一平面内, 但不交于一点, 也不相互平行, 这样的力系称为平面任意力系。

一、力的平移与合成

1. 力的平移定理

作用在刚体上某点的力, 可平移到刚体上的任意一点, 但必须附加一个力偶, 其附加力偶矩等于原力对平移点的力矩。如图 1-3 所示, 将力 F 从 A 点平行移动至 O 点, 若想保持刚体状态不变, 只需增加一个力偶矩 M 。其中, $M = Fd$ 。

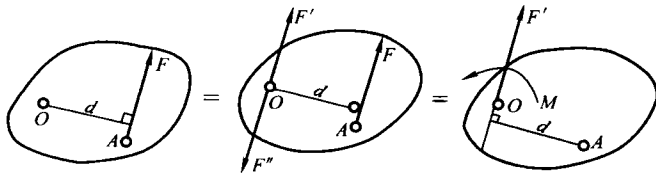


图 1-3 力的平移定理

2. 平面一般力系的合成

平面一般力系可以向平面内任意一点简化。如图 1-4a 所示, 将 O 点作为该平面力系的

简化中心, 将力 F_1 、 F_2 、 F_n 向 O 点平行移动, 得到一个平面汇交力系和一个平面力偶系, 如图 1-4b 所示。

汇交力系可以合成为一个力 F'_R , 称为原力系的主矢, 平面力偶系可以合成为一个力偶 M_O , 称为原力系的主矩, 如图 1-4c 所示。

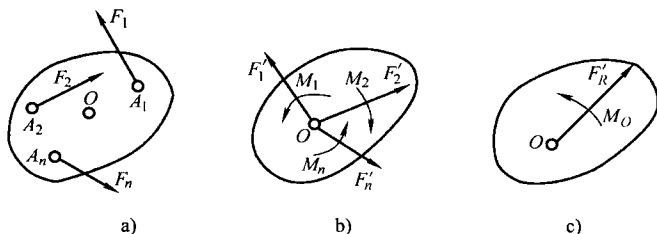


图 1-4 平面一般力系的合成

$$F'_R = \sum F_i = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2} \quad (1-3)$$

$$M_O = \sum M_O(F_i)$$

求力系的主矢有作图法和计算法两种。

当主矢和主矩都为零时, 此力系为一个平面平衡力系, 此时, 刚体处于平衡状态。平衡力系的平衡方程为

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M_O &= 0 \end{aligned} \quad (1-4)$$

二、平面力系受力分析

1. 约束和约束反力

约束是指用以限制物体某一方向运动的装置。约束反力是指当非自由体有沿约束所限制方向运动趋势时, 约束与被约束体之间产生相互的作用力。

约束反力的特点: 大小未知, 方向与该约束所能阻碍的位移方向相反, 作用点总是在约束与被约束物体相互接触处。

约束的类型有柔性约束、光滑接触面约束、光滑铰链约束。

(1) 柔性约束 常见的有绳索、传动带、链条等, 如图 1-5 所示。特点为柔体只能承受拉力, 不能承受压力; 只能限制物体沿柔体中心线背离柔体的运动, 不能限制物体沿其他方向的运动。

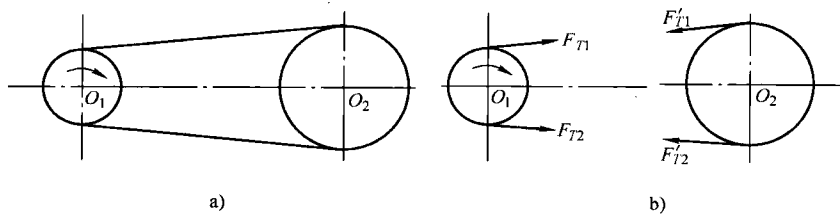


图 1-5 链条或传动带构成的柔性约束

(2) 光滑接触面 该类约束实际为“理想光滑”接触面, 绝对光滑面是不存在的。常见的光滑接触面约束有相互啮合齿轮的齿面和凸轮与推杆的接触, 如图 1-6 所示。

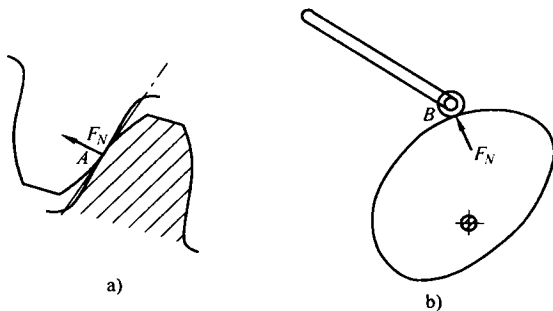


图 1-6 光滑齿面和曲面约束

(3) 光滑铰链约束 光滑铰链约束包括圆柱形铰链约束和球形铰链约束。

1) 光滑圆柱形铰链约束。这类约束由销钉连接两带孔的构件组成。工程中常见的有中间铰链约束、固定铰链约束和活动铰链约束三种形式。销钉把具有相同孔径的两物体连接起来, 便构成了中间铰链约束, 如图 1-7 所示。如果销钉连接的两物体中有一个固定于地面, 如图 1-8 所示, 这类约束称为固定铰链约束。根据工程需要, 把固定铰链约束用几个辊轴支撑在光滑面上, 便构成了活动铰链约束, 如图 1-9 所示。活动铰链约束是由光滑面和铰链两种约束组合而成的一种复合约束形式, 其约束反力的作用线必垂直于支撑面且过铰链中心。

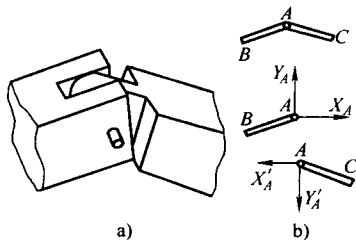


图 1-7 中间铰链约束

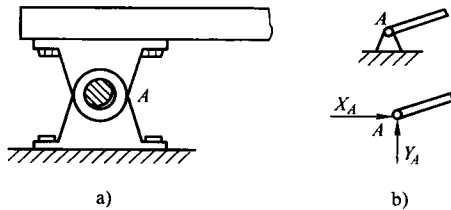


图 1-8 固定铰链约束

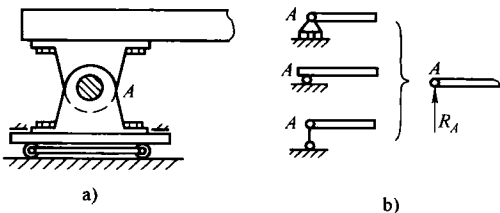


图 1-9 活动铰链约束

2) 球形铰链约束。这是一种空间约束形式。杆端的球体放在球窝内便构成了球形铰链约束, 如图 1-10 所示。球体可在球窝内任意转动, 但不能沿径向移动, 因此其约束反力作用于接触点且通过球心。

2. 作受力图

在工程实际中, 为了求出未知的约束反力, 需要根据已知力, 应用平衡条件求解。为此, 首先要确定研究对象, 并分析其受力情况, 这个过程称为受力分析。为了清晰地表示物体的受力情况, 需要将其从其相联系的周围物体中分离出来, 被分离出来的物体称为分离体, 然后在分离体上画出作用于其上的所有力 (包括主动力和约束反力), 这种表示物体受力情况的简明图形称为受力图。

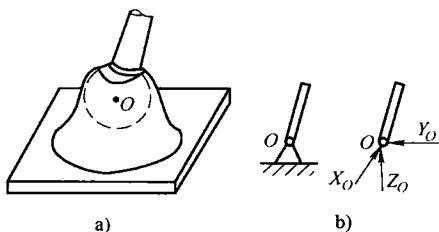


图 1-10 球形铰链约束

对研究对象进行受力分析并正确地画出其受力图, 是解决静力学问题的一个重要步骤。下面通过例子说明受力图的画法。

例 1-1 一辆车载式起重机, 车重 $G_1 = 26\text{kN}$, 起重机吊臂重 $G_2 = 4.5\text{kN}$, 尺寸如图 1-11 所示, 单位是 m, 假设吊臂在起重机对称面内, 且放在图示位置, 试求起重机不致翻倒的最大起重重量 $G_{\max}$ 。

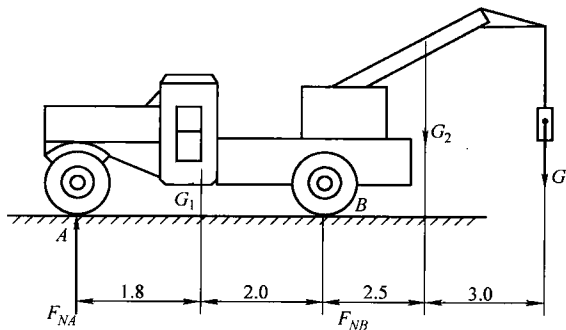


图 1-11 车载式起重机示意图

解:

第一步, 确定研究对象, 进行受力分析, 画出受力图。

取车载式起重机整机为研究对象, 如图 1-11 所示, 车重 $G_1 = 26\text{kN}$, 地面约束反力 F_{NA} 和 F_{NB} , 吊臂重力 $G_2 = 4.5\text{kN}$ 和起重重量 G , 且处于平衡状态。

第二步, 根据平面力任意力系平衡条件列平衡方程, 求解未知力。

车载式起重机前轮离地的临界状态是起重重量达到最大值的状态, 此时地面对前轮的约束反力 $F_{NA} = 0$, 若此时以 B 点为矩心列平衡方程 $\sum M_B(F) = 0$, 方程中只有一个未知量 $G_{\max}$, 可以顺利求出 $G_{\max}$ 的值, 即

$$M_B(G_1) + M_B(G_2) + M_B(G_{\max}) = 0$$

代入数据得:

$$26 \times 2 - 4.5 \times 2.5 - G_{\max} \times 5.5 = 0$$

则

$$G_{\max} = \frac{26 \times 2 - 4.5 \times 2.5}{5.5} \text{kN} = 7.41 (\text{kN})$$

所以, 起重机不致翻倒的最大起重重量为 7.41kN 。

第三节 摩擦自锁

前面我们所讨论的物体之间的接触面均视为完全光滑的。但在实际中,完全光滑的接触面是不存在的。当两物体彼此接触并具有相对运动(或相对运动趋势)时,在接触处便产生了对运动的阻碍,这种现象称为摩擦。根据两物体间相对运动的形式,可分为滑动摩擦和滚动摩擦。

一、滑动摩擦

当两物体接触面间具有相对滑动(或相对滑动趋势)时,在两物体接触处的切线方向便会产生相互的阻碍,这种现象称为滑动摩擦,此切向阻力称为滑动摩擦力。滑动摩擦又分为静滑动摩擦和动滑动摩擦两种。

1. 静滑动摩擦力

在粗糙的水平面上放置一重为 W 的物块,在该物块上施加一水平向右的力 P ,如图 1-12a 所示。当力 P 的大小由零逐渐增大而物块仍保持静止时,支撑面对物块除作用有法向反力 N 外,在接触处还有一阻碍物体滑动的切向力 F 存在,如图 1-12b 所示,此力即静滑动摩擦力,简称为静摩擦力。

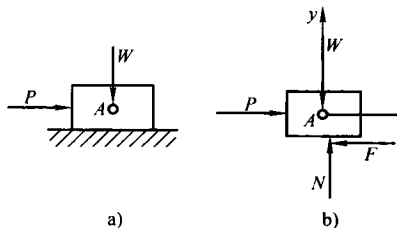


图 1-12 静摩擦力

静摩擦力由平衡条件:

$$\sum F_x = 0, P - F = 0 \quad (1-5)$$

得

$$P = F \quad (1-6)$$

由式 (1-6) 可见,在物块处于平衡状态下,摩擦力 F 的大小随主动力 P 的增大而增大。但摩擦力 F 并不能无限增大,当力 P 超过某一值时,物体将开始滑动。当 P 增大到使物体将要滑动而又未滑动(即物体处于临界平衡状态)时的静摩擦力称为最大静摩擦力,记做 $F_{\max}$ 。

综上所述可得如下结论:静摩擦力是一种切向的约束反力,它的方向与物体相对运动趋势的方向相反,其大小随主动力的变化而变化,但介于零与最大值 $F_{\max}$ 之间,即

$$0 \leq F \leq F_{\max} \quad (1-7)$$

实验表明,最大静摩擦力的大小与接触面间的法向反力 N 成正比,即

$$F_{\max} = \mu N \quad (1-8)$$

式中的比例系数 μ 称为静滑动摩擦系数(简称静摩擦系数),它是一个无量纲的量,与相互接触物体的材料及其表面状况(粗糙度、温度及湿度等)有关。

2. 摩擦角和自锁现象

当考虑摩擦时,支撑面对物体的约束反力包含两个分量:法向反力 N 和切向反力 F (即静摩擦力)。这两个力的合力 R 称为全反力。全反力 R 与接触面公法线之间的夹角为 ρ ,如图 1-13 所示。显然,全反力 R 及夹角 ρ 随静摩擦力 F 的增大而增大,在临界状态下,全反力达到最大值。

$$R_{\max} = F_{\max} + N \quad (1-9)$$

这时,最大全反力与接触面法线间的夹角亦达到最大值,以 $\rho_{\max}$ 表示,称为摩擦角。

由图 1-13 可知:

$$\tan \rho_m = F_{\max} / N = \mu N / N = \mu \quad (1-10)$$

随着水平力 P 作用方向的改变, $F_{\max}$ 与 $R_{\max}$ 的方向也将随之改变, 这时的 $R_{\max}$ 作用线在空间形成一个以接触点为顶点的圆锥, 称为摩擦锥。如接触面是各向同性的, 则摩擦锥是一个顶角为 $2\rho_m$ 的正圆锥, 如图 1-14 所示。

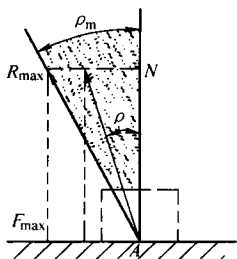


图 1-13 摩擦角的概念

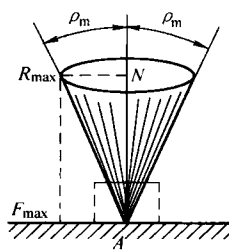


图 1-14 摩擦锥

全反力的作用线不可能超出摩擦角。因此, 如果作用于物体的全部主动力的合力的作用线在摩擦锥之内, 则不论这个力如何大, 必有一全反力与其平衡, 使物体保持静止。这种现象在机械理论中称为自锁。

3. 动滑动摩擦力

当两物体接触面间具有相对滑动时, 沿接触面相互产生的切向阻力称为动滑动摩擦力 (简称动摩擦力)。

实验证明, 动摩擦力 F' 的大小与接触面间的法向约束反力 N 成正比, 即

$$F' = \mu' N \quad (1-11)$$

式中, μ' 称为动摩擦系数, 它是一个无量纲的量, 其值除与接触物体的材料及其表面状况有关外, 通常还随着物体相对滑动速度的增大而略有减小。在一般情况下, 动摩擦系数略小于静摩擦系数, 即 $\mu' < \mu$ 。

二、滚动摩擦

当两物体间具有相对滚动 (或相对滚动趋势) 时, 彼此将相互阻碍其滚动, 这种现象称为滚动摩擦。

设重为 W 、半径为 R 的轮子放在水平面上, 在其轮心上作用一水平向右的力 P , 如图 1-15a 所示。当 P 较小时, 轮子能保持静止。分析轮子的受力情况, 轮子受主动力 P 、重力 W 、法向约束反力 N 及静摩擦力 F 作用。 W 与 N 组成一对平衡力, 而 P 与静摩擦力 F 组成一力偶。可见支撑面的反作用除作用于点 A 的力 N 与 F 之外, 还有某一力偶, 称为滚阻力偶, 它与力偶 (P, F) 相平衡, 其矩用 M 表示, 如图 1-15b 所示。

滚阻力偶与静摩擦力一样, 有一定范围, 它在零与最大值 $M_{\max}$ 之间变化, 即

$$0 \leq M \leq M_{\max} \quad (1-12)$$

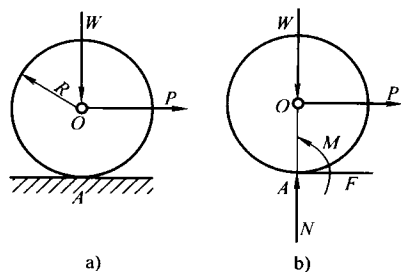


图 1-15 滚动摩擦

由实验可知：滚阻力偶矩的最大值与法向反力 N 的大小成正比，即

$$M_{\max} = \delta N \quad (1-13)$$

式中的比例系数 δ 称为滚动摩擦系数，由量纲齐次性条件可知，它是具有长度单位的系数。其值与接触物体的材料及表面状况（温度、湿度、硬度等）有关，应由实验测定。

思考与练习

1. 画出下列指定物体的受力图，如图 1-16 所示。未画重力的物体重量均不计，所有接触处均为光滑接触。

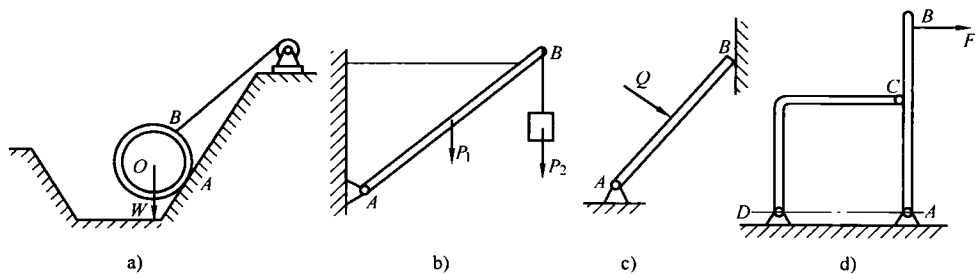


图 1-16 受力图

2. 作用于点 O 、位于同一平面内的三个力 F_1 、 F_2 、 F_3 ，其方向如图 1-17 所示，各力的大小分别为 $F_1 = 150\text{N}$ ， $F_2 = 200\text{N}$ ， $F_3 = 300\text{N}$ ，试求这三个力的合力。

3. 在图 1-18 所示的结构中，各构件自重均不计。在构件 AB 上作用一力偶矩 M 的力偶，求铰链 A 和 C 的约束力。

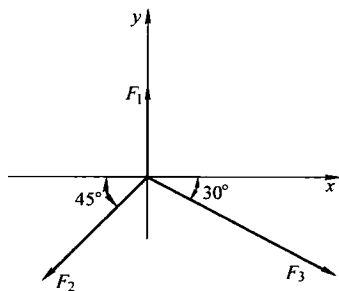


图 1-17

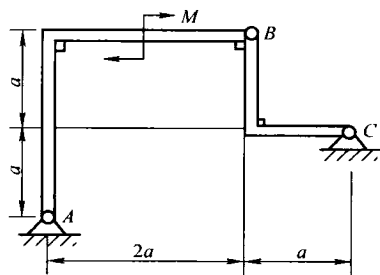


图 1-18

第二章 杆件受力分析与变形

机械零件受力后，都会发生一定程度的变形。零件变形过大时，会丧失工作精度，产生噪声，降低使用寿命，甚至发生破坏。为了保证机器安全可靠地工作，要求每一个零件在外力作用下，应具有足够抵抗变形的能力（刚度）、抵抗破坏的能力（强度）和维持原有形态平衡的能力（稳定性）。强度、刚度和稳定性决定了零件的承载能力，它们是材料力学研究的主要内容。

工程结构或机械工作时，其各部分均受到力的作用，并将其互相传递。这些作用在构件上的力称为载荷。

按照载荷作用的特征，可分为集中载荷和分布载荷两类。经由极小的面积（与构件本身相比）传递给构件的力，称为集中载荷。在计算时，一般认为集中载荷作用于一点。连续作用于构件某段长度或面积上的外力称为分布载荷。若分布在面积上的力处处相等，称为均匀分布载荷。反之，则称为不均匀分布载荷。

按照载荷作用的性质可分为静载荷和动载荷两类。静载荷的大小不随时间变化或很少变化。动载荷的大小随时间迅速改变。

在机械构件中，要求和允许的变形一般属于弹性变形。按照变形的特征，可分为拉伸及压缩、剪切、扭转和弯曲四种基本形式。实际构件的变形经常是由两种或两种以上基本变形组合的情况，称为组合变形。

第一节 轴力——轴向拉伸与压缩

一、轴力的计算方法

图 2-1 所示为受拉杆件，为了显示和求得其内力，假想以横截面 $m-m$ 把杆件分为

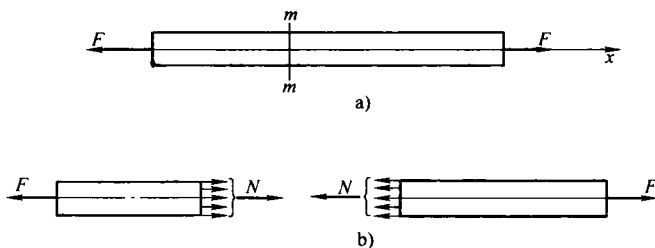


图 2-1 杆件受拉时内力的计算简图

两部分，任取一部分为研究对象，根据平衡方程 $\sum F_x = 0$ ，容易求得 $N = F$ 。由于内力 N 的作用线与杆件轴线重合，故称为轴力。一般把拉伸的轴力规定为正，压缩的轴力规定为负。这种假想用一平面把杆件截开，任取一部分为分离体，根据平衡方程，找出内力与外力的关系，从而确定截面内力的方法称为截面法。

二、轴的强度条件

求得拉(压)杆横截面上的轴力后,并不能判断该杆件是否有足够的强度,应进一步讨论横截面上的应力。单位面积上的内力称为应力,其国际单位通常采用 MPa, $1\text{MPa} = 10^6\text{Pa}$ 。

根据实验,若外力与杆件轴线相重合,则受拉(压)杆件横截面上的应力均匀分布,横截面上各点的应力大小均相等,其作用线垂直于横截面。这种垂直于横截面的应力称为正应力,用 σ 表示,于是

$$\sigma = N/A \leq [\sigma] \quad (2-1)$$

式中, N 为横截面上的内力; A 为横截面面积。当杆件受拉伸时, σ 称为拉应力,规定取“+”号。当杆件受压缩时, σ 称为压应力,规定取“-”号。 $[\sigma]$ 为材料的许用应力,可查表。

式(2-1)为拉(压)杆件的强度条件,利用强度条件可以解决以下三个方面的问题:

(1) 强度校核 直接应用公式 $\sigma = N/A \leq [\sigma]$, 若杆件满足强度条件,就能安全工作,否则强度不够会发生破坏。

(2) 设计截面 将公式改为 $A \geq \frac{N}{[\sigma]}$, 即可确定杆件横截面面积。

(3) 确定许用载荷 将公式改为 $N \leq A[\sigma]$, 即可确定杆件最大能承受的载荷。

例 2-1 如图 2-2a 所示,三角架由 AB 、 BC 两杆件用铰链连接而成,两杆的横截面面积分别为 $A_1 = 100\text{mm}^2$, $A_2 = 250\text{mm}^2$, 设作用于节点 B 的载荷 $F = 20\text{kN}$, 不计杆件自重,试求两杆的正应力各为多少?

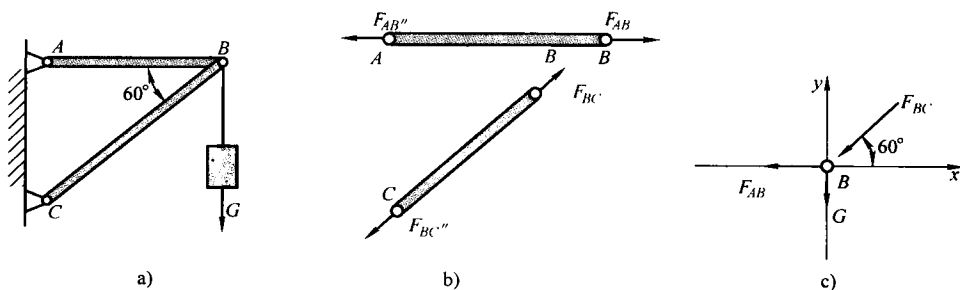


图 2-2 三角架

① 取节点 B 为研究对象,求 AB 、 BC 两杆所受的外力,如图 2-2c 所示。

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{BC}\cos 60^\circ - F_{AB} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{BC}\sin 60^\circ - G = 0$$

$$F_{BC} = -\frac{G}{\sin 60^\circ} = \frac{20 \times 10^3}{\sqrt{3}/2} \text{kN} = 23.1 \text{kN}$$

$$F_{AB} = -F_{BC}\cos 60^\circ = 11.6 \text{kN}$$

② AB 、 BC 杆的轴力,如图 2-2b 所示。

$$F_{N1} = -F_{AB} = 11.6 \text{kN}$$

$$F_{N2} = -F_{BC} = -23.1 \text{kN}$$

③ 计算两杆的正应力

BC 杆正应力:

$$\sigma_2 = \frac{F_{N2}}{A_2} = \frac{-23.1 \times 10^3}{250} \text{MPa} = -92.4 \text{MPa}$$

AB 杆正应力:

$$\sigma_1 = \frac{F_{N1}}{A_1} = \frac{11.6 \times 10^3}{100} \text{MPa} = 116 \text{MPa}$$

第二节 剪力——剪切

一、剪力

剪切的特点: 杆件受到大小相等、方向相反且作用线靠近的一对力的作用, 变形表现为杆件两部分沿力的作用线方向的相对错动, 如图 2-3a 所示。使杆件两部分产生相对错动的内力称为剪力。产生相对错动的平面称为剪切面 (图 2-3b)。剪切面上内力的集中度称为切应力 (图 2-3c)。

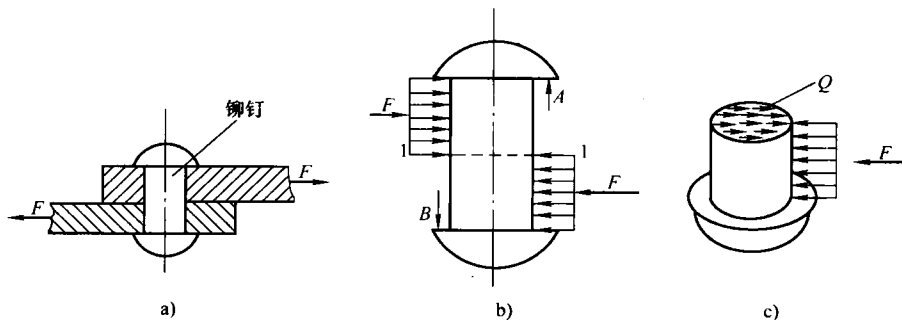


图 2-3 铆钉受剪力

二、剪切强度条件

切应力可由截面法求得, 图 2-3a 所示的铆钉连接由截面法容易求得

$$Q = F \quad (2-2)$$

剪切面上的切应力分布较复杂, 实际计算通常假定切应力均匀地分布在剪切面上, 于是

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (2-3)$$

式中, A 为剪切面的面积; τ 为切应力。

剪切强度条件为

$$\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau] \quad (2-4)$$

式中, $[\tau]$ 为材料的许用切应力。

第三节 转矩——扭转

一、转矩的计算方法

扭转是杆件变形的另一种基本形式, 其受力表现为在垂直于杆件轴线的两个平面内, 分别作用有大小相等、方向相反的两个力偶矩, 变形表现为任意两个横截面发生绕轴线的相对

转动。工程中通常把以扭转为主要变形形式的杆件称为轴。

使杆件产生扭转变形的外力偶矩用 m 表示。它一般可通过力的平移并利用平衡条件确定,也可由轴所传递的功率 P (单位: kW) 和轴的转速 n (单位: r/min) 计算,其计算公式为

$$m = 9549 \frac{P}{n} \quad (\text{单位: N} \cdot \text{m}) \quad (2-5)$$

现以受两外力偶矩 m 作用下的圆轴为例,如图 2-4a 所示,分析扭转时的内力。由截面法,在 $n-n$ 处假想地将轴分为两部分,取左段 I 为研究对象,如图 2-4b 所示。根据平衡条件,可知截面上存在一个与外力偶矩 m 大小相等、方向相反的力偶矩,这个力偶矩就是杆件受扭转时横截面的内力,称为转矩,用 T 表示,即

$$T = m \quad (2-6)$$

如考察右段 II 的平衡,如图 2-4c 所示,仍可得到 $T = m$ 的结果,但 T 的方向与由左段 I 求出的相反。为使不管取轴段 I 或 II 为研究对象所得的同一截面上的转矩不仅数值相等而且符号相同,将转矩 T 的符号规定如下:若按右手螺旋法则把 T 表示为矢量,当矢量方向与截面的外法线方向一致时, T 为正;反之为负。按照这一规定,在图 2-4 中,无论对轴段 I 或 II,截面 $n-n$ 上的转矩都是正的。

当作用于轴上的外力偶多于两个时,可用图线表示沿轴线各截面上转矩的变化情况,这种图线称为转矩图。下面举例说明转矩图的画法。

例 2-2 传动轴如图 2-5a 所示。主动轮 A 输入功率 $P_A = 36\text{kW}$, 从动轮 B、C、D 输出功率分别为 $P_B = P_C = 11\text{kW}$, $P_D = 14\text{kW}$, 轴的转速为 $n = 300\text{r/min}$, 试作轴的转矩图。

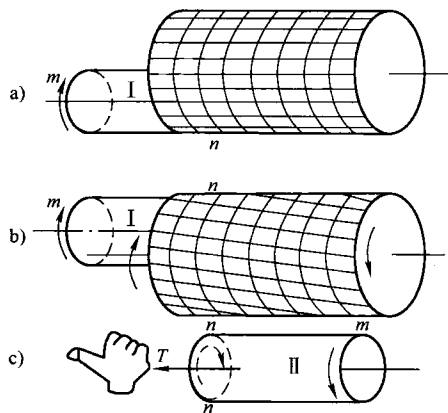


图 2-4 圆轴扭转时转矩计算简图

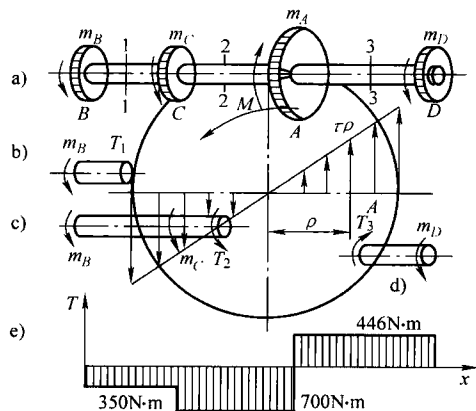


图 2-5 传动轴的转矩计算

解: 由式 (2-5) 算出作用于各轮上的外力偶矩分别为

$$m_A = 9549 \frac{P_A}{n} = 9549 \times \frac{36}{300} \text{N} \cdot \text{m} = 1146 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$m_B = 9549 \frac{P_B}{n} = 9549 \times \frac{11}{300} \text{N} \cdot \text{m} = 350 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$m_D = 9549 \frac{P_D}{n} = 9549 \times \frac{14}{300} \text{N} \cdot \text{m} = 446 \text{N} \cdot \text{m}$$

由截面法,在图 2-5b 中,由 $\sum m = 0$ 知

$$T_1 + m_B = 0, \text{ 即 } T_1 = -m_B = -350\text{N} \cdot \text{m}$$

在图 2-5c 中, 由 $\sum m = 0$ 知

$$T_2 + m_B + m_C = 0, \text{ 即 } T_2 = -m_C - m_B = -700\text{N} \cdot \text{m}$$

在图 2-5d 中, 由 $\sum m = 0$ 知

$$T_3 = m_D = 446\text{N} \cdot \text{m}$$

轴的转矩图如图 2-5e 所示。

二、扭转强度和刚度条件

1. 扭转强度条件

圆轴扭转时, 要保证其正常工作, 必须使其最大切应力不超过许用切应力 $[\tau]$, 即扭转强度条件为

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_n} \leq [\tau] \quad (2-7)$$

式中, $W_n = I_p/R$, 称为抗扭截面系数, 单位为 m^3 。对于实心圆截面 $W_n = \pi D^3/16$, 对于空心圆截面 $W_n = \pi D^3(1 - \alpha^4)/16$, $\alpha = d/D$, 其中, d 为空心圆截面内径, D 为空心圆截面外径。

对于变截面圆轴, 如阶梯轴, W_n 各段不同, $\tau_{\max}$ 不一定发生在 $T_{\max}$ 所在的截面上, 因此需综合考虑 W_n 及 $T_{\max}$ 两个因素来确定 $\tau_{\max}$ 。

2. 扭转刚度条件

扭转变形的标志是两个横截面之间绕轴线的相对转角即扭转角。

对于两端受外力偶作用的等截面圆轴, 在轴长 l 范围内, T 与 I_p 都是常量, 其扭转角为

$$\phi = \frac{Tl}{GI_p} \quad (2-8)$$

式中, I_p 为截面极惯性矩。对于实心圆截面 $I_p = \pi D^4/32$; 对于空心圆截面 $I_p = \pi D^4(1 - \alpha^4)/32$, $\alpha = d/D$, GI_p 称为截面的抗扭刚度。

轴除应满足强度条件外, 还要满足扭转刚度条件, 即实际扭转角不能超过许用扭转角。工程中常用单位长度的扭转角 θ 来表示。

$$\theta = \frac{\phi}{l} \leq [\theta] \quad (2-9)$$

工程中以度每米 ($^\circ/\text{m}$) 作为 $[\theta]$ 的单位, 则应把式 (2-9) 左端的弧度换算成度, 故有

$$\theta = \frac{\phi}{l} \times \frac{180}{\pi} \leq [\theta] \quad (2-10)$$

各种轴类零件的 $[\theta]$ 值可从有关规范或手册中查到。

例 2-3 某传动轴, 横截面上的最大转矩为 $T = 1.5\text{kN} \cdot \text{m}$, 许用切应力 $[\tau] = 50\text{MPa}$, $G = 80\text{MPa}$, 许用扭转角 $[\theta] = 0.3^\circ/\text{m}$, 试分别根据强度条件和刚度条件设计轴的直径。

解: (1) 根据式 (2-7) 和实心圆截面的计算公式知实心圆轴的强度条件为

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$$

将有关数据代入上式, 得