

机械设计

● 龚景安 许立忠 主编

杨育林 主审

机械工业出版社



647

机 械 设 计

主编 龚景安 许立忠
主审 杨 育 林



机 械 工 业 出 版 社

本书是根据国家教委审定的“机械设计课程教学基本要求”并结合“学分制”的具体要求而编写的。本书主要阐述机械设计的基本知识、基本理论和基本方法,充分体现了少而精的原则,每章结尾还设置了一定数量的练习题,以加强学生分析和解决问题的能力。

本书可作为高等工科院校机械类、近机类专业本、专科教材。

DZ53/32

图书在版编目(CIP)数据

机械设计/龚景安,许立忠主编. —北京:机械工业出版社,1998.2

ISBN 7-111-06041

I. 机… I. ①龚…②许… II. 机械设计 N. TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(98)第03451号

出版人:马九荣(北京市百万庄南街1号 邮政编码100037)

责任编辑:王正琼 版式设计:杨丽华 责任校对:罗利华

封面设计:李明 责任印制:侯新民

北京市昌平精工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

1998年2月第1版·1998年2月第1次印刷

787mm×1092mm¹/₁₆·11⁷/₈印张·288千字

0 001—3 500册

定价:17.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

前 言

为配合我校进行的“学分制”教学改革，我们根据国家教委批准的“机械设计课程教学基本要求”并结合我校“学分制”的具体情况编写了这本教材。

本书在传统《机械设计》课程体系基础上，删去了“机械设计总论”等章节，相关内容并入具体机械零件部分加以介绍，并对某些内容作了适当更新。在每章结尾还精选了部分练习题供广大师生选用。本书突出基本知识、基本理论和基本方法，充分体现了少而精的原则。

本书可作为高等工科院校机械类、近机类专业本、专科教材。

参加本书编写的有龚景安（第四章、第九章、第十一章），许立忠（第一章、第五章、第六章），闻岩（第二章、第三章），杨盛福（第八章、第十章），谭晓兰（第七章、各章练习题）。全书由龚景安、许立忠担任主编，由杨育林担任主审。

限于编者水平，书中不免存在缺点和错误，欢迎读者批评指正。

编者

1997.8 于燕山大学

目 录

前言

第一章 机械设计概论	1
第一节 课程性质和任务	1
第二节 机器设计的基本原则	2
第三节 机械设计的新发展	4
第二章 螺纹联接	6
第一节 螺纹联接的主要类型	6
第二节 螺纹联接的拧紧和防松	7
第三节 螺栓联接的计算	10
第四节 螺栓组联接的受力分析	16
第五节 提高螺栓联接强度的措施	19
练习题	21
第三章 键、花键和销联接	23
第一节 键联接	23
第二节 花键联接	26
第三节 销联接	28
练习题	28
第四章 带传动	30
第一节 带传动的类型	30
第二节 带传动的受力分析及滑动	32
第三节 带传动的传动能力	34
第四节 普通 V 带传动设计	37
第五节 其他带传动简介	50
练习题	51
第五章 齿轮传动	52
第一节 概述	52
第二节 齿轮传动材料、失效形式与计算准则	54
第三节 齿轮传动的载荷计算	58
第四节 直齿圆柱齿轮传动的强度计算	63
第五节 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	67
第六节 直齿圆锥齿轮传动的强度计算	69
第七节 齿轮传动的设计参数与许用应力	71
第八节 齿轮的构造	77
练习题	78

第六章 蜗杆传动	80
第一节 概述	80
第二节 蜗杆传动的失效形式、计算准则、材料和结构	81
第三节 圆柱蜗杆传动的基本参数和几何计算	83
第四节 蜗杆传动受力分析和计算载荷	86
第五节 圆柱蜗杆传动的强度计算	88
第六节 蜗杆传动的效率、润滑和热平衡计算	90
练习题	94
第七章 链传动	96
第一节 概述	96
第二节 链和链轮	96
第三节 链传动的运动特性及受力分析	99
第四节 滚子链传动的设计计算	102
第五节 链传动的合理布置、张紧方法和润滑	106
练习题	108
第八章 轴	109
第一节 概述	109
第二节 轴的结构设计	110
第三节 轴的强度计算	114
第四节 轴的刚度计算	121
第五节 轴的临界转速	123
附录	125
练习题	128
第九章 滚动轴承	130
第一节 滚动轴承的构造、类型和代号	130
第二节 滚动轴承的选用	133
第三节 滚动轴承的负荷分析、失效及计算准则	135
第四节 滚动轴承的设计计算	138
第五节 滚动轴承的组合设计	145
练习题	154
第十章 滑动轴承	156
第一节 概述	156
第二节 径向滑动轴承的结构	156
第三节 滑动轴承材料	157
第四节 轴瓦结构	159
第五节 轴承润滑	160
第六节 滑动轴承的条件性计算	162
第七节 液体动压润滑的基本方程和油楔承载机理	164
练习题	166

第十一章 联轴器和离合器	167
第一节 联轴器的分类及选择.....	167
第二节 常用的联轴器.....	169
第三节 离合器.....	176
练习题.....	184
参考文献	184

第一章 机械设计概论

第一节 课程性质和任务

机器是人类进行生产以减轻体力劳动和提高劳动生产率的主要工具,使用机器进行生产的水平是衡量一个国家的技术水平和现代化程度的重要标志之一。

当注意观察常见的一些机器(例如牛头刨床、起重机、汽车、拖拉机等)时,就会发现:它们都装有一个(或几个)用来接受外界输入能源的原动机(如电动机、内燃机等),并通过机器中的一系列传动,把原动机的动作转变为机器工作部分完成机器功能的动作(如牛头刨床上刨刀的往复动作,起重机吊钩的升降动作等),用以克服工作阻力,输出机械功。所以,一台完整的机器,总是由原动部分、传动部分和执行部分所组成的。

当然,一台现代化的机器中,通常包含着机械、电气、液压、气动、润滑、冷却、控制、监测等等系统中的部分或全部,但是机器的主体仍然是机械系统。机械系统是由一些机构组成的,每个机构又是由许多零件组成。

组成机器的不可拆的基本单元称为机械零件(或机器零件,简称零件),如螺钉、键、齿轮、轴、弹簧等。为完成同一使命在结构上组合在一起(可拆或不可拆)并协同工作的零件称为部件,如联轴器、轴承、减速器等。机械零件这一术语也常用来泛指零件和部件。

各种机器中普遍使用的零件称为通用零件,只在一定类型的机器中使用的零件称为专用零件。汽轮机中的叶片,纺织机中的织梭、纺锭,往复机械中的曲轴等都是专用零件。

机械设计可以是应用新的原理或新的概念,开发创造新的机器。也可以是在已有机器的基础上,重新设计或作局部的改革。因此,增大机器工作能力,合并或简化机器结构,增多或减少机器功能,提高机器效率,降低机器能耗,变更机器零件,改用新材料等等,都属于机械设计的范畴。

机械零件的设计和计算是本课程的基本教学内容,但本课程的最终目的在于综合运用各种机械零件和各种机构以及其他先修课程的知识,掌握设计机械传动装置和简单机械的能力。

本课程的主要内容是讨论一般尺寸和参数的通用零件(巨型、微型及在高速、高压、高温、低温条件下工作的通用零件不在此列)的设计理论和方法,概括地论述设计这些零件时所必须了解的有关整台机器设计方面的基本知识。

本书讨论的具体内容是:

- (1) 联接部分——螺纹联接,键、花键及销钉联接。
- (2) 传动部分——带传动,链传动,齿轮传动,蜗杆传动。
- (3) 轴系部分——滑动轴承,滚动轴承,联轴器和离合器以及轴。

由上可知,本课程的性质是以一般通用零件的设计为核心的设计性课程,是论述它们的基本设计理论与方法的技术基础课程。

第二节 机器设计的基本原则

一、机器设计的基本原则

机器设计的基本原则是首先要能胜任对机器提出的功能要求(或工作职能),在此前提下,同时满足使用方便、经济合理、安全可靠、外形美观等各项要求。

在使用方面,机器应能在给定的工作期限内具有高的工作可靠性,并能始终正常工作(定期维修和更换易损件除外)。联系人和机器的各个环节应做到:操纵轻便省力;操纵机构的部位适合人体的生理条件;操作安全,万一失误,应有联锁装置或保险装置;简单重复的劳动应尽量由机器完成;维修方便等等。

在经济方面,应从机器费用、产品制造成本等多种因素中综合衡量,以能获得最大经济效益的方案为最佳设计方案。功能多、适用范围广、自动化程度高的机器,价格虽然贵一些,但有可能降低产品成本(包括设备、材料、生产费用)。

机器外观造型应比例协调、大方,给人以时代感、安全感;色彩要和产品功能相适应。例如:消防、起重机械要用鲜艳醒目色,给人以紧迫、预警感;医疗、食品机械要用浅色,给人以卫生、安静感;军用器械要用保护色,给人以安全感;冰箱、风扇等要用冷色,给人以清凉感等等。

对不同用途的机器还可能提出一些其他要求,如巨型机器应有起重、运输的要求,生产食品的机器应有保持清洁的要求等。

可见,机械产品设计应综合考虑技术经济 and 造型等各方面指标,对设计水平做出客观的综合评价。

二、技术经济评价

技术经济评价分为技术评价和经济评价。技术评价时,某些性能指标如重量、体积、生产能力、动力等可以用数量来衡量;某些指标如外观、操纵性能、维修性能等则不能。能用数量表示的,由于使用单位不同,不能简单相加。所以,技术评价常用评分的办法,对每一个评价项目给予不同的分数,例如:4——很好,3——好,2——一般,1——较差,0——差。技术评价用技术价值 x 表示

$$x = \frac{\Sigma P}{\Sigma P_{\max}}$$

式中 ΣP ——评定总分数;

$\Sigma P_{\max}$ ——满分总分数。

$\Sigma P = \Sigma P_{\max}$ 时, $x=1$ 表示技术价值最高。一般认为 x 值在 0.8 以上是很好的方案;在 0.6 以下,则不符合要求。

经济价值通常只计算制造费用,它是经济评价中最主要的项目。经济评价用经济价值 y 表示

$$y = \frac{H_1}{H} = \frac{0.7 [H]}{H}$$

式中 H ——实际制造费用;

H_1 ——理想制造费用。

$H=H_1$ 时, $y=1$ 表示经济价值最高。理想的制造费用建议取为允许制造费用 $[H]$ 的 70%, $[H]$ 可根据市场供销情况确定。

图 1-1 为技术经济对比图。图中任何一点代表一种设计方案的技术价值和经济价值。 S 点是理想的设计方案, $x=1, y=1$ 。 $\overline{OS}$ 线上各点是技术价值与经济价值相等的设计方案。显然, 靠近 $\overline{OS}$ 线且愈近 S 的点, 其设计方案愈理想。

利用图 1-1 可以从多种设计方案的比较中找出理想的设计方案, 如图中方案 S_2 比 S_1 好, S_3 比 S_2 好; 也可以经过对设计方案的多次探讨, 逐渐找到理想的设计方案, 如先做方案 S_1 , 评价后, 改进其薄弱环节, 再做方案 S_2 、 S_3 。最后, 选用技术经济价值较高的设计方案。

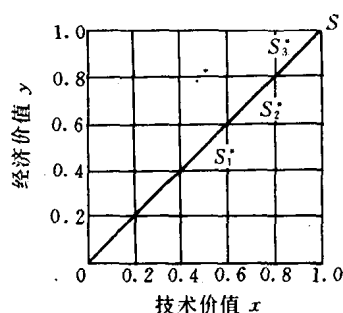


图 1-1 技术经济对比图

提高技术经济价值可以从以下四方面着手: ①进一步简化设计, 减少零件数目, 提高标准化、通用化程度; ②采用廉价材料; ③改善毛坯、零件加工、装配等工艺性, 合理选择精度、公差和配合以及其他技术条件; ④改善生产、经营管理制度。在以上四方面中, 简化设计最为重要。

三、综合评定法

综合评定法是我国现行机械产品艺术造型的一种评定方法。1987 年四川省机械工业厅曾就此颁发技术文件, 兹将其要求介绍于下, 以供参考。

1. 评定条件

- (1) 新产品艺术造型鉴定与该新产品鉴定同时进行。
- (2) 新产品艺术造型鉴定考核项目包括: 新产品艺术造型的总结报告及其彩色效果图。
- (3) 新产品艺术造型鉴定及其评定项目和评分标准, 如表 1-1 所示。

表 1-1

序号	评定项目	分 项 内 容	项目总分	分项计分	实评分
1	整体效果	(1) 形式与功能统一, 适应机械设计要求 (2) 主辅机配合默契、严谨, 具有整体感, 空间利用和布局合理 (3) 局部与整体风格一致 (4) 空间体量均衡协调、形体过渡合理, 有稳定感 (5) 质感与功能和环境相适宜	20	8 4 4 2 2	
2	宜人性	(1) 重要的操作控制装置造型合理, 并处于最佳工作区域 (2) 重要的显示装置造型合理, 并处于视觉最佳区域 (3) 操作和显示装置相互匹配合理 (4) 操作使用方便, 符合正常施力范围 (5) 照明光线柔和, 亮度适宜	20	5 4 5 4 2	
3	形态	(1) 具有独特的风格 (2) 比例协调, 线型均齐统一 (3) 外形规整, 面棱清晰, 衔接适度	15	8 4 3	
4	色泽	(1) 色调与功能和使用条件相吻合 (2) 对比适度协调 (3) 质地均匀优良 (4) 色感视觉稳定, 色的分区与形态划分相一致	15	6 3 3 3	

(续)

序号	评定项目	分 项 内 容	项目总分	分项计分	实评计分
5	外露配套件	(1) 外露配套件与主机风格统一配置合理 (2) 款式新颖 (3) 选材合理	10	5 3 2	
6	涂饰	(1) 涂装精致 (2) 装饰细部与总体协调 (3) 标志款式新颖、雅致 (4) 标志布置适宜	10	3 3 2 2	
7	其他	(1) 经济效益高 (2) 其他因素	10	8 2	

2. 评定的有关规定

(1) 评定考核项目计分办法

1) 产品中如无分项内容时, 项目实评总分应按下列公式计算:

$$\text{项目实评总分} = \frac{\text{分项实评计分之和}}{\text{项目总分} - \text{无分项内容的分项计分}} \times \text{项目总分}$$

2) 实评总分中整体效果、宜人性不得少于 10 分, 形态、色彩各不得少于 8 分; 经济效益不得少于 4 分。

3) 多人评定时, 各分项计分应取算术平均数。

4) 总分 ≤ 60 分者为差; $> 60 \sim 70$ 分者为一般; $> 70 \sim 90$ 分者为良; > 90 分者为优。

(2) 经国家定为淘汰的产品, 不得参加艺术造型评定工作。

(3) 产品中所采用的外购件、配套件和附件, 作为产品的整体进行评分。

3. 评定结论

机械产品艺术造型评定结论在新产品鉴定书中应有所反映。在进行专业评比时, 专业评定组应作出评语和结论。

第三节 机械设计的新发展

近二三十年来, 机械设计学科发生了相当大的变化。设计方法更为科学、完善, 计算精度更高, 计算速度更快。主要有以下几方面的变化。

(1) 基础理论得到进一步深化和扩展。过去研究问题比较偏向于宏观方面, 现已向微观方面发展。例如: 摩擦学研究摩擦表面间的物理和化学性质, 进一步探索薄层摩擦副的机理和计算问题; 断裂力学研究微观裂纹的扩展规律, 对“复活”报废零件, 防范事故发生, 改善结构起着积极作用; 弹性流体动力润滑研究重载接触副的最小油膜厚度、摩擦力、摩擦温度等问题, 以提高齿轮传动、滚动轴承等的寿命和可靠性。

(2) 传统的机械设计偏重于零件、部件的静态设计, 现正向以多种零件的综合或整机系统为对象的动态设计方向扩展。例如, 研究机械系统的动力学问题对发展高速机械具有很重要的意义。

(3) 为使产品设计更科学、更完善、更有市场竞争能力, 新的设计方法不断出现, 如优化设计、可靠性设计、系统设计、设计方法学、价值工程、造型设计、模块化设计等等。

(4) 由于电子计算机具有运转速度快、计算精度高、有记忆和逻辑判断功能等特点,某些设计方法如优化设计、有限元等得以应用。在机械设计中,还应用电子计算机进行程序设计、自动设计、计算机制图、人一机对话、建立程序库等先进设计手段。这些内容统称为计算机辅助设计。

(5) 传统的机械产品正面临新的转折。机—电一体化是当今世界各国机械工业的发展方向,我国也已将其列为机械工业技术政策的发展目标之一。机—电一体化实质上是机械与电子、强电与弱电、软件与硬件、控制与信息多种技术的有机结合,其产品具有技术先进,结构简单,工作精度高,易于实现自动化或半自动化操作,调整维修方便,产品更新换代快等特点。

(6) 任何科学技术的开发都必须通过实验验证,并提供足够的设计数据,才能应用。机械设计的实验研究技术,在微观、动态的精密测量,以及自动控制和监测,数据采集和处理等方面都已取得很大的进步。

第二章 螺 纹 联 接

螺纹联接是利用螺纹零件构成的可拆联接，在机械行业中应用非常广泛。本章讨论它的构造、计算和设计方法。

第一节 螺纹联接的主要类型

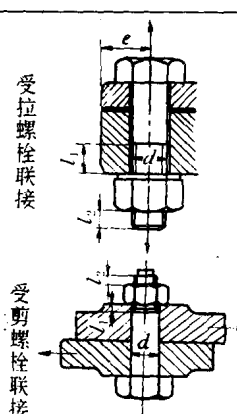
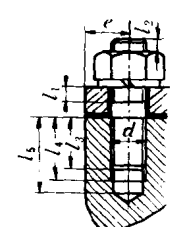
螺纹紧固件联接有四种基本类型，螺栓、螺钉、双头螺柱和紧定螺钉，所构成的联接见表 2-1。

本章将以螺栓联接为例说明联接的受力分析和强度计算，其结论对螺钉和双头螺柱也基本适用。

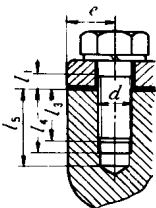
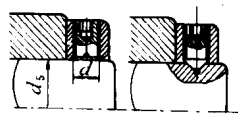
拧紧的螺栓联接称为紧联接，不拧紧的螺栓联接称为松联接，后者应用较少。

按螺栓主要受力状况不同可分为受拉螺栓（普通螺栓）联接和受剪螺栓（铰制孔用螺栓）联接两种见表 2-1，所用螺栓的结构型式和联接的结构也有所不同，前一种制造和装拆方便，应用广泛；后一种多用于板状件的联接，有时兼起定位作用。

表 2-1 螺纹联接的主要类型

类 型	构 造	主 要 尺 寸 关 系	特 点 和 应 用
螺 栓 联 接		螺纹余留长度 l_1 受拉螺栓联接 静载荷 $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5) d$ 变载荷 $l_1 \geq 0.75d$ 冲击、弯曲载荷 $l_1 \geq d$ 受剪螺栓联接 l_1 尽可能小，螺纹伸出长度 $l_2 \approx (0.2 \sim 0.3) d$ 螺栓轴线到被联接件边缘的距离 $e = d + (3 \sim 6)$	无需在被联接件上切制螺纹，使用不受被联接件材料的限制。构造简单，装拆方便，应用最广。用于可制通孔的场合
双 头 螺 柱 联 接		螺纹旋入深度 l_3，当螺纹孔零件为： 钢或青铜 $l_3 \approx d$ 铸铁 $l_3 \approx (1.25 \sim 1.5) d$ 铝合金 $l_3 \approx (1.5 \sim 2.5) d$ 螺纹孔深度 $l_4 \approx l_3 + (2 \sim 2.5) P$ 钻孔深度 $l_5 \approx l_4 + (0.2 \sim 0.3) d$ l_1、l_2、e 同上 (式中 P —— 螺距)	座端旋入并紧定在被联接件之一的螺纹孔中，用于受结构限制而不能用螺栓或希望联接结构较紧凑的场合

(续)

类 型	构 造	主 要 尺 寸 关 系	特 点 和 应 用
螺 钉 联 接		l_1, l_3, l_4, l_5, e 同上	不用螺母, 而且能有光整的外露表面, 应用与双头螺柱联接相似, 但不宜用于时常装拆的联接, 以免损坏被联接件的螺纹孔
紧 定 螺 钉 联 接		$d \approx (0.2 \sim 0.3) d_3$ 转矩大时取大值	旋入被联接件之一的螺纹孔中, 其末端顶住另一被联接件的表面或顶入相应的坑中, 以固定两个零件的相互位置, 并可传递不大的力或转矩

第二节 螺纹联接的拧紧和防松

一、螺纹联接的拧紧

螺纹拧紧联接能增强联接的刚性, 增加紧密性和提高防松能力。对于受拉螺栓联接, 还可以提高螺栓的疲劳强度; 对于受剪螺栓联接, 有利于增大联接的摩擦力。

拧紧螺母时, 需要克服螺纹副的螺纹力矩 T_1 和螺母的承压面力矩 T_2 , 因此拧紧力矩 $T = T_1 + T_2$ 见图 2-1a。螺栓所受的螺纹力矩 T_1 与头部的承压面力矩 T_3 和夹持力矩 T_4 相平衡, 即 $T_1 = T_3 + T_4$ 见图 2-1b。螺栓的转矩图见图 2-1c。在螺纹力矩的影响下, 螺纹副间有圆周力 F_t 的作用, 螺栓受到预紧力 F' , 而被联接件则受到预紧压力 F' (见图 2-1d)。

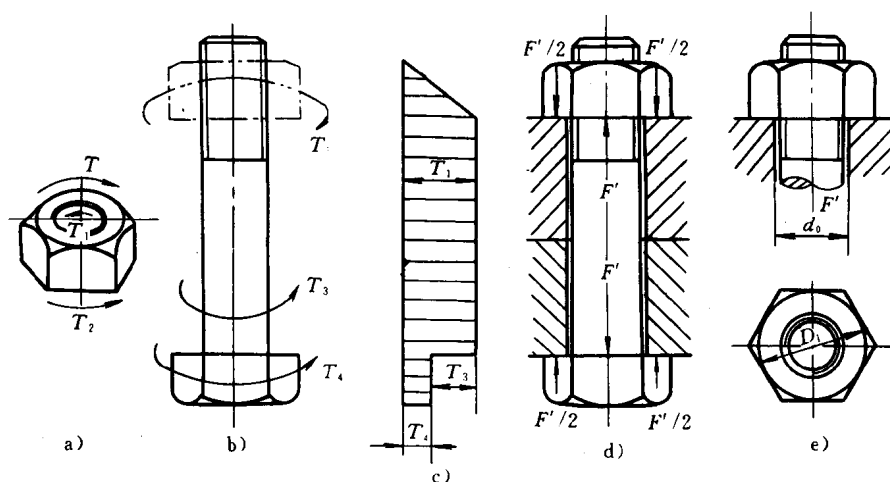


图 2-1 拧紧时联接中各零件的受力

- a) 螺母所受转矩 b) 螺栓所受转矩 c) 螺栓转矩图
d) 螺栓和被联接件所受预紧力 e) 计算螺母承压面力矩用的符号

因为

$$T_1 = F_t \frac{d_2}{2} = F' \operatorname{tg} (\Psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$$

$$T_2 = \mu F' \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$$

此处螺纹中径升角

$$\Psi = \arctg (nP / (\pi d_2))$$

当量摩擦角

$$\rho_v = \arctg \mu / \cos (\alpha / 2)$$

式中 d_2 —— 螺纹中径;

n —— 螺纹头数;

P —— 螺距;

nP —— 导程;

α —— 牙形角;

μ —— 螺母与被联接件承压面间的摩擦系数;

D_1 和 d_0 为承压面直径见图 2-1e。结合以上各式可得:

$$T = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \operatorname{tg} (\Psi + \rho_v) + \frac{2\mu}{3d} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right] F' d = k_t F' d \quad (2-1)$$

式中 k_t —— 拧紧力矩系数, 将不同螺栓直径 d 时的 d_2 、 d_0 、 D_1 、 Ψ 值, 代入 k_t 式计算, 并取 $\rho_v = \arctg 0.15$, 平均可得 $k_t \approx 0.2$ 。

控制拧紧力矩的方法有很多, 如使用测力矩扳手和定力矩扳手见图 2-2, 或装配时测量螺栓的伸长量, 规定开始拧紧后的扳手转动角度或圈数。对于大型联接, 还可以利用液力来拉伸螺栓, 或加热使螺栓伸长到需要的变形量再把螺母拧到与被联接件相贴合。近年来还发展了利用微机通过轴力传感器拾取数据并画出预紧力与所加拧紧力矩对应曲线的方法。

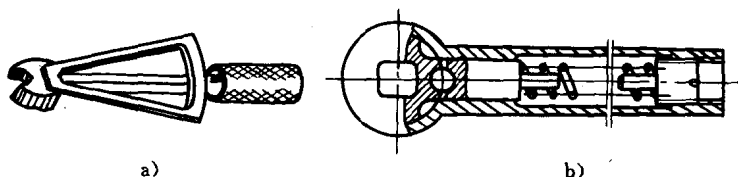
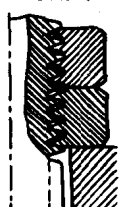
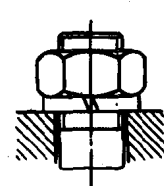


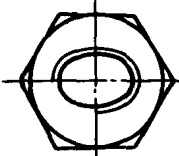
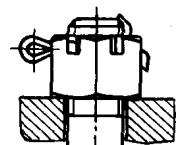
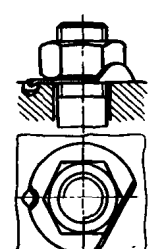
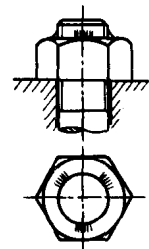
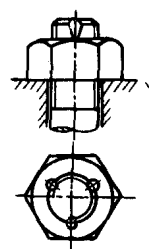
图 2-2 控制拧紧力矩用的扳手

a) 测力矩扳手 b) 定力矩扳手

表 2-2 防松装置和方法举例

防松原理		防 松 装 置 或 方 法	
利 用 摩 擦	使螺纹副中 有不随联接载 荷而变的压力, 因而始终有摩 擦力矩防止相 对转动。压力可 由螺纹副纵向 或横向压紧而 产生	对顶螺母	弹簧垫圈
		 两螺母对顶拧紧, 螺栓旋合段受拉而螺母受压, 从而使螺纹副纵向压紧	 利用拧紧螺母时, 垫圈被压平后的弹性力使螺纹副纵向压紧

(续)

防松原理		防 松 装 置 或 方 法		
利用摩擦 直接锁住 破坏螺纹副关系	使螺纹副中 有不随联接载 荷而变的压力， 因而始终有摩 擦力矩防止相 对转动。压力可 由螺纹副纵向 或横向压紧而 产生	金属锁紧螺母  利用螺母末端椭圆口的 弹性变形箍紧螺栓，横向 压紧螺纹	尼龙圈锁紧螺母  利用螺母末端的尼龙圈 箍紧螺栓，横向压紧螺纹	楔紧螺纹锁紧螺母  利用楔紧螺纹，使螺纹副纵横压紧
	利用便于更 换的金属元件 约束螺纹副	开口销与槽形螺母  利用开口销使螺栓螺母 相互约束	止动垫片  垫片约束螺母而自身又 约束在被联接件上（此时 螺栓应另有约束）	串联金属丝  利用金属丝使一组螺钉头部相互约 束，当有松动趋势时，金属丝更加拉紧
	把螺纹副转 变为非运动副， 从而排除相对 转动的可能	焊住 	冲点 	粘合 在螺纹副间涂金属粘接胶

由于摩擦系数不稳定，施加在扳手上的力也难以准确控制，有时可能拧得过紧而使螺栓断裂。因此，对于要求拧紧的螺栓联接不宜用小于 M12~M16 的螺栓。

二、螺纹联接的防松

在静载荷下，螺纹联接能满足的自锁条件为 $\Psi < \rho_v$ 。螺母、螺栓头部等承压面处的摩擦力也有防松作用。但在冲击、振动或变载荷作用下，或当温度变化较大时，联接有可能松动，甚至松开，容易发生事故。所以在设计螺纹联接时，必须考虑防松问题。

防松的根本问题在于防止螺纹副的相对转动。具体的防松方法和装置很多，就其工作原理来看，可分为利用摩擦、直接锁住和破坏螺纹副关系三种，举例说明见表 2-2。

利用摩擦防松简单方便,而直接锁住则较可靠,二者还可联合使用,例如用金属丝绕在螺栓上以挡住对顶螺母。至于破坏螺纹副关系的方法,多用于很少拆卸或不拆卸的联接。横向压紧的锁紧螺母没有预紧力时也能锁住,它可在任意旋合位置箍紧,即使工作时回松少许,也不致很快继续松开。利用强力拧紧联接以防松,效果也很好。

第三节 螺栓联接的计算

一、螺栓联接的失效形式和计算准则

这里主要讨论单个螺栓联接的计算,它也适用于双头螺柱和螺钉联接。

螺栓联接可用来传递轴向或横向载荷,根据联接的预紧情况和所受载荷方向不同,螺栓联接的工作情况可归纳为表 2-3 所示的四种情况。由表 2-3 可知,在螺栓和栓孔间留有间隙的情况下(第 1、2、3 种情况),不论联接的预紧情况和所受载荷的方向如何,螺栓总是受到静或变轴向载荷的作用。因此,螺栓失效形式主要是螺栓螺纹部分断裂或塑性变形以及栓杆疲劳断裂。如果螺纹的制造精度很低或联接经常拆装时,也可能发生螺纹牙的损坏。实践表明,螺栓受轴向变载荷时各部分损坏的百分比大致如图 2-3 所示。螺栓断裂多发生在螺母支承面的第一、二圈旋合螺纹的牙根处,因其应力集中的影响较大。由此可知,螺栓的螺纹牙根部剖面是危险剖面,故应以保证螺纹牙根部剖面的抗拉强度作为计算准则。一般应使螺纹牙根部剖面的拉应力 σ 小于或等于螺栓联接的许用拉应力 $[\sigma]$,即 $\sigma \leq [\sigma]$ 。

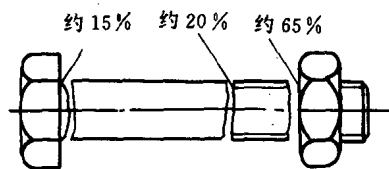


图 2-3 螺栓损坏统计图

表 2-3 螺栓联接的工作情况

情 况	联接的预紧情况和特点	联接受载的方向	螺栓受载的情况	图 例
1	松联接: 螺栓和孔间留有间隙, 应用较少	轴 向	不受预紧力,工作时受 轴向静载荷 F ,螺栓杆受 拉	
2	紧联接: 螺栓和孔间留有间隙, 应用较多	横 向	受预紧力,工作时受轴 向载荷 F' ,借被联接件 接合面间的摩擦力来传 递横向载荷	