

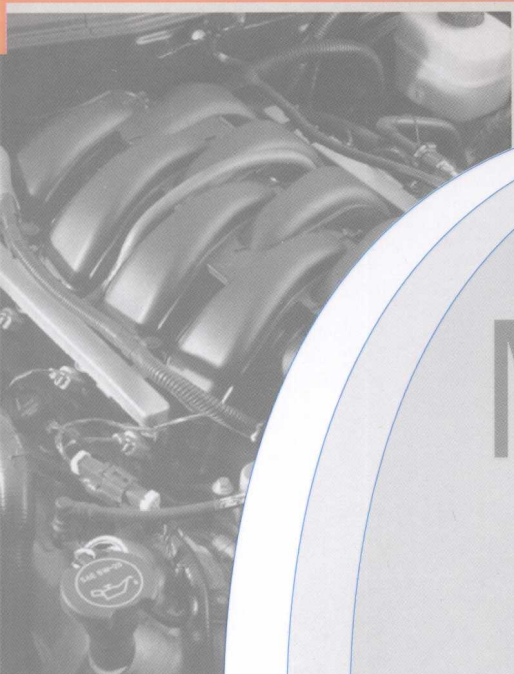


普通高等教育“十一五”国家级规划教材

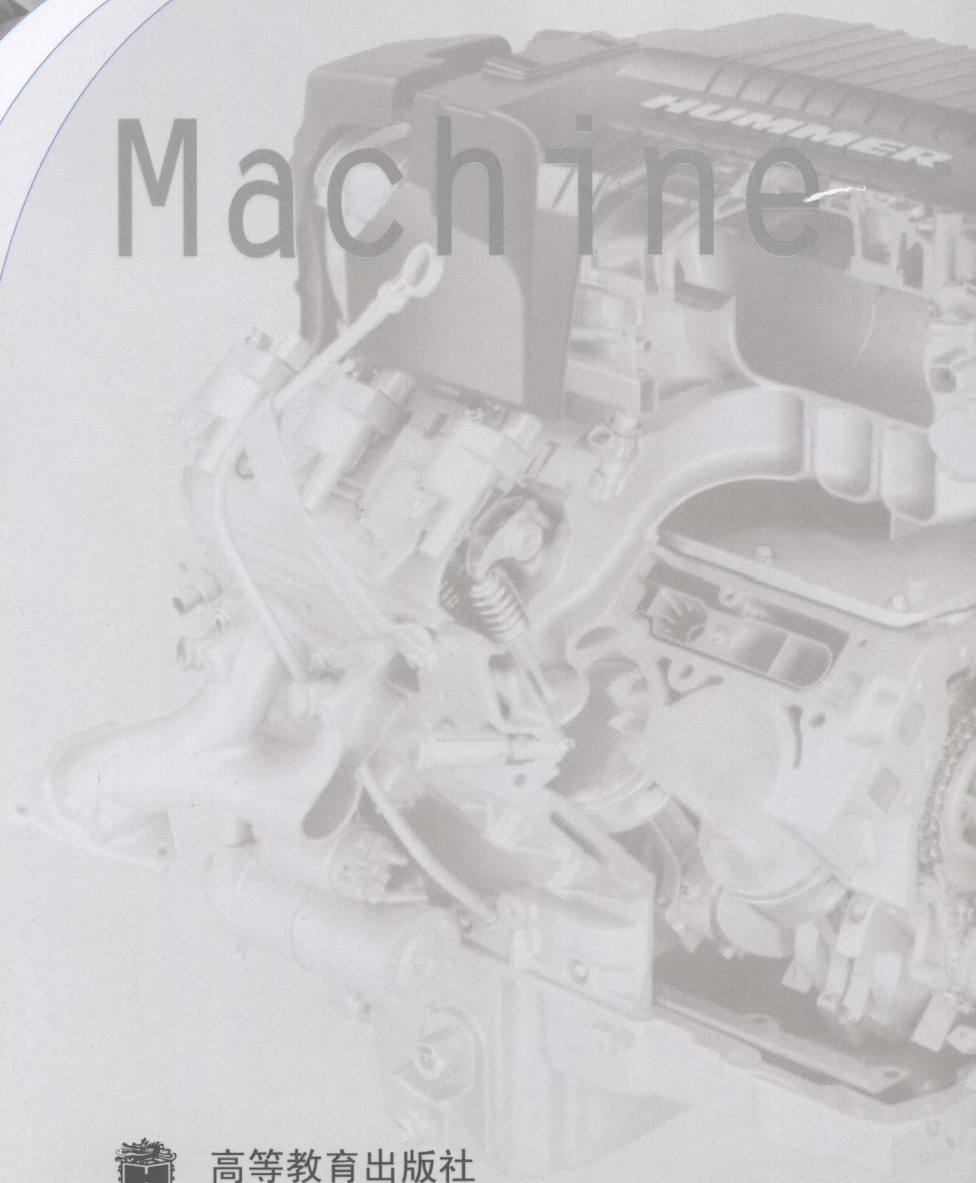
专 业 基 础 系 列

机械设计

杨黎明 编



Machine



高等教育出版社

普通高等教育“十一五”国家级规划教材

专业基础系列

机械 设计

杨黎明 编

高等教育出版社

内容简介

本书是普通高等教育“十一五”国家级规划教材。

全书共 13 章,包括绪论、键和销连接设计、螺纹连接及螺旋传动设计、带传动设计、链传动设计、齿轮传动设计、蜗杆传动设计、滑动轴承的选用与设计、滚动轴承的选择与支座设计、联轴器和离合器的选择与设计、轴的设计、弹簧的选用与设计、定轴传动齿轮和蜗杆减速器,书后附有机机械设计常用标准和资料。

本书适合于应用性、技能型人才培养的各类教育,也可以供从事机械设计的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计/杨黎明编. —北京:高等教育出版社, 2008.11
ISBN 978-7-04-025270-5

I.机... II.杨... 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 (2008) 第 154104 号

策划编辑 罗德春 责任编辑 贺玲 封面设计 张申申 责任绘图 朱静
版式设计 陆瑞红 责任校对 王超 责任印制 陈伟光

出版发行	高等教育出版社	购书热线	010-58581118
社 址	北京市西城区德外大街 4 号	免费咨询	800-810-0598
邮政编码	100120	网 址	http://www.hep.edu.cn
总 机	010-58581000		http://www.hep.com.cn
经 销	蓝色畅想图书发行有限公司	网上订购	http://www.landaco.com
印 刷	北京七色印务有限公司		http://www.landaco.com.cn
		畅想教育	http://www.widedu.com
开 本	787×1092 1/16	版 次	2008 年 11 月第 1 版
印 张	24	印 次	2008 年 11 月第 1 次印刷
字 数	590 000	定 价	31.10 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

物料号 25270-00

前 言

本书是普通高等教育“十一五”国家级规划教材。编写时,编者遵循以下指导思想:

1. 根据课程教学任务、目的和要求,遵循必需、够用为度的原则精选教材内容。同时,兼顾适当介绍本学科的新理论和新技术。
2. 按照机械设计过程构建教材内容体系。《机械原理》按机械传动系统运动方案设计过程安排内容体系,《机械设计》按机械传动装置设计过程安排内容体系。还增加了课程设计题例、课程设计指导和机械设计参考资料。
3. 以课程设计为纽带加强两课内容的联系与应用。
4. 重视阐明概念,减少数理论证。
5. 理论联系实际,强化设计训练。

教材中的例题、习题和课程设计题目大多数出自工程实际。

6. 贯彻启发式和循序渐进的教学方法。采用课堂教学与课程设计同步进行、课程设计采用分散与集中(专用周)进行的教学方式。实践证明,这种教学方式,使学生较长时间处于带着问题学和渴求获得实际问题办法的积极思维状态,能充分调动学生的学习积极性和主动性,而且能达到分散难点、开阔构思方案思路、消化设计资料、提高课程教学质量的效果。

上述编写原则和做法仅能抛砖引玉,不当之处望读者指正。

编者

2008年8月

目 录

第1章 绪论	1	复习思考题	94
第2章 键和销连接设计	5	习题	94
第1节 键连接	5	第6章 齿轮传动设计	96
第2节 矩形花键连接	11	第1节 齿轮传动的失效形式和设计	
第3节 销连接	16	准则	96
第4节 滚动花键连接	19	第2节 常用齿轮材料和热处理	98
复习思考题	20	第3节 齿轮传动强度计算	101
习题	21	第4节 齿轮的结构设计	111
第3章 螺纹连接及螺旋传动设计	23	复习思考题	127
第1节 螺纹的主要参数	23	习题	129
第2节 螺纹的种类、特点和应用	24	第7章 蜗杆传动设计	130
第3节 螺纹副的受力分析、自锁和		第1节 蜗杆传动的失效形式	130
效率	25	第2节 普通圆柱蜗杆传动承载能力	
第4节 螺纹连接的主要类型、拧紧和		计算	130
防松	26	第3节 蜗杆传动的效率及热平衡	
第5节 螺纹连接的强度计算	29	计算	133
第6节 螺栓组连接的结构设计	34	第4节 蜗轮蜗杆的结构	136
第7节 螺栓组的受力计算	36	复习思考题	142
第8节 螺旋传动	39	习题	142
复习思考题	45	第8章 滑动轴承的选用与设计	143
习题	46	第1节 滑动轴承的润滑状态	143
第4章 带传动设计	49	第2节 滑动轴承的主要类型和	
第1节 带和带传动的类型、特点和		结构	144
应用	49	第3节 轴套与轴瓦的结构和材料	147
第2节 V带传动	49	第4节 滑动轴承的润滑	151
第3节 同步带传动简介	71	第5节 非液体摩擦滑动轴承计算	155
复习思考题	71	第6节 液体动压滑动轴承简介	158
习题	72	第7节 静压轴承简介	159
第5章 链传动设计	73	第8节 气体润滑轴承简介	160
第1节 链传动的特点和应用	73	复习思考题	161
第2节 滚子链传动	74	习题	161
第3节 链传动的布置和张紧	86	第9章 滚动轴承的选择与支座设计	163
第4节 齿形链传动简介	91	第1节 滚动轴承的构造、代号、基本	

类型及特性	163	第1节 弹簧的功用、类型和特点	242
第2节 滚动轴承的计算原理和尺寸 选择	170	第2节 弹簧的材料和许用应力	244
第3节 滚动轴承支座设计	185	第3节 圆柱形螺旋压缩(拉伸)弹 簧的设计计算	248
第4节 其他滚动轴承简介	193	第4节 圆柱形扭转螺旋弹簧的设计 计算	257
复习思考题	197	复习思考题	261
习题	198	习题	262
第10章 联轴器和离合器的选择与 设计	201	第13章 定轴传动齿轮和蜗杆减 速器	263
第1节 概述	201	第1节 减速器的类型	263
第2节 联轴器	202	第2节 齿轮减速器简介	264
第3节 离合器	208	第3节 非通用齿轮减速器的设计	282
第4节 新型联轴器、电磁离合器和 电磁制动器简介	213	附录	305
复习思考题	214	附录一 一般标准	305
习题	215	附录二 热处理工艺及代号	310
第11章 轴的设计	217	附录三 常用材料及应用	311
第1节 轴的功用	217	附录四 公差数值与形位公差	316
第2节 轴的失效形式及设计内容	219	附录五 表面粗糙度	324
第3节 轴的材料和毛坯	219	附录六 渐开线圆柱齿轮的精度	326
第4节 轴的结构设计	221	附录七 螺纹连接和螺纹连接要素	329
第5节 轴的强度粗略校核计算	229	附录八 滚动轴承	342
第6节 轴的刚度计算	236	附录九 联轴器	357
第7节 轴的振动概念	238	附录十 弹塑性体接触动密封	360
复习思考题	240	附录十一 轴系零件的紧固件	365
习题	240	参考文献	376
第12章 弹簧的选用与设计	242		

第1章 绪论

一、基本概念和名词术语

在机械原理课程中对零件、构件、机构、系统、机器、机械与机械设计等名词术语已做过详细论述。这里仅作简单复习。

- 1) 零件 零件是指制造单元体。
- 2) 构件 构件是指运动单元体。
- 3) 机构 机构是指用来传递运动和力,有一个构件为机架,用运动副连接起来,具有确定运动的系统。
- 4) 系统 系统是指具有特定功能,相互间具有联系的许多要素构成的一个整体。
- 5) 机器 机器是指具有执行机构运动,变换或传递能量、物料与信息功能的装置。
- 6) 机械 机械是指机器与机构的总称。
- 7) 机械设计 机械设计是指根据机械使用要求,对机械的工作原理、结构、运动方式、力和能量的传递方式、各零件的材料和形状尺寸、润滑和密封方法等进行构思、分析和计算。并将之转化为具体的描述,用来作为制造依据的工作过程。

二、机械设计原则

机械设计应遵循以下原则:

- 1) 实用性原则 市场需求是设计动力的源泉。机械设计首先要满足所设计机械产品的基本功能和必要的辅助功能要求。
- 2) 创造性原则 设计的本质是创新。机械设计应在继承的基础上创造性地设计出新产品。
- 3) 优化原则 所设计的机械产品达到当代科学技术先进水平,产品制造和使用达到历史最高水平和最佳水平,多种原理方案和设计参数达到“最优解”。
- 4) 可靠性原则 所设计的机械产品应在规定的时间内完成规定的功能,即不发生失效。
- 5) 安全性原则 所设计的机械产品应具有足够的强度、刚度、寿命、稳定性、抗振性、耐磨性等;还应在技术上采取必要的安全防护措施,保证操作者、管理者的人身安全和机器的安全;应使机器与人互相适用,创造舒适和安全的工作环境,防止污染环境。
- 6) 经济性原则 所设计的机械产品应尽量降低成本,提高附加值,提高经济效益和市场竞争能力。
- 7) 评价审核原则 对设计的机械产品每一设计程序获得的结果必须随时进行评价和审核,并做到规范化和制度化。

三、机械设计程序

机器是一个复杂系统。要提高设计质量,必须遵循科学的设计程序。虽然不可能列出适用于任何机器都有效的唯一机械设计程序,但根据人们长期从事机械设计工作的经验积累,机械设计程序基本上可用图 1-1 表示。机械设计大体分四个阶段进行,下面做简要说明。

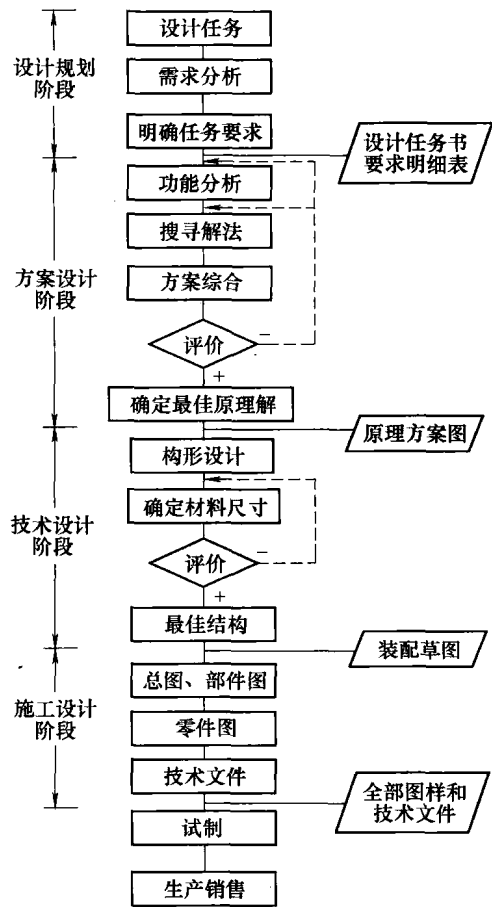


图 1-1 机械设计程序

1. 设计规划阶段

机械设计首先必须明确设计任务和要求。设计规划阶段的主要任务是在深入调查研究的基础上,对所开发的产品进行需求分析、市场预测和可行性分析,提出进行产品开发生计设计的可行性分析报告。可行性分析报告包括以下主要内容:

- 1) 产品开发的必要性和市场需求预测;
- 2) 有关产品的国内外水平和发展趋势;
- 3) 预期达到的目标,包括设计水平、技术特点、经济和社会效益等;
- 4) 提出设计和制造方面所需要解决的关键问题;

5) 在现有条件下开发产品的可能性及准备采取的措施;

6) 预算投资费用、设计进度及完成设计期限。

当可行性分析报告经充分论证、决定产品可以立项进行开发设计时,还需写出设计任务书,明确设计任务作为本阶段的总结。设计任务书大体应包括以下内容:机器的功能,经济性估算,制造要求方面的大致分析,基本使用要求,完成设计任务的期限等。任务书中提出的要求和条件一般只能给出一个合理范围,而不是准确数字,如用必须达到的要求、最低要求、希望达到的要求等给予规定。

2. 方案设计阶段

方案设计阶段的任务是对开发产品进行功能原理设计,即在功能分析的基础上,通过创新构思、优化筛选,获得较为理想的功能原理方案,并在此基础上绘制机器功能原理图或机器运动方案图,完成机构选型、组合和机构运动尺寸设计。

功能原理方案的优劣,实现功能载体的选择,决定产品的性能和成本,关系产品的技术水平、市场竞争力和经济效益。因此,方案设计是关键设计阶段。

3. 技术设计阶段

技术设计阶段的任务是绘制机器的总装配草图和部件装配草图,通过装配草图设计,确定各零部件的外形及基本尺寸,包括各部分之间连接的零部件的外形及基本尺寸。

为了确定主要零件的基本尺寸,必须完成以下工作:

1) 机器的运动学计算 根据确定的功能原理和机器的运动方案图确定原动机的功率和转速,然后进行运动计算,确定各运动构件的运动参数,如转数、速度、加速度等。

2) 机器的动力学计算 根据初步设计的各零件的结构和运动参数,计算主要零件上的名义载荷。

3) 零件工作能力的计算 根据强度、刚度、寿命、稳定性、抗振性、耐磨性等条件计算或类比计算初步确定零件的基本尺寸。

4) 部件装配草图和机器装配草图设计 根据已确定主要零件的基本尺寸绘制部件装配草图和机器总装配草图。草图上应对所有零件的外形及尺寸进行结构化设计。在结构化设计中,要很好地协调各零件的结构和尺寸,标注零件的基本参数和尺寸、配合性质及零件的联系尺寸、尺寸链等。

5) 主要零件工作能力的验算 绘出部件装配草图和机器总装配草图后,所有零件的结构和尺寸均为已知,相互邻接零件间的关系也已知。因此,可以确定零件上的载荷,并对零件的工作能力进行精确验算,反复修改零件的结构和尺寸,直至满意为止。

在装配草图设计过程中,已经完成了零部件及整机的构形;确定了零件的材料、尺寸及技术条件;确定了选用标准件的型号、规格及外购件的型号和规格。

4. 施工设计阶段

施工设计阶段的主要任务是完成产品的制造所需的全部图样和技术文件,其中包括绘制零件图、部件装配工作图、机器装配总工作图;编制设计说明书和计算书、机器使用说明书,标准件、外购件和专用工具明细栏,产品试车大纲,验收大纲及包装和运输说明书等。

四、机械设计课程的内容

机械设计课程是讲授一般工作条件和常用参数范围内的通用机械零件和传动装置设计的课程。讲授内容包括：

- 1) 连接零件 键和销连接,螺纹连接设计。
- 2) 机械传动零件 螺旋传动、带传动、链传动、齿轮传动、蜗杆传动设计。
- 3) 轴系零部件 轴、滑动轴承、滚动轴承、密封装置、联轴器和离合器的选择与设计。
- 4) 其他零件 弹簧、密封的选择与设计。
- 5) 非标准齿轮减速器和蜗杆减速器设计。

五、机械设计课程的地位和作用

机械设计课程是机械类专业一门设计性主干技术基础课程,它综合理论力学、材料力学、机械制图、金属工艺学、公差技术测量、机械原理、机械零件多学科于一体,统一应用于机械设计。通过本课程的理论教学和课程设计等教学环节,使学生初步获得机械零件和机械传动装置设计的基础理论、设计方法和设计技能的系统训练,同时为学生进一步学习有关专业课和从事机械技术工作奠定基础。因此,本课程在机械类专业教学设计中具有承前启后的重要作用。

本课程的主要任务是培养学生达到以下要求:

- 1) 掌握通用机械零件的设计原理和方法,具有设计通用机械零件、机械传动装置和简单机械的能力。
- 2) 具有运用标准、规范、手册、图册和查阅有关技术资料的能力。

从机械设计程序来划分机械原理和机械设计两门课程的任务:机械原理课程的任务是培养学生具有独立完成方案设计的能力,即具有独立完成机构选型与组合,绘制机器或机械的运动方案图和运动循环图、设计机构的运动尺度等能力;机械设计课程的任务是培养学生在完成机械原理课程设计任务的基础上,具有独立完成技术设计和施工设计的能力,即具有设计机械零件,选择标准零部件,设计部件装配草图和机器或机械总装配草图,绘制部件装配工作图和机器或机械装配工作图、零件工作图,编制设计说明书、设计计算书和机器使用说明书等多方面的能力。

第 2 章 键和销连接设计

第 1 节 键连接

键是用来连接轴与带毂零件,如齿轮、链轮、带轮等,主要用来周向固定零件传递运动和力矩。其中,有些键还能实现轴向动连接。

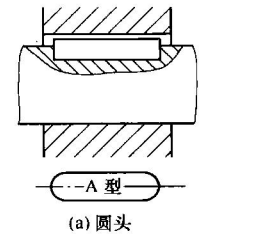
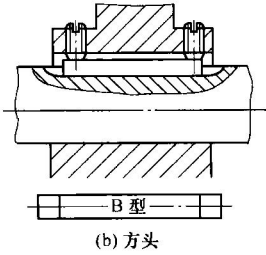
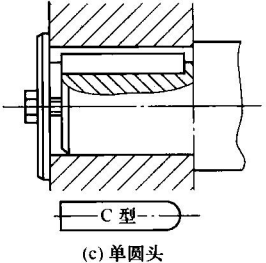
键的材料、键和键槽剖面尺寸、公差配合、表面粗糙度都有标准规定。

设计键连接时,首先根据对连接的设计要求,如静连接或动连接、载荷性质和大小、对中性要求及根据连接轴径选择键的类型和尺寸,然后验算强度。

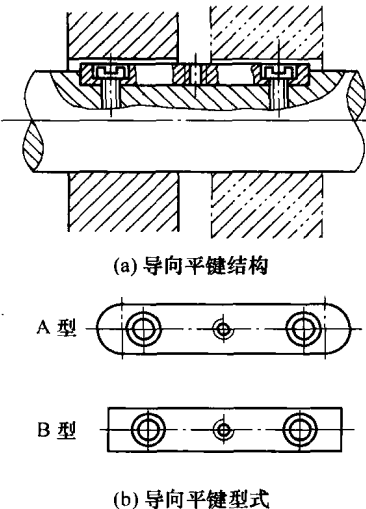
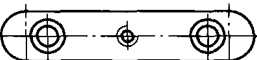
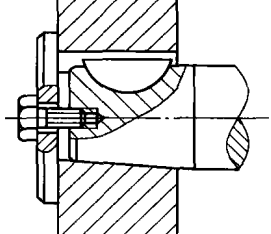
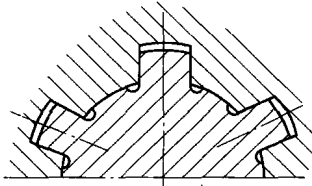
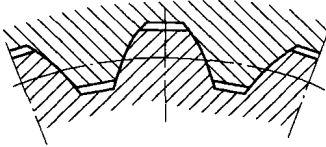
1. 键连接的类型、特点和应用

常用键连接的类型、特点和应用见表 2-1。

表 2-1 常用键的类型、特点和应用

类型	简图	特点	应用
松 平 普通平键	 (a) 圆头	靠侧面传递转矩,对中性良好,装卸方便,不能实现轴上零件的轴向固定 通常键与轴槽的配合较紧 A 型键在槽中轴向固定良好,但槽在轴上引起应力集中较大;B 型键引起应力集中较小;C 型键用于轴端连接	应用最广,同时适用于精度、速度较高或承受变载、冲击的场合。如在轴上固定齿轮、带轮、链轮、凸轮等回转零件
键	 (b) 方头		
	 (c) 单圆头		

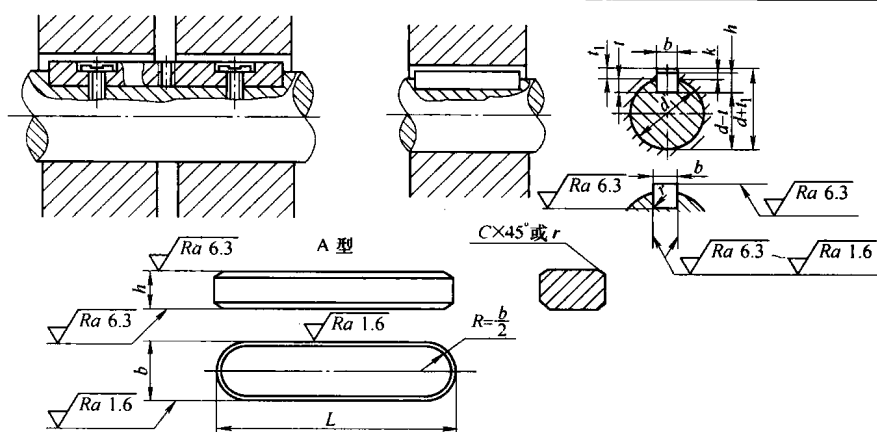
续表

类型	简图	特点	应用
连 接	薄型平键	同普通平键	适用薄壁结构连接或其他特殊用途
	导向平键  (a) 导向平键结构 A 型  B 型  (b) 导向平键型式	键用螺钉固定在轴上,键与轮毂键槽为动配合,轴上零件能作短距离轴向移动。为了拆卸方便,设有起键螺孔 用于轴上移动量不大的零件的连接;如变速滑移齿轮	
半圆键		靠侧面传递转矩,安装方便,结构紧凑,可自动适用轮毂中键槽的斜度,缺点是键槽较深,对轴削弱较大	一般用于轻载,用于轴端时,多与圆锥面连接配合使用
花键连接	矩形花键 	加工方便,可用磨削方法获得较高精度,但齿根应力集中较大	应用广泛
	渐开线花键 	齿廓为渐开线,受载时齿上产生径向分力,能起自动定心作用,使各齿受载均匀。齿根较厚,弯曲强度高,应力集中小,加工工艺与齿轮相同,易获得较高精度,但需专用设备	用于载荷较大、定心精度要求较高及尺寸较大的连接

2. 普通平键连接尺寸、公差配合和表面粗糙度

普通平键连接尺寸、公差配合和表面粗糙度见表 2-2。

表 2-2 普通平键连接尺寸和公差配合 (GB/T 1096—2003)



标记示例:

圆头普通平键 (A 型), $b = 16 \text{ mm}$, $h = 10 \text{ mm}$, $L = 100 \text{ mm}$;

键 16 $\times$ 100 GB/T 1096—1979 (1990 年确认)

平头普通平键 (B 型), $b = 16 \text{ mm}$, $h = 10 \text{ mm}$, $L = 100 \text{ mm}$;

键 B16 $\times$ 100 GB/T 1096—1079 (1990 年确认)

单圆头普通平键 (C 型), $b = 16 \text{ mm}$, $h = 10 \text{ mm}$, $L = 100 \text{ mm}$;

键 C16 $\times$ 100 GB/T 1096—1979 (1990 年确认)

d	键的公称尺寸				每 100 mm 质量/ kg≈	键槽尺寸					
	$b(h9)$	$h(h11)$	c 或 r	$L(h14)$		t		t_1		b	半径 r
						公称	公差	公称	公差		
自 6 ~ 8	2	2		6 ~ 20	0.003	1.2		1		—	0.08 ~ 0.16
> 8 ~ 10	3	3	0.16 ~ 0.25	6 ~ 36	0.007	1.8	+0.1	1.4	+0.1		
> 10 ~ 12	4	4		8 ~ 45	0.013	2.5	0	1.8	0		
> 12 ~ 17	5	5	0.25 ~ 0.4	10 ~ 56	0.02	3.0	0	2.3	0	—	0.16 ~ 0.25
> 17 ~ 22	6	6		14 ~ 70	0.028	3.5		2.8			
> 22 ~ 30	8	7		18 ~ 90	0.044	4.0		3.3			
> 30 ~ 38	10	8	0.4 ~ 0.6	22 ~ 110	0.063	5.0	+0.2	3.3	+0.2	—	0.25 ~ 0.4
> 38 ~ 44	12	8		28 ~ 140	0.075	5.0		3.3			
> 44 ~ 50	14	9		36 ~ 160	0.099	5.5		3.8			
> 50 ~ 58	16	10		45 ~ 180	0.126	6.0		4.3			
> 58 ~ 65	18	11		50 ~ 200	0.155	7.0		4.4			
> 65 ~ 75	20	12	0.6 ~ 0.8	56 ~ 220	0.188	7.5	0	4.9	0	—	0.4 ~ 0.6
> 75 ~ 85	22	14		63 ~ 250	0.242	9.0		5.4			
> 85 ~ 95	25	14		70 ~ 280	0.275	9.0		5.4			
> 95 ~ 110	28	16		80 ~ 320	0.352	10.0		6.4			
> 110 ~ 130	32	18		90 ~ 360	0.452	11		7.4			
> 130 ~ 150	36	20	1 ~ 1.2	100 ~ 400	0.565	12	+0.3	8.4	+0.3	—	0.7 ~ 1.0
> 150 ~ 170	40	22		100 ~ 400	0.691	13		9.4			
> 170 ~ 200	45	25		110 ~ 450	0.883	15		10.4			
> 200 ~ 230	50	28	1.6 ~ 2.0	125 ~ 500	1.1	17	0	11.4	0	—	1.2 ~ 1.6
> 230 ~ 260	56	32		140 ~ 500	1.407	20		12.4			
> 260 ~ 290	63	32		160 ~ 500	1.583	20		12.4			
> 290 ~ 330	70	36		180 ~ 500	1.978	22		14.4			
> 330 ~ 380	80	40		200 ~ 500	2.512	25		15.4			
> 380 ~ 440	90	45	2.5 ~ 3	220 ~ 500	3.179	28	31	17.4			2 ~ 2.5
> 440 ~ 500	100	50		250 ~ 500	3.925	31		19.5			

续表

L 系列	6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500
------	---

注: 1. 在工作图中, 轴槽深度用 t 或 $(d-t)$ 标注, 毂槽深度用 t_1 或 $(d+t_1)$ 标注;
 2. k 值为计算键连接时的参考尺寸, 其值为 $h/2$;
 3. 在满足传递所需转矩条件下, 允许用较小断面的键, 但 t 和 t_1 的数值必要时应重新计算, 使键侧与轴槽及轮毂槽接触高度各为 $h/2$;
 4. 当键长大于 500 mm 时, 其长度应按国家标准优先数和优先数系的 R20 系列选取;
 5. 材料: 采用抗拉强度不小于 600 MPa 的钢, 常用 45 钢;
 6. 表中每 100 mm 长的质量是指 B 型键;
 7. 键高偏差对于 B 型且为方型键时应为 $h9$;
 8. 轴槽及轮毂槽对轴及轮毂中心线的对称度根据不同要求按 GB/T 1182—1996 对称度公差 7~9 级选取;
 9. 平键轴槽长度公差用 H14; 键的长度公差用 h14;
 10. $(d-t)$ 和 $(d+t_1)$ 尺寸公差按相应的 t 和 t_1 的公差选取, 但 $(d-t)$ 公差应取负号 $(-)$;
 11. 当需要时, 键允许带起键螺孔。

3. 平键连接的失效形式和强度验算

平键连接工作时的受力情况如图 2-1 所示, 键和键槽侧面受挤压, 键的纵向断面 $a-a$ 受剪切。实践证明, 平键静连接的主要失效形式是键、轴和轮毂中强度较弱的工作表面被压溃, 因此通常只需验算挤压强度。动连接的主要失效形式是键和键槽中硬度较低的工作表面磨损, 因此通常要验算耐磨性, 即验算压强。

设轴传递的转矩为 T (单位为 $N \cdot mm$), 连接处轴头直径为 d (单位为 mm), 则作用在轴上的圆周力, 即作用于键和键槽侧面上的压力 F_t (单位为 N) 为

$$F_t = \frac{T}{Y} = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{2T}{d} \quad (2-1)$$

键连接的挤压面积 A (单位为 mm^2) 为

$$A = \frac{h}{2}l \quad (2-2)$$

式中: $\frac{h}{2}$ ——键与轮毂的近似接触高度, mm;

l ——键与轮毂的接触长度, mm; 对于 A 型普通平键 (图 2-2a), $l = L - b$; 对于 B 型普通平键 (图 2-2b), $l = L$; 对于 C 型普通平键 (图 2-2c), $l = L - \frac{b}{2}$ 。

静连接的挤压应力 σ_{jy} (单位为 MPa) 为

$$\sigma_{jy} = \frac{\frac{2T}{d}}{\frac{h}{2}l} = \frac{4T}{dhl} \quad (2-3)$$

动连接的压强 p_c (单位为 MPa) 为

$$p_c = \frac{4T}{dhl} \quad (2-4)$$

挤压强度条件为

$$\sigma_{jy} = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma]_{jy} \tag{2-5}$$

耐磨性条件为

$$p_c = \frac{4T}{dhl} \leq [p]_c \tag{2-6}$$

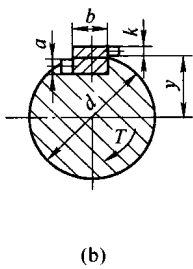
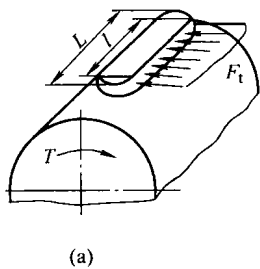


图 2-1 平键连接受力

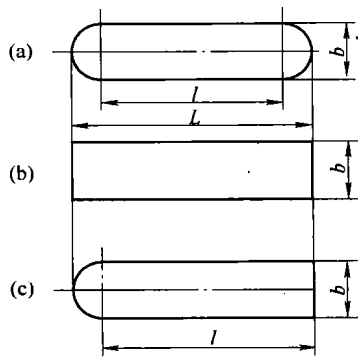


图 2-2 键接触工作长度计算

式中, $[\sigma]_{jy}$ 和 $[p]_c$ 分别为键连接中强度较弱、硬度较低的零件(一般为零件的轮毂)的许用挤压应力和许用压强,其值见表 2-3。

表 2-3 键连接的许用挤压应力和许用压强 MPa

许用值	连接工作方式	零件材料	载 荷 性 质		
			— 静	轻微冲击	冲 击
$[\sigma]_{jy}$	静连接	钢	125 ~ 150	100	50
		铸铁	70 ~ 80	53	27
$[p]_c$	动连接	钢	50	40	30

注:1. 动连接是指有相对滑动的导向连接;
2. 如与键有相对滑动的被连接件表面经过淬火,则动连接的 $[p]_c$ 可提高 2~3 倍。

键的材料通常采用强度极限不低于 600 MPa 的钢,一般为 45 钢。

如验算强度或压强不够,可采用以下措施:

1) 适当增加键和轮毂长度,但键的长度一般不应超过 2.25d,因为多出的长度可以认为不承受载荷。如键连接强度裕量过大,可以考虑采用薄型平键连接。

2) 在轴上相隔 180° 配置两个普通平键,但考虑到载荷在两个键分布不均匀,所以验算键连接的挤压强度时,只按 1.5 个键的挤压面积计算。

例 2-1 选择图 2-3 所示的减速器输出轴与齿轮

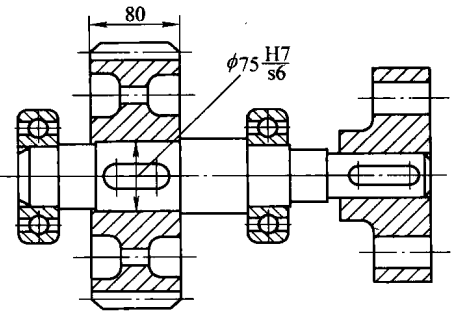


图 2-3 减速器输出轴

的普通平键连接。已知齿轮传递的力矩 $T = 600 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，齿轮材料为钢，载荷有轻微冲击。

解：1) 选择键连接尺寸 根据给定的轴径 $d = 75 \text{ mm}$ 和轮毂长度 $l_w = 80 \text{ mm}$ ，由表 2-1 查得 A 型普通平键的尺寸为 $b = 20 \text{ mm}$ ， $h = 12 \text{ mm}$ ， $L = 70 \text{ mm}$ 。标记为键

20 × 70 GB/T 1096—2003

2) 验算连接强度 已知 $h = 12 \text{ mm}$ ，键的有效接触长度 $l = L - b = (70 - 20) \text{ mm} = 50 \text{ mm}$ ，由表 2-3 查得 $[\sigma]_{\text{H}} = 100 \text{ MPa}$ 。由式 (2-5) 得

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 600 \times 1\,000}{75 \times 12 \times 50} = 53.3 \text{ MPa} < [\sigma]_{\text{H}}$$

所以，键连接强度足够。

3) 确定键槽尺寸、公差配合和表面粗糙度

由表 2-2 查得轴槽深 $d - t = 67.5 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.200 \end{smallmatrix} \text{ mm}$ ，轮毂槽深 $d + t_1 = 79.9 \begin{smallmatrix} +0.200 \\ 0 \end{smallmatrix} \text{ mm}$ ；由表 2-4 查得轴键槽宽 $b = 20\text{N}9 = 20 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0.052 \end{smallmatrix} \text{ mm}$ ，轮毂槽宽 $b = 20\text{JS}9 = 20 \pm 0.026 \text{ mm}$ 。轴槽、轮毂槽尺寸和表面粗糙度标注如图 2-4 所示。

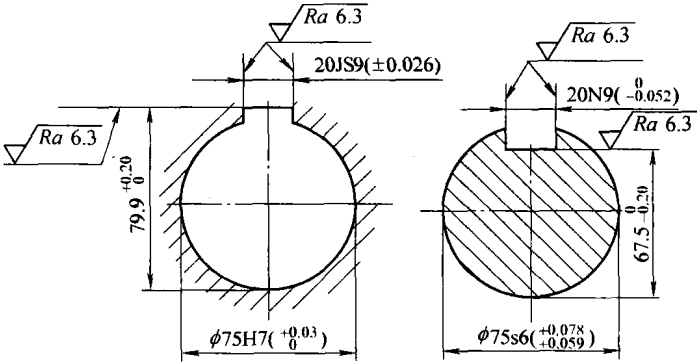


图 2-4 键槽尺寸的标注

键和键槽尺寸公差带见表 2-4。

表 2-4 键和键槽尺寸公差带

μm

基本尺寸 /mm	键 的 公 差 带				键 槽 尺 寸 公 差 带					
	b	h	L	d_1	槽 宽 b					槽 长 L
	h9	h11	h14	h12	较 松 连 接		一 般 连 接		较 紧 连 接	H14
					轴 H9	毂 D10	轴 N9	毂 JS9	轴与毂 P9	
≤3	0 -25	0 -60	0 -25	0 -100	+25 0	+60 +20	-4 -29	±12.5	-6 -31	+250 0
>3~6	0 -30	0 -75	0 -30	0 -120	+30 0	+78 +30	0 -30	±15	-12 -42	+300 0

续表

基本尺寸 /mm	键 的 公 差 带				键 槽 尺 寸 公 差 带					
	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>L</i>	<i>d_i</i>	槽宽 <i>b</i>					槽长 <i>L</i>
	h9	h11	h14	h12	较松连接		一般连接		较紧连接	H14
					轴 H9	毂 D10	轴 N9	毂 JS9	轴与毂 P9	
>6 ~ 10	0 -36	0 -90	0 -360	0 -150	+36 0	+98 +40	0 -36	±18	-15 -51	+360 0
>10 ~ 18	0 -43	0 -110	0 -430	0 -180	+43 0	+120 +50	0 -43	±21	-18 -61	+430 0
>18 ~ 30	0 -52	0 -130	0 -520	0 -210	+52 0	+149 +65	0 -52	±26	-22 -74	+520 0
>30 ~ 50	0 -62	0 -160	0 -620	0 -250	+62 0	+180 +80	0 -62	±31	-26 -88	+620 0
>50 ~ 80	0 -74	0 -190	0 -740	0 -300	+74 0	+220 +100	0 -74	±37	-32 -106	+740 0
>80 ~ 120	0 -87	0 -220	0 -870	0 -350	+87 0	+260 +120	0 -87	±43	-37 -124	+870 0
>120 ~ 180	0 -100	0 -250	0 -1 000	0 -400	+100 0	+305 +145	0 -100	±50	-43 -143	+1 000 0
>180 ~ 250	0 -115	0 -290	0 -1 150	0 -460	+115 0	+355 +170	0 -115	±57	-50 -165	+1 150 0

注:1. 括号内值为 h9 值,适用于 B 型普通平键;
2. 半圆键无较松连接形式。

第 2 节 矩形花键连接

1. 矩形花键的定心方式

GB/T 1144—2001 规定,矩形花键的定心方式为小径定心,如图 2-5 所示。其优点是定心精度高、定心稳定性好,能用磨削方法消除热处理变形,定心直径尺寸公差和位置公差都能获得较高的精度。

- 2. 矩形花键的尺寸系列和截面尺寸(见表 2-5)
- 3. 矩形花键的公差与配合和对中度

矩形花键的公差与配合见表 2-5,对中度见表 2-6。

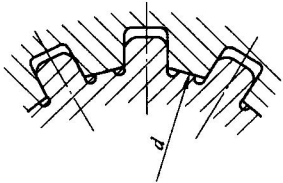


图 2-5 矩形花键小径定心方式