



普通高等教育“九五”国家级重点教材

# 机 械 设 计

(第七版)

西北工业大学机械原理及机械零件教研室 编著

濮良贵 纪名刚 主编



高等教育出版社

1196245

普通高等教育“九五”国家级重点教材



---

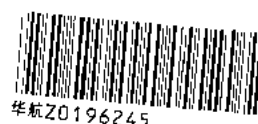
# 机械设计

(第七版)

---

西北工业大学机械原理及机械零件教研室 编著

濮良贵 纪名刚 主编



华航Z0196245

高等教育出版社

F(5) 11

## 内容提要

本书是在西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著,濮良贵、纪名刚主编《机械设计》(第六版)的基础上,在满足原国家教育委员会颁发的《机械设计课程教学基本要求》(1995年修订版)的同时,贯彻《关于“九五”期间普通高等教育教材建设与改革的意见》(教高[1995]6号文)精神和1998年全国普通高等学校教学工作会议、1999年全国教育工作会议关于高校教材改革的指导思想,加强学生素质教育和能力培养,并结合拓宽专业面后教学改革的需要修订而成的。

全书共分五篇(十八章):第一篇总论;第二篇联接;第三篇机械传动;第四篇轴系零、部件;第五篇其它零、部件。另有附录:常用量的名称、单位、符号及换算关系表。

本书主要作为高等院校机械类专业的教材,也可供其它有关专业的师生和工程技术人员参考。

## 图书在版编目(CIP)数据

机械设计/濮良贵,纪名刚主编,一7版.一北京:高等教育出版社,2001

普通高等教育“九五”国家级重点教材

ISBN 7-04-009348-0

I.机… II.①濮…②纪… III.机械设计—高等学校—教材 IV.TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(2001)第07861号

责任编辑 沈 忠 封面设计 李卫青 责任绘图 李维平  
版式设计 马静如 责任校对 俞声佳 责任印制 杨 明

机械设计 (第七版)

西北工业大学机械原理及机械零件教研室 编著

出版发行 高等教育出版社

社 址 北京市东城区沙滩后街55号

电 话 010-64054588

网 址 <http://www.hep.edu.cn>

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

邮政编码 100009

传 真 010-64014048

经 销 新华书店北京发行所

排 版 高等教育出版社照排中心

印 刷 国防工业出版社印刷厂

开 本 787×1092 1/16

印 张 26.5

字 数 650 000

版 次 1960年8月第1版

2001年6月第7版

印 次 2001年6月第1次印刷

定 价 22.30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

## 第七版序言

本书自 1960 年面世以来,在广大师生、工程技术人员和各有关部门同志的热情关注与爱护下,经过六次修订,现在第七版于新世纪之初诞生了。

本版是在 1996 年第六版的基础上,在满足原国家教育委员会颁发的《机械设计课程教学基本要求》(1995 年修订版)的同时,贯彻《关于“九五”期间普通高等教育教材建设与改革的意见》(教高[1995]6 号文)的精神和 1998 年全国普通高等学校教学工作会议及 1999 年全国教育工作会议关于高校教材改革的指导思想,加强学生素质教育和能力培养,并结合拓宽专业面后教学改革的需要修订而成的。

这次修订,除了进一步突出本课程的基本内容,以利大多数师生能在规定的课内外学时范围内教好学好,为进而学习有关专业课程及进行改革、创新的探索打好基础外,还做了以下几项工作:

1. 关于机械现代设计方法,已经出版了一系列小专题书籍(书目可参看与本书配套的《机械设计学习指南》附录),为了便于学生从总体上了解现代设计方法的特征及发展动向,并能择其重点进行初步运用,本书除在 § 2-11 中就其共性方面作了概略介绍外,还在《机械设计学习指南》中针对目前流行与应用情况分别作了不同程度的论述。

2. 考虑到目前高强度钢材及大型构件在通用机械中的应用已渐增多,由材料本身原始微观裂纹(或缺陷)扩展而引起的低应力脆断已成为较常见的失效形式,因而疲劳裂纹的扩展寿命亦应得到重视,故对断裂力学的基本概念作了些说明。

3. 由于对机械的承载能力、工作效率及寿命的要求不断提高,为了降低磨损及发热带来的影响,对机械设计中的滚动化增加了少许内容(如滚子螺旋副、滚动蜗杆-蜗轮副等)。

4. 为了适应各院校结合本课程学习加强学生运用计算机的锻炼,在本书的配套教材中相应增加了 CAD 及 CAI 方面的应用资料。

5. 用现行的有关标准取代了原书中目前已废弃的标准。另外考虑到近几年已施行的标准中某些新内容的推广已经过几年的过渡,故删去原书中新旧对照部分并列的旧标准(如滚动轴承的代号)。

6. 更正或改进了原书文字、插图与计算中的疏漏和印刷中的错误。

另外,还须说明以下几点:

1. 本书主要用作高等院校机械类各专业的教材,也可供其它有关专业的师生和工程技术人员参考。编者还希望用作教材的师生也是把它作为一本主要参考书来看待,并尽量多参阅一些相关的书籍和文献,以弥补本书的不足或缺陷。

2. 为了适应拓宽专业面的需要,本书以编入机械类各专业通用的基本内容为主,其它某些密切相关或新近发展的内容,请各校教师审视具体需要酌加介绍。

3. 本书章节次序的安排不代表教学的必然顺序,各校可根据教学经验结合具体情况自行机动调整。

4. 本书采用的设计计算方法,是从技术基础课程本身的性质出发,使学生通过一种基本的方法去掌握设计计算的基本理论和技能,因而不可能与各类专业设计中使用的方法和数据完全符合。故在进行具体专业产品和设备的设计时,应分析情况,区别对待。

5. 本书所引用的有关标准、规范、数据、资料等,仅摘取与阐明问题密切有关的部分,详细的数据及资料等可另查阅有关手册,在实际设计时,均应以当时的现行标准、规范为依据。

6. 本书所用的符号(包括已按惯例采用的国际上通用的符号),各章自成体系。同一符号在不同的章里代表不同的意义时,均已及时作出相应的说明。

参加本书修订工作的有濮良贵、王步瀛、纪名刚、张富洲、陈庚梅、李建华、陈国定、李育锡、吴立言同志,由濮良贵、纪名刚担任主编。

本书经教育部重点教材建设管理委员会和高等教育出版社约请教育部高等工业学校机械基础课程教学指导委员会委员、机械设计课程教学指导小组成员、北京科技大学罗圣国教授和天津大学杨景蕙教授先后详细审阅全稿,提出了许多宝贵的意见;大量兄弟院校的对口教研室的老师和学习了本课程的同学、厂矿机械设计工作者们,在接受口头或书面征询改进意见时,都给予了热情诚恳的帮助;出版社的编审人员为本书的出版与提高质量投入了大量的心血,在此一并致以衷心的感谢!

最后,限于我们的水平和时间,误漏之处,敬烦不吝批评指正。来信请寄 100009(邮编)北京市沙滩后街 55 号高等教育出版社力学机械编辑室或 710072(邮编)陕西省西安市西北工业大学 178 信箱。

编 者

2000 年 12 月于西安

# 目 录

## 第一篇 总 论

<b>第一章 绪论</b> .....	1	§ 2-10 机械零件设计中的标准化	19
§ 1-1 机械工业在现代化建设中的作用	1	§ 2-11 机械现代设计方法简介	20
§ 1-2 机器的基本组成要素	1	<b>第三章 机械零件的强度</b> .....	22
§ 1-3 本课程的内容、性质与任务	2	§ 3-1 材料的疲劳特性	22
<b>第二章 机械设计总论</b> .....	4	§ 3-2 机械零件的疲劳强度计算	24
§ 2-1 机器的组成	4	§ 3-3 机械零件的抗断裂强度	32
§ 2-2 设计机器的一般程序	5	§ 3-4 机械零件的接触强度	34
§ 2-3 对机器的主要要求	9	本章附录	35
§ 2-4 机械零件的主要失效形式	10	习题	41
§ 2-5 设计机械零件时应满足的基本要求	11	<b>第四章 摩擦、磨损及润滑概述</b> .....	43
§ 2-6 机械零件的设计准则	13	§ 4-1 摩擦	43
§ 2-7 机械零件的设计方法	15	§ 4-2 磨损	47
§ 2-8 机械零件设计的一般步骤	16	§ 4-3 润滑剂、添加剂和润滑方法	49
§ 2-9 机械零件的材料及其选用	17	§ 4-4 流体润滑原理简介	55

## 第二篇 联 接

<b>第五章 螺纹联接和螺旋传动</b> .....	60	§ 6-1 键联接	100
§ 5-1 螺纹	60	§ 6-2 花键联接	106
§ 5-2 螺纹联接的类型和标准联接件	62	§ 6-3 无键联接	108
§ 5-3 螺纹联接的预紧	66	§ 6-4 销联接	110
§ 5-4 螺纹联接的防松	68	习题	112
§ 5-5 螺纹联接的强度计算	69	<b>第七章 铆接、焊接、胶接和过盈联接</b> .....	114
§ 5-6 螺栓组联接的设计	76	§ 7-1 铆接	114
§ 5-7 螺纹联接件的材料及许用应力	83	§ 7-2 焊接	117
§ 5-8 提高螺纹联接强度的措施	85	§ 7-3 胶接	123
§ 5-9 螺旋传动	90	§ 7-4 过盈联接	126
习题	98	习题	132
<b>第六章 键、花键、无键联接和销联接</b> .....	100		

## 第三篇 机 械 传 动

<b>第八章 带传动</b> .....	140	§ 8-1 概述	140
----------------------	-----	----------	-----

§ 8-2 带传动工作情况的分析 .....	142	度计算 .....	195
§ 8-3 V 带传动的设计计算 .....	147	§ 10-6 齿轮传动的设计参数、许用应 力与精度选择 .....	200
§ 8-4 V 带轮设计 .....	156	§ 10-7 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度 计算 .....	211
§ 8-5 V 带传动的张紧装置 .....	159	§ 10-8 标准锥齿轮传动的强度计算 .....	221
§ 8-6 其它带传动简介 .....	160	§ 10-9 变位齿轮传动强度计算概述 .....	226
习题 .....	162	§ 10-10 齿轮的结构设计 .....	227
<b>第九章 链传动</b> .....	163	§ 10-11 齿轮传动的润滑 .....	230
§ 9-1 链传动的特点及应用 .....	163	§ 10-12 圆弧齿圆柱齿轮传动简介 .....	232
§ 9-2 传动链的结构特点 .....	164	习题 .....	233
§ 9-3 滚子链链轮的结构和材料 .....	167	<b>第十一章 蜗杆传动</b> .....	235
§ 9-4 链传动的运动特性 .....	170	§ 11-1 蜗杆传动的类型 .....	235
§ 9-5 链传动的受力分析 .....	173	§ 11-2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及 几何尺寸计算 .....	239
§ 9-6 滚子链传动的设计计算 .....	174	§ 11-3 普通圆柱蜗杆传动承载能 力计算 .....	247
§ 9-7 链传动的布置、张紧和润滑 .....	180	§ 11-4 圆弧圆柱蜗杆传动设计计算 .....	254
习题 .....	183	§ 11-5 普通圆柱蜗杆传动的效率、润 滑及热平衡计算 .....	259
<b>第十章 齿轮传动</b> .....	184	§ 11-6 圆柱蜗杆和蜗轮的结构设计 .....	265
§ 10-1 概述 .....	184	习题 .....	268
§ 10-2 齿轮传动的失效形式及设计 准则 .....	184		
§ 10-3 齿轮的材料及其选择原则 .....	187		
§ 10-4 齿轮传动的计算载荷 .....	190		
§ 10-5 标准直齿圆柱齿轮传动的强			

## 第四篇 轴系零、部件

<b>第十二章 滑动轴承</b> .....	271	§ 13-5 滚动轴承尺寸的选择 .....	310
§ 12-1 概述 .....	271	§ 13-6 轴承装置的设计 .....	318
§ 12-2 径向滑动轴承的主要结构型式 .....	271	§ 13-7 其它 .....	329
§ 12-3 滑动轴承的失效形式及常用材料 .....	273	习题 .....	334
§ 12-4 轴瓦结构 .....	277	<b>第十四章 联轴器和离合器</b> .....	335
§ 12-5 滑动轴承润滑剂的选用 .....	279	§ 14-1 联轴器的种类和特性 .....	335
§ 12-6 不完全液体润滑滑动轴承设计 计算 .....	280	§ 14-2 联轴器的选择 .....	343
§ 12-7 液体动力润滑径向滑动轴承设计 计算 .....	283	§ 14-3 离合器 .....	345
§ 12-8 其它型式滑动轴承简介 .....	293	§ 14-4 安全联轴器及安全离合器 .....	349
习题 .....	298	§ 14-5 特殊功用及特殊结构的联轴器 及离合器 .....	351
<b>第十三章 滚动轴承</b> .....	300	习题 .....	352
§ 13-1 概述 .....	300	<b>第十五章 轴</b> .....	353
§ 13-2 滚动轴承的主要类型及其代号 .....	301	§ 15-1 概述 .....	353
§ 13-3 滚动轴承类型的选择 .....	305	§ 15-2 轴的结构设计 .....	355
§ 13-4 滚动轴承的工作情况 .....	307	§ 15-3 轴的计算 .....	361
		习题 .....	374

## 第五篇 其它零、部件

<b>第十六章 弹簧</b> .....	377	§ 17-2 机座和箱体的截面形状及肋板 布置 .....	399
§ 16-1 概述 .....	377	§ 17-3 机座和箱体设计概要 .....	402
§ 16-2 圆柱螺旋弹簧的结构、制造、 材料及许用应力 .....	378	<b>第十八章 减速器和变速器</b> .....	403
§ 16-3 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计 计算 .....	381	§ 18-1 减速器 .....	403
§ 16-4 圆柱螺旋扭转弹簧的设计计算 .....	392	§ 18-2 变速器 .....	406
§ 16-5 其它类型弹簧简介 .....	395	§ 18-3 摩擦轮传动简介 .....	408
习题 .....	398	<b>附录 常用量的名称、单位、符号 及换算关系表</b> .....	412
<b>第十七章 机座和箱体简介</b> .....	399	<b>参考文献</b> .....	413
§ 17-1 概述 .....	399		



# 第一篇 总 论

本篇概括地论述与本课程普遍有关的内容,包括第一至四章,即绪论,机械设计总论,机械零件的强度、摩擦、磨损及润滑概述。

## 第一章 绪 论

### § 1-1 机械工业在现代化建设中的作用

机械工业的生产水平是一个国家现代化建设水平的主要标志之一。这是因为工业、农业、国防和科学技术的现代化程度,都会通过机械工业的发展程度反映出来。人们所以要广泛使用机器,是由于机器既能承担人力所不能或不便进行的工作,又能较人工生产改进产品质量,特别是能够大大提高劳动生产率和改善劳动条件。同时,不论是集中进行大量生产还是迅速完成多品种、小批量生产,都只有使用机器才便于实现产品的标准化、系列化和通用化,尤其是便于实现高度的机械化、电气化和自动化。因此,机械工业肩负着为国民经济各个部门提供技术装备和促进技术改造的重要任务,在现代化建设的进程中起着主导和决定性的作用。所以通过大量设计制造和广泛使用各种各样先进的机器,就能大大加强促进国民经济发展的力度,加速我国的社会主义现代化建设。

### § 1-2 机器的基本组成要素

在一台现代化的机器中,常会包含着机械、电气、液压、气动、润滑、冷却、信号、控制、监测等系统的部分或全部,但是机器的主体,仍然是它的机械系统。无论分解哪一台机器,它的机械系统总是由一些机构组成;每个机构又是由许多零件组成。所以,机器的基本组成要素就是机械零件。

概括地说,机械零件可分为两大类:一类是在各种机器中经常都能用到的零件,叫做通用零件,如螺钉、齿轮、链轮等;另一类则是在特定类型的机器中才能用到的零件,叫做专用零件,如涡轮机的叶片、飞机的螺旋桨、往复式活塞内燃机的曲轴等。另外,还常把由一组协同工作的零件所组成的独立制造或独立装配的组合物叫做部件,如减速器、离合器等。

应该明确,对于一台机器这个总体来说,一切零件都是它的局部,它们必须受到全局的制约。因而它们在机器中,或按确定的位置相互联接,或按给定的规律作相对运动,共同为完成机器的

功能而发挥各自的作用。所以任何机器的性能,都是建立在它的主要零件的性能或某些关键零件的综合性能的基础之上的。由此可知,要想设计出一台很好的机器,必须很好地设计或选择它的零件;而每个零件的设计或选择,又是和整台机器的要求分不开的。所以本书除了从共性方面简要论述整台机器设计的基本理论、要求及一般方法外,将分章讨论各种通用零件的设计原理或选用方法。但是它们决不是各自孤立的,而是互相关联、互相影响,共同为设计完整的机器服务的。所以必须牢记,如果不从机器的全局出发,任何一个零件都是不可能正确地设计或选择出来的。

### § 1-3 本课程的内容、性质与任务

本课程的内容是在简要介绍关于整台机器设计的基本知识的基础上,重点讨论一般尺寸和参数的通用零件(重型、微型及在高速、高压、高温、低温条件下工作的通用零件除外),包括它们的基本设计理论和方法,以及有关技术资料的应用等。

本书讨论的具体内容是:

1) 总论部分——机器及零件设计的基本原则,设计计算理论,材料选择,结构要求,以及摩擦、磨损、润滑等方面的基本知识;

2) 联接部分——螺纹联接,键、花键及无键联接,销联接,铆接,焊接,胶接与过盈联接等;

3) 传动部分——螺旋传动,带传动,链传动,齿轮传动,蜗杆传动以及摩擦轮传动等;

4) 轴系部分——滑动轴承,滚动轴承,联轴器与离合器以及轴等;

5) 其它部分——弹簧,机座和箱体,减速器和变速器等。

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,而且是论述它们的基本设计理论与方法的技术基础课程。这里需要特别提醒的是,书中虽然只讨论了上述一些零、部件,但决不是仅仅为了学会这些零、部件的设计理论和方法,而是通过学习这些基本内容去掌握有关的设计规律和技术措施,从而具有设计一切通用零、部件和某些专用零、部件(包括书中没有提到的乃至目前尚未出现的)的能力。

本课程(包括它的全部教学环节)的主要任务是培养学生:

1. 具有正确的设计思想、勇于创新探索、实事求是、团结协作、艰苦奋斗的精神;

2. 掌握通用机械零件的设计原理、方法和机械设计的一般规律,进而具有综合运用所学的知识,研究改进或开发新的基础件及设计简单的机械的能力;

3. 具有运用标准、规范、手册、图册和查阅有关技术资料的能力;

4. 掌握典型机械零件的实验方法,获得实验技能的基本训练;

5. 了解国家当前的有关技术经济政策,并对机械设计的新发展有所了解。

在本课程的学习过程中,要综合运用先修课程中所学的有关知识与技能,结合各个教学实践环节进行机械工程技术人员的基本训练,逐步提高自己的理论水平、构思能力、工程洞察力和判断力,特别是不断增殖的汲取、融会与分析问题及解决问题的能力,为顺利过渡到专业课程的学习及进行专业产品和设备的设计打下宽广而坚实的基础。

关于本课程的特点和学习方法,以及本书一些章节的重点、难点与学习注意事项,可参阅与

本书配套的教材《机械设计学习指南》(见参考文献[63]<sup>①</sup>)。

我们伟大的祖国有着悠久的历史 and 灿烂的文化,我们勤劳、勇敢、智慧的中华民族已经而且必将继续对世界的发展作出卓越的贡献。经过二十多年的改革开放,我国的社会主义现代化建设正在蓬勃发展,面对国内生产任务的增长和国际竞争形势的严峻,各个生产部门都对机械产品和技术装备提出了日益增长的需求,已经从事和正在培育成长的机械设计工作者都在面临着光荣而艰巨的任务。值此新世纪伊始,我国正在大力推进科教兴国和科技创新机制的重要历史时期,我们一定要学好机械设计的基本理论、基本知识和基本技能,并在此基础上,刻苦钻研,努力奋斗,树雄心,立壮志,攻难关,攀高峰,不断用先进的设计理论和生产技术来武装与发展我国的机械工业,密切结合用户需求和国内外市场动向,创新开发出大量高质量、高性能、多品种、多功能的现代化机器,为推进全人类的物质文明和精神文明建设做出应有的贡献!

---

<sup>①</sup> 本书用带有方括号的数字按序表示书末所附的参考文献。

## 第二章 机械设计总论

### § 2-1 机器的组成

机器的发展经历了一个由简单到复杂的过程。人类为了满足生产及生活的需要,设计和制造了类型繁多、功能各异的机器。但是,只是在蒸汽机出现以后,机器才具有了完整的形态。我们可以用图 2-1 来概括地说明一部完整机器的组成。

在图 2-1 中,双线框表示一部机器的基本组成部分,单线框表示附加组成部分。这里的着眼点在于它们的功能,并不涉及它们的复杂性。

**原动机部分**是驱动整部机器以完成预定功能的动力源。通常一部机器只用一个原动机,复杂的机器也可能有好几个动力源。一般地说,它们都是把其它形式的能量转换为可以利用的机械能。从历史发展来说,最早被用来作

为原动部分的是人力或畜力。此后水力机及风力机相继出现。工业革命以后,主要是利用蒸汽机(包括汽轮机)及内燃机。电动机的出现,使一切可以得到电力供应的地方几乎全部使用了电动机作为原动机。现代机器中使用的原动机大致是以各式各样的电动机和热力机为主。

原动机的动力输出绝大多数呈旋转运动的状态,输出一定的转矩。在少数情况下也有用直线运动马达或作动筒以直线运动的形式输出一定的推力或拉力。

**执行部分**是用来完成机器预定功能的组成部分。一部机器可以只有一个执行部分(例如压路机的压辊);也可以把机器的功能分解成好几个执行部分(例如桥式起重机的卷筒、吊钩部分执行上下吊放重物的功能,小车行走部分执行横向运送重物的功能,大车行走部分执行纵向运送重物的功能)。

由于机器的功能是各式各样的,所以要求的运动形式也是各式各样的。同时,所要克服的阻力也会随着工作情况而异。但是原动机的运动形式、运动及动力参数却是有限的,而且是确定的。这就提出了必须把原动机的运动形式、运动及动力参数转变为执行部分所需的运动形式、运动及动力参数的问题。这个任务就是靠**传动部分**来完成的。也就是说,机器中之所以必须有传动部分,就是为了解决运动形式、运动及动力参数的转变。例如把旋转运动变为直线运动,高转速变为低转速,小转矩变为大转矩等。

简单的机器就只由上述三个基本部分组成。随着机器的功能越来越复杂,对机器的精确度要求也就越来越高,如机器只有以上三个基本部分,使用起来就会遇到很大的困难。所以机器除了以上三个部分外,还会不同程度地增加其它部分,例如控制系统和辅助系统等。

机器的传动部分多数使用机械传动系统。有时也可使用液压或电力传动系统。机械传动是绝大多数机器不可缺少的重要组成部分。

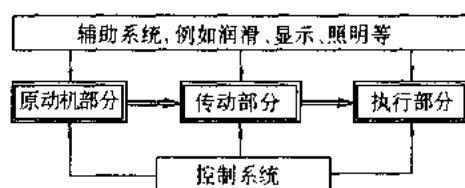


图 2-1 机器的组成

以汽车为例,发动机(汽油机或柴油机)是汽车的原动机;离合器、变速箱、传动轴和差速器组成传动部分;车轮、悬挂系统及底盘(包括车身)是执行部分;转向盘和转向系统、排挡杆、刹车及其踏板、离合器踏板及油门组成控制系统;油量表、速度表、里程表、润滑油温度表及蓄电池电流表、电压表等组成显示系统;后视镜、车门锁、刮雨器等为其它辅助装置;前后灯及仪表盘灯组成照明系统;转向信号灯及车尾红灯组成信号系统等。

## § 2-2 设计机器的一般程序

一部机器的质量基本上决定于设计质量。制造过程对机器质量所起的作用,本质上就在于实现设计时所规定的质量。因此,机器的设计阶段是决定机器好坏的关键。

本书中所讨论的设计过程仅指狭义的技术性的设计过程。它是一个创造性的工作过程,同时也是一个尽可能多地利用已有的成功经验的工作。要很好地把继承与创新结合起来,才能设计出高质量的机器。作为一部完整的机器,它是一个复杂的系统。要提高设计质量,必须有一个科学的设计程序。虽然不可能列出一个在任何情况下都有效的唯一程序,但是,根据人们设计机器的长期经验,一部机器的设计程序基本上可以如表 2-1 所示。

以下对各阶段分别加以简要说明。

### (一) 计划阶段

在根据生产或生活的需要提出所要设计的新机器后,计划阶段只是一个预备阶段。此时,对所要设计的机器仅有一个模糊的概念。

在计划阶段中,应对所设计的机器的需求情况作充分的调查研究和分析。通过分析,进一步明确机器所应具有的功能,并为以后的决策提出由环境、经济、加工以及时限等各方面所确定的约束条件。在此基础上,明确地写出设计任务的全面要求及细节,最后形成设计任务书,作为本阶段的总结。设计任务书大体上应包括:机器的功能,经济性及环保性的估计,制造要求方面的大致估计,基本使用要求,以及完成设计任务的预计期限等。此时,对这些要求及条件一般也只能给出一个合理的范围,而不是准确的数字。例如可以用必须达到的要求、最低要求、希望达到的要求等方式予以确定。

### (二) 方案设计阶段

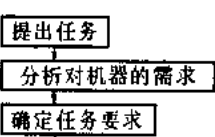
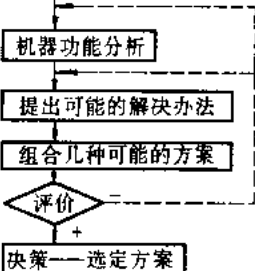
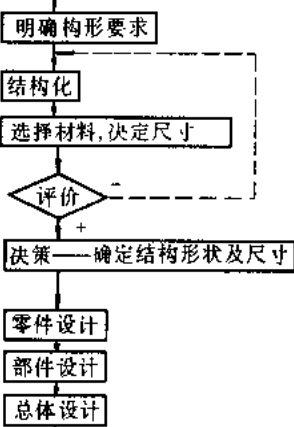
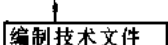
本阶段对设计的成败起关键的作用。在这一阶段中也充分地表现出设计工作有多个解(方案)的特点。

机器的功能分析,就是要对设计任务书提出的机器功能中必须达到的要求、最低要求及希望达到的要求进行综合分析,即这些功能能否实现,多项功能间有无矛盾,相互间能否替代等。最后确定出功能参数,作为进一步设计的依据。在这一步骤中,要恰当处理需要与可能、理想与现实、发展目标与当前目标等之间可能产生的矛盾问题。

确定出功能参数后,即可提出可能的解决办法,亦即提出可能采用的方案。寻求方案时,可按原动部分、传动部分及执行部分分别进行讨论。较为常用的办法是先从执行部分开始讨论。

讨论机器的执行部分时,首先是关于工作原理的选择问题。例如,设计制造螺钉的机器时,其工作原理既可采用在圆柱形毛坯上用车刀车削螺纹的办法,也可采用在圆柱形毛坯上用滚丝模滚压螺纹的办法。这就提出了两种不同的工作原理。工作原理不同,当然所设计出的机器就

表 2-1 设计机器的一般程序

设计的阶段	工作步骤	阶段的目标
计 划		设计任务书
方案设计		提出原理性的设计方案——原理图或机构运动简图
技术设计		总体设计草图及部件装配草图,并绘制出零件图、部件装配图及总装图
技术文件的编制		编制设计计算说明书、使用说明书、标准件明细表、其它技术文件等

会根本不同。特别应当强调的是,必须不断地研究和发展新的工作原理。这是设计技术发展的重要途径。

根据不同的工作原理,可以拟定多种不同的执行机构的具体方案。例如仅以切削螺纹来说,既可以采用工件只作旋转运动而刀具作直线运动来切削螺纹(如在普通车床上切削螺纹),也可以使工件不动而刀具作转动和移动来切削螺纹(如用板牙加工螺纹)。这就是说,即使对于同一种工作原理,也可能有几种不同的结构方案。

原动部分的方案当然也可以有多种选择。由于电力供应的普遍性和电力拖动技术的发展,现在可以说绝大多数的固定机械都优先选择电动机作为原动部分。热力原动机主要用于运输机、工程机械或农业机械。即使是用电动机作原动机,也还有交流和直流的选择,高转速和低转速的选择等。

传动部分的方案就更为复杂、多样了。对于同一传动任务,可以有多种机构及不同机构的组合来完成。因此,如果用  $N_1$  表示原动部分的可能方案数,  $N_2$  和  $N_3$  分别代表传动部分和执行部

分的可能方案数,则机器总体的可能方案数  $N$  为  $N_1 \times N_2 \times N_3$  个。

以上仅就组成机器的三个主要部分讨论的。有时,还须考虑到配置辅助系统。本书不再讨论。

在如此众多的方案中,技术上可行的仅有几个。对这几个可行的方案,要从技术方面和经济及环保等方面进行综合评价。评价的方法很多,现以经济性评价为例略作说明。根据经济性进行评价时,既要考虑到设计及制造时的经济性,也要考虑到使用时的经济性。如果机器的结构方案比较复杂,则其设计制造成本就要相对地增大,可是其功能将更为齐全,生产率也较高,故使用经济性也较好。反过来,结构较为简单、功能不够齐全的机器,设计及制造费用虽少,但使用费用却会增多。这一考虑问题的思路导出图 2-2 所示的机器经济性-费用曲线。

把设计制造费用和使用费用加起来得到总费用。总费用最低处所对应的机器复杂程度就是最优的复杂程度。相应于这一复杂程度的机器结构方案就应是经济最佳方案。

评价结构方案的设计制造经济性时,还可以用单位功效的成本来表示。例如单位输出功率的成本、单件产品的成本等。

进行机器评价时,还必须对机器的可靠性进行分析,把可靠性作为一项评价的指标。从可靠性的观点来看,盲目地追求复杂的结构往往是不明智的。一般地讲,系统越复杂,则系统的可靠性就越低。为了提高复杂系统的可靠性,就必须增加并联备用系统,而这不可避免地会提高机器的成本。

环境保护也是设计中必须认真考虑的重要方面。对环境造成不良影响的技术方案,必须详细进行分析,并提出技术上成熟的解决办法。

通过方案评价,最后进行决策,确定一个据以进行下步技术设计的原理图或机构运动简图。

在方案设计阶段,要正确地处理好借鉴与创新的关系。同类机器成功的先例应当借鉴,原先薄弱环节及不符合现有任务要求的部分应当加以改进或者根本改变。既要积极创新,反对保守和照搬原有设计,也要反对一味求新而把合理的原有经验弃置不用这两种错误倾向。

### (三) 技术设计阶段

技术设计阶段的目标是产生总装配草图及部件装配草图。通过草图设计确定出各部件及其零件的外形及基本尺寸,包括各部件之间的联接零、部件的外形及基本尺寸。最后绘制零件的工作图、部件装配图和总装图。

为了确定主要零件的基本尺寸,必须做以下工作:

1) 机器的运动学设计 根据确定的结构方案,确定原动机的参数(功率、转速、线速度等)。然后作运动学计算,从而确定各运动构件的运动参数(转速、速度、加速度等)。

2) 机器的动力学计算 结合各部分的结构及运动参数,计算各主要零件所受载荷的大小及特性。此时求出的载荷,由于零件尚未设计出来,因而只是作用于零件上的公称(或名义)载荷。

3) 零件的工作能力设计 已知主要零件所受的公称载荷的大小和特性,即可作零、部件的初步设计。设计所依据的工作能力准则,须参照零、部件的一般失效情况、工作特性、环境条件等合理地拟定,一般有强度、刚度、振动稳定性、寿命等准则。通过计算或类比,即可决定零、部件的

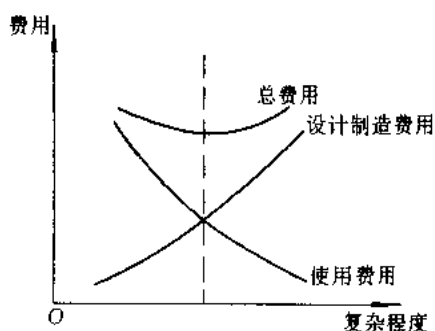


图 2-2 机器经济性-费用曲线

基本尺寸。

4) 部件装配草图及总装配草图的设计 根据已定出的主要零、部件的基本尺寸,设计出部件装配草图及总装配草图。草图上需对所有零件的外形及尺寸进行结构化设计。在此步骤中,需要很好地协调各零件的结构及尺寸,全面地考虑所设计的零、部件的结构工艺性,使全部零件有最合理的构形。

5) 主要零件的校核 有一些零件,在上述第3步中由于具体的结构未定,难于进行详细的工作能力计算,所以只能作初步计算及设计。在绘出部件装配草图及总装配草图以后,所有零件的结构及尺寸均为已知,相互邻接的零件之间的关系也为已知。只有在这时,才可以较为精确地定出作用在零件上的载荷,决定影响零件工作能力的各个细节因素。只有在此条件下,才有可能并且必须对一些重要的或者外形及受力情况复杂的零件进行精确的校核计算。根据校核的结果,反复地修改零件的结构及尺寸,直到满意为止。

在技术设计的各个步骤中,近三、四十年来发展起来的优化设计技术,越来越显示出它可使结构参数的选择达到最佳的能力。一些新的结构强度及变形的计算方法,如有限元素法等,可使以前难以定量计算的问题求得极好的近似定量计算的结果。对于少数非常重要、结构复杂且价格昂贵的零件,在必要时还须用模型试验方法来进行设计,即按初步设计的图纸制造出模型,通过试验,找出结构上的薄弱部位或多余的截面尺寸,据以进行加强或减小来修改原设计,最后达到完善的程度。机械可靠性理论用于技术设计阶段,可以按可靠性的观点对所设计的零、部件结构及其参数作出是否满足可靠性要求的评价,提出改进设计的建议,从而进一步提高机器的设计质量。上述一些设计方法和概念,应当在设计中加以应用与推广,使之得到相应的发展。

草图设计完成以后,即可根据草图业已确定的零件基本尺寸,设计零件的工作图。此时,仍有大量的零件结构细节要加以推敲和确定。设计工作图时,要充分考虑到零件的加工和装配工艺性、零件在加工过程中和加工完成后的检验要求和实施方法等。有些细节安排如果对零件的工作能力有值得考虑的影响时,还须返回去重新校核工作能力。最后绘制出除标准件以外的全部零件的工作图。

按最后定型的零件工作图上的结构及尺寸,重新绘制部件装配图及总装配图。通过这一工作,可以检查出零件工作图中可能隐藏的尺寸和结构上的错误。人们把这一工作通俗地称为“纸上装配”。

#### (四) 技术文件编制阶段

技术文件的种类较多,常用的有有机器的设计计算说明书、使用说明书、标准件明细表等。

编制设计计算说明书时,应包括方案选择及技术设计的全部结论性的内容。

编制供用户使用的机器使用说明书时,应向用户介绍机器的性能参数范围、使用操作方法、日常保养及简单的维修方法、备用件的目录等。

其它技术文件,如检验合格单、外购件明细表、验收条件等,视需要与否另行编制。

在机械设计中充分运用计算机技术,将有助于提高设计的效率和质量。利用计算机的快速运算能力、交互图形显示、数据库和模拟仿真等项技术,可以实现在设计阶段进行多方案的比较、提高计算的速度和精度、形成标准化工程图。同时,还可以在计算机上对设计的结果进行虚拟制造、对虚拟样机进行验证,从而在设计阶段就充分评价设计的可制造性和可行性。随着计算机技术的发展,上述各设计环节可快速和反复进行,可使设计者感到各设计环节是同时进行的。这也



就是近年来发展起来的并行工程的含义。在设计阶段运用并行工程的思想和技术,十分有助于提高产品的设计质量和缩短产品开发周期。

以上简要地介绍了机器的设计程序。广义地讲,在机器的制造过程中,随时都有可能出现由于工艺原因而修改设计的情况。如需修改时,则应遵循一定的审批程序。机器出厂后,应该有计划地进行跟踪调查;另外,用户在使用过程中也会给制造或设计部门反馈出现的问题。设计部门根据这些信息,经过分析,也有可能对原设计进行修改,甚至改型。这些工作,虽然广义上也属设计程序的组成部分,但究竟是属于另一个层次的问题,本书不再讨论其具体的内容。但是作为设计工作者,应当有强烈的社会责任感,要把自己工作的视野延伸到制造、使用乃至报废利用的全过程中去,反复不断地改进设计,才能使机器的质量继续不断地提高,更好地满足生产及生活的需要。

## § 2-3 对机器的主要要求

设计机器的任务是在当前技术发展所能达到的条件下,根据生产及生活的需要提出的。不管机器的类型如何,一般来说,会对机器提出以下的基本要求。

### (一) 使用功能要求

机器应具有预定的使用功能。这主要靠正确地选择机器的工作原理,正确地设计或选用能够全面实现功能要求的执行机构、传动机构和原动机,以及合理地配置必要的辅助系统来实现。

### (二) 经济性要求

机器的经济性体现在设计、制造和使用的全过程中,设计机器时就要全面综合地进行考虑。设计制造的经济性表现为机器的成本低;使用经济性表现为高生产率,高效率,较少地消耗能源、原材料和辅助材料,以及低的管理和维护费用等。

提高设计和制造经济性指标的主要途径有:

1) 采用先进的现代设计方法,使设计参数最优化,达到尽可能精确的设计计算结果,保证机器足够的可靠性。尽可能多地应用 CAD 技术,加快设计进度,降低设计成本。

2) 最大限度地采用标准化、系列化及通用化的零、部件。零件结构尽可能采用标准化结构及尺寸。

3) 尽可能采用新技术、新工艺、新结构和新材料。

4) 合理地组织设计和制造过程。

5) 力求改善零件的结构工艺性,使其用料少、易加工、易装配。

提高使用经济性指标的主要途径有:

1) 合理地提高机器的机械化和自动化水平,以期提高机器的生产率和产品的质量。

2) 选用高效率的传动系统,尽可能减少传动的中间环节,以期降低能源消耗和生产成本。

3) 适当地采用防护(如闭式传动,表面防护等)及润滑,以延长机器的使用寿命。

4) 采用可靠的密封,减少或消除渗漏现象。

### (三) 劳动保护和环境保护要求

1) 要使所设计的机器符合劳动保护法规的要求,为操作者提供方便和安全的条件。因此设计时要按照人机工程学(Ergonomics)的观点尽可能减少操作手柄的数量,操作手柄及按钮等应放

置在便于操作的位置,合理地规定操作时的驱动力,操作方式要符合人们的心理和习惯(例如汽车转向盘向左打则汽车向左拐弯等)。同时,设置完善的安全防护及保安装置、报警装置、显示装置等。

2) 改善机器周围及操作者的环境条件。如降低机器运转时的噪声水平,防止有毒、有害介质的渗漏,对废水、废气和废液进行治理,根据工程美学的原则美化机器的外形及外部色彩等。

#### (四) 可靠性要求

关于可靠性的要求是在机器的组成日趋复杂的背景下发展起来的。机器可靠性的高低是用可靠度来衡量的。机器的可靠度  $R$ ,是指在规定的使用时间(寿命)内和预定的环境条件下机器能够正常工作的概率。机器不能正常工作,即机器由于某种故障而不能完成其预定的功能叫做失效。和机器的生产能力或额定功率等一样,机器的可靠性也是机器的一种固有属性。机器出厂时已经存在的可靠性叫做机器的固有可靠性。它在机器的设计、制造阶段就已确定。作为机器的用户,其使用机器的经验、维修能力和技艺都有很大的差别。考虑到用户的这些人为因素,已出厂的机器(即已具有确定的固有可靠性的机器)正确地完成预定功能的概率,叫做机器的使用可靠性。作为机器的设计者,当然对机器的可靠性要起到决定性的影响。

#### (五) 其它专用要求

对不同的机器,还有一些为该机器所特有的要求。例如:对机床有长期保持精度的要求;对飞机有质量小,飞行阻力小而运载能力大的要求;对流动使用的机器(如钻探机械)有便于安装和拆卸的要求;对大型机器有便于运输的要求等。设计机器时,在满足前述共同的基本要求的前提下,还应着重地满足这些特殊要求,以提高机器的使用性能。

不言而喻,机器的各项要求的满足,是以组成机器的机械零件的正确设计和制造为前提的。亦即零件设计的好坏,将对机器使用性能的优劣起着决定性的作用。

## § 2-4 机械零件的主要失效形式

机械零件的失效形式主要有:

### (一) 整体断裂

零件在受拉、压、弯、剪、扭等外载荷作用时,由于某一危险截面上的应力超过零件的强度极限而发生的断裂,或者零件在受变应力作用时,危险截面上发生的疲劳断裂均属此类。例如螺栓的断裂、齿轮轮齿根部的折断等。

### (二) 过大的残余变形

如果作用于零件上的应力超过了材料的屈服极限,则零件将产生残余变形。机床上夹持定位零件的过大的残余变形,要降低加工精度;高速转子轴的残余挠曲变形,将增大不平衡度,并进一步地引起零件的变形。

### (三) 零件的表面破坏

零件的表面破坏主要是腐蚀、磨损和接触疲劳。腐蚀是发生在金属表面的一种电化学或化学侵蚀现象。腐蚀的结果是使金属表面产生锈蚀,从而使零件表面遭到破坏。与此同时,对于承受变应力的零件,还要引起腐蚀疲劳的现象。

磨损是两个接触表面在作相对运动的过程中表面物质丧失或转移的现象。

零件表面的疲劳是受到接触变应力长期作用的表面产生裂纹或微粒剥落的现象。

磨蚀、磨损和接触疲劳都是随工作时间的延续而逐渐发生的失效形式。处于潮湿空气中或与水、汽及其它腐蚀性介质相接触的金属零件,均有可能发生腐蚀现象;所有作相对运动的零件接触表面都有可能发生磨损;而在接触变应力条件下工作的零件表面也将有可能发生接触疲劳。

#### (四) 破坏正常工作条件引起的失效

有些零件只有在一定的工作条件下才能正常地工作。例如,液体摩擦的滑动轴承,只有在存在完整的润滑油膜时才能正常地工作;带传动和摩擦轮传动,只有在传递的有效圆周力小于临界摩擦力时才能正常地工作;高速转动的零件,只有其转速与转动件系统的固有频率避开一个适当的间隔时才能正常地工作等。如果破坏了这些必备的条件,则将发生不同类型的失效。例如,滑动轴承将发生过热、胶合、磨损等形式的失效;带传动将发生打滑的失效;高速转子将发生共振从而使振幅增大,以致引起断裂的失效等。

零件到底经常发生哪种形式的失效,这与很多因素有关,并且在不同行业和不同的机器上也不尽相同。根据参考文献[21]中对 1378 项失效所进行的分类结果来看,由于腐蚀、磨损和各种疲劳破坏所引起的失效就占了 73.88%,而由于断裂所引起的失效只占 4.79%。所以可以说,腐蚀、磨损和疲劳是引起零件失效的主要原因。

## § 2-5 设计机械零件时应满足的基本要求

设计零件时应满足的要求是从设计机器的要求中引申出来的。一般地讲,大致有以下基本要求。

### (一) 避免在预定寿命期内失效的要求

#### 1. 强度

零件在工作中发生断裂或不允许的残余变形统属于强度不足。上述失效形式,除了用于安全装置中预定适时破坏的零件外,对任何零件都是应当避免的。因此,具有适当的强度是设计零件时必须满足的最基本要求。

有些大型零件,例如机架、床身等,虽然在工作时不会发生断裂,但在运输过程中由于吊装、捆绑、固定等操作,也有可能使零件承受比工作载荷大得很多的载荷,因而引起断裂。此时,就应当优先考虑运输时的强度问题。

为了提高机械零件的强度,在设计时原则上可以采用以下的措施:采用强度高的材料;使零件具有足够的截面尺寸;合理地设计零件的截面形状,以增大截面的惯性矩;采用热处理和化学热处理方法,以提高材料的力学性能;提高运动零件的制造精度,以降低工作时的动载荷;合理地配置机器中各零件的相互位置,以降低作用于零件上的载荷等。

#### 2. 刚度

零件在工作时所产生的弹性变形不超过允许的限度,就叫做满足了刚度要求。显然,只有当弹性变形过大就要影响机器工作性能的零件(例如机床主轴、导轨等),才需要满足这项要求。对于这类零件,设计时除了要作强度计算外,还必须作刚度计算。

零件的刚度分为整体变形刚度和表面接触刚度两种。前者是指零件整体在载荷作用下发生的伸长、缩短、挠曲、扭转等弹性变形的程度;后者是指因两零件接触表面上的微观凸峰,在外载

荷作用下发生变形所导致的两零件相对位置变化的程度。原则上说,为了提高零件的整体刚度,可采取增大零件截面尺寸或增大截面的惯性矩;缩短支承跨距或采用多支点结构,以减小挠曲变形等。为了提高接触刚度,可采取增大贴合面以降低压力;采用精加工以降低表面不平度等。

### 3. 寿命

有的零件在工作初期虽然能够满足各种要求,但在工作一定时间后,却可能由于某种(或某些)原因而失效。这个零件正常工作延续的时间就叫做零件的寿命。

影响零件寿命的主要因素有:材料的疲劳,材料的腐蚀以及相对运动零件接触表面的磨损等三个方面。

大部分机械零件均在变应力条件下工作,因而疲劳破坏是引起零件失效的主要原因。近代对零件进行精确的强度计算时,都要考虑到零件材料的疲劳问题。影响零件材料疲劳强度的主要因素是:应力集中、零件尺寸大小、零件表面品质及环境状况。在设计零件时,应努力从这几方面采取措施,以提高零件抵抗疲劳破坏的能力。

零件处于腐蚀性介质中工作时,就有可能使材料遭受腐蚀。对于这些零件,应选用耐腐蚀材料或采用各种防腐蚀的表面保护,例如发蓝、表面镀层、喷涂漆膜及表面阳极化处理等,以提高零件的耐腐蚀性能。

关于磨损及提高耐磨性等问题见第四章。

### (二) 结构工艺性要求

零件具有良好的结构工艺性,是指在既定的生产条件下,能够方便而经济地生产出来,并便于装配成机器这一特性。所以,零件的结构工艺性应从毛坯制造、机械加工过程及装配等几个生产环节加以综合考虑。工艺性是和机器生产批量大小及具体的生产条件相关的。为了改善零件的工艺性,就应当熟悉当前的生产水平及条件。对零件的结构工艺性具有决定性影响的零件结构设计,在整个设计工作中占有很大的比重,因而必须予以足够的重视。关于零件结构设计的内容与方法可参看参考文献[1]、[55]、[56]或[63]。

### (三) 经济性要求

零件的经济性首先表现在零件本身的生产成本上。设计零件时,应力求设计出耗费最少的零件。所谓耗费,除了钱财的耗费以外,还应当包括制造时间及人工的消耗。

要降低零件的成本,首先要采用轻型的零件结构,以降低材料消耗;采用少余量或无余量的毛坯或简化零件结构,以减少加工工时。这些对降低零件成本均有显著的作用。工艺性良好的结构就意味着加工及装配费用低,所以工艺性对经济性有着直接的影响。

采用廉价而供应充足的材料以代替贵重材料;对于大型零件采用组合结构以代替整体结构,都可以在降低材料费用方面起到积极的作用。

另外,尽可能采用标准化的零、部件以取代特殊加工的零、部件,就可在经济方面取得很大的效益。

### (四) 质量小的要求

对绝大多数机械零件来说,都应当力求减小其质量。减小质量有两方面的好处:一方面可以节约材料;另一方面,对于运动零件来说,可以减小惯性,改善机器的动力性能,减小作用于构件上的惯性载荷。此外,对于运输机械的零件,由于减小了本身的质量,就可以增加运载量,从而提高机器的经济效能。

为了达到零件质量小的目的,可以从多方面采取设计措施。这些措施大致有:采用缓冲装置来降低零件上所受的冲击载荷;采用安全装置来限制作用在主要零件上的最大载荷;从零件上应力较小处削减部分材料,以改善零件受力的均匀性,从而提高材料的利用率;采用与工作载荷相反方向的预载荷,以降低零件上的工作载荷;采用轻型薄壁的冲压件或焊接件来代替铸、锻零件,以及采用强重比(即强度与单位体积材料所受的重力之比)高的材料等。

#### (五) 可靠性要求

零件可靠度的定义和机器可靠度的定义是相同的,即在规定的使用时间(寿命)内和预定的环境条件下,零件能够正常地完成其功能的概率。对于绝大多数的机械来说,失效的发生都是随机性的。造成失效具有随机性的原因,在于那些衡量零件工作条件的数量指标的随机性。例如零件所受的载荷、环境温度等等不可能是永远恒定的,而是随机地变化的;零件本身的物理及机械性能也是随机地变化的。因此,为了提高零件的可靠性,就应当在工作条件和零件性能两个方面使其随机变化尽可能地小。此外,在使用中加强维护和对工作条件进行监测,也可以提高零件的可靠性。

## § 2-6 机械零件的设计准则

为了保证所设计的机械零件能安全、可靠地工作,在进行设计工作之前,应确定相应的设计准则。不同的零件或相同的零件在差异较大的环境中工作,都应有不同的设计准则。设计准则的确定应该与零件的失效形式紧密地联系起来。一般来讲,大体有以下设计准则:

#### (一) 强度准则

强度准则就是指零件中的应力不得超过允许的限度。例如:对一次断裂来讲,应力不超过材料的强度极限;对疲劳破坏来讲,应力不超过零件的疲劳极限;对残余变形来讲,应力不超过材料的屈服极限。这就叫做满足了强度要求,符合了强度计算的准则。其代表性的表达式为

$$\sigma \leq \sigma_{\text{lim}} \quad (2-1)$$

考虑到各种偶然性或难以精确分析的影响,式(2-1)右边要除以设计安全系数(简称为安全系数) $S$ ,即

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S} \quad (2-2)$$

#### (二) 刚度准则

零件在载荷作用下产生的弹性变形量 $y$ (它广义地代表任何形式的弹性变形量),小于或等于机器工作性能所允许的极限值 $[y]$ (即许用变形量),就叫做满足了刚度要求,或符合了刚度设计准则。其表达式为

$$y \leq [y] \quad (2-3)$$

弹性变形量 $y$ 可按各种求变形量的理论或实验方法来确定,而许用变形量 $[y]$ 则应随不同的使用场合,根据理论或经验来确定其合理的数值。

#### (三) 寿命准则

由于影响寿命的主要因素——腐蚀、磨损和疲劳是三个不同范畴的问题,所以它们各自发展过程的规律也就不同。迄今为止,还没有提出实用有效的腐蚀寿命计算方法,因而也无法列出腐

蚀的计算准则。关于磨损的计算方法,由于其类型众多,产生的机理还未完全搞清,影响因素也很复杂,所以尚无可供工程实际使用的能够进行定量计算的方法,本书不拟讨论。关于疲劳寿命,通常是求出使用寿命时的疲劳极限或额定载荷来作为计算的依据。这在第三章中再作介绍。

#### (四) 振动稳定性准则

机器中存在着很多的周期性变化的激振源。例如:齿轮的啮合,滚动轴承中的振动,滑动轴承中的油膜振荡,弹性轴的偏心转动等。如果某一零件本身的固有频率与上述激振源的频率重合或成整倍数关系时,这些零件就会发生共振,以致使零件破坏或机器工作情况失常等。所谓振动稳定性,就是设计时要使机器中受激振作用的各零件的固有频率与激振源的频率错开。例如,令  $f$  代表零件的固有频率,  $f_p$  代表激振源的频率,则通常应保证如下的条件:

$$0.85f > f_p \text{ 或 } 1.15f < f_p \quad (2-4)$$

如果不能满足上述条件,则可用改变零件及系统的刚性,改变支承位置,增加或减少辅助支承等办法来改变  $f$  值。

把激振源与零件隔离,使激振的周期性改变的能量不传递到零件上去;或者采用阻尼以减小受激振动零件的振幅,都会改善零件的振动稳定性。

#### (五) 可靠性准则

如有一大批某种零件,其件数为  $N_0$ ,在一定的工作条件下进行试验。如在  $t$  时间后仍有  $N$  件在正常地工作,则此零件在该工作环境条件下工作  $t$  时间的可靠度  $R$  可表示为

$$R = \frac{N}{N_0} \quad (2-5)$$

如试验时间不断延长,则  $N$  将不断地减小,故可靠度也将改变。这就是说,零件的可靠度本身是一个时间的函数。

如果在时间  $t$  到  $t + dt$  的间隔中,又有  $dN$  件零件发生破坏,则在此  $dt$  时间间隔内破坏的比率  $\lambda(t)$  定义为

$$\lambda(t) = - \frac{dN/dt}{N} \quad (a)$$

式中  $\lambda(t)$  称为失效率,负号表示  $dN$  的增大将使  $N$  减小。

分离变量并积分,得

$$- \int_0^t \lambda(t) dt = \int_{N_0}^N \frac{dN}{N} = \ln \frac{N}{N_0} = \ln R \quad (b)$$

即

$$R = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \quad (2-6)$$

零件或部件的失效率  $\lambda(t)$  与时间  $t$  的关系如图 2-3 所示。这个曲线,常被形象化地称为浴盆曲线,一般是用试验的办法求得的。该曲线分为三段:

第 I 段代表早期失效阶段。在这一阶段中,失效率由开始时很高的数值急剧地下降到某一稳定的数值。引起这一阶段失效率特别高的原因是零、部件中所存在的初始缺陷,例如零件上未被发现的加工裂纹,安装不正确,接触表面未经磨合(跑合)等。

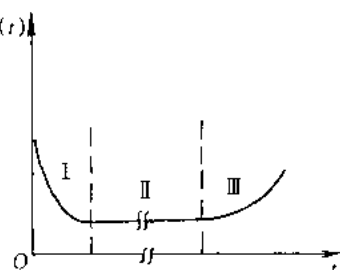


图 2-3 失效率曲线

第Ⅱ段代表正常使用阶段。在此阶段内如果发生失效,一般地总是由于偶然的原因而引起的,故其发生是随机性的,失效率则表现为缓慢增长。

第Ⅲ段代表损坏阶段。由于长时间的使用而使零件发生磨损、疲劳裂纹扩展等原因,使失效率急剧地增加。良好的维护和及时更换马上要发生破坏的零件,就可以延缓机器进入这一阶段工作的时间。

表征零件可靠性的另一指标是零件的平均工作时间(也称平均寿命)。对于不可修复的零件,平均寿命是指其失效前的平均工作时间,用 MTTF(mean time to failures)表示;对于可修复的零件,则是指其平均故障间隔时间,用 MTBF(mean time between failures)表示。在工程实际中,平均寿命应用统计的方法确定。

## § 2-7 机械零件的设计方法

机械零件的设计方法,可从不同的角度作出不同的分类。目前较为流行的分类方法是把过去长期采用的设计方法称为常规的(或传统的)设计方法,近几十年发展起来的设计方法称为现代设计方法。本节主要阐明本书使用的常规设计方法。

机械零件的常规设计方法可概括地划分为以下几种:

### (一) 理论设计

根据长期总结出来的设计理论和实验数据所进行的设计,称为理论设计。现以简单受拉杆件的强度设计为例来讨论理论设计的概念。设计时强度计算按式(2-2)为

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S}$$

或

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S} \quad (2-7)$$

式中:  $F$  ——作用于拉杆上的外载荷;

$A$  ——拉杆横截面面积;

$\sigma_{\text{lim}}$  ——拉杆材料的极限应力;

$S$  ——设计安全系数(简称为安全系数)。

对式(2-7)的运算过程,可以有下述两大类不同的处理方法:

#### 1. 设计计算

由公式直接求出杆件必需的横截面尺寸  $A$ , 即

$$A \geq \frac{SF}{\sigma_{\text{lim}}} \quad (2-7a)$$

#### 2. 校核计算

在按其它办法初步设计出杆件的横截面尺寸后,可选用下列四式之一进行校核计算。

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma] \quad (2-7b)$$

$$F \leq \frac{\sigma_{\text{lim}} A}{S} \quad (2-7c)$$

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} \geq S \quad (2-7d)$$

$$\sigma_{lim} \geq \sigma S \quad (2-7e)$$

式(2-7d)中的  $S_{ca}$  为安全系数计算值,或简称为计算安全系数。

设计计算多用于能通过简单的力学模型进行设计的零件;校核计算则多用于结构复杂,应力分布较复杂,但又能用现有的应力分析方法(以强度为设计准则时)或变形分析方法(以刚度为设计准则时)进行计算的场合。

## (二) 经验设计

根据对某类零件已有的设计与使用实践而归纳出的经验关系式,或根据设计者本人的工作经验用类比的办法所进行的设计叫做经验设计。这对那些使用要求不大变动而结构形状已典型化的零件,是很有效的设计方法。例如箱体、机架、传动零件的各结构要素等。

## (三) 模型实验设计

对于一些尺寸巨大而结构又很复杂的重要零件,尤其是一些重型整体机械零件,为了提高设计质量,可采用模型实验设计的方法。即把初步设计的零、部件或机器作成小模型或小尺寸样机,经过实验的手段对其各方面的特性进行检验,根据实验结果对设计进行逐步的修改,从而达到完善。这样的设计过程叫做模型实验设计。

这个设计方法费时、昂贵,因此只用于特别重要的设计中。

# § 2-8 机械零件设计的一般步骤

机械零件的设计大体要经过以下几个步骤:

- 1) 根据零件的使用要求,选择零件的类型和结构。为此,必须对各种零件的不同类型、优缺点、特性与使用范围等,进行综合对比并正确选用。
- 2) 根据机器的工作要求,计算作用在零件上的载荷。
- 3) 根据零件的类型、结构和所受载荷,分析零件可能的失效形式,从而确定零件的设计准则。
- 4) 根据零件的工作条件及对零件的特殊要求(例如高温或在腐蚀性介质中工作等),选择适当的材料。
- 5) 根据设计准则进行有关的计算,确定出零件的基本尺寸。
- 6) 根据工艺性及标准化等原则进行零件的结构设计。
- 7) 细节设计完成后,必要时进行详细的校核计算,以判定结构的合理性。
- 8) 画出零件的工作图,并写出计算说明书。

在进行设计时,对于数值的计算除少数与几何尺寸精度要求有关者外,对于手算工作,一般以两、三位有效数字的计算精度为宜。

必须再度强调指出,结构设计是机械零件的重要设计内容之一,在有些情况下,它占了设计工作量中一个较大的比例,一定要给予足够的重视。

绘制的零件工作图应完全符合制图标准,并满足加工的要求。

写出的设计说明书要条理清晰,语言简明,数字正确,格式统一,并附有必要的结构草图和计



算草图。重要的引用数据,一般要注明来源出处。对于重要的计算结果,要写出简短的结论。

## § 2-9 机械零件的材料及其选用

材料的选择是机械零件设计中非常重要的环节。随着工程实际对机械及零件要求的提高,以及材料科学的不断发展,材料的合理选择愈来愈成为提高零件质量、降低成本的重要手段。

### (一) 机械零件常用的材料

#### 1. 金属材料

在各类工程材料中,以金属材料(尤其是钢铁)使用最广。据统计,在机械制造产品中,钢铁材料占 90% 以上。钢铁之所以被大量采用,除了由于它们具有较好的力学性能(如强度、塑性、韧性等)外,还因价格相对便宜和容易获得,而且能满足多种性能和用途的要求。在各类钢铁材料中,由于合金钢的性能优良,因而常常用来制造重要的零件。

除钢铁以外的金属材料均称为有色金属。在有色金属中,铝、铜及其合金的应用最多。其中,有的具有质量小、有的具有导热和导电性能好等优点,通常还可用于有减摩及耐腐蚀要求的场合。

#### 2. 高分子材料

高分子材料通常包含三大类型,即塑料、橡胶及合成纤维。高分子材料有许多优点,如原料丰富,可以从石油、天然气和煤中提取,获取时所需的能耗低;密度小,平均只有钢的  $1/6$ ;在适当的温度范围内有很好的弹性;耐腐蚀性好等。例如,有“塑料王”之称的聚四氟乙烯,有很强的耐腐蚀性,其化学稳定性也极强,在极低的温度下不会变脆,在沸水中也不会变软。因此,聚四氟乙烯在化工设备和冷冻设备中有广泛应用。

但是,高分子材料也有明显的缺点,如:容易老化,其中不少材料阻燃性差,总体上讲,耐热性不好。

#### 3. 陶瓷材料

作为工程结构陶瓷材料,有以  $\text{Si}_3\text{N}_4$  和  $\text{SiC}$  为主要成分的高温结构陶瓷;有以  $\text{Al}_2\text{O}_3$  为主要成分的刀具结构陶瓷。陶瓷材料的主要特点是:硬度极高、耐磨、耐腐蚀、熔点高、刚度大以及密度比钢铁低等。陶瓷材料常被形容为“像钢一样强,像金刚石一样硬,像铝一样轻”的材料。目前,陶瓷材料已应用于密封件、滚动轴承和切削刀具等结构中。

但是陶瓷材料的主要缺点是比较脆,断裂韧性低,价格昂贵,加工工艺性差等。

#### 4. 复合材料

复合材料是由两种或两种以上具有明显不同的物理和力学性能的材料复合制成的,不同的材料可分别作为材料的基体相和增强相。增强相起着提高基体相的强度和刚度的作用,而基体相起着使增强相定型的作用,从而获得单一材料难以达到的优良性能。

复合材料的基体相通常以树脂为主,而按增强相的不同可分为纤维增强复合材料和颗粒增强复合材料。作为增强相的纤维织物的原料主要有玻璃纤维、碳纤维、碳化硅纤维、氧化铝纤维等。作为增强相的颗粒有碳化硼、碳化硅、氧化铝等颗粒。复合材料的制备是按一定的工艺将增强相和基体相组合在一起,利用特定的模具而成型的。

复合材料的主要优点是有较高的强度和弹性模量,而质量又特别小;但也有耐热性差、导热

和导电性能较差的缺点。此外,复合材料的价格比较贵。所以目前复合材料主要用于航空、航天等高科技领域,如在战斗机、直升机和人造卫星等中有不少的应用。在民用产品中,复合材料也有一些应用,如在体育娱乐业中的高尔夫球棒、网球拍、赛艇、划船桨等。

## (二) 机械零件材料的选择原则

从各种各样的材料中选择出合用的材料,是一项受多方面因素所制约的工作。在以后的各有关章节中,将分别介绍各种零件适用的材料和牌号。由于钢铁仍是在机械设计中应用得最多和最广的材料,所以下面就金属材料(主要是钢铁)的一般选用原则作一简介。

### 1. 载荷、应力的性质和大小

这方面的因素主要是从强度观点来考虑的,应在充分了解材料的力学性能的前提下来进行选择。

脆性材料原则上只适用于制造在静载荷下工作的零件。在多少有些冲击的情况下,应以塑性材料作为主要使用的材料。

金属材料的性能一般可通过热处理加以提高和改善,因此,要充分利用热处理的手段来发挥材料的潜力。对于最常用的调质钢,由于其回火温度的不同,可得到力学性能不同的毛坯。回火温度愈高,材料的硬度和强度将愈低,而塑性愈好。所以在选择材料的品种时,应同时规定其热处理规范,并在图纸上注明。

### 2. 零件的工作情况

零件的工作情况是指零件所处的环境特点、工作温度、摩擦磨损的程度等。

在湿热环境下工作的零件,其材料应有良好的防锈和耐腐蚀的能力,例如选用不锈钢、铜合金等。

工作温度对材料选择的影响,一方面要考虑互相配合的两零件的材料的线膨胀系数不能相差过大,以免在温度变化时产生过大的热应力,或者使配合松动;另一方面也要考虑材料的力学性能随温度而改变的情况。

零件在工作中有可能发生磨损之处,要提高其表面硬度,以增强耐磨性。因此,应选择适于进行表面处理的淬火钢、渗碳钢、氮化钢等品种。

### 3. 零件的尺寸及质量

零件尺寸及质量的大小与材料的品种及毛坯制取方法有关。用铸造材料制造毛坯时,一般可以不受尺寸及质量大小的限制;而用锻造材料制造毛坯时,则须注意锻压机械及设备的生产能力。此外,零件尺寸和质量的大小还和材料的强重比有关,应尽可能选用强重比大的材料,以便减小零件的尺寸和质量。

### 4. 零件结构的复杂程度及材料的加工可能性

结构复杂的零件宜选用铸造毛坯,或用板材冲压出元件后再经焊接而成。结构简单的零件可用锻造法制取毛坯。

对材料工艺性的了解,在判断加工可能性方面起着重要的作用。铸造材料的工艺性是指材料的液态流动性、收缩率、偏析程度及产生缩孔的倾向性等。锻造材料的工艺性是指材料的延展性、热脆性及冷态和热态下塑性变形的能力等。焊接材料的工艺性是指材料的焊接性及焊缝产生裂纹的倾向性等。材料的热处理工艺性是指材料的可淬性、淬火变形倾向性及热处理介质对它的渗透能力等。冷加工工艺性是指材料的硬度、易切削性、冷作硬化程度及切削后可能达到的

表面粗糙度等。在材料手册中,对上述各点均有简明的介绍。

### 5. 材料的经济性

材料的经济性主要表现在以下几方面:

1) 材料本身的相对价格。当用价格低廉的材料能满足使用要求时,就不应选择价格高的材料。这对于大批量制造的零件尤为重要。

2) 材料的加工费用。例如制造某些箱体类零件,虽然铸铁比钢板价廉,但在批量小时,选用钢板焊接反较有利,因其可以省掉铸模的生产费用。

3) 材料的利用率。例如采用无切屑或少切屑毛坯(如精铸、模锻、冷拉毛坯等),可以提高材料的利用率。此外,在结构设计时也应设法提高材料的利用率。

4) 采用组合结构。例如火车车轮是在一般材料的轮芯外部热套上一个硬度高而耐磨损的轮箍,这种选材的方法常叫做局部品质原则。

5) 节约稀有材料。例如用铝青铜代替锡青铜制造轴瓦,用锰硼系合金钢代替铬镍系合金钢等。

### 6. 材料的供应状况

选材时还应考虑到当时当地材料的供应状况。为了简化供应和贮存的材料品种,对于小批制造的零件,应尽可能地减少同一部机器上使用的材料品种和规格。

## § 2-10 机械零件设计中的标准化

对于机械零件的设计工作来说,标准化的作用是很重要的。所谓零件的标准化,就是通过零件的尺寸、结构要素、材料性能、检验方法、设计方法、制图要求等,制定出各式各样的大家共同遵守的标准。标准化带来的优越性表现为:

1) 能以最先进的方法在专门化工厂中对那些用途最广的零件进行大量的、集中的制造,以提高质量,降低成本。

2) 统一了材料和零件的性能指标,使其能够进行比较,并提高了零件性能的可靠性。

3) 采用了标准结构及零、部件,可以简化设计工作,缩短设计周期,提高设计质量。另外,也同时简化了机器的维修工作。

机械制图的标准化保证了工程语言的统一。因此,对设计图纸的标准化检验是设计工作中的一个重要环节。

现已发布的与机械零件设计有关的标准,从运用范围上来讲,可以分为国家标准(GB)、行业标准和企业标准三个等级,从使用的强制性来说,可分为必须执行的(有关度、量、衡及涉及人身安全等标准)和推荐使用的(如标准直径等)。

对于同一产品,为了符合不同的使用条件,在同一基本结构或基本尺寸条件下,规定出若干个辅助尺寸不同的产品,称为不同的系列,这就是系列化的含义。例如对于同一结构、同一内径的滚动轴承,制出不同外径及宽度的产品,称为滚动轴承系列。系列大小的规定,一般是以优先数系为基础的。优先数系就是按几何级数关系变化的数字系列,而级数项的公比一般取为10的某次方根。例如取公比  $q = \sqrt[n]{10}$ ,通常取根式指数  $n = 5, 10, 20, 40$ 。按它们求出的数字系列(要作适当的圆整)分别称为5、10、20和40系列(详见 GB/T 321—1980)。

## § 2-11 机械现代设计方法简介

机械现代设计方法通常是相对传统的设计方法而言的。由于现代设计方法正在不断发展,人们对它的内涵看法不一,尚无明确的域界。但对它的特征和发展动向,可以从总体上概括为力求运用现代应用数学、应用力学、微电子学及信息科学等方面的最新成果与手段实现下述某些方面的转化:

1) 以动态的取代静态的——如以机器结构动力学计算取代静力学计算;以实时在线测试数据作为评价依据等。

2) 以定量的取代定性的——如以有限元法或(和)边界元法计算箱体的尺寸和刚度取代经验类比法的设计。

3) 以变量取代常量——如可靠性设计中用随机变量取代传统设计中当作常量的粗略处理方法。

4) 以优化设计取代可行性设计——用相关的设计变量恰当地建立设计目标的数学模型,从众多的可行解(方案)中寻求其最优解。

5) 以并行设计取代串行设计——并行设计(CD:concurrent design,也称并行工程 CE:concurrent engineering)是一种面向整个“产品生命周期”的一体化设计过程,在设计阶段就从总体上并行地综合考虑其整个生命周期中功能结构、工艺规划、可制造性、可装配性、可测试性、可维修性以及可靠性等各方面的要求与相互关系,避免串行设计中可能发生的干涉与返工,从而迅速开发出优质、价廉、低能耗的产品。

6) 以微观的取代宏观的——如以断裂力学理论处理零件材料本身微观裂纹扩展引起的低应力脆断现象,建立以损伤容限为设计判据的设计方法;润滑理论中的微-纳米摩擦学等。

7) 以系统工程法取代分部处理法——将产品的整个设计工作作为一个单级或多级的系统,用系統工程的观点分析划分其设计阶段及组成单元,通过仿真及自动控制等手段,综合最优地处理它们的内在关系及系统与外界环境的关系。

8) 以自动化设计取代人工设计——按照集成化与智能化的要求,充分利用先进的硬件及软件(如计算机、自动绘图机,以及数据库、图形库、知识库、专家系统、评价与决策系统等等众多支持系统),极力提高人机结合的设计系统的自动化水平,大大提高产品的设计质量、设计效率和经济效益,并利于设计人员集中精力创新开发更多的高科技产品,无疑是现代设计方法发展的核心目标。

总之,设计工作本质上是一种创造性的活动,是对知识与信息等进行创造性的运作与处理。发展机械现代设计方法,实质上就是不断追求最机智、最恰当而且最迅速地解决用户要求、社会效益、经济效益、机械内在要求等对机械构成的全部约束条件。

机械现代设计方法发展很快,目前常见或较易见到的有:计算机辅助设计(CAD:computer-aided design)、优化设计(OD:optimization design)、可靠性设计(RD:reliability design)、摩擦学设计(TD:tribology design)、设计方法学设计(DMD:design-methodology design)、并行设计(CD)、虚拟产品设计(VPD:virtual-product design)、质量驱动设计(QDD:quality-driven design)、参数化设计(PD:parametrization design)、智能设计(ID:intelligent design)、分形设计(FD:fractal design)、基于实例设

计(CBD:case-based design)、网上设计(OND:on-net design)等。

对于上述各种现代设计方法,将在[63]中根据目前应用情况作出不同程度的论述(其中 CAD 可以达到初步应用的程度,以利学生进行运用计算机的演练)。

### 第三章 机械零件的强度

前已说过,强度准则是设计机械零件的最基本准则。通用机械零件的强度分为静应力强度和变应力强度两个范畴。根据设计经验及材料的特性,通常认为在机械零件整个工作寿命期间应力变化次数小于  $10^3$  的通用零件,均按静应力强度进行设计。利用材料力学中获得的知识,已可对零件进行静应力强度设计,所以本章对此不再加以讨论。要说明的一点是,在机械零件的设计实践中,按静强度设计计算之处还很多;即使是承受变应力的零件,在按疲劳强度进行设计的同时,还有不少情况需要根据受载过程中作用次数很少而数值很大的峰值载荷作静应力强度校核。本章以下只讨论零件在变应力下的疲劳、低应力下的脆断和接触强度等问题。

#### § 3-1 材料的疲劳特性

材料的疲劳特性可用最大应力  $\sigma_{\max}$ 、应力循环次数  $N$ 、应力比(或循环特性)  $r(\sigma_{\min}/\sigma_{\max})$  来描述。机械零件材料的抗疲劳性能是通过试验来测定的。即在材料的标准试件上加上一定应力比的等幅变应力,通常是加上应力比  $r = -1$  的对称循环应力或是  $r = 0$  的脉动循环应力,通过试验,记录出在不同最大应力下引起试件疲劳破坏所经历的应力循环次数  $N$ 。把试验的结果用图 3-1 或图 3-2 来表达,就得到材料的疲劳特性曲线。图 3-1 描述了在一定的应力比  $r$  下,疲劳极限(以最大应力  $\sigma_{\max}$  表征)与应力循环次数  $N$  的关系曲线,通常称为  $\sigma-N$  曲线。图 3-2 描述的是在一定的应力循环次数  $N$  下,极限平均应力  $\sigma_m$  与极限应力幅值  $\sigma_a$  的关系曲线。这一曲线实际上也反映了在特定寿命条件下,最大应力  $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$  与应力比  $r = (\sigma_m - \sigma_a)/(\sigma_m + \sigma_a)$  的关系,故常称其为等寿命曲线或极限应力线图。

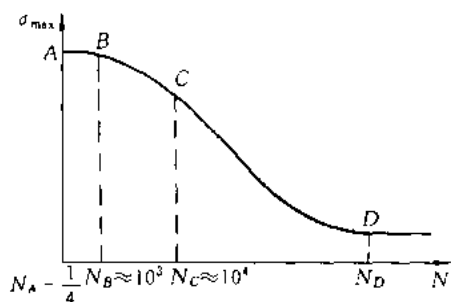


图 3-1 材料疲劳曲线之一( $\sigma-N$  曲线)

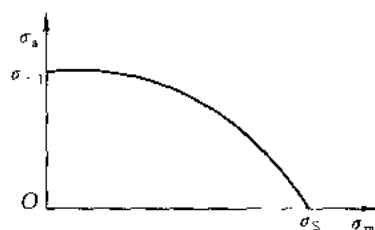


图 3-2 材料疲劳曲线之二(等寿命曲线)

在循环次数约为  $10^3$  以前,相应于图 3-1 中的曲线  $AB$  段,使材料试件发生破坏的最大应力值基本不变,或者说下降得很小,因此我们可以把在应力循环次数  $N \leq 10^3$  时的变应力强度看作是静应力强度的状况。

曲线的  $BC$  段,随着循环次数的增加,使材料发生疲劳破坏的最大应力将不断下降。仔细检查试件在这一阶段的破坏断口状况,总能见到材料已发生塑性变形的特征。 $C$  点相应的循环次

数大约在  $10^4$  左右(也有文献中认为约在  $10^5$ , 现在工程实践中多以  $10^4$  为准)。这一阶段的疲劳破坏, 因为这时已伴随着材料的塑性变形, 所以用应变-循环次数来说明材料的行为更为符合实际。因此, 人们把这一阶段的疲劳现象称为应变疲劳。由于应力循环次数相对很少, 所以也叫做低周疲劳。有些机械零件在整个使用寿命期间应力变化次数只有几百到几千次, 但应力值较大, 故其疲劳属于低周疲劳范畴。但对绝大多数通用零件来说, 当其承受变应力作用时, 其应力循环次数总是大于  $10^4$  的。所以本书中不讨论低周疲劳问题。如有需要可参见参考文献[20]。

### (一) $\sigma - N$ 疲劳曲线

图 3-1 中曲线  $CD$  段代表有限寿命疲劳阶段。在此范围内, 试件经过一定次数的交变应力作用后总会发生疲劳破坏。曲线  $CD$  段上任何一点所代表的疲劳极限, 称为有限寿命疲劳极限, 用符号  $\sigma_{rN}$  表示。脚标  $r$  代表该变应力的应力比,  $N$  代表相应的应力循环次数。曲线  $CD$  段可用式(3-1)来描述:

$$\sigma_{rN}^m N = C \quad (N_C \leq N \leq N_D) \quad (3-1)$$

如果作用的变应力的最大应力小于  $D$  点的应力, 则无论应力变化多少次, 材料都不会破坏。故  $D$  点以后的线段代表了试件无限寿命疲劳阶段, 可用式(3-2)描述:

$$\sigma_{rN} = \sigma_{r\infty} \quad (N > N_D) \quad (3-2)$$

式中,  $\sigma_{r\infty}$  表示  $D$  点对应的疲劳极限, 常称为持久疲劳极限。 $D$  点所对应的循环次数  $N_D$ , 对于各种工程材料来说, 大致在  $10^6 \sim 25 \times 10^7$  之间。由于  $N_D$  有时很大, 所以人们在作疲劳试验时, 常规定一个循环次数  $N_0$  (称为循环基数), 用  $N_0$  和与  $N_0$  相对应的疲劳极限  $\sigma_{rN_0}$  (简称为  $\sigma_r$ ) 来近似代表  $N_D$  和  $\sigma_{r\infty}$ 。这样, 式(3-1)可改写为

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 = C \quad (3-1a)$$

由上式便得到了根据  $\sigma_r$  及  $N_0$  来求有限寿命区间内任意循环次数  $N$  ( $N_C < N < N_D$ ) 时的疲劳极限  $\sigma_{rN}$  的表达式为

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = \sigma_r K_N \quad (3-3)$$

式中  $K_N$  称为寿命系数, 它等于  $\sigma_{rN}$  与  $\sigma_r$  之比值。

以上各式中,  $m$  为材料常数, 其值由试验来决定。对于钢材, 在弯曲疲劳和拉压疲劳时,  $m = 6 \sim 20$ ,  $N_0 = (1 \sim 10) \times 10^6$ 。在初步计算中, 钢制零件受弯曲疲劳时, 中等尺寸零件取  $m = 9$ ,  $N_0 = 5 \times 10^6$ ; 大尺寸零件取  $m = 9$ ,  $N_0 = 10^7$ 。

当  $N$  大于疲劳曲线转折点  $D$  所对应的循环次数  $N_D$  时, 式(3-3)中的  $N$  就取为  $N_D$  而不再增加(亦即  $\sigma_{r\infty} = \sigma_{rN_D}$ )。

图 3-1 中的曲线  $CD$  和  $D$  以后两段所代表的疲劳通常统称为高周疲劳, 大多数通用机械零件及专用零件的失效都是由高周疲劳引起的。

### (二) 等寿命疲劳曲线(极限应力线图)

图 3-2 所示的疲劳特性曲线可用于表达不同应力比时, 疲劳极限的特性。按试验的结果, 这一疲劳特性曲线为二次曲线。但在工程应用中, 常将其以直线来近似替代, 图 3-3 所示的双折线极限应力线图就是一种常用的近似替代线图(其它形式的近似替代线图可参看[17])。

在作材料试验时, 通常是求出对称循环及脉动循环时的疲劳极限  $\sigma_{-1}$  及  $\sigma_0$ 。把这两个极限

应力标在  $\sigma_m - \sigma_a$  图上(图 3-3)。由于对称循环变应力的平均应力  $\sigma_m = 0$ , 最大应力等于应力幅, 所以对称循环疲劳极限在图中以纵坐标轴上的  $A'$  点来表示。由于脉动循环变应力的平均应力及应力幅均为  $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_0}{2}$ , 所以脉动循环疲劳极限以由原点  $O$  所作  $45^\circ$  射线上的  $D'$  点来表示。连接  $A'$ 、 $D'$  得直线  $A'D'$ 。由于这条直线与不同循环特性时进行试验所求得的疲劳极限应力曲线(即曲线  $A'D'$ , 图 3-3 中未示出)非常接近, 故用此直线代替曲线是可以的, 所以直线  $A'D'$  上任何一点都代表了一定循环特性时的疲劳极限。横轴上任何一点都代表应力幅等于零的应力, 即静应力。取  $C$  点的坐标值等于材料的屈服极限  $\sigma_s$ , 并自  $C$  点作一直线与直线  $CO$  成  $45^\circ$  的夹角, 交  $A'D'$  的延线于  $G'$ , 则  $CG'$  上任何一点均代表  $\sigma_{\max} = \sigma'_m + \sigma'_a = \sigma_s$  的变应力状况。

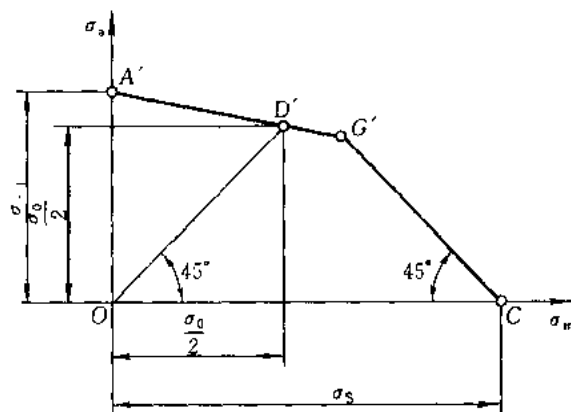


图 3-3 材料的极限应力线图

于是, 零件材料(试件)的极限应力曲线即为折线  $A'G'C$ 。材料中发生的应力如处于  $OA'G'C$  区域以内, 则表示不发生破坏; 如在此区域以外, 则表示一定要发生破坏; 如正好处于折线上, 则表示工作应力状况正好达到极限状态。

图 3-3 中直线  $A'G'$  的方程可由已知两点坐标  $A'(0, \sigma_{-1})$  及  $D'(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$  求得, 即

$$\sigma_{-1} = \sigma'_a + \psi_\sigma \sigma'_m \quad (3-4)$$

直线  $CG'$  的方程为

$$\sigma'_a + \sigma'_m = \sigma_s \quad (3-5)$$

式中,  $\sigma'_a$ 、 $\sigma'_m$  为试件受循环弯曲应力时的极限应力幅与极限平均应力;

$\psi_\sigma$  为试件受循环弯曲应力时的材料常数, 其值由试验及下式决定

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad (3-6)$$

根据试验, 对碳钢,  $\psi_\sigma \approx 0.1 \sim 0.2$ ; 对合金钢,  $\psi_\sigma \approx 0.2 \sim 0.3$ 。

### § 3-2 机械零件的疲劳强度计算

由于零件尺寸及几何形状变化、加工质量及强化因素等的影响, 使得零件的疲劳极限要小于材料试件的疲劳极限。如以弯曲疲劳极限的综合影响系数  $K_\sigma$  表示材料对称循环弯曲疲劳极限



$\sigma_{-1}$ 与零件对称循环弯曲疲劳极限  $\sigma_{-1e}$  的比值,即

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1e}} \quad (3-7)$$

则当已知  $K_\sigma$  及  $\sigma_{-1}$  时,就可以不经试验而估算出零件的对称循环弯曲疲劳极限为

$$\sigma_{-1e} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma} \quad (3-8)$$

在不对称循环时,  $K_\sigma$  是试件的与零件的极限应力幅的比值。把零件材料的极限应力线图上的直线  $A'D'G'$  按比例向下移,成为图 3-4 所示的直线  $ADG$ ,而极限应力曲线的  $CG'$  部分,由于是按照静应力的要求来考虑的,故不需进行修正。这样一来,零件的极限应力曲线当即由折线  $AGC$  表示。直线  $AG$  的方程,由已知两点坐标  $A(0, \sigma_{-1}/K_\sigma)$  及  $D(\sigma_0/2, \sigma_0/2K_\sigma)$  求得为

$$\sigma_{-1r} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma} = \sigma'_{ae} + \psi_{\sigma e} \sigma'_{me} \quad (3-9)$$

$$\text{或} \quad \sigma_{-1} = K_\sigma \sigma'_{ae} + \psi_{\sigma} \sigma'_{me} \quad (3-9a)$$

直线  $CG$  的方程为

$$\sigma'_{ae} + \sigma'_{me} = \sigma_S \quad (3-10)$$

式中:  $\sigma'_{ae}$ ——零件受循环弯曲应力时的极限应力幅;

$\sigma'_{me}$ ——零件受循环弯曲应力时的极限平均应力;

$\psi_{\sigma e}$ ——零件受循环弯曲应力时的材料常数。

$\psi_{\sigma e}$  可用下式计算

$$\psi_{\sigma e} = \frac{\psi_{\sigma}}{K_\sigma} = \frac{1}{K_\sigma} \cdot \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad (3-11)$$

$K_\sigma$ ——弯曲疲劳极限的综合影响系数。

式中:  $K_\sigma$  可用下式计算

$$K_\sigma = \left( \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} \quad (3-12)$$

式中:  $k_\sigma$ ——零件的有效应力集中系数(脚标  $\sigma$  表示在正应力条件下,下同);

$\epsilon_\sigma$ ——零件的尺寸系数;

$\beta_\sigma$ ——零件的表面质量系数;

$\beta_q$ ——零件的强化系数。

以上各系数的值见有关资料或本章附录。

同样,对于切应力的情况,也可以仿照式(3-9)及(3-10),并以  $\tau$  代换  $\sigma$ ,得出极限应力曲线的方程为

$$\tau_{-1e} = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau} = \tau'_{ae} + \psi_{\tau e} \tau'_{me} \quad (3-13)$$

$$\text{或} \quad \tau_{-1} = K_\tau \tau'_{ae} + \psi_{\tau} \tau'_{me} \quad (3-13a)$$

$$\text{及} \quad \tau'_{ae} + \tau'_{me} = \tau_S \quad (3-14)$$

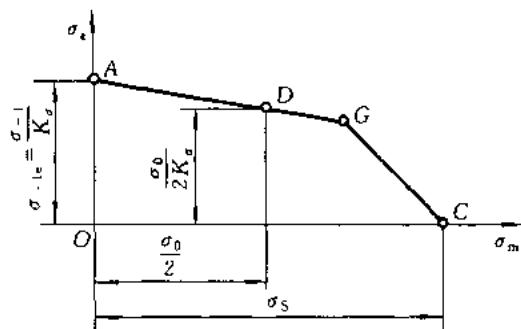


图 3-4 零件的极限应力线图

式中:  $\phi_{re}$ ——零件受循环切应力时的材料常数。

仿式(3-11)得

$$\phi_{re} = \frac{\phi_r}{K_r} = \frac{1}{K_r} \cdot \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \quad (3-11a)$$

$\phi_r$ ——试件受循环切应力时的材料常数,  $\phi_r \approx 0.5\phi_\sigma$ ;

$K_r$ ——剪切疲劳极限的综合影响系数。

仿式(3-12)得

$$K_r = \left( \frac{k_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{\beta_r} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} \quad (3-12a)$$

式中:  $k_r$ 、 $\epsilon_r$ 、 $\beta_r$  的含义分别与上述  $k_\sigma$ 、 $\epsilon_\sigma$ 、 $\beta_\sigma$  相对应, 脚标  $\tau$  则表示在切应力条件下。

### (一) 单向稳定变应力时机械零件的疲劳强度计算

在作机械零件的疲劳强度计算时, 首先要求出机械零件危险截面上的最大工作应力  $\sigma_{\max}$  及最小工作应力  $\sigma_{\min}$ , 据此计算出工作平均应力  $\sigma_m$  及工作应力幅  $\sigma_a$ , 然后, 在极限应力线图的坐标上即可标示出相应于  $\sigma_m$  及  $\sigma_a$  的一个工作应力点  $M$  (或者点  $N$ ), 见图 3-5。

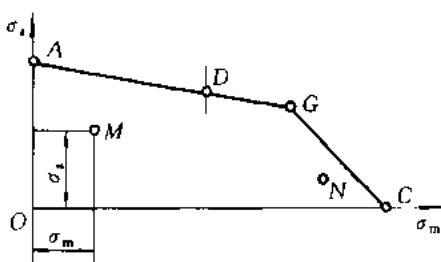


图 3-5 零件的应力在极限应力线图坐标上的位置

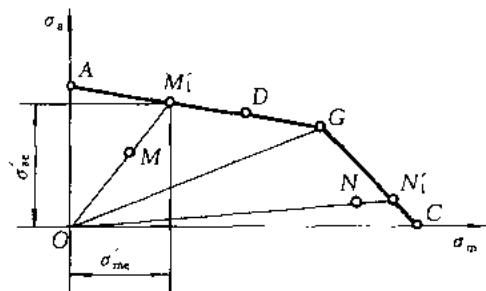


图 3-6  $r = C$  时的极限应力

显然, 强度计算时所用的极限应力应是零件的极限应力曲线 ( $AGC$ ) 上的某一个点所代表的应力。到底用哪一个点来表示极限应力才算合适, 这要根据零件中由于结构的约束而使应力可能发生的变化规律来决定。根据零件载荷的变化规律以及零件与相邻零件互相约束情况的不同, 可能发生的典型的应力变化规律通常有下述三种: a) 变应力的应力比保持不变, 即  $r = C$  (例如绝大多数转轴中的应力状态); b) 变应力的平均应力保持不变, 即  $\sigma_m = C$  (例如振动着的受载弹簧中的应力状态); c) 变应力的最小应力保持不变, 即  $\sigma_{\min} = C$  (例如紧螺栓联接中螺栓受轴向变载荷时的应力状态)。以下分别讨论这三种情况。

#### 1. $r = C$ 的情况

当  $r = C$  时, 需找到一个其应力比与零件工作应力的应力比相同的极限应力值。因为

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{1 - r}{1 + r} = C' \quad (3-15)$$

式中  $C'$  也是一个常数, 所以在图 3-6 中, 从坐标原点引射线通过工作应力点  $M$  (或  $N$ ), 与极限应力曲线交于  $M'$  (或  $N'$ ), 得到  $OM'$  (或  $ON'$ ), 则在此射线上任何一个点所代表的应力循环都具有相同的应力比。因为  $M'$  (或  $N'$ ) 为极限应力曲线上的一个点, 它所代表的应力值就是我

们在计算时所用的极限应力。

联解  $OM$  及  $AG$  两直线的方程式,可求出  $M'_1$  点的坐标值  $\sigma'_{me}$  及  $\sigma'_{ae}$ ,把它们加起来,就可求出对应于  $M$  点的零件的极限应力(疲劳极限)  $\sigma'_{max}$

$$\sigma'_{max} = \sigma'_{ae} + \sigma'_{me} = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_m + \sigma_a)}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1} \sigma_{max}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (3-16)$$

于是,计算安全系数  $S_{ca}$  及强度条件为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma'_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq S \quad (3-17)$$

对应于  $N$  点的极限应力点  $N'_1$  位于直线  $CG$  上。此时的极限应力即为屈服极限  $\sigma_s$ 。这就是说,工作应力为  $N$  点时,可能发生的是屈服失效,故只需进行静强度计算。在工作应力为单向应力时,强度计算式为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_s}{\sigma_a + \sigma_m} \geq S \quad (3-18)$$

分析图 3-6 得知,凡是工作应力点位于  $OGC$  区域内时,在应力比等于常数的条件下,极限应力统为屈服极限,都只需进行静强度计算。

## 2. $\sigma_m = C$ 的情况

当  $\sigma_m = C$  时,需找到一个其平均应力与零件工作应力的平均应力相同的极限应力。在图 3-7 中,通过  $M$  (或  $N$ ) 点作纵轴的平行线  $MM'_2$  (或  $NN'_2$ ),则此线上任何一个点所代表的应力循环都具有相同的平均应力值。因为  $M'_2$  (或  $N'_2$ ) 点为极限应力曲线上的点,所以它代表的应力值就是计算时所采用的极限应力。

$MM'_2$  的方程为  $\sigma'_{me} = \sigma_m$ 。联解  $MM'_2$  及  $AG$  两直线的方程式,求出  $M'_2$  点的坐标  $\sigma'_{me}$  及  $\sigma'_{ae}$ ,把它们加起来,就可求得对应于  $M$  点的零件的极限应力(疲劳极限)  $\sigma'_{max}$ 。同时,也知道了零件的极限应力幅  $\sigma'_{ae}$ 。它们分别是:

$$\sigma'_{max} = \sigma_{-1e} + \sigma_m \left( 1 - \frac{\psi_\sigma}{K_\sigma} \right) = \frac{\sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m}{K_\sigma} \quad (3-19)$$

$$\sigma'_{ae} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K_\sigma} \quad (3-20)$$

根据最大应力求得的计算安全系数  $S_{ca}$  及强度条件为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma'_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m}{K_\sigma (\sigma_m + \sigma_a)} \geq S \quad (3-21)$$

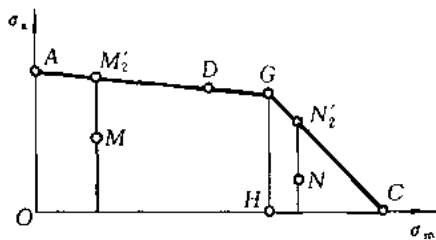


图 3-7  $\sigma_m = C$  时的极限应力

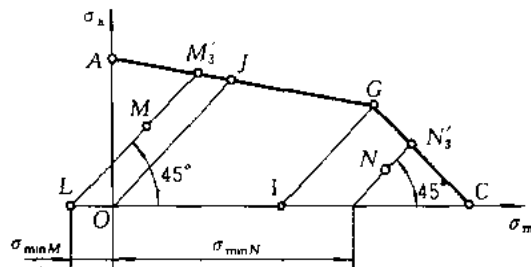


图 3-8  $\sigma_{min} = C$  时的极限应力

也有文献上建议,在  $\sigma_m = C$  的情况下,按照应力幅来校核零件的疲劳强度,即按应力幅求得安全系数计算值为

$$S'_a = \frac{\sigma'_{ae}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K_\sigma \sigma_a} \geq S \quad (3-22)$$

对应于  $N$  点的极限应力由  $N'_2$  点表示,它位于直线  $CG$  上,故仍只按式(3-18)进行静强度计算,分析图 3-7 可知,凡是工作应力点位于  $CGH$  区域内时,在  $\sigma_m = C$  的条件下,极限应力统为屈服极限,也是只进行静强度计算。

### 3. $\sigma_{\min} = C$ 的情况

当  $\sigma_{\min} = C$  时,需找到一个其最小应力与零件工作应力的最小应力相同的极限应力。因为

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a = C \quad (3-23)$$

所以在图 3-8 中,通过  $M$ (或  $N$ )点,作与横坐标轴夹角为  $45^\circ$  的直线,则此直线上任何一个点所代表的应力均具有相同的最小应力。该直线与  $AG$ (或  $CG$ )线的交点  $M'_3$ (或  $N'_3$ )在极限应力曲线上,所以它所代表的应力就是计算时所采用的极限应力。

通过  $O$  点及  $G$  点作与横坐标轴夹角为  $45^\circ$  的直线,得  $OJ$  及  $IG$ ,把安全工作区域分成三个部分。当工作应力点位于  $AOJ$  区域内时,最小应力均为负值。这在实际的机械结构中是极为罕见的,所以毋需讨论这一情况。当工作应力点位于  $GIC$  区域内时,极限应力统为屈服极限,故只需按式(3-18)进行静强度计算。只有工作应力点位于  $OJGI$  区域内时,极限应力才在疲劳极限应力曲线  $AG$  上。计算时所用的分析方法和前述两种情况相同,而所得到的计算安全系数  $S_{ca}$  及强度条件为

$$S_{ca} = \frac{\sigma'_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{2\sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma)\sigma_{\min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma)(2\sigma_a + \sigma_{\min})} \geq S \quad (3-24)$$

在  $\sigma_{\min} = C$  条件下,也可以写出按极限应力幅求得的计算安全系数  $S'_a$  及强度条件为

$$S'_a = \frac{\sigma'_{ae}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_{\min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma)\sigma_a} \geq S_a \quad (3-25)$$

具体设计零件时,如果难于确定应力可能变化的规律,在实践中往往采用  $r = C$  时的公式。

进一步分析式(3-17),分子为材料的对称循环弯曲疲劳极限,分母为工作应力幅乘以应力幅的综合影响系数(即  $K_\sigma \sigma_a$ )再加上  $\psi_\sigma \sigma_m$ 。从实际效果来看,可以把  $\psi_\sigma \sigma_m$  项看成是一个应力幅,而  $\psi_\sigma$  是把平均应力折算为等效的应力幅的折算系数。因此,可以把  $K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m$  看成是一个与原来作用的不对称循环变应力等效的对称循环变应力。由于是对称循环,所以它是一个应力幅,记为  $\sigma_{ad}$ 。这样的概念叫做应力的等效转化。由此得

$$\sigma_{ad} = K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m \quad (3-26)$$

于是计算安全系数为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ad}} \quad (3-27)$$

对于剪切变应力,只需把以上各公式中的正应力符号  $\sigma$  改为切应力符号  $\tau$  即可。

如果只要求机械零件在不长的使用期限内不发生疲劳破坏,具体地讲,当零件应力循环次数  $N$  在  $10^4 < N < N_0$  的范围以内时,则在作疲劳强度计算时所采用的极限应力  $\sigma_{lim}$ ,应当为所要求的寿命时的有限疲劳极限。即在以前的有关计算公式中,统统以按式(3-3)求出的  $\sigma_{rN}$  来代替  $\sigma_r$ (即以  $\sigma_{-1N}$  代替  $\sigma_{-1}$ ,以  $\sigma_{0N}$  代替  $\sigma_0$ )。显然,这时零件的计算安全系数就会增大。

## (二) 单向不稳定变应力时的疲劳强度计算

不稳定变应力可分为非规律性的和规律性的两大类。

非规律性的不稳定变应力,其变应力参数的变化要受到很多偶然因素的影响,是随机地变化的。承受非规律的不稳定变应力的典型零件,可以举汽车的钢板弹簧为例。作用在它上面的载荷和应力的变化,要受到载重量大小、行车速度、轮胎充气程度、路面状况以及驾驶员的技术水平等一系列因素的影响。对于这一类的问题,应根据大量的试验,求得载荷及应力的统计分布规律,然后用统计疲劳强度的方法来处理。

规律性的不稳定变应力,其变应力参数的变化有一个简单的规律。承受近似于规律性的不稳定变应力的零件,可以举专用机床的主轴、高炉上料机构的零件等作为例子。对于这一类问题,是根据疲劳损伤累积假说(常称为 Miner 法则)进行计算的。下面就来讨论这一问题。

图 3-9 为一规律性的不稳定变应力的示意图。变应力  $\sigma_1$  (对称循环变应力的最大应力,或不对称循环变应力的等效对称循环变应力的应力幅,下同)作用了  $n_1$  次,  $\sigma_2$  作用了  $n_2$  次,……。把图 3-9 中所示的应力图放在材料的  $\sigma_r - N$  坐标上,如图 3-10 所示。根据  $\sigma_r - N$  曲线,可以找出仅有  $\sigma_1$  作用时使材料发生疲劳破坏的应力循环次数  $N_1$ 。假使应力每循环一次都对材料的破坏起相同的作用,则应力  $\sigma_1$  每循环一次对材料的损伤率即为  $\frac{1}{N_1}$ ,而循环了  $n_1$  次的  $\sigma_1$  对材料的损伤率即为  $n_1/N_1$ 。如此类推,循环  $n_2$  次的  $\sigma_2$  对材料的损伤率为  $n_2/N_2$ ,……。

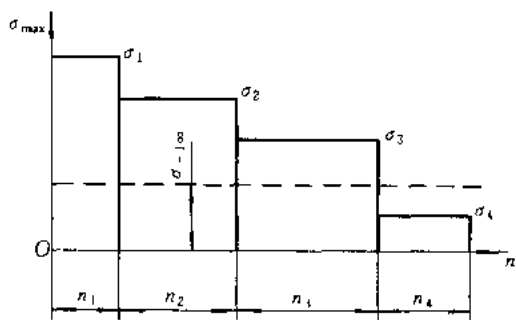


图 3-9 规律性不稳定变应力示意图

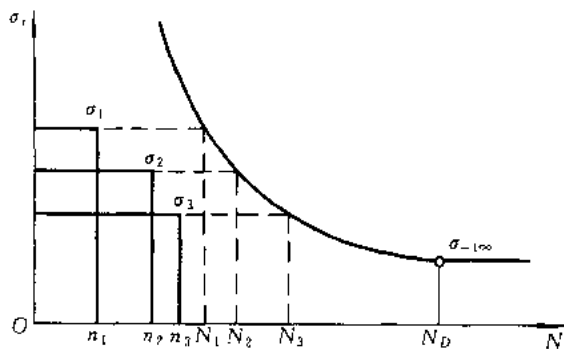


图 3-10 不稳定变应力在  $\sigma_r - N$  坐标上

按图所示,如  $\sigma_4$  小于材料的持久疲劳极限  $\sigma_{-1\infty}$ ,它当然可以作用无限多次循环而不引起疲劳破坏。这就是说,小于材料持久疲劳极限的工作应力对材料不起疲劳损伤的作用,故在计算时不予考虑。

因为当损伤率达到 100% 时,材料即发生疲劳破坏,故对应于极限状况有

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} = 1$$

一般地写成

$$\sum_{i=1}^i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (3-28)$$

式(3-28)是疲劳损伤累积假说的数学表达式。自从此假说提出后,曾作了大量的试验研究,以验证此假说的正确性。试验证明,当各个作用的应力幅无巨大的差别以及无短时的强烈过

载时,这个规律是正确的;当各级应力是先作用最大的,然后依次降低时,式(3-28)中的等号右边将不等于1而小于1;当各级应力是先作用最小的,然后依次升高时,则式中等号右边要大于1。通过大量的试验,可以有以下的关系:

$$\sum_{i=1}^i \frac{n_i}{N_i} = 0.7 \sim 2.2 \quad (3-29)$$

当上式右边的值小于1时,表示每一循环的变应力的损伤率实际上是大于 $\frac{1}{N_i}$ 的。这一现象可以解释为:使初始疲劳裂纹产生和使裂纹扩展所需的应力水平是不同的。递升的变应力不易产生破坏,是由于前面施加的较小的应力对材料不但没有使初始疲劳裂纹产生,而且对材料起了强化的作用;递减的变应力却由于开始作用了最大的变应力,引起了初始裂纹,则以后施加的应力虽然较小,但仍能够使裂纹扩展,故对材料有削弱的作用,因此使式(3-29)右边的值小于1。虽然如此,由于疲劳试验的数据具有很大的离散性,从平均的意义上来说,在设计中应用式(3-28)还是可以得出一个较为合理的结果的。

根据式(3-1a)可得

$$N_1 = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m; N_2 = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_2} \right)^m; \cdots; N_i = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_i} \right)^m$$

把它们代入式(3-28),即得到不稳定变应力时的极限条件为

$$\frac{1}{N_0 \sigma_{-1}^m} (n_1 \sigma_1^m + n_2 \sigma_2^m + \cdots + n_i \sigma_i^m) = \frac{\sum_{i=1}^i n_i \sigma_i^m}{N_0 \sigma_{-1}^m} = 1$$

如果材料在上述应力作用下还未达到破坏,则

$$\frac{\sum_{i=1}^i n_i \sigma_i^m}{N_0 \sigma_{-1}^m} < 1 \text{ 或 } \sum_{i=1}^i n_i \sigma_i^m < N_0 \sigma_{-1}^m \quad (3-30)$$

$$\text{令} \quad \sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^i n_i \sigma_i^m} \quad (3-31)$$

$\sigma_{ca}$ 称为不稳定变应力的计算应力。这时式(3-30)为

$$\sigma_{ca} < \sigma_{-1} \quad (3-32)$$

此时,计算安全系数  $S_{ca}$  及强度条件则为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ca}} \geq S \quad (3-33)$$

对于不对称循环的不稳定变应力,可先按式(3-26)求出各等效的对称循环变应力  $\sigma_{ad1}$ 、 $\sigma_{ad2}$ 、 $\cdots$ ,然后应用式(3-31)及式(3-33)进行计算。

**例题** 45 钢经过调质后的性能为:  $\sigma_{-1} = 307 \text{ MPa}$ ,  $m = 9$ ,  $N_0 = 5 \times 10^6$ 。现用此材料作试件进行试验,以对称循环变应力  $\sigma_1 = 500 \text{ MPa}$  作用  $10^4$  次,  $\sigma_2 = 400 \text{ MPa}$  作用  $10^5$  次,试计算该试件在此条件下的计算安全系数。若以后再以  $\sigma_3 = 350 \text{ MPa}$  作用于试件,还能再循环多少次才会使试件破坏?

**[解]** 根据式(3-31)

$$\sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^i n_i \sigma_i^m} = \sqrt[9]{\frac{1}{5 \times 10^6} \times (10^4 \times 500^9 + 10^5 \times 400^9)} \text{ MPa} \approx 275.52 \text{ MPa}$$

根据式(3-33), 试件的计算安全系数为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ca}} = \frac{307}{275.52} = 1.114$$

又根据式(3-1a)

$$N_1 = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left( \frac{307}{500} \right)^9 = 0.0625 \times 10^6$$

$$N_2 = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_2} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left( \frac{307}{400} \right)^9 = 0.47 \times 10^6$$

$$N_3 = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_3} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left( \frac{307}{350} \right)^9 = 1.55 \times 10^6$$

若要使试件破坏, 则由式(3-28)得

$$\frac{10^4}{0.0625 \times 10^6} + \frac{10^5}{0.47 \times 10^6} + \frac{n_3}{1.55 \times 10^6} = 1$$

故

$$n_3 = 1.55 \times 10^6 \times \left( 1 - \frac{10^4}{0.0625 \times 10^6} - \frac{10^5}{0.47 \times 10^6} \right) = 0.97 \times 10^6$$

即该试件再在  $\sigma_3 = 350$  MPa 的对称循环变应力作用下, 估计尚可再承受  $0.97 \times 10^6$  次应力循环。

事实上, 试件还可以再工作的循环次数并不会准确地等于以上所求的值。如按  $\sum \frac{n_i}{N_i} = 0.7 \sim 2.2$  的范围来计算, 则  $n_3$  将分别等于  $0.507 \times 10^6$  和  $2.832 \times 10^6$ 。

### (三) 双向稳定变应力时的疲劳强度计算

在零件上同时作用有同相位的法向及切向对称循环稳定变应力  $\sigma_a$  及  $\tau_a$  时, 对于钢材, 经过试验得出的极限应力关系式为

$$\left( \frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}} \right)^2 = 1 \quad (3-34)$$

上式在  $\left( \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}} \right) - \left( \frac{\tau_a}{\tau_{-1e}} \right)$  坐标系上是一个单位圆, 如图 3-11 所示。式(3-34)中  $\tau'_a$  及  $\sigma'_a$  为同时作用的切向及法向应力幅的极限值。由于是对称循环变应力, 故应力幅即为最大应力。圆弧  $AM'B$  上任何一个点即代表一对极限应力  $\sigma'_a$  及  $\tau'_a$ 。如果作用于零件上的应力幅  $\sigma_a$  及  $\tau_a$  在坐标上用  $M$  表示, 则由于此工作应力点在极限圆以内, 未

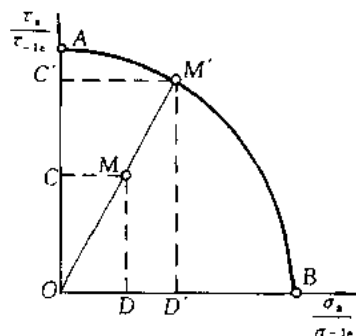


图 3-11 双向应力时的极限应力线图

达到极限条件, 因而是安全的。引直线  $OM$  与  $\widehat{AB}$  交于  $M'$  点, 则计算安全系数  $S_{ca}$  为

$$S_{ca} = \frac{OM'}{OM} = \frac{OC'}{OC} = \frac{OD'}{OD} \quad (a)$$

式中各线段的长度为  $OC' = \frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}}$ ,  $OC = \frac{\tau_a}{\tau_{-1e}}$ ,  $OD' = \frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}}$ ,  $OD = \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}}$ , 代入式(a)后得:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}} &= S_{ca} \frac{\tau_a}{\tau_{-1e}}, \text{ 即 } \tau'_a = S_{ca} \tau_a \\ \frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}} &= S_{ca} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}}, \text{ 即 } \sigma'_a = S_{ca} \sigma_a \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

将式(b)代入式(3-34), 得

$$\left(\frac{S_{ca}\tau_a}{\tau_{-1c}}\right)^2 + \left(\frac{S_{ca}\sigma_a}{\sigma_{-1c}}\right)^2 = 1 \quad (c)$$

从强度计算的观点来看,  $\frac{\tau_{-1c}}{\tau_a} = S_\tau$  是零件上只承受切应力  $\tau_a$  时的计算安全系数,  $\frac{\sigma_{-1c}}{\sigma_a} = S_\sigma$  是零件上只承受法向应力  $\sigma_a$  时的计算安全系数,故

$$\left(\frac{S_{ca}}{S_\tau}\right)^2 + \left(\frac{S_{ca}}{S_\sigma}\right)^2 = 1$$

亦即

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (3-35)$$

当零件上所承受的两个变应力均为不对称循环的变应力时,可先由式(3-17)分别求出

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \phi_\sigma \sigma_m} \text{ 及 } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \phi_\tau \tau_m}$$

然后按式(3-35)求出零件的计算安全系数  $S_{ca}$ 。

#### (四) 提高机械零件疲劳强度的措施

在零件的设计阶段,除了采取提高零件强度的一般措施外,还可以通过以下一些设计措施来提高机械零件的疲劳强度。

1) 尽可能降低零件上的应力集中的影响,是提高零件疲劳强度的首要措施。零件结构形状和尺寸的突变是应力集中的结构根源。因此,为了降低应力集中,应尽量减少零件结构形状和尺寸的突变或使其变化尽可能地平滑和均匀。为此,要尽可能地增大过渡处的圆角半径;同一零件上相邻截面处的刚性变化应尽可能地小等等。

在不可避免地要产生较大的应力集中的结构处,可采用减载槽来降低应力集中的作用。例如图 3-12 中用加开环槽的办法来降低轴肩处的应力集中。

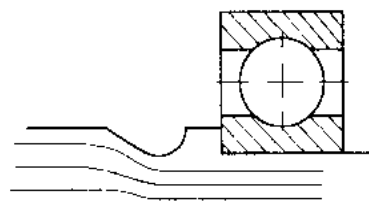


图 3-12 减载槽

2) 选用疲劳强度高的材料和规定能够提高材料疲劳强度的热处理方法及强化工艺。

3) 提高零件的表面质量。如将处在应力较高区域的零件表面加工得较为光洁;对于工作在腐蚀性介质中的零件规定适当的表面保护等。

4) 尽可能地减小或消除零件表面可能发生的初始裂纹的尺寸,对于延长零件的疲劳寿命有着比提高材料性能更为显著的作用。因此,对于重要的零件,在设计图纸上应规定出严格的检验方法及要求。

### § 3-3 机械零件的抗断裂强度

在工程实际中,有这样一些结构,若按常规的强度理论来分析,它们是能满足强度条件的,即工作应力小于许用应力。但是在实际使用中,又往往会发生突然性的断裂。这种在工作应力小于许用应力时所发生的突然断裂,常称为低应力脆断。



通过对大量结构断裂事故分析表明,大部分低应力脆断事故都是发生在应用了高强度钢材的结构或大型的焊接件中,例如:飞机构件、机器中的重载构件以及高压容器等结构。在发生脆断的构件断口处,往往可以找到原有的宏观裂纹的痕迹。进一步的研究和分析发现,高强度材料的大量采用、结构的大型化、焊接工艺使用的普遍化、结构工作条件的复杂化和载荷形式的多样化,是低应力断裂大量发生的客观原因;而结构内部裂纹和缺陷的存在,则是导致低应力断裂的内在原因。

实验研究表明,对于高强度材料,一方面是它的强度高(即许用应力高),另一方面则是它抵抗裂纹扩展的能力要随着强度的增高而下降。因此,用传统的强度理论计算高强度材料结构的强度问题,就存在一定的危险性。为了解决这一问题,断裂力学便应运而生。

断裂力学是研究带有裂纹或带有尖缺口的结构或构件的强度和变形规律的学科。准确地说,上述裂纹是指宏观裂纹,即用肉眼或低倍显微镜能看得见的裂纹。工程中常认为裂纹尺寸大于0.1 mm,就称为宏观裂纹。断裂力学建立了构件的裂纹尺寸、工作应力以及材料抵抗裂纹扩展能力三者之间的定量关系。

对于传统的强度理论,是运用应力和许用应力来度量和控制结构的强度与安全性。为了度量含裂纹结构体的强度,在断裂力学中是运用了应力强度因子  $K_I$  (或  $K_{II}$ 、 $K_{III}$ )<sup>①</sup> 和平面应变断裂韧度  $K_{Ic}$  (或  $K_{IIc}$ 、 $K_{IIIc}$ )<sup>①</sup> 两个新的度量指标。应力强度因子  $K_I$  是反映裂纹顶端附近各点应力大小的物理量,它表征裂纹顶端附近应力场的强弱。 $K_I$  的值越大,应力场越强。平面应变断裂韧度  $K_{Ic}$  是取决于材料性质的参数,反映了材料阻止裂纹失稳扩展的能力。 $K_{Ic}$  的值越大,材料抵抗裂纹失稳扩展的能力越强。利用这两项指标判别结构安全性的判别式是:若  $K_I < K_{Ic}$ ,则裂纹不会失稳扩展;若  $K_I \geq K_{Ic}$ ,则裂纹失稳扩展。 $K_I$  和  $K_{Ic}$  的量纲为  $[ML^{-1/2}T^{-2}]$ ,常用单位为  $MPa \cdot mm^{1/2}$ 。

高强度材料的广泛应用,推进了断裂力学的发展。对断裂力学研究的不断深入,使其应用范围不断扩大。目前,断裂力学在工程上主要应用于估计含裂纹构件的安全性和使用寿命,确定构件在工作条件下所允许的最大裂纹尺寸。用断裂力学指导结构的安全性设计。

在运用断裂力学对含裂纹结构进行强度分析和安全性评价时,通常应做以下几方面的工作:

1) 分析确定裂纹的形状、大小及分布,以确定初始裂纹的尺寸  $a_0$ ,通常应对构件进行精确的无损探伤来确定  $a_0$ ;

2) 对构件的工作载荷进行充分的分析,运用断裂力学的知识,确定裂纹顶端的应力强度因子  $K_I$ ;

3) 通过断裂力学试验,测定构件材料的断裂韧度  $K_{Ic}$ 。目前已有一些工程手册中列出了常用结构材料的平面应变断裂韧度;

4) 对构件进行安全性判断。

例如,某燃气轮机的一个零件是由高强度合金钢制成。工作时,零件所受最大应力为410 MPa。经超声波无损探伤以及进一步的分析,确定其结构内部可能有最大长度为3 mm的等效裂纹。根据断裂力学的计算得到应力强度因子  $K_I = 1.8 \times 10^7 MPa \cdot mm^{1/2}$ 。由试验可以确定该零件材料的断裂韧度  $K_{Ic} = 7.5 \times 10^7 MPa \cdot mm^{1/2}$ 。进一步可计算出断裂破坏的计算安全系数  $S_{ca} =$

① 脚标 I、II、III 分别表示按承载时裂纹产生不同的变形现象(或趋势)而划分的裂纹类型。(如 I 表示张开型)。

$K_{Ic}/K_I = 7.5/1.8 = 4.17$ 。因此,可以判断该零件的安全性是足够的。

断裂力学自二十世纪五十年代诞生以来,已逐步引起学术界及工程界的广泛重视。现在断裂力学已应用于航空、航天、交通、机械、化工等许多部门。由于断裂力学涉及到较深的数学和力学理论,所以本节只简略介绍了一些有关的基本概念。应该说,这点知识对于认识和运用断裂力学还相差甚远。进一步了解和学习断裂力学知识,可参考有关专著或教材。应该指出的是,实践表明,对于采用低中强度材料的小型结构,只用传统的强度计算方法进行设计是足够的。在很多情况下,传统的强度理论仍不失其使用价值。

### § 3-4 机械零件的接触强度

机械中各零件之间力的传递,总是通过两零件的接触来实现的。除了共形面(即两相互接触面的几何形态完全相同,处处贴合)相接触(例如平面与平面相接触)的情况外,大量存在着异形曲面相接触的情况。这些异形曲面在未受外力时的初始接触情况,不外乎是线接触(图 3-13a、b)和点接触(图 3-13c、d)两种。图 3-13a、c 所示的接触称为外接触;图 b、d 所示的接触称为内接触。在通用机械零件中,渐开线直齿圆柱齿轮齿面间的接触为线接触,外啮合时为外接触,内啮合时为内接触。滚动轴承中,钢球与套圈的接触则为点接触。

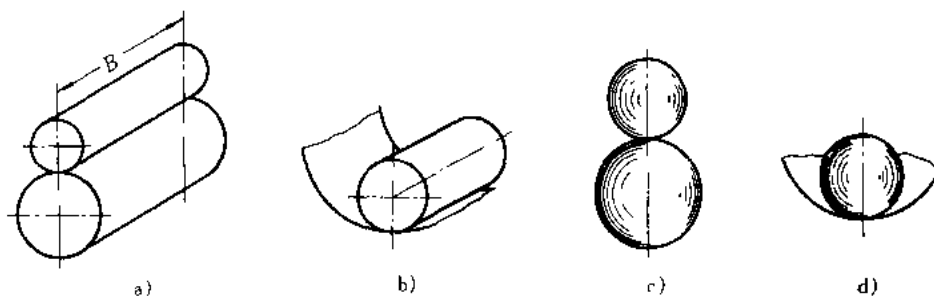


图 3-13 几种曲面接触情况

图 3-14 表示两个轴线平行的圆柱体外接触和内接触受力后的轴向示意图。未受力前,两圆柱体沿与轴线相平行的一条线(在图上投影为一个点)相接触;在受力后,由于材料的弹性变形,接触线变成宽度为  $2b$  的一个矩形面。由图可看出,两零件接触面上沿接触宽度不同点处材料发生的弹性位移量在连心线方向上是不相同的,因此,接触表面上所承受的压应力也是处处不相同的。此压应力向量的分布呈半椭圆柱形。初始接触线处的压应力最大,以此最大压应力代表两零件间接触受力后的应力,称为接触应力,用符号  $\sigma_H$  表示。图中,  $\omega_1$  及  $\omega_2$  分别为零件 1 和零件 2 初始接触线上沿连心线方向的弹性位移(即最大弹性位移)。在点接触情形下,受力后也会发生类似的变形,不过接触区一般地呈椭圆形,而不是线接触时的矩形。接触应力向量的分布呈半椭球形。当两个球面相接触时,接触区则变成一个圆形。

在本教材中,用到接触应力计算的地方仅为线接触的情况。球轴承及圆弧齿轮中虽用到点接触的概念,但未作接触应力计算。接触应力的计算是一个弹性力学问题。对于线接触,弹性力学给出的接触应力计算公式为

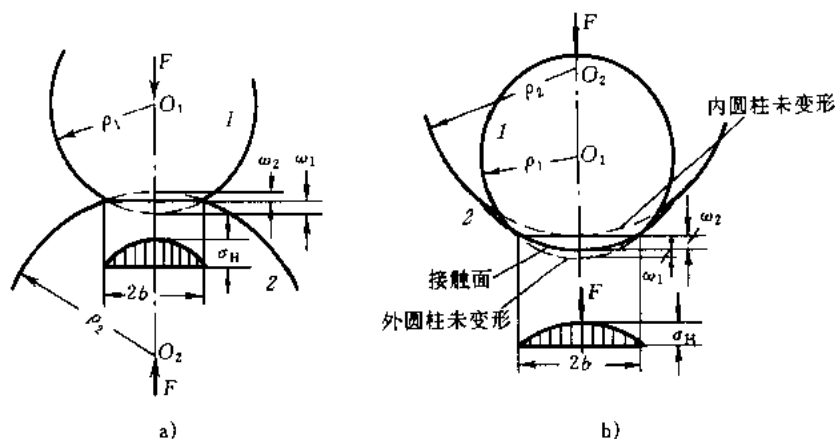


图 3-14 两圆柱体接触受力后的变形与应力分布

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\frac{F}{B} \left( \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left[ \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]}} \quad (3-36)$$

式中:  $F$  ——作用于接触面上的总压力;

$B$  ——初始接触线长度;

$\rho_1$  和  $\rho_2$  ——分别为零件 1 和零件 2 初始接触线处的曲率半径,通常,令  $\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ ,称为

综合曲率,而  $\rho_\Sigma = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ ,称为综合曲率半径,其中正号用于外接触,负号用于内接触;

$\mu_1$  和  $\mu_2$  ——分别为零件 1 和零件 2 材料的泊松比;

$E_1$  和  $E_2$  ——分别为零件 1 和零件 2 材料的弹性模量。

在接触点(或线)连续改变位置时,显然对于零件上任一点处的接触应力只能在 0 到  $\sigma_H$  之间改变,因此,接触变应力是一个脉动循环变应力。在作接触疲劳计算时,极限应力也应是一个脉动循环的极限接触应力。

在有的文献中,接触应力也叫做赫兹应力,以纪念首先解决接触应力计算问题的科学家赫兹(H. Hertz)。

## 本章附录

### (一) 零件结构的理论应力集中系数

用弹性理论或实验的方法(即把零件材料看作理想的弹性体)求出的零件几何不连续处的应力集中系数  $\alpha_\sigma$  ( $\alpha_\tau$ )称为理论应力集中系数。引起应力集中的几何不连续因素称为应力集中源。理论应力集中系数的定义为:

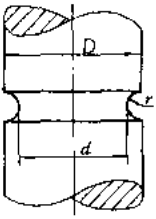
$$\left. \begin{aligned} \alpha_\sigma &= \sigma_{\max} / \sigma \quad (\text{对正应力}) \\ \alpha_\tau &= \tau_{\max} / \tau \quad (\text{对切应力}) \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-1})$$

式中:  $\sigma_{\max}$  ( $\tau_{\max}$ ) ——应力集中源处产生的弹性最大正(切)应力;

$\sigma(\tau)$ ——应力集中源处按弹性力学公式求出的公称正(切)应力。

对于常见的几种应力集中源的情况,  $\alpha_\sigma(\alpha_\tau)$  的数值可从附表 3-1 ~ 附表 3-3 中查到<sup>[18]</sup>。

附表 3-1 轴上环槽处的理论应力集中系数

简 图	应力	公称应力公式	$\alpha_\sigma$ (拉伸、弯曲)或 $\alpha_\tau$ (扭转剪切)										
	拉    伸	$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$	$r/d$	$D/d$									
			$\infty$	2.00	1.50	1.30	1.20	1.10	1.05	1.03	1.02	1.01	
			0.04					2.70	2.37	2.15	1.94	1.70	
			0.10	2.45	2.39	2.33	2.27	2.18	2.01	1.81	1.68	1.58	1.42
			0.15	2.08	2.04	1.99	1.95	1.90	1.78	1.64	1.55	1.47	1.33
			0.20	1.86	1.83	1.80	1.77	1.73	1.65	1.54	1.46	1.40	1.28
			0.25	1.72	1.69	1.67	1.65	1.62	1.55	1.46	1.40	1.34	1.24
			0.30	1.61	1.59	1.58	1.55	1.53	1.47	1.40	1.36	1.31	1.22
	弯    曲	$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$	$r/d$	$D/d$									
			$\infty$	2.00	1.50	1.30	1.20	1.10	1.05	1.03	1.02	1.01	
			0.04	2.83	2.79	2.74	2.70	2.61	2.45	2.22	2.02	1.88	1.66
			0.10	1.99	1.98	1.96	1.92	1.89	1.81	1.70	1.61	1.53	1.41
			0.15	1.75	1.74	1.72	1.70	1.69	1.63	1.56	1.49	1.42	1.33
			0.20	1.61	1.59	1.58	1.57	1.56	1.51	1.46	1.40	1.34	1.27
			0.25	1.49	1.48	1.47	1.46	1.45	1.42	1.38	1.34	1.29	1.23
			0.30	1.41	1.41	1.40	1.39	1.38	1.36	1.33	1.29	1.24	1.21
	扭 转 剪 切	$\tau_T = \frac{16T}{\pi d^3}$	$r/d$	$D/d$									
			$\infty$	2.00	1.30	1.20	1.10	1.05	1.02	1.01			
			0.04	1.97	1.93	1.89	1.85	1.74	1.61	1.45	1.33		
			0.10	1.52	1.51	1.48	1.46	1.41	1.35	1.27	1.20		
			0.15	1.39	1.38	1.37	1.35	1.32	1.27	1.21	1.16		
			0.20	1.32	1.31	1.30	1.28	1.26	1.22	1.18	1.14		
			0.25	1.27	1.26	1.25	1.24	1.22	1.19	1.16	1.13		
			0.30	1.22	1.22	1.21	1.20	1.19	1.17	1.15	1.12		

## (二) 疲劳强度降低系数或有效应力集中系数

在有应力集中源的试件上,应力集中对其疲劳强度降低的影响用疲劳强度降低系数或有效应力集中系数  $k_\sigma$  ( $k_\tau$ ) 来表示。其定义为:

$$\left. \begin{aligned} k_\sigma &= \sigma_{-1}/\sigma_{-1k} \\ k_\tau &= \tau_{-1}/\tau_{-1k} \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-2})$$

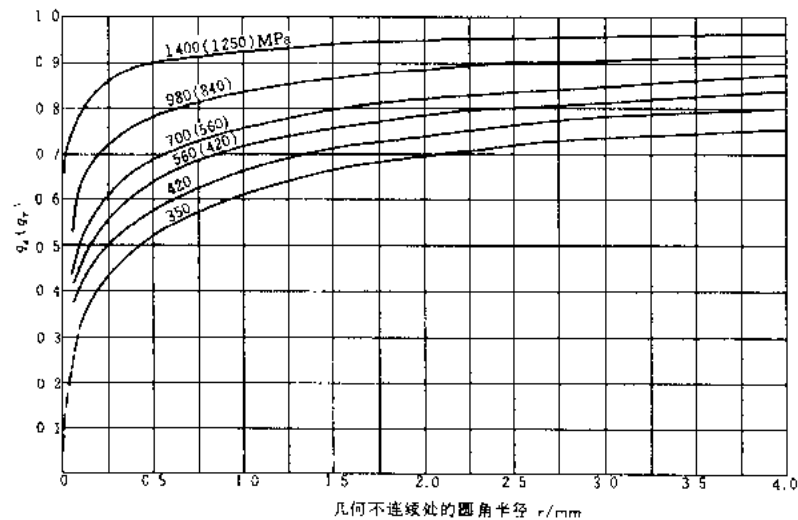
式中:  $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ ——无应力集中源的光滑试件的对称循环弯曲(扭转剪切)疲劳极限;

$\sigma_{-1k}(\tau_{-1k})$ ——有应力集中源的试件的对称循环弯曲(扭转剪切)疲劳极限。

试验结果证明,  $k_\sigma(k_\tau)$  总是小于  $\alpha_\sigma(\alpha_\tau)$  的。为了工程设计上的需要,根据大量试验总结出了联系理论应力集中系数与有效应力集中系数的关系式为:

$$k-1=q(\alpha-1)$$
(附 3-3)

式中  $q$  为材料的敏性系数,其值见附图 3-1。



曲线上的数字为材料的强度极限。查  $q_s$  时用不带括号的数字,查  $q_r$  时用括号内的数字

附图 3-1 钢材的敏性系数

根据式(附 3-3)即可求出有效应力集中系数值为:

$$\left. \begin{aligned} k_\sigma &= 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) \\ k_\tau &= 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) \end{aligned} \right\}$$
(附 3-4)

对于若干典型的零件结构,在有关文献中已直接列出了根据疲劳试验求出的有效应力集中系数的数值。本书中最常用到的见附表 3-4~附表 3-6<sup>[19]</sup>。

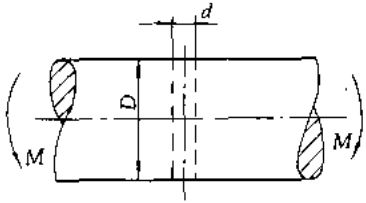
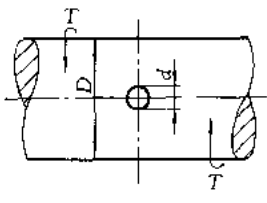
附表 3-2 轴肩圆角处的理论应力集中系数

应力	公称应力公式	$\alpha_\sigma$ (拉伸、弯曲)或 $\alpha_\tau$ (扭转剪切)										
		$r/d$	$D/d$									
			2.00	1.50	1.30	1.20	1.15	1.10	1.07	1.05	1.02	1.01
拉    伸	$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$	0.04	2.80	2.57	2.39	2.28	2.14	1.99	1.92	1.82	1.56	1.42
		0.10	1.99	1.89	1.79	1.69	1.63	1.56	1.52	1.46	1.33	1.23
		0.15	1.77	1.68	1.59	1.53	1.48	1.44	1.40	1.36	1.26	1.18
		0.20	1.63	1.56	1.49	1.44	1.40	1.37	1.33	1.31	1.22	1.15
		0.25	1.54	1.49	1.43	1.37	1.34	1.31	1.29	1.27	1.20	1.13
		0.30	1.47	1.43	1.39	1.33	1.30	1.28	1.26	1.24	1.19	1.12

附表 3-2(完)

应力	公称应力公式	$\alpha_\sigma$ (拉伸、弯曲)或 $\alpha_\tau$ (扭转剪切)										
弯  曲	$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$	$r/d$	$D/d$									
			6.0	3.0	2.0	1.50	1.20	1.10	1.05	1.03	1.02	1.01
		0.04	2.59	2.40	2.33	2.21	2.09	2.00	1.88	1.80	1.72	1.61
		0.10	1.88	1.80	1.73	1.68	1.62	1.59	1.53	1.49	1.44	1.36
		0.15	1.64	1.59	1.55	1.52	1.48	1.46	1.42	1.38	1.34	1.26
		0.20	1.49	1.46	1.44	1.42	1.39	1.38	1.34	1.31	1.27	1.20
		0.25	1.39	1.37	1.35	1.34	1.33	1.31	1.29	1.27	1.22	1.17
		0.30	1.32	1.31	1.30	1.29	1.27	1.26	1.25	1.23	1.20	1.14
扭 转 剪 切	$\tau_T = \frac{16T}{\pi d^3}$	$r/d$	$D/d$									
			2.0	1.33	1.20	1.09						
		0.04	1.84	1.79	1.66	1.32						
		0.10	1.46	1.41	1.33	1.17						
		0.15	1.34	1.29	1.23	1.13						
		0.20	1.26	1.23	1.17	1.11						
		0.25	1.21	1.18	1.14	1.09						
		0.30	1.18	1.16	1.12	1.09						

附表 3-3 轴上横向孔处的理论应力集中系数

															
公称弯曲应力 $\sigma_b = \frac{M}{\frac{\pi D^3}{32} - \frac{dD^2}{6}}$								公称扭转切应力 $\tau_T = \frac{T}{\frac{\pi D^3}{16} - \frac{dD^2}{6}}$							
$d/D$	0.0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	$d/D$	0.0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
$\alpha_\sigma$	3.0	2.46	2.25	2.13	2.03	1.96	1.89	$\alpha_\tau$	2.0	1.78	1.66	1.57	1.50	1.46	1.42

附表 3-4 轴上键槽处的有效应力集中系数

轴材料的 $\sigma_b/\text{MPa}$	500	600	700	750	800	900	1 000
$k_\sigma$	1.5	-	-	1.75	-	-	2.0
$k_\tau$	-	1.5	1.6	-	1.7	1.8	1.9

注:公称应力按照扣除键槽的净截面面积来求。

附表 3-5 外花键的有效应力集中系数

轴材料的 $\sigma_B/\text{MPa}$		400	500	600	700	800	900	1 000	1 200
$k_r$		1.35	1.45	1.55	1.60	1.65	1.70	1.72	1.75
$k_r$	矩 形 齿	2.10	2.25	2.36	2.45	2.55	2.65	2.70	2.80
	渐开线形齿	1.40	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.60

附表 3-6 公称直径 12 mm 的普通螺纹的拉压有效应力集中系数

材料的 $\sigma_B/\text{MPa}$	400	600	800	1 000
$k_o$	3.0	3.9	4.8	5.2

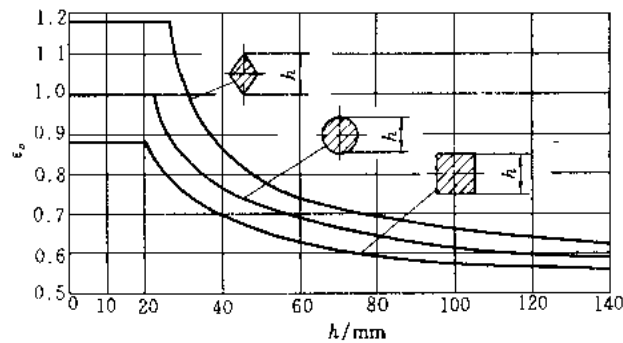
### (三) 绝对尺寸及截面形状影响系数(简称尺寸及截面形状系数)

零件真实尺寸及截面形状与标准试件尺寸( $d = 10 \text{ mm}$ )及形状(圆柱形)不同时对材料疲劳极限的影响,用尺寸及截面形状系数  $\epsilon_\sigma$ ( $\epsilon_\tau$ )来表示,其定义为:

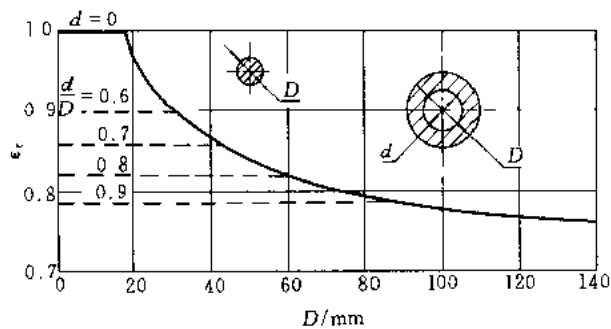
$$\left. \begin{aligned} \epsilon_\sigma &= \sigma_{-1d}/\sigma_{-1} \\ \epsilon_\tau &= \tau_{-1d}/\tau_{-1} \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-5})$$

式中  $\sigma_{-1d}$ ( $\tau_{-1d}$ )表示尺寸为  $d$  的无应力集中的各截面形状试件的弯曲(扭转剪切)疲劳极限。

钢材的尺寸及截面形状系数的值见附图 3-2 和附图 3-3<sup>[18]</sup>。



附图 3-2 钢材的尺寸及截面形状系数  $\epsilon_\sigma$



附图 3-3 圆截面钢材的扭转剪切尺寸系数  $\epsilon_\tau$

螺纹联接件的尺寸系数(因截面为圆形,故只有尺寸影响)见附表 3-7<sup>[1]</sup>。

附表 3-7 螺纹联接件的尺寸系数  $\epsilon_\sigma$

直径 $d/\text{mm}$	$\leq 16$	20	24	28	32	40	48	56	64	72	80
$\epsilon_\sigma$	1	0.81	0.76	0.71	0.68	0.63	0.60	0.57	0.54	0.52	0.50

对于轮毂或滚动轴承与轴以过盈配合相联接时,可按附表 3-8 求出其有效应力集中系数与尺寸系数的比值  $k_\sigma/\epsilon_\sigma$ 。如缺乏试验数据,设计时可取  $\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau} = (0.7 \sim 0.85) \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ 。

附表 3-8 零件与轴过盈配合处的  $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$  值

直径/mm	配 合	$\sigma_B/\text{MPa}$							
		400	500	600	700	800	900	1 000	1 200
30	H7/r6	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	3.75	4.25
	H7/k6	1.69	1.88	2.06	2.25	2.44	2.63	2.82	3.19
	H7/h6	1.46	1.63	1.79	1.95	2.11	2.28	2.44	2.76
50	H7/r6	2.75	3.05	3.36	3.66	3.96	4.28	4.60	5.20
	H7/k6	2.06	2.28	2.52	2.76	2.97	3.20	3.45	3.90
	H7/h6	1.80	1.98	2.18	2.38	2.57	2.78	3.00	3.40
> 100	H7/r6	2.95	3.28	3.60	3.94	4.25	4.60	4.90	5.60
	H7/k6	2.22	2.46	2.70	2.96	3.20	3.46	3.98	4.20
	H7/h6	1.92	2.13	2.34	2.56	2.76	3.00	3.18	3.64

注:1) 滚动轴承与轴配合处的  $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$  值与表内所列 H7/r6 配合的  $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$  值相同;

2) 表中无相应的数值时,可按插入法计算。

#### (四) 表面质量系数

零件表面质量(主要指表面粗糙度)对疲劳强度的影响,用表面质量系数  $\beta$  来表示,其定义为:

$$\left. \begin{aligned} \beta_\sigma &= \sigma_{-1\beta} / \sigma_{-1} \\ \beta_\tau &= \tau_{-1\beta} / \tau_{-1} \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-6})$$

式中  $\sigma_{-1\beta}(\tau_{-1\beta})$  为某种表面质量的试件的对称循环弯曲(扭转剪切)疲劳极限。

弯曲疲劳时的钢材表面质量系数值  $\beta_\sigma$  可从附图 3-4 中查取。当无试验资料时,扭转剪切疲劳的表面质量系数  $\beta_\tau$  可取其近似地等于  $\beta_\sigma$ 。

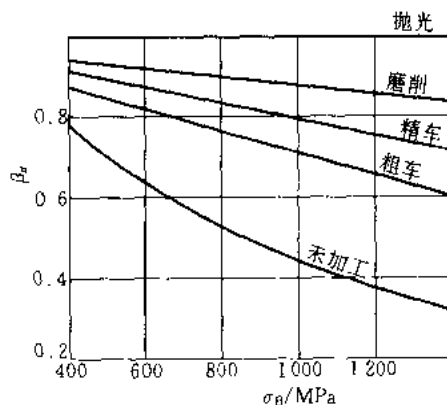
#### (五) 强化系数

对零件表面施行不同的强化处理,例如表面化学热处理、高频表面淬火、表面硬化加工等,均可不同程度地提高零件的疲劳强度。强化处理对疲劳强度的影响用强化系数  $\beta_q$  来表示,其定义为:

$$\beta_q = \sigma_{-1q} / \sigma_{-1} \quad (\text{附 3-7})$$

式中  $\sigma_{-1q}$  为经过强化处理后试件的弯曲疲劳极限。

附表 3-9 ~ 附表 3-11 列出了钢材经不同强化处理后的  $\beta_q$



附图 3-4 钢材的表面质量系数  $\beta_s$



值<sup>[19]</sup>。在无资料时,表中数值也可用于扭转剪切疲劳强度的场合。

附表 3-9 表面高频淬火的强化系数  $\beta_q$

试 件 种 类	试件直径/mm	$\beta_q$
无应力集中	7~20	1.3~1.6
	30~40	1.2~1.5
有应力集中	7~20	1.6~2.8
	30~40	1.5~2.5

注:表中系数值用于旋转弯曲,淬硬层厚度为 0.9~1.5 mm。应力集中严重时,强化系数较高。

附表 3-10 化学热处理的强化系数  $\beta_q$

化学热处理方法	试 件 种 类	试件直径/mm	$\beta_q$
氮化,氮化层厚度 0.1~0.4 mm 表面硬度 64HRC 以上	无应力集中	8~15	1.15~1.25
		30~40	1.10~1.15
	有应力集中	8~15	1.9~3.0
		30~40	1.3~2.0
渗碳,渗碳层厚度 0.2~0.6 mm	无应力集中	8~15	1.2~2.1
		30~40	1.1~1.5
	有应力集中	8~15	1.5~2.5
		30~40	1.2~2.0
氰化,氰化层厚度 0.2 mm	无应力集中	10	1.8

附表 3-11 表面硬化加工的强化系数  $\beta_q$

加 工 方 法	试 件 种 类	试件直径/mm	$\beta_q$
滚 子 滚 压	无应力集中	7~20	1.2~1.4
		30~40	1.1~1.25
	有应力集中	7~20	1.5~2.2
		30~40	1.3~1.8
喷 丸	无应力集中	7~20	1.1~1.3
		30~40	1.1~1.2
	有应力集中	7~20	1.4~2.5
		30~40	1.1~1.5

## 习 题

3-1 某材料的对称循环弯曲疲劳极限  $\sigma_{-1} = 180 \text{ MPa}$ , 取循环基数  $N_0 = 5 \times 10^6$ ,  $m = 9$ , 试求循环次数  $N$  分别为 7 000, 25 000, 620 000 次时的有限寿命弯曲疲劳极限。

3-2 已知材料的力学性能为  $\sigma_s = 260 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{-1} = 170 \text{ MPa}$ ,  $\psi_\sigma = 0.2$ , 试绘制此材料的简化极限应力线图(参

看图 3-3 中的  $A'D'G'C$ )。

3-3 一圆轴的轴肩尺寸为:  $D = 72 \text{ mm}$ ,  $d = 62 \text{ mm}$ ,  $r = 3 \text{ mm}$ 。材料为 40CrNi, 其强度极限  $\sigma_B = 900 \text{ MPa}$ , 屈服极限  $\sigma_S = 750 \text{ MPa}$ , 试计算轴肩的弯曲有效应力集中系数  $k_{dL}$ 。

3-4 圆轴轴肩处的尺寸为:  $D = 54 \text{ mm}$ ,  $d = 45 \text{ mm}$ ,  $r = 3 \text{ mm}$ 。如用题 3-2 中的材料, 设其强度极限  $\sigma_B = 420 \text{ MPa}$ , 试绘制此零件的简化极限应力线图。

3-5 如题 3-4 中危险截面上的平均应力  $\sigma_m = 20 \text{ MPa}$ , 应力幅  $\sigma_a = 30 \text{ MPa}$ , 试分别按: a)  $r = C$ ; b)  $\sigma_m = C$ , 求出该截面的计算安全系数  $S_{ca}$ 。

## 第四章 摩擦、磨损及润滑概述

当在正压力作用下相互接触的两个物体受切向外力的影响而发生相对滑动,或有相对滑动的趋势时,在接触表面上就会产生抵抗滑动的阻力,这一自然现象叫做摩擦,这时所产生的阻力叫做摩擦力。摩擦是一种不可逆过程,其结果必须有能量损耗和摩擦表面物质的丧失或迁移,即磨损。据估计,世界上在工业方面约有  $1/3 \sim 1/2$  的能量消耗于摩擦过程中。为了替换易损零件,我国每年都要用一大批钢材去制作配件,而磨损件又占了其中很大的比例。磨损会使零件的表面形状和尺寸遭到缓慢而连续的破坏,使机器的效率及可靠性逐渐降低,从而丧失原有的工作性能,最终还可能导致零件的突然破坏。虽然从十七世纪就开始了摩擦进行系统的研究,近几十年来已在某些机器或设备的设计中采用了考虑磨损寿命的设计方法,但是由于摩擦、磨损过程的复杂性,对于它们的机理,至今仍在进行深入的研究探讨。不过人们为了控制摩擦、磨损,提高机器效率,减小能量损失,降低材料消耗,保证机器工作的可靠性,已经找到了一个有效的手段——润滑。

当然,摩擦在机械中也并非总是有害的,如带传动、汽车及拖拉机的制动器等正是靠摩擦来工作的,这时还要进行增摩技术的研究。

现在把研究有关摩擦、磨损与润滑的科学与技术统称为摩擦学,并把在机械设计中正确运用摩擦学知识与技术,使之具有良好的摩擦学性能这一过程称为摩擦学设计。本章将概略介绍机械设计中有关摩擦学方面的一些基本知识。

### § 4-1 摩擦

摩擦可分两大类:一类是发生在物质内部,阻碍分子间相对运动的内摩擦;另一类是当相互接触的两个物体发生相对滑动或有相对滑动的趋势时,在接触表面上产生的阻碍相对滑动的外摩擦。仅有相对滑动趋势时的摩擦叫作静摩擦;相对滑动进行中的摩擦叫作动摩擦。根据位移形式的不同,动摩擦又分为滑动摩擦与滚动摩擦。本节将只着重讨论金属表面间的滑动摩擦。根据摩擦面间存在润滑剂的情况,滑动摩擦又分为干摩擦、边界摩擦(边界润滑)、流体摩擦(流体润滑)及混合摩擦(混合润滑),如图 4-1 所示。

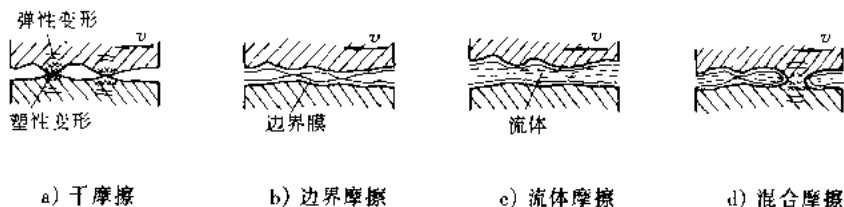


图 4-1 摩擦状态

干摩擦是指表面间无任何润滑剂或保护膜的纯金属接触时的摩擦。在工程实际中,并不存

在真正的干摩擦,因为任何零件的表面不仅会因氧化面形成氧化膜,而且多少也会被含有润滑剂分子的气体所湿润或受到“油污”。在机械设计中,通常把这种未经人为润滑的摩擦状态当作“干”摩擦处理(图 4-1a)。当运动副的摩擦表面被吸附在表面的边界膜隔开,摩擦性质取决于边界膜和表面的吸附性能时的摩擦称为边界摩擦(图 4-1b)。当运动副的摩擦表面被流体膜隔开,摩擦性质取决于流体内部分子间粘性阻力的摩擦称为流体摩擦(图 4-1c)。当摩擦状态处于边界摩擦及流体摩擦的混合状态时称为混合摩擦(图 4-1d)。边界摩擦、混合摩擦及流体摩擦都必须具备一定的润滑条件,所以,相应的润滑状态也常分别称为边界润滑、混合润滑及流体润滑。可以用膜厚比  $\lambda$  来大致估计两滑动表面所处的摩擦(润滑)状态,即

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2}} \quad (4-1)$$

式中:  $h_{\min}$  ——两滑动粗糙表面间的最小公称油膜厚度,单位为  $\mu\text{m}$ ;

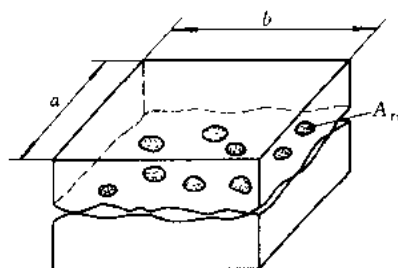
$R_{q1}$ 、 $R_{q2}$  ——分别为两表面轮廓的均方根偏差(约为算术平均偏差  $Ra_1$ 、 $Ra_2$  的 1.20 ~ 1.25 倍),单位为  $\mu\text{m}$ 。

通常认为:  $\lambda \leq 1$  时呈边界摩擦(润滑)状态;  $\lambda > 3$  时呈流体摩擦(润滑)状态;  $1 \leq \lambda \leq 3$  时呈混合摩擦(润滑)状态。

### (一) 干摩擦

固体表面之间的摩擦,虽然早就有人进行系统的研究,并在 18 世纪就提出了至今仍在沿用的、关于摩擦力的数学表达式:  $F_f = fF_n$  (式中  $F_f$  为摩擦力、 $F_n$  为法向载荷、 $f$  为摩擦系数)。但是,有关摩擦的机理,直到 20 世纪中叶才比较清楚地揭示出来,并逐渐形成现今被广泛接受的分子-机械理论、粘附理论<sup>[22]</sup>等。对于金属材料,特别是钢,目前较多采用修正后的粘附理论。

简单粘附理论于 1945 年由鲍登(F. P. Bowden)等人提出,他们认为两个金属表面在法向载荷作用下的接触面积,并非两个金属表面互相覆盖的公称接触面积(或叫表观接触面积)  $A_0$ ,而是由一些表面轮廓峰相接触所形成的接触斑点的微而积的总和,叫真实接触面积  $A_r$  (图 4-2)。由于真实接触面积很小,因此可以认为轮廓峰接触区所受的压力很高。当接触区受到高压而产生塑性变形后,这些微小接触面便发生粘附现象,形成冷焊结点。当接触面相对滑动时,这些冷焊结点就被剪开。在摩擦条件下,可将较硬表面坚硬的轮廓峰在较软表面上犁出“犁沟”时所需克服的阻力忽略不计,则摩擦力



$$A_0 = ab \quad A_r = \sum_{i=1}^n A_n$$

图 4-2 摩擦副接触面积示意图

$$F_f \approx A_r \tau_B \quad (4-2)$$

式中  $\tau_B$  是结点材料的剪切强度极限。

对于理想的弹塑性材料,当法向载荷增大时,真实接触面积  $A_r$  也随之增大,应力并不升高,而停留在材料的压缩屈服极限  $\sigma_{sy}$ 。例如图 4-3a 所示为单个轮廓峰接触区在高压作用下产生塑性流动,导致接触面积增大到恰好能支承法向载荷为止的模型。故真实接触面积  $A_r$  为

$$A_r = \frac{F_n}{\sigma_{sy}} \quad (4-3)$$

故得

$$F_t \approx A_r \tau_B = \frac{F_n}{\sigma_{Sy}} \tau_B$$

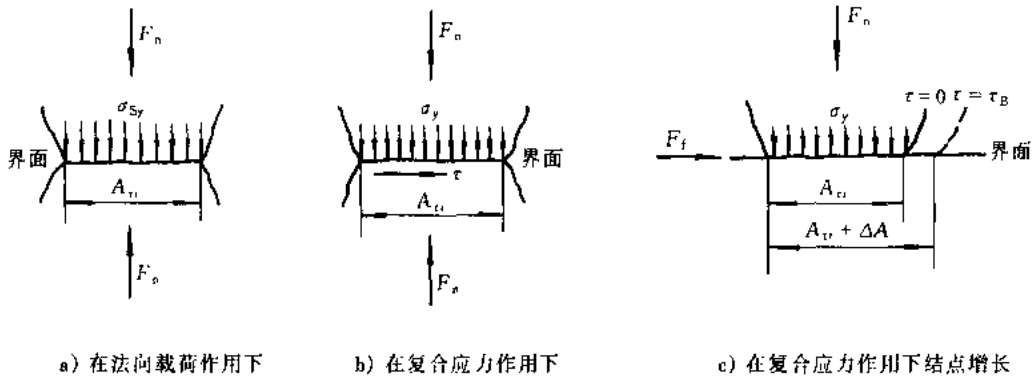


图 4-3 单个轮廓峰接触模型

金属的摩擦系数为

$$f = \frac{F_t}{F_n} = \frac{\tau_B}{\sigma_{Sy}} \quad (4-4)$$

式中  $\tau_B$ 、 $\sigma_{Sy}$  是指相接触的两种金属中较软者的剪切强度极限与压缩屈服极限。由于大多数金属的  $\tau_B/\sigma_{Sy}$  的比值均较接近, 所以其摩擦系数相差甚小。但是, 这个结论不完全符合实际。例如处于高真空中的洁净金属发生摩擦时, 其摩擦系数要比常规环境里的摩擦系数大得多。这一事实说明真实接触面积一定比简单粘附理论所指出的大得多。在简单粘附理论中, 认为真实接触面积决定于软金属的压缩屈服极限和法向载荷。对于静态接触, 这在大体上是正确的。为此, 鲍登等人于 1964 年又提出了一种更切合实际的修正粘附理论。这种理论认为, 在摩擦情况下, 轮廓峰接触区除作用有法向力外, 还作用有切向力, 所以接触区同时有压应力和切应力存在。这时金属材料的塑性变形取决于压应力和切应力所组成的复合应力作用, 而不仅仅取决于金属材料的压缩屈服极限  $\sigma_{Sy}$ 。图 4-3b 所示为压应力  $\sigma_y$  及切应力  $\tau$  联合作用下, 单个轮廓峰的接触模型, 并且假定材料的塑性变形产生于最大切应力达到某一极限值的情况。若将作用在轮廓峰接触区的切向力逐渐增大到  $F_t$  值, 结点将进一步发生塑性流动, 这种流动导致接触面积增大。也就是说, 在复合应力作用下, 接触区出现了结点增长的现象。结点增长模型如图 4-3c 所示, 其中  $\tau_B$  为较软金属的剪切强度极限。

在真空中, 洁净的金属表面发生摩擦时, 结点可能大幅度地增长, 因此摩擦系数较高。在空气中, 由于界面上覆盖有一层氧化膜或污染膜, 这种表面膜通常抗剪能力很弱, 因而摩擦系数较低。

修正后的粘附理论认为:

$$f = \frac{F_t}{F_n} = \frac{\tau_{Bj}}{\sigma'_{Sy}} = \frac{\text{界面剪切强度极限}}{\text{两种金属基体中的较软者的压缩屈服极限}} \quad (4-5)$$

当两金属界面被表面膜分隔开时,  $\tau_{Bj}$  为表面膜的剪切强度极限; 当剪断发生在较软金属基体内时,  $\tau_{Bj}$  为较软金属基体的剪切强度极限  $\tau_B$ ; 若表面膜局部破裂并出现金属粘附结点时,  $\tau_{Bj}$  将介于较软金属的剪切强度极限和表面膜的剪切强度极限之间。

这个理论与实际情况比较接近,可以在相当大的范围内解释摩擦现象。在工程中,常用金属材料副的摩擦系数是指在常规的压力与速度条件下,通过实验测定的,并可认为是一个常数,其值可参考[68]。

## (二) 边界摩擦(边界润滑)

润滑油中的脂肪酸是一种极性化合物,它的极性分子能牢固地吸附在金属表面上。单分子膜吸附在金属表面上的符号如图 4-4a 所示,图中○为极性原子团。这些单分子膜整齐地呈横向排列,很像一把刷子。边界摩擦类似两把刷子间的摩擦,其模型见图 4-4b。吸附在金属表面上的多层分子边界膜的摩擦模型如图 4-5 所示。分子层距金属表面越远,吸附能力越弱,剪切强度越低,远到若干层后,就不再受约束。因此,摩擦系数将随着层数的增加而下降,三层时要比一层时降低约一半。比较牢固地吸附在金属表面上的分子膜,称为边界膜。边界膜极薄,润滑油中的一个分子长度平均约为  $0.002\ \mu\text{m}$ ,如果边界膜有十层分子其厚度也仅为  $0.02\ \mu\text{m}$ 。两摩擦表面的粗糙度之和一般都超过边界膜的厚度(当膜厚比  $\lambda \leq 1$  时),所以边界摩擦时,不能完全避免金属的直接接触,这时仍有微小的摩擦力产生,其摩擦系数通常约在 0.1 左右。

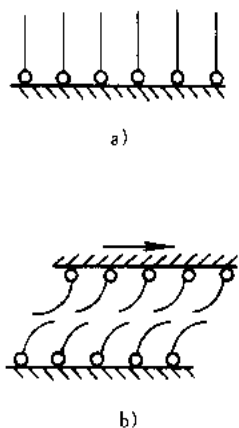


图 4-4 单层分子边界膜的摩擦模型

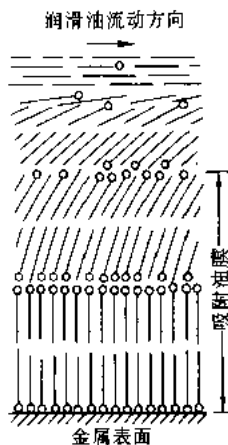


图 4-5 多层分子边界膜的摩擦模型

按边界膜形成机理,边界膜分为吸附膜(物理吸附膜及化学吸附膜)和反应膜。润滑剂中脂肪酸的极性分子牢固地吸附在金属表面上,就形成物理吸附膜;润滑剂中分子受化学键力作用而贴附在金属表面上所形成的吸附膜则称为化学吸附膜。吸附膜的吸附强度随温度升高而下降,达到一定温度后,吸附膜发生软化、失向和脱吸现象,从而使润滑作用降低,磨损率和摩擦系数都将迅速增加。

反应膜是当润滑剂中含有以原子形式存在的硫、氯、磷时,在较高的温度(通常在  $150\ ^\circ\text{C} \sim 200\ ^\circ\text{C}$ )下,这些元素与金属起化学反应而生成硫、氯、磷的化合物(如硫化铁)在油与金属界面处形成的薄膜。这种反应膜具有低的剪切强度和高熔点,它比前两种吸附膜都更稳定。

合理选择摩擦副材料和润滑剂,降低表面粗糙度值,在润滑剂中加入适量的油性添加剂和极压添加剂,都能提高边界膜强度。

## (三) 混合摩擦(混合润滑)

当摩擦表面间处于边界摩擦与流体摩擦的混合状态时(膜厚比  $\lambda = 1 \sim 3$ ),称为混合摩擦。

混合摩擦时,如流体润滑膜的厚度增大,表面轮廓峰直接接触的数量就要减小,润滑膜的承载比例也随之增加。所以在一定条件下,混合摩擦能有效地降低摩擦阻力,其摩擦系数要比边界摩擦时小得多。但因表面间仍有轮廓峰的直接接触,所以不可避免地仍有磨损存在。

#### (四) 流体摩擦(流体润滑)

当摩擦面间的润滑膜厚度大到足以将两个表面的轮廓峰完全隔开(即  $\lambda > 3 \sim 4$ ) 时,即形成了完全的流体摩擦。这时润滑剂中的分子已大都不受金属表面吸附作用的支配而自由移动,摩擦是在流体内部的分子之间进行,所以摩擦系数极小(油润滑时约为  $0.001 \sim 0.008$ ),而且不会有磨损产生,是理想的摩擦状态。

从上述情况看,由于摩擦到流体摩擦所形成的摩擦学理论体系仍然是不完善的,因为不论是从膜厚还是从摩擦特性来说,在弹流润滑和边界润滑之间还存在一个空白区,而混合润滑只是描述了各种润滑状态共存时的润滑性能,并不具有基本的、独立的润滑机理。因此,近些年来提出了介于弹流润滑和边界润滑之间的薄膜润滑,以填补上述的空白区。随着科学技术的发展,摩擦学研究已渐深入到微观研究领域,形成了微-纳米摩擦学理论,引发出许多新的概念,比如提出了超润滑概念。从理论上讲,超润滑是实现摩擦系数为零的润滑状态,但在实际研究中,一般认为摩擦系数在  $0.001$  量级(或更低)的润滑状态即为超润滑状态。这一状态可以认为是对上述理论体系的一个补充,此项研究也是微-纳米摩擦学研究的一个重要方面。

## § 4-2 磨 损

运动副之间的摩擦将导致零件表面材料的逐渐丧失或迁移,即形成磨损。磨损会影响机器的效率,降低工作的可靠性,甚至促使机器提前报废。因此,在设计时预先考虑如何避免或减轻磨损,以保证机器达到设计寿命,就具有很大的现实意义。另外也应当指出,工程上也有不少利用磨损作用的场合,如精加工中的磨削及抛光,机器的“磨合”过程等都是磨损的有用方面。

一个零件的磨损过程大致可分为三个阶段,即磨合阶段、稳定磨损阶段及剧烈磨损阶段(图 4-6)。磨合阶段包括摩擦表面轮廓峰的形状变化和表面材料被加工硬化两个过程。由于机件加工后的表面总具有一定的粗糙度,在磨合初期,只有很少的轮廓峰接触,因此接触面上真实应力很大,使接触轮廓峰压碎和塑性变形,同时薄的表层被冷作硬化,原有的轮廓峰逐渐局部或完全消失,产生出形状和尺寸均不同于原样的新轮廓峰。实验证明,各种摩擦副在不同条件下磨合之后,相应于给定摩擦条件下形成稳定的表面粗糙度,在以后的摩擦过程中,此粗糙度不会继续改变。磨合后的稳定粗糙度是给定摩擦条件(材料、压力、温度、润滑剂与润滑条件)下的最佳粗糙度,它与原始粗糙度无关,并以磨损量最少为原则。磨合是磨损的不稳定阶段,在整个工作时间内其所占的比率很小。

在稳定磨损阶段内,零件在平稳而缓慢的速度下磨损,它标志着摩擦条件保持相对恒定。这个阶段的长短就代表零件使用寿命的长短。

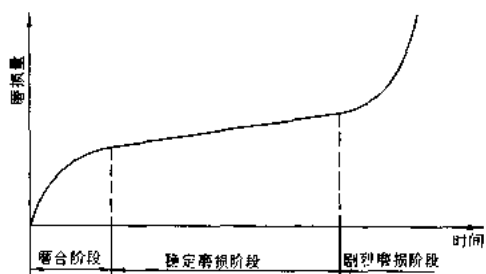


图 4-6 机件的磨损量与工作时间  
时间的关系(磨损曲线)

经过稳定磨损阶段后,零件的表面遭到破坏,运动副中的间隙增大,引起额外的动载荷,出现噪声和振动。这样就不能保证良好的润滑状态,摩擦副的温升便急剧增大,磨损速度也急剧增大。这时就必须停机,更换零件。

由此可见,在设计或使用机器时,应该力求缩短磨合期,延长稳定磨损期,推迟剧烈磨损的到来。为此就必须对形成磨损的机理有所了解。

关于磨损分类的见解颇不一致,大体上可概括为两种:一种是根据磨损结果着重对磨损表面外观的描述,如点蚀磨损、胶合磨损、擦伤磨损等;另一种则是根据磨损机理来分类,如粘附磨损、磨粒磨损、疲劳磨损、流体磨粒磨损、流体侵蚀磨损、机械化学磨损等。现按后一种分类依次进行简要的说明。

#### (一) 粘附磨损

当摩擦表面的轮廓峰在相互作用的各点处发生“冷焊”后,在相对滑动时,材料从一个表面迁移到另一个表面,便形成了粘附磨损。这种被迁移的材料,有时也会再附着到原先的表面上去,出现逆迁移,或脱离所粘附的表面而成为游离颗粒。严重的粘附磨损会造成运动副咬死。这种磨损是金属摩擦副之间最普遍的一种磨损形式。

#### (二) 磨粒磨损

外部进入摩擦面间的游离硬颗粒(如空气中的尘土或磨损造成的金属微粒)或硬的轮廓峰尖在较软材料表面上犁刨出很多沟纹时被移去材料,一部分流动到沟纹的两旁,一部分则形成一连串的碎片脱落下来成为新的游离颗粒,这样的微切削过程就叫磨粒磨损。

#### (三) 疲劳磨损

疲劳磨损是指由于摩擦表面材料微体积在重复变形时疲劳破坏而引起的机械磨损。例如当作滚动或滚-滑运动的高副受到反复作用的接触应力(如滚动轴承运转或齿轮传动)时,如果该应力超过材料相应的接触疲劳极限,就会在零件工作表面或表面下一定深度处形成疲劳裂纹,随着裂纹的扩展与相互连接,就造成许多微粒从零件工作表面上脱落下来,致使表面上出现许多月牙形浅坑,形成疲劳磨损或疲劳点蚀。

#### (四) 流体磨粒磨损和流体侵蚀磨损(冲蚀磨损)

流体磨粒磨损是指由流动的液体或气体中所夹带的硬质物体或硬质颗粒作用引起的机械磨损。利用高压空气输送型砂或用高压水输送碎矿石时,管道内壁所产生的机械磨损是其实例之一。

流体侵蚀磨损是指由液流或气流的冲蚀作用引起的机械磨损。近年来,由于燃气涡轮机的叶片、火箭发动机的尾喷管这样一些部位的破坏,才引起人们对这种磨损形式的特别注意。

#### (五) 机械化学磨损(腐蚀磨损)

机械化学磨损是指由机械作用及材料与环境的化学作用或电化学作用共同引起的磨损。例如摩擦副受到空气中的酸或润滑油、燃油中残存的少量无机酸(如硫酸)及水分的化学作用或电化学作用,在相对运动中造成表面材料的损失所形成的磨损。氧化磨损是最常见的机械化学磨损之一。

此外,人们还把一种甚为隐蔽的、由粘附磨损、磨粒磨损、机械化学磨损和疲劳磨损共同形成的复合磨损形式称为微动磨损。它发生在名义上相对静止,实际上存在循环的微幅相对滑动的两个紧密接触的表面上(如轴与孔的过盈配合面、滚动轴承套圈的配合面、旋合螺纹的工作面、铆



钉的工作面等)。这种相对滑移是在循环变应力或振动条件下,由于两接触面上产生的弹性变形的差异而引起的。在这种情况下,相对滑移的幅度非常小,一般仅为微米的量级。这时由于接触面上的正压力较大,而相对滑移幅度很小,致使接触面间产生氧化磨损微粒难于从接触部位排除,故当名义上相对静止的接触面间有氧化磨损微粒(黑色金属件间主要为红褐色的  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  微粒;铝合金件间主要为黑色的  $\text{Al}_2\text{O}_3$  微粒)存在时,即为发生微动磨损的标志。

微动作用不仅要损坏配合表面的品质,而且要导致疲劳裂纹的萌生,从而急剧地降低零件的疲劳强度<sup>[25]</sup>。所以微动损伤通常包含有微动腐蚀、微动磨损和微动疲劳。

### § 4-3 润滑剂、添加剂和润滑方法

#### (一) 润滑剂

在摩擦面间加入润滑剂不仅可以降低摩擦,减轻磨损,保护零件不遭锈蚀,而且在采用循环润滑时还能起到散热降温的作用。由于液体的不可压缩性,润滑油膜还具有缓冲、吸振的能力。使用膏状的润滑脂,既可防止内部的润滑剂外泄,又可阻止外部杂质侵入,避免加剧零件的磨损,起到密封作用。

润滑剂可分为气体、液体、半固体和固体四种基本类型。在液体润滑剂中应用最广泛的是润滑油,包括矿物油、动植物油、合成油和各种乳剂。半固体润滑剂主要是指各种润滑脂。它是润滑油和稠化剂的稳定混合物。固体润滑剂是任何可以形成固体膜以减少摩擦阻力的物质,如石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯等。任何气体都可作为气体润滑剂,其中用得最多的是空气,它主要用在气体轴承中。下面仅对润滑油及润滑脂作些介绍。

#### 1. 润滑油

用作润滑剂的油类可概括为三类:一是有机油,通常是动植物油;二是矿物油,主要是石油产品;三是化学合成油。其中因矿物油来源充足,成本低廉,适用范围广,而且稳定性好,故应用最多。动植物油中因含有较多的硬脂酸,在边界润滑时有很好的润滑性能,但因其稳定性差而且来源有限,所以使用不多。化学合成油是通过化学合成方法制成的新型润滑油,它能满足矿物油所不能满足的某些特性要求,如高温、低温、高速、重载和其它条件。由于它多系针对某种特定需要而制,适用面较窄,成本又很高,故一般机器应用较少。无论哪类润滑油,若从润滑观点考虑,主要是从以下几个指标评判它们的优劣。

#### (1) 粘度

润滑油的粘度可定性定义为它的流动阻力,它是润滑油最重要的性能之一。

#### 1) 动力粘度

如图 4-7 所示,在两个平行的平板间充满具有一定粘度的润滑油,若平板 A 以速度  $v$  移动,另一平板 B 静止不动,则由于油分子与平板表面的吸附作用,将使贴近板 A 的油层以同样的速度  $u = v$  随板移动;而贴近板 B 的油层则静止不动( $u = 0$ )。于是形成各油层间的相对滑移,在各层的界面上就存在有相应的切应力。牛顿在 1687 年提出了粘性液的摩擦定律(简称粘性定律),即在流体中任意点处的切应力均与该处流体的速度梯度成正比。若用数学形式表示这一定律,即为

$$\tau = -\eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4-6)$$

式中:  $\tau$  ——流体单位面积上的剪切阻力,即切应力;

$\frac{\partial u}{\partial y}$  ——流体沿垂直于运动方向(即沿图 4-7 中  $y$  轴方向或流体膜厚度方向)的速度梯度,式中的“-”号表示  $u$  随  $y$  的增大而减小;

$\eta$  ——比例常数,即流体的动力粘度。

摩擦学中把凡是服从这个粘性定律的流体都叫牛顿液体。

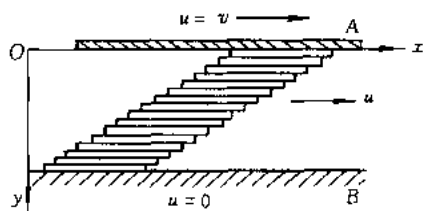


图 4-7 平行板间液体的层流流动

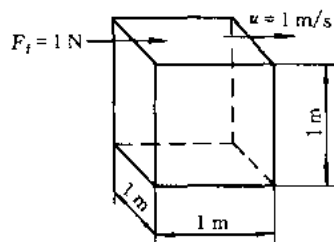


图 4-8 液体的动力粘度示意图

图 4-8 所示长、宽、高各为 1 m 的液体,上、下平面发生 1 m/s 相对滑动速度需要的切向力为 1 N 时,该液体的动力粘度为  $1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$  或  $1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$  (帕·秒)。 $\text{Pa} \cdot \text{s}$  是国际单位制(SI)的粘度单位。

在绝对单位制(C.G.S.制)中,把动力粘度的单位定为  $1 \text{ dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ ,叫 1 P(泊),百分之一 P 称为 cP(厘泊),即  $1 \text{ P} = 100 \text{ cP}$ 。

P 和 cP 与  $\text{Pa} \cdot \text{s}$  的换算关系可取为:  $1 \text{ P} = 0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,  $1 \text{ cP} = 0.001 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

## 2) 运动粘度

工程中常用动力粘度  $\eta$  (单位为  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ) 与同温度下该液体密度  $\rho$  (单位为  $\text{kg}/\text{m}^3$ ) 的比值表示粘度,称为运动粘度  $\nu$  (单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ ) ,

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4-7)$$

对于矿物油,密度  $\rho = 850 \sim 900 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

在 C.G.S.制中运动粘度的单位是 St(斯),  $1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s}$ 。百分之一 St 称为 cSt(厘斯),它们之间有下列关系:

$$1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s} = 100 \text{ cSt} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}, \quad 1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$$

GB/T 314 - 1994 规定采用润滑油在 40 ℃时的运动粘度中心值作为润滑油的牌号。润滑油实际运动粘度在相应中心粘度值的  $\pm 10\%$  偏差以内。常用工业润滑油的粘度分类及相应的运动粘度值见表 4-1。例如牌号为 L-AN15 的全损耗系统用油(旧名 10 号机械油)在 40 ℃时的运动粘度中心值为 15 cSt,实际运动粘度范围为 13.5 ~ 16.5 cSt。

## 3) 条件粘度

条件粘度是在一定条件下,利用某种规格的粘度计,通过测定润滑油穿过规定孔道的时间来进行计量的粘度。我国常用恩氏度( $^\circ\text{E}$ )作为条件粘度单位。美国习惯用赛氏通用秒(SUS),英国习惯用雷氏秒(R)作为条件粘度单位。

表 4-1 常用工业润滑油的粘度分类及相应的粘度值(单位为 cSt)

粘度等级	运动粘度中心值(40℃)	运动粘度范围(40℃)	粘度等级	运动粘度中心值(40℃)	运动粘度范围(40℃)
2	2.2	1.98 ~ 2.42	68	68	61.2 ~ 74.8
3	3.2	2.88 ~ 3.52	100	100	90.0 ~ 110
5	4.6	4.14 ~ 5.06	150	150	135 ~ 165
7	6.8	6.12 ~ 7.48			
10	10	9.00 ~ 11.0	220	220	198 ~ 242
15	15	13.5 ~ 16.5	320	320	288 ~ 352
			460	460	414 ~ 506
22	22	19.8 ~ 24.2	680	680	612 ~ 748
32	32	28.8 ~ 35.2	1 000	1 000	900 ~ 1 100
46	46	41.4 ~ 50.6	1 500	1 500	1 350 ~ 1 650

运动粘度  $\nu_t$  (单位为 cSt) 与条件粘度  $\eta_E$  (单位为  $^\circ E_t$ ) 可按下列关系进行换算 ( $\nu_t$  指平均温度  $t$  时的运动粘度):

$$\left. \begin{aligned} \text{当 } 1.35 < \eta_E \leq 3.2 \text{ 时,} & \quad \nu_t = 8.0 \eta_E - \frac{8.64}{\eta_E} \\ \text{当 } \eta_E > 3.2 \text{ 时,} & \quad \nu_t = 7.6 \eta_E - \frac{4.0}{\eta_E} \\ \text{当 } \eta_E > 16.2 \text{ 时,} & \quad \nu_t = 7.41 \eta_E \end{aligned} \right\} \quad (4-8)$$

各种流体的粘度,特别是润滑油的粘度,随温度而变化的情况十分明显。由于油的成分及纯净程度之不同,很难用一个解析式来表达各种润滑油的粘-温关系。图 4-9 示出几种常用润滑油的粘-温曲线。润滑油粘度受温度影响的程度可用粘度指数(VI)表示。粘度指数值越大,表明粘度随温度的变化越小,即粘-温性能越好。

压力对流体的影响有两方面。一是流体的密度随压力增高而加大,不过对于所有的润滑油来说,压力在 100 MPa 以下时,每增加 20 MPa 的压力,油的密度才增加 1%。因此在实际润滑条件下这个影响可以不予考虑。另一是压力对流体粘度的影响,这只有在压力超过 20 MPa 时,粘度才随压力的增高而加大,高压时则更为显著。因此在一般的润滑条件下也同样不予考虑。但在弹性流体动力润滑中,这种影响就变得十分重要。例如在齿轮传动中,啮合处的局部压力可能高达 4 000 MPa,那时矿物油已不再像液体而更像蜡状的固体了。对于一般矿物油的粘-压关系,可用下列经验式表示:

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (4-9)$$

式中:  $\eta_p$  ——润滑油在压力  $p$  时的动力粘度,单位为 Pa·s;

$\eta_0$  ——润滑油在  $10^5$  Pa 的压力下的动力粘度,单位为 Pa·s;

$e$  ——自然对数的底,  $e = 2.718$ ;

$\alpha$  ——润滑油的粘-压系数;当压力  $p$  的单位为 Pa 时,  $\alpha$  的单位即为  $m^2/N$ ;对于一般的矿物油,  $\alpha \approx (1 \sim 3) \times 10^{-8} m^2/N$ 。

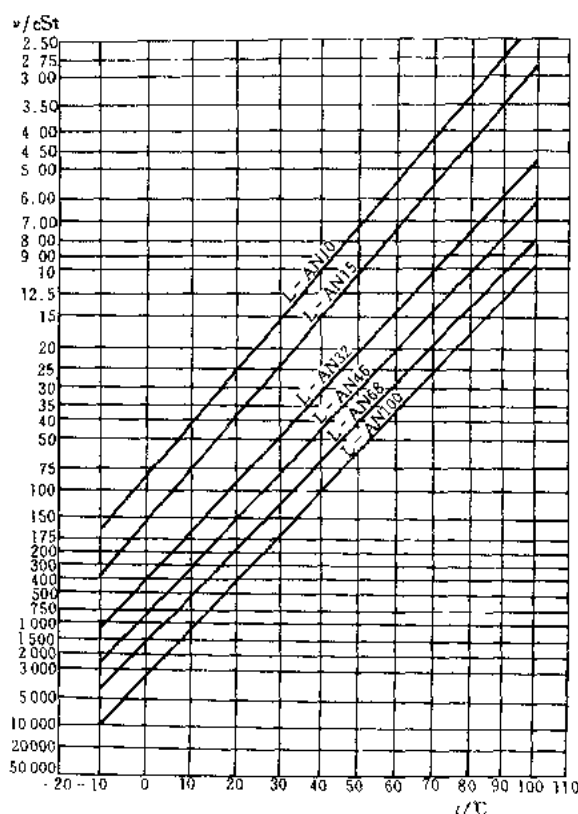


图 4-9 几种全损耗系统用油的粘-温曲线

润滑油粘度的大小不仅直接影响摩擦副的运动阻力,而且对润滑油膜的形成及承载能力有决定性作用。这是流体润滑中一个极为重要的因素。

#### (2) 润滑性(油性)

润滑性是指润滑油中极性分子与金属表面吸附形成一层边界油膜,以减小摩擦和磨损的性能。润滑性愈好,油膜与金属表面的吸附能力愈强。对于那些低速、重载或润滑不充分的场合,润滑性具有特别重要的意义。

#### (3) 极压性

极压性能是润滑油中加入含硫、氯、磷的有机极性化合物后,油中极性分子在金属表面生成抗磨、耐高压的化学反应边界膜的性能。它在重载、高速、高温条件下,可改善边界润滑性能。

#### (4) 闪点

当油在标准仪器中加热所蒸发出的油气,一遇火焰即能发出闪光时的最低温度,称为油的闪点。这是衡量油的易燃性的一种尺度。对于高温下工作的机器,这是润滑油的一个十分重要的指标。通常应使工作温度比油的闪点低 30~40 °C。

#### (5) 凝点

这是指润滑油在规定条件下,不能再自由流动时所达到的最高温度。它是润滑油在低温下工作的一个重要指标,直接影响到机器在低温下的起动性能和磨损情况。

#### (6) 氧化稳定性

从化学意义上讲,矿物油是很不活泼的,但当它们暴露在高温气体中时,也会发生氧化并生成硫、氯、磷的酸性化合物。这是一些胶状沉积物,不但腐蚀金属,而且加剧零件的磨损。

## 2. 润滑脂

这是除润滑油外应用最多的一类润滑剂。它是润滑油与稠化剂(如钙、锂、钠的金属皂)的膏状混合物。根据调制润滑脂所用皂基之不同,润滑脂主要有以下几类:

### (1) 钙基润滑脂

这种润滑脂具有良好的抗水性,但耐热能力差,工作温度不宜超过 55 ~ 65 ℃。

### (2) 钠基润滑脂

这种润滑脂有较高的耐热性,工作温度可达 120 ℃,但抗水性差。由于它能与少量水乳化,从而保护金属免遭腐蚀,比钙基润滑脂有更好的防锈能力。

### (3) 锂基润滑脂

这种润滑脂既能抗水、耐高温(工作温度不宜高于 145 ℃),而且有较好的机械安定性,是一种多用途的润滑脂。

### (4) 铝基润滑脂

这种润滑脂具有良好的抗水性,对金属表面有高的吸附能力,故可起到很好的防锈作用。

润滑脂的主要质量指标有:

#### (1) 锥(针)入度(或稠度)

这是指一个质量为 1.5 N 的标准锥体,于 25 ℃ 恒温下,由润滑脂表面经 5 s 后刺入的深度(以 0.1 mm 计)。它标志着润滑脂内阻力的大小和流动性的强弱。锥入度愈小表明润滑脂愈稠。锥入度是润滑脂的一项主要指标,润滑脂的牌号就是该润滑脂锥入度的等级。

#### (2) 滴点

在规定的加热条件下,润滑脂从标准测量杯的孔口滴下第一滴时的温度叫润滑脂的滴点。润滑脂的滴点决定了它的工作温度。润滑脂的工作温度至少应低于滴点 20 ℃。

一般机械中最常用的润滑油、润滑脂的牌号、性能及适用场合等,将在以后各有关章节中进行介绍,详细资料可参看参考文献[26]。

## (二) 添加剂

普通润滑油、润滑脂在一些十分恶劣的工作条件下(如高温、低温、重载、真空等)会很快劣化变质,失去润滑能力。为了提高油的品质和使用性能,常加入某些分量虽少(从百分之几到百万分之几)但对润滑剂性能改善起巨大作用的物质,这些物质称为添加剂。

添加剂的作用有:

- 1) 提高润滑剂的油性、极压性和在极端工作条件下更有效的工作能力。
- 2) 推迟润滑剂的老化变质,延长其正常使用寿命。
- 3) 改善润滑剂的物理性能,如降低凝点、消除泡沫、提高粘度、改进其粘-温特性等。

添加剂的种类很多,有油性添加剂、极压添加剂、分散净化剂、消泡添加剂、抗氧化添加剂、降凝剂、增粘剂等。为了有效地提高边界膜的强度,简单而行之有效的方法是在润滑油中添加一定量的油性添加剂或极压添加剂。例如图 4-10 所示,非极性润滑油(如纯矿物油)的摩擦系数最大;含有油性添加剂(如脂肪酸)的润滑油,温度低时摩擦系数小,当温度超过脂肪酸金属皂膜的软化温度后,摩擦系数将迅速上升;含有极压添加剂的润滑油,在软化温度附近,摩擦系数迅速下

降;若在润滑油中同时加入油性添加剂和极压添加剂,则低温时 can 靠油性添加剂的油性来获得减摩性,高温时则靠极压添加剂的化学反应膜来得到良好的减摩性。

(三) 润滑方法

润滑油或润滑脂的供应方法在设计中是很重要的,尤其是油润滑时的供应方法与零件在工作时所处润滑状态有着密切的关系。

1. 油润滑

向摩擦表面施加润滑油的方法可分间歇式和连续式两种。手工用油壶或油枪向注油杯内注油,只能做到间歇润滑。图 4-11 为压配式注油杯,图 4-12 为旋套式注油杯。这些只可用于小型、低速或间歇运动的轴承。对于重要的轴承,必须采用连续供油的方法。

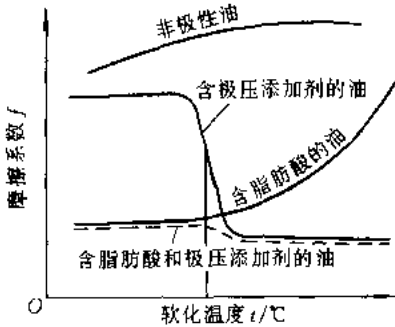


图 4-10 添加剂的作用

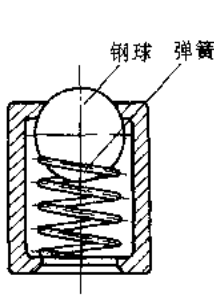


图 4-11 压配式注油杯

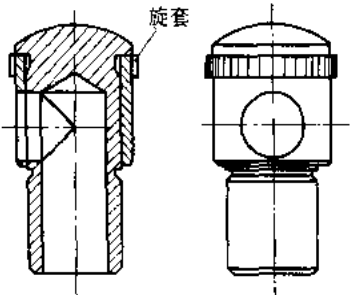


图 4-12 旋套式注油杯

(1) 滴油润滑

图 4-13 及图 4-14 所示的针阀油杯和油芯油杯都可做到连续滴油润滑。针阀油杯可调节滴油速度来改变供油量,并且停车时可扳倒油杯上端的手柄以关闭针阀而停止供油。油芯油杯在停车时则仍继续滴油,引起无用的消耗。

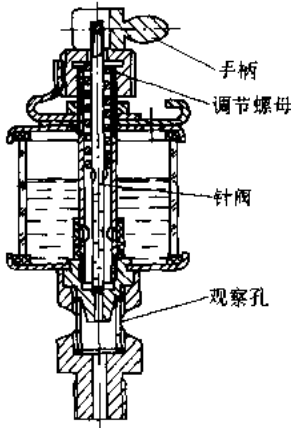


图 4-13 针阀油杯

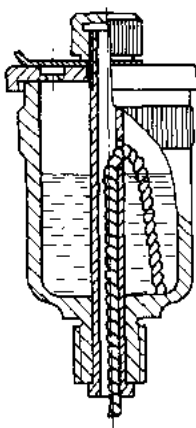


图 4-14 油芯油杯

(2) 油环润滑

图 4-15 所示为油环润滑。油环套在轴颈上,下部浸在油中。当轴颈转动时带动油环转动,

将油带到轴颈表面进行润滑。轴颈速度过高或者过低,油环带的油量都会不足,通常用于转速不低于  $50 \sim 60 \text{ r/min}$ 。油环润滑的轴承,其轴线应水平布置。

### (3) 飞溅润滑

利用转动件(例如齿轮)或曲轴的曲柄等将润滑油溅成油星以润滑轴承。

### (4) 压力循环润滑

用油泵进行压力供油润滑,可保证供油充分,能带走摩擦热以冷却轴承。这种润滑方法多用于高速、重载轴承或齿轮传动上。

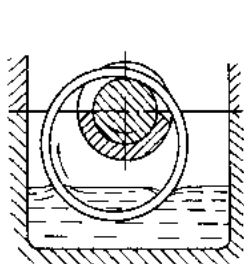


图 4-15 油环润滑

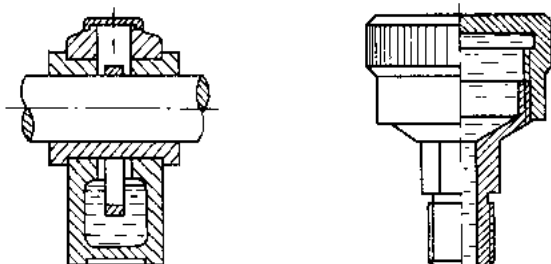


图 4-16 旋盖式油脂杯

## 2. 脂润滑

脂润滑只能间歇供应润滑脂。旋盖式油脂杯(图 4-16)是应用得最广的脂润滑装置。杯中装满润滑脂后,旋动上盖即可将润滑脂挤入轴承中。有的也使用油枪向轴承补充润滑脂。

## § 4-4 流体润滑原理简介

根据摩擦面间油膜形成的原理,可把流体润滑分为流体动力润滑(利用摩擦面间的相对运动而自动形成承载油膜的润滑)及流体静力润滑(从外部将加压的油送入摩擦面间,强迫形成承载油膜的润滑)。当两个曲面体作相对滚动或滚-滑运动时(如滚动轴承中的滚动体与套圈相接触,一对齿轮的两个轮齿相啮合等),若条件合适,也能在接触处形成承载油膜。这时不但接触处的弹性变形和油膜厚度都同样不容忽视,而且它们还彼此影响,互为因果。因而把这种润滑称为弹性流体动力润滑(简称弹流润滑)。

### (一) 流体动力润滑

两个作相对运动物体的摩擦表面,用借助于相对速度而产生的粘性流体膜将两摩擦表面完全隔开,由流体膜产生的压力来平衡外载荷,称为流体动力润滑。所用的粘性流体可以是液体(如润滑油),也可以是气体(如空气等),相应地称为液体动力润滑和气体动力润滑。流体动力润滑的主要优点是,摩擦力小,磨损小,并可以缓和振动与冲击。

下面简要介绍流体动力润滑中的楔效应承载机理。

图 4-17a 所示  $A$ 、 $B$  两板平行,板间充满有一定粘度的润滑油,若板  $B$  静止不动,板  $A$  以速度  $v$  沿  $x$  方向运动。由于润滑油的粘性及其与平板间的吸附作用,与板  $A$  紧贴的流层的流速  $u$  等于板速  $v$ ,其它各流层的流速  $u$  则按直线规律分布。这种流动是由于油层受到剪切作用而产生的,所以称为剪切流。这时通过两平行平板间的任何垂直截面处的流量皆相等,润滑油虽能维

持连续流动,但油膜对外载荷并无承载能力(这里忽略了流体受到挤压作用而产生压力的效应)。

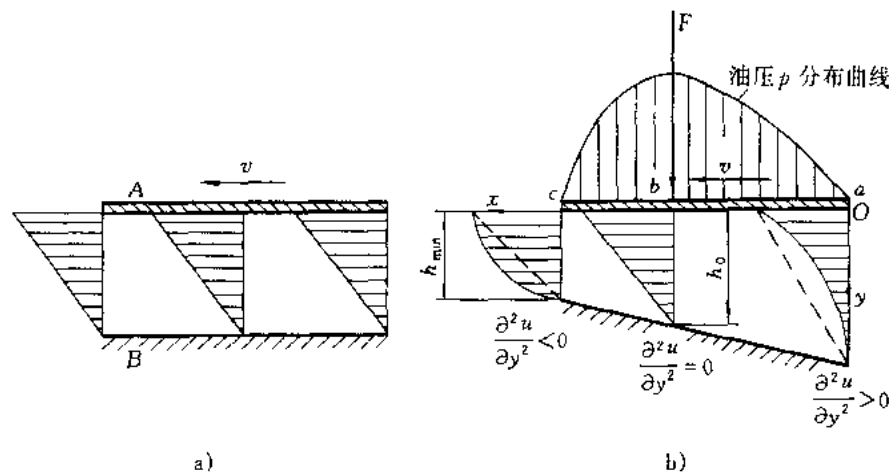


图 4-17 两相对运动平板间油层中的速度分布和压力分布

当两平板相互倾斜使其间形成楔形收敛间隙,且移动件的运动方向是从间隙较大的一方移向间隙较小的一方时,若各油层的分布规律如图 4-17b 中的虚线所示,那么进入间隙的油量必然大于流出间隙的油量。设液体是不可压缩的,则进入此楔形间隙的过剩油量,必将由进口  $a$  及出口  $c$  两处截面被挤出,即产生一种因压力而引起的流动称为压力流。这时,楔形收敛间隙中油层流动速度将由剪切流和压力流二者叠加,因而进口油的速度曲线呈内凹形,出口呈外凸形。只要连续充分地提供一定粘度的润滑油,并且  $A$ 、 $B$  两板相对速度  $v$  值足够大,流入楔形收敛间隙流体产生的动压力是能够稳定存在的。这种具有一定粘性的流体流入楔形收敛间隙而产生压力的效应叫流体动力润滑的楔效应。

## (二) 弹性流体动力润滑

流体动力润滑通常研究的是低副接触受润零件之间的润滑问题,把零件摩擦表面视作刚体,并认为润滑剂的粘度不随压力而改变。可是在齿轮传动、滚动轴承、凸轮机构等高副接触中,两摩擦表面之间接触压力很大,摩擦表面会出现不能忽略的局部弹性变形。同时,在较高压力下,润滑剂的粘度也将随压力发生变化。

弹性流体动力润滑理论是研究在相互滚动或伴有滑动的滚动条件下,两弹性物体间的流体动力润滑膜的力学性质,把计算在油膜压力下摩擦表面的变形的弹性方程、表述润滑剂粘度与压力间关系的粘压方程与流体动力润滑的主要方程结合起来,以求解油膜压力分布、润滑膜厚度分布等问题。

图 4-18 就是两个平行圆柱体在弹性流体动力润滑条件下,接触面的弹性变形、油膜厚度及油膜压力分布的示意图。依靠润滑剂与摩擦表面的粘附作用,两圆柱体相互滚动时将润滑剂带入间隙。由于接触压力较高使接触面发生局部弹性变形,接触面积扩大,在接触面间形成了一个平行的缝隙,在出油口处的接触面边缘出现了使间隙变小的突起部分(一种缩颈现象),并形成最小油膜厚度,出现了一个第二峰值压力。

由于任何零件表面都有一定的粗糙度,当弹性流体动力润滑的油膜很薄时,接触表面的粗糙



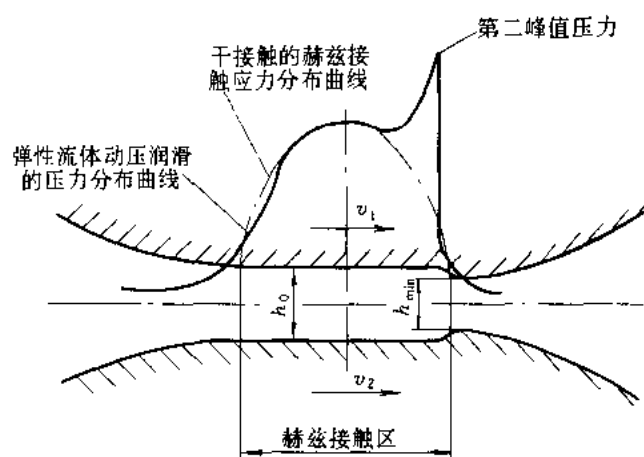


图 4-18 弹性流体动力润滑时,接触区的弹性变形、油膜厚度及压力分布

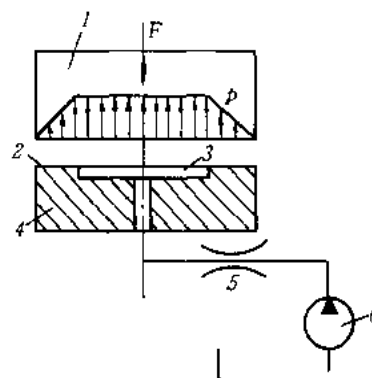
度对润滑性能具有决定性的影响。一般认为要保证实现完全弹性流体动力润滑,其膜厚比  $\lambda$  应大于 3~4。当  $\lambda < 3$  时,总有少数表面轮廓峰会直接接触,这种状态称为部分弹性流体动力润滑状态。生产实际中绝大多数的齿轮传动、滚动轴承等都是在这种润滑状态下工作。

### (三) 流体静力润滑

流体静力润滑是靠液压泵(或其它压力流体源)将加压后的流体送入两摩擦表面之间,利用流体静压力来平衡外载荷。图 4-19 为典型流体静力润滑系统示意图,由液压泵将润滑剂加压,通过补偿元件送入摩擦件的油腔,润滑剂再通过油腔周围的封油面与另一摩擦面构成的间隙流出,并降至环境压力。油腔一般开在承导件上。

环境压力包围的封油面和油腔总称为油垫,一个油垫可以有一个或几个油腔。一个单油腔油垫不能承受倾覆力矩。

两个静止的、平行的摩擦表面间能采用流体静力润滑形成流体膜。它的承载能力不依赖于流体粘度,故能用粘度极低的润滑剂,使摩擦副承载能力既高,摩擦力矩又低。



1—运动件;2—封油面;3—油腔;  
4—承导件;5—补偿元件;6—液压泵  
图 4-19 流体静力润滑系统示意图



## 第二篇 联 接

为了便于机器的制造、安装、运输、维修以及提高劳动生产率等,广泛地使用各种联接。因此,机械设计人员必须熟悉各种机器中常用的联接方法及有关联接零件的结构、类型、性能与适用场合,掌握它们的设计理论或选用方法。

机械联接有两大类:一类是机器工作时,被联接的零(部)件间可以有相对运动的联接,称为机械动联接,如机械原理课程中讨论的各种运动副;另一类则是在机器工作时,被联接的零(部)件间不允许产生相对运动的联接,称为机械静联接,这是本篇所要讨论的内容。应该说明,在机器制造中,“联接”这一术语,实际上也只指机械静联接,故本书中除了指明为动联接外,所用到的“联接”均指机械静联接。

机械静联接又分为可拆联接和不可拆联接。可拆联接是不须毁坏联接中的任一零件就可拆开的联接,故多次装拆无损于其使用性能。常见的有螺纹联接、键联接(包括花键联接、无键联接)及销联接等,其中尤以螺纹联接和键联接应用较广。不可拆联接是至少必须毁坏联接中的某一部分才能拆开的联接,常见的有铆钉联接、焊接、胶接等。

另外,还有一种可以做成可拆或不可拆的过盈联接,在机器中也常使用。

根据上述各种联接的使用广泛性,本篇将着重讨论螺纹联接和键联接;并对销联接、铆钉联接、焊接、胶接的基本结构型式和性能,以及过盈联接的基本原理和设计方法作一概略的介绍。另外,由于螺旋传动也是利用螺纹零件工作的,所以就附在本篇内一并讨论。

在设计被联接零件时,就应同时决定所要采用的联接类型。联接类型的选择是以使用要求及经济要求为根据的。一般地说,采用不可拆联接多系由于制造及经济上的原因;采用可拆联接多系由于结构、安装、运输、维修上的原因。不可拆联接的制造成本通常较可拆联接低廉。

在具体选择联接的类型时,还须考虑到联接的加工条件和被联接零件的材料、形状及尺寸等因素。例如:板件与板件的联接,多选用螺纹联接、焊接、铆接或胶接;杆件与杆件的联接,多选用螺纹联接或焊接;轴与轮毂的联接则常选用键、花键联接或过盈联接等。有时亦可综合使用两种联接,例如胶-焊联接、胶-铆联接以及键与过盈配合同时并用的联接等。轴与轴的联接则采用联轴器或离合器,这将在第十四章中讨论。

在设计联接时,除应考虑强度、刚度及经济性等基本问题外,在某些场合(如用于锅炉、容器等),还必须满足紧密性的要求。就强度来说,必须做到既满足联接的工作要求,又保证联接零件本身的强度。影响联接强度的主要因素,除了特殊情况的过载外,就是载荷在各联接零件上分配不均和应力在各联接零件的危险截面或工作面上分布不均,也就是载荷集中和应力集中问题。为此,从结构、制造和装配工艺上采取适当的改善措施(如减少或削弱应力集中源,保证一定的制造精度,装配位置准确等),就成为不可忽视的问题。还应注意,当一个联接中包含多个危险截面和工作面时,要以其中最薄弱的部位来决定联接的工作能力。此外,在可能条件下,还应使联接的强度等于或接近于被联接件的强度,以便充分发挥被联接件的承载能力。

# 第五章 螺纹联接和螺旋传动

螺纹联接和螺旋传动都是利用螺纹零件工作的,但两者的工作性质不同,在技术要求上也有差别。前者作为紧固件用,要求保证联接强度(有时还要求紧密性);后者则作为传动件用,要求保证螺旋副的传动精度、效率和磨损寿命等。本章将分别讨论螺纹联接和螺旋传动的类型、结构以及设计计算等问题。

## § 5-1 螺 纹

### (一) 螺纹的类型和应用

螺纹有外螺纹和内螺纹之分,它们共同组成螺旋副。起联接作用的螺纹称为联接螺纹;起传动作用的螺纹称为传动螺纹。螺纹又分为米制和英制(螺距以每英寸牙数表示)两类。我国除管螺纹保留英制外,都采用米制螺纹。

常用螺纹的类型主要有普通螺纹、米制锥螺纹、管螺纹、梯形螺纹、矩形螺纹和锯齿形螺纹。前三种主要用于联接,后三种主要用于传动。其中除矩形螺纹外,都已标准化。标准螺纹的基本尺寸,可查阅有关标准。常用螺纹的类型、特点和应用,见表 5-1。

表 5-1 常用螺纹的类型、特点和应用

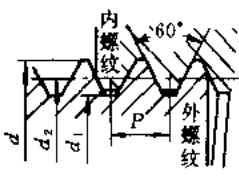
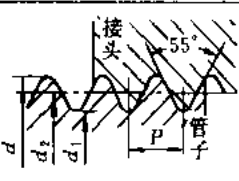
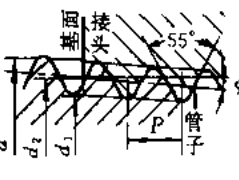
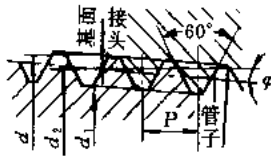
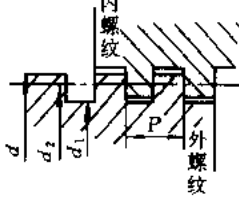
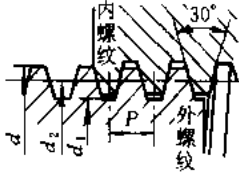
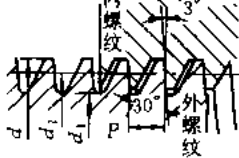
螺纹类型	牙 型 图	特点和应用
普通螺纹		牙型为等边三角形,牙型角 $\alpha = 60^\circ$ ,内外螺纹旋合后留有径向间隙。外螺纹牙根允许有较大的圆角,以减小应力集中。同一公称直径按螺距大小,分为粗牙和细牙。细牙螺纹的牙型与粗牙相似,但螺距小,升角小,自锁性较好,强度高,因牙细不耐磨,容易滑扣。 一般联接多用粗牙螺纹,细牙螺纹常用于细小零件,薄壁管件或受冲击、振动和变载荷的联接中,也可作为微调机构的调整螺纹用
联接螺纹		牙型为等腰三角形,牙型角 $\alpha = 55^\circ$ ,牙顶有较大的圆角,内外螺纹旋合后无径向间隙,管螺纹为英制细牙螺纹,基准直径为管子的外螺纹大径。适用于管接头、旋塞、阀门及其它附件。若要求联接后具有密封性,可压紧被联接件螺纹副外的密封面,也可在密封面间添加密封物
用螺纹密封的管螺纹		牙型为等腰三角形,牙型角 $\alpha = 55^\circ$ ,牙顶有较大的圆角,螺纹分布在锥度为 1:16 ( $\varphi = 1^\circ 47' 24''$ ) 的圆锥管壁上。它包括圆锥内螺纹与圆锥外螺纹和圆柱内螺纹与圆锥外螺纹两种联接形式。螺纹旋合后,利用本身的变形就可以保证联接的紧密性,不需要任何填料,密封简单。适用于管子、管接头、旋塞、阀门和其它螺纹联接的附件

表 5-1(完)

螺纹类型	牙型图	特点和应用
联接螺纹		牙型角 $\alpha = 60^\circ$ , 螺纹牙顶为平顶, 螺纹分布在锥度为 1:16 ( $\varphi = 1^\circ 47' 24''$ ) 的圆锥管壁上。用于气体或液体管路系统依靠螺纹密封的联接螺纹(水、煤气管道用管螺纹除外)
传动螺纹		牙型为正方形, 牙型角 $\alpha = 0^\circ$ 。其传动效率较其它螺纹高, 但牙根强度弱, 螺旋副磨损后, 间隙难以修复和补偿, 传动精度降低。为了便于铣、磨削加工, 可制成 $10^\circ$ 的牙型角。 矩形螺纹尚未标准化, 推荐尺寸: $d = \frac{5}{4} d_1$ , $P = \frac{1}{4} d_1$ 。目前已逐渐被梯形螺纹所代替
		牙型为等腰梯形, 牙型角 $\alpha = 30^\circ$ 。内外螺纹以锥面贴紧不易松动。与矩形螺纹相比, 传动效率略低, 但工艺性好, 牙根强度高, 对中性好。如用剖分螺母, 还可以调整间隙。梯形螺纹是最常用的传动螺纹
		牙型为不等腰梯形, 工作面的牙侧角为 $3^\circ$ , 非工作面的牙侧角为 $30^\circ$ 。外螺纹牙根有较大的圆角, 以减小应力集中。内、外螺纹旋合后, 大径处无间隙, 便于对中。这种螺纹兼有矩形螺纹传动效率高、梯形螺纹牙根强度高的特点, 但只能用于单向受力的螺纹联接或螺旋传动中, 如螺旋压力机

机械制造中除上述的常用螺纹外, 还制订有特殊用途的螺纹, 以适应各行业的特殊工作要求, 需用时可查阅有关专用标准。

## (二) 螺纹的主要参数

现以圆柱普通螺纹的外螺纹为例说明螺纹的主要几何参数(图 5-1)。

1) 大径  $d$ ——螺纹的最大直径, 即与螺纹牙顶相重合的假想圆柱面的直径, 在标准中定为公称直径。

2) 小径  $d_1$ ——螺纹的最小直径, 即与螺纹牙底相重合的假想圆柱面的直径, 在强度计算中常作为螺杆危险截面的计算直径。

3) 中径  $d_2$ ——通过螺纹轴向截面内牙型上的沟槽和凸起宽度相等处的假想圆柱面的直径, 近似等于螺纹的平均直径,  $d_2 \approx \frac{1}{2}(d + d_1)$ 。中径是确定螺纹几何参数和配合性质的直径。

4) 线数  $n$ ——螺纹的螺旋线数目。沿一根螺旋线形成的螺纹称为单线螺纹; 沿两根以上的等距螺旋线形成的螺纹称为多线螺纹。常用的联接螺纹要求自

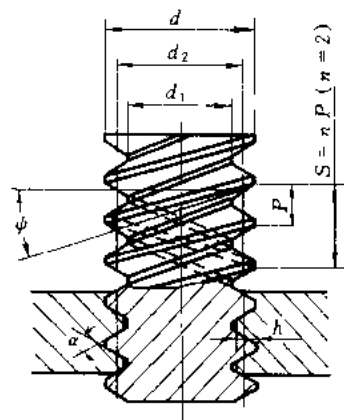


图 5-1 螺纹的主要几何参数

锁性,故多用单线螺纹;传动螺纹要求传动效率高,故多用双线或三线螺纹。为了便于制造,一般用线数  $n \leq 4$ 。

5) 螺距  $P$ ——螺纹相邻两个牙型上对应点间的轴向距离。

6) 导程  $S$ ——螺纹上任一点沿同一条螺旋线转一周所移动的轴向距离。单线螺纹  $S = P$ ; 多线螺纹  $S = nP$ 。

7) 螺纹升角  $\psi$ ——螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面间的夹角。在螺纹的不同直径处,螺纹升角各不相同。通常按螺纹中径  $d_2$  处计算,即

$$\psi = \arctan \frac{S}{\pi d_2} = \arctan \frac{nP}{\pi d_2} \quad (5-1)$$

8) 牙型角  $\alpha$ ——螺纹轴向截面内,螺纹牙型两侧边的夹角。螺纹牙型的侧边与螺纹轴线的垂直平面的夹角称为牙侧角,对称牙型的牙侧角  $\beta = \alpha/2$ 。

9) 接触高度  $h$ ——内外螺纹旋合后的接触面的径向高度。

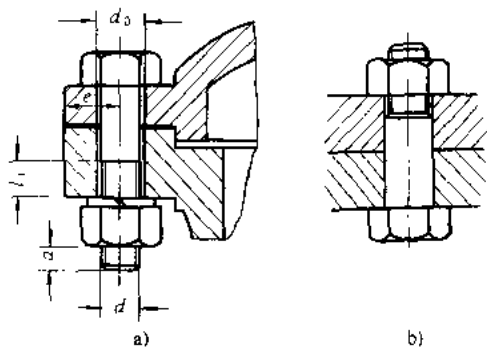
各种管螺纹的主要几何参数可查阅有关标准,其尺寸代号都不是螺纹大径,而近似等于管子的内径。

## § 5-2 螺纹联接的类型和标准联接件

### (一) 螺纹联接的基本类型

#### 1. 螺栓联接

常见的普通螺栓联接如图 5-2a 所示。在被联接件上开有通孔,插入螺栓后在螺栓的另一端拧上螺母。这种联接的结构特点是被联接件上的通孔和螺栓杆间留有间隙,通孔的加工精度要求低,结构简单,装拆方便,使用时不受被联接件材料的限制,因此应用极广。图 5-2b 是铰制孔用螺栓联接。孔和螺栓杆多采用基孔制过渡配合(H7/m6、H7/n6)。这种联接能精确固定被联接件的相对位置,并能承受横向载荷,但孔的加工精度要求较高。



螺纹余留长度  $l_2$

静载荷  $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$ ; 变载荷  $l_1 \geq 0.75d$ ;

冲击载荷或弯曲载荷  $l_1 \geq d$ ;

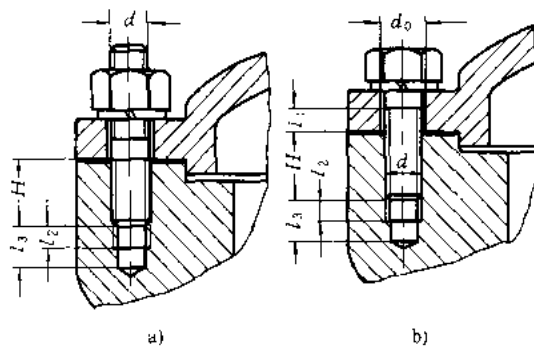
铰制孔用螺栓联接  $l_1 \approx d$ ;

螺纹伸出长度  $a \approx (0.2 \sim 0.3)d$ ;

螺栓轴线到被联接件边缘的距离  $e = d + (3 \sim 6)\text{mm}$ ;

通孔直径  $d_0 = 1.1d$ ;

图 5-2 螺栓联接



拧入深度  $H$ , 当带螺纹孔件材料为:

钢或青铜  $H \approx d$ ;

铸铁  $H = (1.25 \sim 1.5)d$ ;

铝合金  $H = (1.5 \sim 2.5)d$ 。

图 5-3 双头螺栓、螺钉联接

## 2. 双头螺柱联接

如图 5-3a 所示,这种联接适用于结构上不能采用螺栓联接的场合,例如被联接件之一太厚不宜制成通孔,材料又比较软(例如用铝镁合金制造的壳体),且需要经常拆装时,往往采用双头螺柱联接。显然,拆卸这种联接时,不用拆下螺柱。

## 3. 螺钉联接

如图 5-3b 所示,这种联接的特点是螺栓(或螺钉)直接拧入被联接件的螺纹孔中,不用螺母,在结构上比双头螺柱联接简单、紧凑。其用途和双头螺柱联接相似,但如经常拆装时,易使螺纹孔磨损,可能导致被联接件报废,故多用于受力不大,或不需要经常拆装的场合。

## 4. 紧定螺钉联接

紧定螺钉联接是利用拧入零件螺纹孔中的螺钉末端顶住另一零件的表面(图 5-4a)或顶入相应的凹坑中(图 5-4b),以固定两个零件的相对位置,并可传递不大的力或转矩。

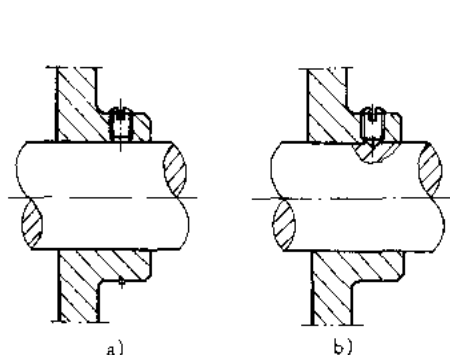


图 5-4 紧定螺钉联接

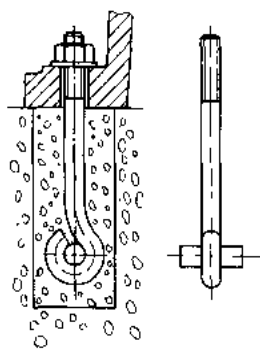


图 5-5 地脚螺栓联接

螺钉除作为联接和紧定用外,还可用于调整零件位置,如机器、仪器的调节螺钉等。

除上述四种基本螺纹联接型式外,还有一些特殊结构的联接。例如专门用于将机座或机架固定在地基上的地脚螺栓联接(图 5-5),装在机器或大型零、部件的顶盖或外壳上便于起吊用的吊环螺钉联接(图 5-6),用于工装设备中的 T 型槽螺栓联接(图 5-7)等。

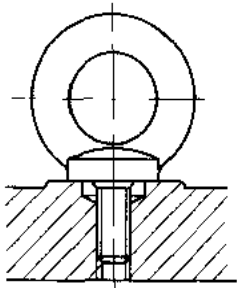
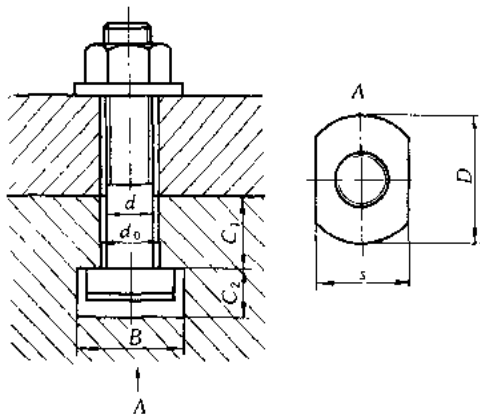


图 5-6 吊环螺钉联接



$$\begin{aligned} d_0 &= 1.1d; & C_1 &= (1 \sim 1.5)d; \\ C_2 &= (0.7 \sim 0.9)d; & B &= (1.75 \sim 2.0)d \end{aligned}$$

图 5-7 T 型槽螺栓联接

## (二) 标准螺纹联接件

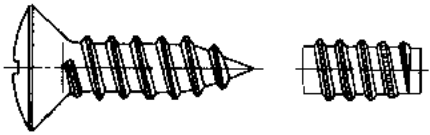
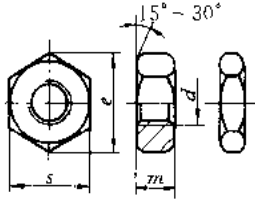
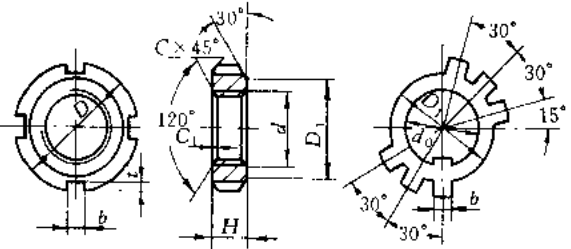
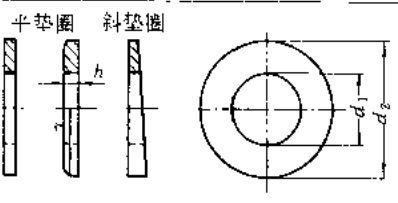
螺纹联接件的类型很多,在机械制造中常见的螺纹联接件有螺栓、双头螺柱、螺钉、螺母和垫圈等。这类零件的结构型式和尺寸都已标准化,设计时可根据有关标准选用。它们的结构特点和应用示于表 5-2。

表 5-2 常用标准螺纹联接件

类 型	图 例	结构特点和应用
六角头螺栓		<p>种类很多,应用最广,精度分为 A、B、C 三级,通用机械制造中多用 C 级(左图)。螺栓杆部可制出一段螺纹或全螺纹,螺纹可用粗牙或细牙(A、B 级)</p>
双头螺柱		<p>螺柱两端都制有螺纹,两端螺纹可相同或不同,螺柱可带退刀槽或制成腰杆,也可制成全螺纹的螺柱。螺柱的一端常用于旋入铸铁或有色金属的螺纹孔中,旋入后即不拆卸,另一端则用于安装螺母以固定其它零件</p>
螺 钉		<p>螺钉头部形状有圆头、扁圆头、六角头、圆柱头和沉头等。头部起子槽有一字槽、十字槽和内六角孔等形式。十字槽螺钉头部强度高、对中性好,便于自动装配。内六角孔螺钉能承受较大的扳手力矩,联接强度高,可代替六角头螺栓,用于要求结构紧凑的场合</p>
紧定螺钉		<p>紧定螺钉的末端形状,常用的有锥端、平端和圆柱端。锥端适用于被紧定零件的表面硬度较低或不经常拆卸的场合;平端接触面积大,不伤零件表面,常用于顶紧硬度较大的平面或经常拆卸的场合;圆柱端压入轴上的凹坑中,适用于紧定空心轴上的零件位置</p>



表 5-2(完)

类 型	图 例	结构特点和应用
自攻螺钉		螺钉头部形状有圆头、平头、半沉头及沉头等。头部起了槽有一字槽、十字槽等形式。末端形状有锥端和平端两种。多用于联接金属薄板、轻合金或塑料零件。在被联接件上可不预先制出螺纹,在联接时利用螺钉直接攻出螺纹。螺钉材料一般用渗碳钢,热处理后表面硬度不低于 45HRC。自攻螺钉的螺纹与普通螺纹相比,在相同的大径时,自攻螺纹的螺距大而小径则稍小,已标准化
六角螺母		根据螺母厚度不同,分为标准的和薄的两种。薄螺母常用于受剪力的螺栓上或空间尺寸受限制的场合。螺母的制造精度和螺栓相同,分为 A、B、C 三级,分别与同级别的螺栓配用
圆螺母		圆螺母常与止动垫圈配用,装配时将垫圈内舌插入轴上的槽内,而将垫圈的外舌嵌入圆螺母的槽内,螺母即被锁紧。常作为滚动轴承的轴向固定用
垫 圈		垫圈是螺纹联接中不可缺少的附件,常放置在螺母和被联接件之间,起保护支承表面等作用。平垫圈按加工精度不同,分为 A 级和 C 级两种。用于同一螺纹直径的垫圈又分为特大、大、普通和小的四种规格。特大垫圈主要在铁木结构上使用。斜垫圈只用于倾斜的支承面上

根据 GB/T 3103.1—1982 的规定,螺纹联接件分为三个精度等级,其代号为 A、B、C 级。A 级精度的公差小,精度最高,用于要求配合精确、防止振动等重要零件的联接;B 级精度多用于受载较大且经常装拆、调整或承受变载荷的联接;C 级精度多用于一般的螺纹联接。常用的标准螺纹联接件(螺栓、螺钉),通常选用 C 级精度。

### § 5-3 螺纹联接的预紧

在实用上,绝大多数螺纹联接在装配时都必须拧紧,使联接在承受工作载荷之前,预先受到力的作用。这个预加作用力称为预紧力。预紧的目的在于增强联接的可靠性和紧密性,以防止受载后被联接件间出现缝隙或发生相对滑移。经验证明:适当选用较大的预紧力对螺纹联接的可靠性以及联接件的疲劳强度都是有利的(详见 § 5-8),特别对于像气缸盖、管路凸缘、齿轮箱、轴承盖等紧密性要求较高的螺纹联接,预紧更为重要。但过大的预紧力会导致整个联接的结构尺寸增大,也会使联接件在装配或偶然过载时被拉断。因此,为了保证联接所需要的预紧力,又不使螺纹联接件过载,对重要的螺纹联接,在装配时要控制预紧力。

通常规定,拧紧后螺纹联接件的预紧应力不得超过其材料的屈服极限  $\sigma_s$  的 80%。对于一般联接用的钢制螺栓联接的预紧力  $F_0$ ,推荐按下列关系确定:

$$\left. \begin{array}{l} \text{碳素钢螺栓} \quad F_0 \leq (0.6 \sim 0.7) \sigma_s A_1 \\ \text{合金钢螺栓} \quad F_0 \leq (0.5 \sim 0.6) \sigma_s A_1 \end{array} \right\} \quad (5-2)$$

式中:  $\sigma_s$  —— 螺栓材料的屈服极限;

$A_1$  —— 螺栓危险截面的面积,  $A_1 \approx \pi d_1^2/4$ ①。

预紧力的具体数值应根据载荷性质、联接刚度等具体工作条件确定。对于重要的或有特殊要求的螺栓联接,预紧力的数值应在装配图上作为技术条件注明,以便在装配时加以保证。受变载荷的螺栓联接的预紧力应比受静载荷的要大些。

控制预紧力的方法很多,通常是借助测力矩扳手(图 5-8)或定力矩扳手(图 5-9),利用控制拧紧力矩的方法来控制预紧力的大小。测力矩扳手的工作原理是根据扳手上的弹性元件 1,在拧紧力的作用下所产生的弹性变形来指示拧紧力矩的大小。

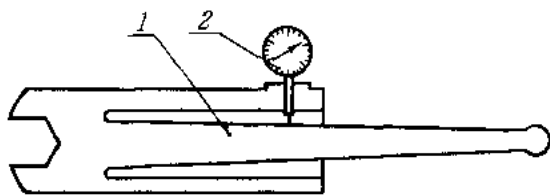


图 5-8 测力矩扳手

为方便计量,可将指示刻度 2 直接以力矩值标出。定力矩扳手的工作原理是当拧紧力矩超过规定值时,弹簧 3 被压缩,扳手卡盘 1 与圆柱销 2 之间打滑,如果继续转动手柄,卡盘即不再转动。拧紧力矩的大小可利用螺钉 4 调整弹簧压紧力来加以控制。

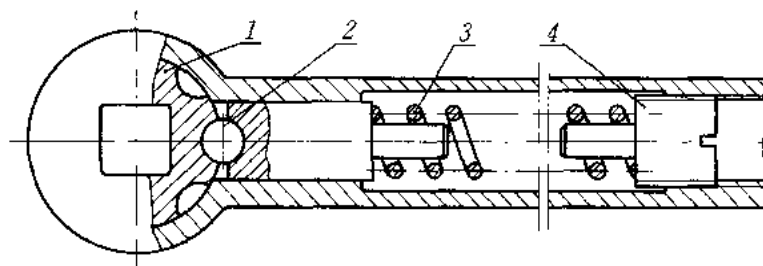


图 5-9 定力矩扳手

① 若螺栓局部直径小于其螺杆部分的小径  $d_1$  (如有退刀槽等) 或局部空心时,应取最小截面面积计算。

如上所述,装配时预紧力的大小是通过拧紧力矩来控制的。因此,应从理论上找出预紧力和拧紧力矩之间的关系。

如图 5-10 所示,由于拧紧力矩  $T(T = FL)$  的作用,使螺栓和被联接件之间产生预紧力  $F_0$ 。由机械原理可知,拧紧力矩  $T$  等于螺旋副间的摩擦阻力矩  $T_1$  和螺母环形端面与被联接件(或垫圈)支承面间的摩擦阻力矩  $T_2$  之和,即

$$T = T_1 + T_2 \quad (5-3)$$

螺旋副间的摩擦力矩为

$$T_1 = F_0 \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \varphi_v) \quad (5-4)$$

螺母与支承面间的摩擦力矩为

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c F_0 \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (5-5)$$

将式(5-4)、(5-5)代入式(5-3),得

$$T = \frac{1}{2} F_0 \left[ d_2 \tan(\psi + \varphi_v) + \frac{2}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \right] \quad (5-6)$$

对于 M10 ~ M64 粗牙普通螺纹的钢制螺栓,螺纹升角  $\psi = 1^\circ 42' \sim 3^\circ 2'$ ; 螺纹中径  $d_2 \approx 0.9d$ ; 螺旋副的当量摩擦角  $\varphi_v \approx \arctan 1.155f$  ( $f$  为摩擦系数,无润滑时  $f \approx 0.1 \sim 0.2$ ); 螺栓孔直径  $d_0 \approx 1.1d$ ; 螺母环形支承面的外径  $D_0 \approx 1.5d$ ; 螺母与支承面间的摩擦系数  $f_c = 0.15$ 。将上述各参数代入式(5-6)整理后可得

$$T \approx 0.2 F_0 d \quad (5-7)$$

对于一定公称直径  $d$  的螺栓,当所要求的预紧力  $F_0$  已知时,即可按式(5-7)确定扳手的拧紧力矩  $T$ 。一般标准扳手的长度  $L \approx 15d$ ,若拧紧力为  $F$ ,则  $T = FL$ 。由式(5-7)可得:  $F_0 \approx 75F$ 。假定  $F = 200 \text{ N}$ ,则  $F_0 \approx 15\,000 \text{ N}$ 。如果用这个预紧力拧紧 M12 以下的钢制螺栓,就很可能过载拧断。因此,对于重要的联接,应尽可能不采用直径过小(例如小于 M12)的螺栓。必须使用时,应严格控制其拧紧力矩。

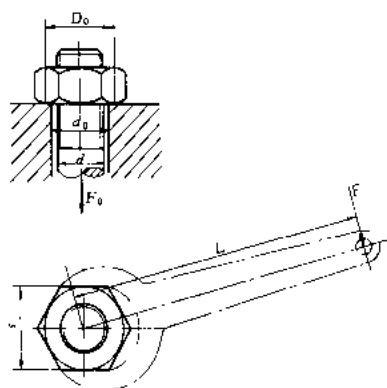


图 5-10 螺旋副的拧紧力矩

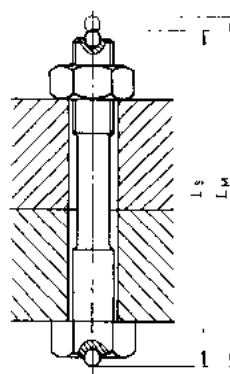


图 5-11 测量螺栓伸长量

采用测力矩扳手或定力矩扳手控制预紧力的方法,操作简便,但准确性较差(因拧紧力矩受摩擦系数波动的影响较大),也不适用于大型的螺栓联接。为此,可采用测定螺栓伸长量的方法

来控制预紧力(图 5-11)。所需的伸长量可根据预紧力的规定值计算。

### § 5-4 螺纹联接的防松

螺纹联接件一般采用单线普通螺纹。螺纹升角( $\psi = 1^\circ 42' \sim 3^\circ 2'$ )小于螺旋副的当量摩擦角( $\varphi_v \approx 6.5^\circ \sim 10.5^\circ$ )。因此,联接螺纹都能满足自锁条件( $\psi < \varphi_v$ )。此外,拧紧以后螺母和螺栓头部等支承面上的摩擦力也有防松作用,所以在静载荷和工作温度变化不大时,螺纹联接不会自动松脱。但在冲击、振动或变载荷的作用下,螺旋副间的摩擦力可能减小或瞬时消失。这种现象多次重复后,就会使联接松脱。在高温或温度变化较大的情况下,由于螺纹联接件和被联接件的材料发生蠕变和应力松弛,也会使联接中的预紧力和摩擦力逐渐减小,最终将导致联接失效。

螺纹联接一旦出现松脱,轻者会影响机器的正常运转,重者会造成严重事故。因此,为了防止联接松脱,保证联接安全可靠,设计时必须采取有效的防松措施。

防松的根本问题在于防止螺旋副在受载时发生相对转动。防松的方法,按其工作原理可分为摩擦防松、机械防松以及铆冲防松等。一般说,摩擦防松简单、方便,但没有机械防松可靠。对于重要的联接,特别是在机器内部的不易检查的联接,应采用机械防松。常用的防松方法,见表 5-3。

表 5-3 螺纹联接常用的防松方法

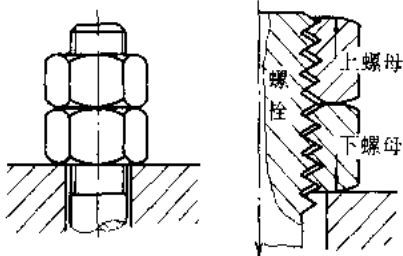
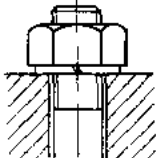
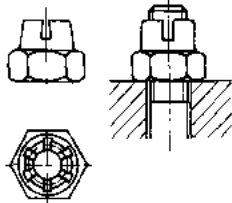
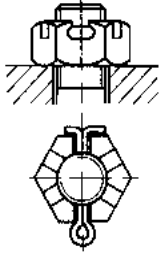
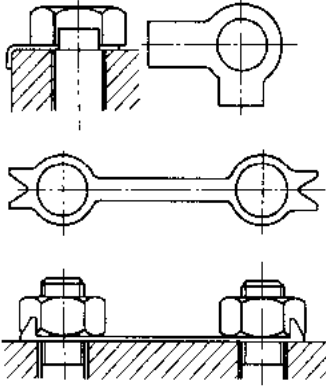
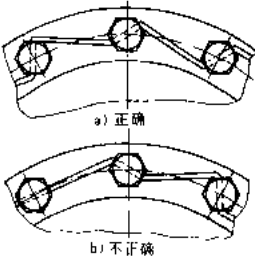
防松方法	结构型式	特点和应用
摩擦防松		<p>两螺母对顶拧紧后,使旋合螺纹间始终受到附加的压力和摩擦力的作用。工作载荷有变动时,该摩擦力仍然存在。旋合螺纹间的接触情况如图所示,下螺母螺纹牙受力较小,其高度可小些,但为了防止装错,两螺母的高度取成相等为宜。</p> <p>结构简单,适用于平稳、低速和重载的固定装置上的联接。</p>
摩擦防松		<p>螺母拧紧后,靠垫圈压平而产生的弹性反力使旋合螺纹间压紧。同时垫圈斜口的尖端抵住螺母与被联接件的支承面也有防松作用。</p> <p>结构简单、使用方便。但由于垫圈的弹力不均,在冲击、振动的工作条件下,其防松效果较差,一般用于不甚重要的联接。</p>
自锁螺母		<p>螺母一端制成非圆形收口或开缝后径向收口。当螺母拧紧后,收口胀开,利用收口的弹力使旋合螺纹间压紧。</p> <p>结构简单,防松可靠,可多次装拆而不降低防松性能。</p>

表 5-3(完)

防松方法	结构型式	特点和应用
开口销与六角开槽螺母		<p>六角开槽螺母拧紧后,将开口销穿入螺栓尾部小孔和螺母的槽内,并将开口销尾部掰开与螺母侧面贴紧。也可用普通螺母代替六角开槽螺母,但需拧紧螺母后再配钻销孔。</p> <p>适用于较大冲击、振动的高速机械中运动部件的联接</p>
机械防松 止动垫圈		<p>螺母拧紧后,将单耳或双耳止动垫圈分别向螺母和被联接件的侧面折弯贴紧,即可将螺母锁住。若两个螺栓需要双联锁紧时,可采用双联止动垫圈,使两个螺母相互制动。</p> <p>结构简单,使用方便,防松可靠。</p>
串联钢丝	 <p>a) 正确</p> <p>b) 不正确</p>	<p>用低碳钢丝穿入各螺钉头部的孔内,将各螺钉串联起来,使其相互制动。使用时必须注意钢丝的穿入方向(上图正确,下图错误)。</p> <p>适用于螺钉组联接,防松可靠,但装拆不便</p>

还有一些特殊的防松方法,例如在旋合螺纹间涂以液体胶粘剂或在螺母末端镶嵌尼龙环等。

此外,还可以采用铆冲方法防松。螺母拧紧后把螺栓末端伸出部分铆死,或利用冲头在螺栓末端与螺母的旋合缝处打冲,利用冲点防松。这种防松方法可靠,但拆卸后联接件不能重复使用。

## § 5-5 螺纹联接的强度计算

螺纹联接包括螺栓联接、双头螺柱联接和螺钉联接等类型。下面以螺栓联接为代表讨论螺纹联接的强度计算方法。所讨论的方法对双头螺柱联接和螺钉联接也同样适用。

当两零件用螺栓进行联接时,常常同时使用若干个螺栓,称为螺栓组。在开始进行强度计算前,先要进行螺栓组的受力分析,找出其中受力最大的螺栓及其所受的力,作为进行强度计算的依据,详见 § 5-6。对构成整个联接的螺栓组而言,所受的载荷可能包括轴向载荷、横向载荷、弯

矩和转矩等。但对其中每一个具体的螺栓而言,其受载的形式不外乎是受轴向力或受横向力。在轴向力(包括预紧力)的作用下,螺栓杆和螺纹部分可能发生塑性变形或断裂;而在横向力的作用下,当采用铰制孔用螺栓时,螺栓杆和孔壁的贴合面上可能发生压溃或螺栓杆被剪断等。根据统计分析,在静载荷下螺栓联接是很少发生破坏的,只有在严重过载的情况下才会发生。就破坏性质而言,约有 90% 的螺栓属于疲劳破坏。而且疲劳断裂常发生在螺纹根部,即截面面积较小并有缺口应力集中的部位(约占其中的 85%),有时也发生在螺栓头与光杆的交接处(约占其中的 15%)。

综上所述,对于受拉螺栓,其主要破坏形式是螺栓杆螺纹部分发生断裂,因而其设计准则是保证螺栓的静力或疲劳拉伸强度;对于受剪螺栓,其主要破坏形式是螺栓杆和孔壁的贴合面上出现压溃或螺栓杆被剪断,其设计准则是保证联接的挤压强度和螺栓的剪切强度,其中联接的挤压强度对联接的可靠性起决定性作用。

螺栓联接的强度计算,首先是根据联接的类型、联接的装配情况(预紧或不预紧)、载荷状态等条件,确定螺栓的受力;然后按相应的强度条件计算螺栓危险截面的直径(螺纹小径)或校核其强度。螺栓的其它部分(螺纹牙、螺栓头、光杆)和螺母、垫圈的结构尺寸,是根据等强度条件及使用经验规定的,通常都不需要进行强度计算,可按螺栓螺纹的公称直径由标准中选定。

### (一) 松螺栓联接强度计算

松螺栓联接装配时,螺母不需要拧紧。在承受工作载荷之前,螺栓不受力。这种联接应用范围有限,例如拉杆、起重吊钩等的螺纹联接均属此类。

现以起重吊钩的螺纹联接为例,说明松螺栓联接的强度计算方法。如图 5-12 所示,当联接承受工作载荷  $F$  时,螺栓所受的工作拉力为  $F$ ,则螺栓危险截面[一般为螺纹牙根圆柱的横截面,参看式(5-2)中对  $A_1$  的说明]的拉伸强度条件为

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \quad (5-8)$$

或 
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad (5-9)$$

式中:  $F$  ——工作拉力,单位为 N;

$d_1$  ——螺栓危险截面的直径,单位为 mm;

$[\sigma]$  ——螺栓材料的许用拉应力,单位为 MPa。

### (二) 紧螺栓联接强度计算

#### 1. 仅承受预紧力的紧螺栓联接

紧螺栓联接装配时,螺母需要拧紧,在拧紧力矩作用下,螺栓除受预紧力  $F_0$  的拉伸而产生拉伸应力外,还受螺纹摩擦力矩  $T_1$ [见式(5-4)]的扭转而产生扭转切应力,使螺栓处于拉伸与扭转的复合应力状态下。因此,进行仅承受预紧力的紧螺栓强度计算时,应综合考虑拉伸应力和扭转切应力的作用。

螺栓危险截面的拉伸应力为

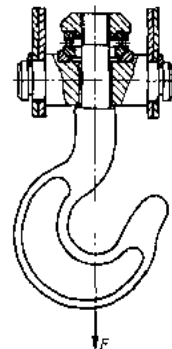


图 5-12 起重吊钩的松螺栓联接

$$\sigma = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \quad (5-10)$$

螺栓危险截面的扭转切应力为

$$\tau = \frac{F_0 \tan(\phi + \phi_v) \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{\tan \phi + \tan \phi_v}{1 - \tan \phi \tan \phi_v} \cdot \frac{2 d_2}{d_1} \cdot \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \quad (5-11)$$

对于 M10 ~ M64 普通螺纹的钢制螺栓, 可取  $\tan \phi_v \approx 0.17$ ,  $\frac{d_2}{d_1} = 1.04 \sim 1.08$ ,  $\tan \phi \approx 0.05$ , 由此可得

$$\tau \approx 0.5 \sigma \quad (5-12)$$

由于螺栓材料是塑性的, 故可根据第四强度理论, 求出螺栓预紧状态下的计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3(0.5\sigma)^2} \approx 1.3\sigma \quad (5-13)$$

由此可见, 对于 M10 ~ M64 普通螺纹的钢制紧螺栓联接, 在拧紧时虽是同时承受拉伸和扭转的联合作用, 但在计算时可以只按拉伸强度计算, 并将所受的拉力(预紧力)增大 30% 来考虑扭转的影响。

当普通螺栓联接承受横向载荷时, 由于预紧力的作用, 将在接合面间产生摩擦力来抵抗工作载荷(图 5-13)。这时, 螺栓仅承受预紧力的作用, 而且预紧力不受工作载荷的影响, 在联接承受工作载荷后仍保持不变。预紧力  $F_0$  的大小, 根据接合面不产生滑移的条件确定。

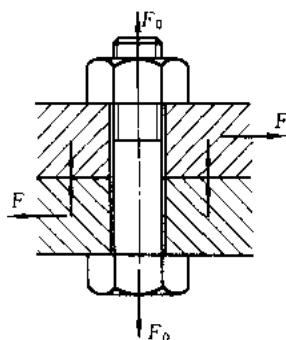
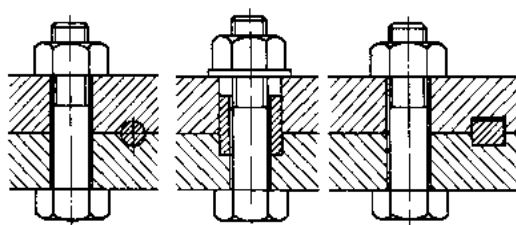


图 5-13 承受横向载荷的普通螺栓联接



a) 减载销      b) 减载套筒      c) 减载键

图 5-14 承受横向载荷的减载零件

螺栓危险截面的拉伸强度条件根据式(5-10)及(5-13)可写为

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3 F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \quad (5-14)$$

式中:  $F_0$  为螺栓所受的预紧力, 单位为 N; 其余符号意义及单位同前。

这种靠摩擦力抵抗工作载荷的紧螺栓联接, 要求保持较大的预紧力(使联接接合面不滑移的预紧力  $F_0 \geq F/f$ , 若  $f = 0.2$ , 则  $F_0 \geq 5F$ ), 会使螺栓的结构尺寸增加。此外, 在振动、冲击或变载荷下, 由于摩擦系数  $f$  的变动, 将使联接的可靠性降低, 有可能出现松脱。

为了避免上述缺陷, 可以考虑用各种减载零件来承担横向工作载荷(图 5-14), 这种具有减

载零件的紧螺栓联接,其联接强度按减载零件的剪切、挤压强度条件计算,而螺纹联接只是保证联接,不再承受工作载荷,因此预紧力不必很大。但这种联接增加了结构和工艺上的复杂性。

## 2. 承受预紧力和工作拉力的紧螺栓联接

这种受力形式在紧螺栓联接中比较常见,因而也是最重要的一种。这种紧螺栓联接承受轴向拉伸工作载荷后,由于螺栓和被联接件的弹性变形,螺栓所受的总拉力并不等于预紧力和工作拉力之和。根据理论分析,螺栓的总拉力除和预紧力  $F_0$ 、工作拉力  $F$  有关外,还受到螺栓刚度  $C_b$  及被联接件刚度  $C_m$  等因素的影响。因此,应从分析螺栓联接的受力和变形的关系入手,找出螺栓总拉力的大小。

图 5-15 表示单个螺栓联接在承受轴向拉伸载荷前后的受力及变形情况。

图 5-15a 是螺母刚好拧到和被联接件相接触,但尚未拧紧。此时,螺栓和被联接件都不受力,因而也不产生变形。

图 5-15b 是螺母已拧紧,但尚未承受工作载荷。此时,螺栓受预紧力  $F_0$  的拉伸作用,其伸长量为  $\lambda_b$ 。相反,被联接件则在  $F_0$  的压缩作用下,其压缩量为  $\lambda_m$ 。

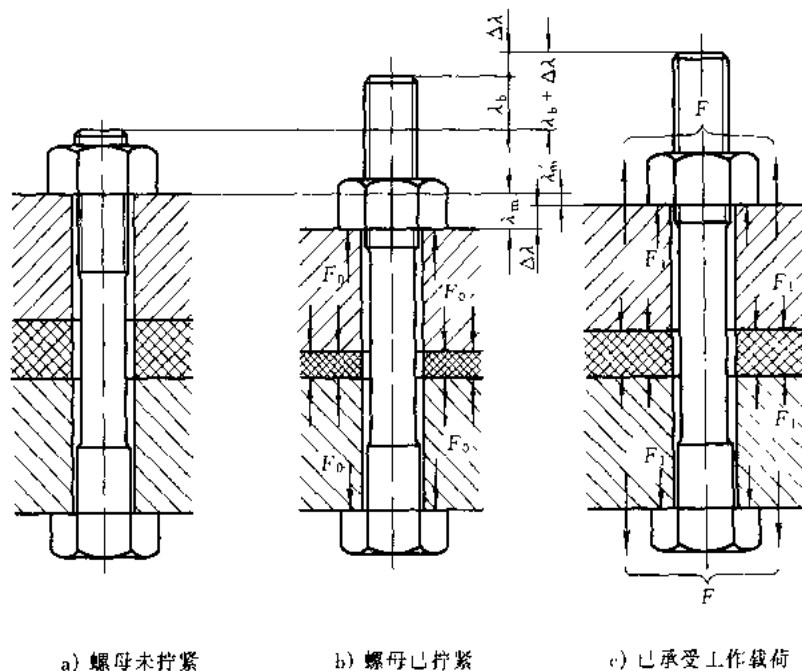


图 5-15 单个紧螺栓联接受力变形图

图 5-15c 是承受工作载荷时的情况。此时若螺栓和被联接件的材料在弹性变形范围内,则两者的受力与变形的关系符合拉(压)虎克定律。当螺栓承受工作载荷后,因所受的拉力由  $F_0$  增至  $F_2$  而继续伸长,其伸长量增加  $\Delta\lambda$ ,总伸长量为  $\lambda_b + \Delta\lambda$ 。与此同时,原来被压缩的被联接件,因螺栓伸长而被放松,其压缩量也随着减小。根据联接的变形协调条件,被联接件压缩变形的减小量应等于螺栓拉伸变形的增加量  $\Delta\lambda$ 。因而,总压缩量为  $\lambda'_m = \lambda_m - \Delta\lambda$ 。而被联接件的压缩力由  $F_0$  减至  $F_1$ 。 $F_1$  称为残余预紧力。

显然,联接受载后,由于预紧力的变化,螺栓的总拉力  $F_2$  并不等于预紧力  $F_0$  与工作拉力  $F$  之和,而等于残余预紧力  $F_1$  与工作拉力  $F$  之和。



上述的螺栓和被联接件的受力与变形关系,还可以用线图表示。如图 5-16 所示,图中纵坐标代表力,横坐标代表变形。螺栓拉伸变形由坐标原点  $O_b$  向右量起;被联接件压缩变形由坐标原点  $O_m$  向左量起。图 a、b 分别表示螺栓和被联接件的受力与变形的关系。由图可见,在联接尚未承受工作拉力  $F$  时,螺栓的拉力和被联接件的压缩力都等于预紧力  $F_0$ 。因此,为分析上的方便,可将图 5-16a 和 b 合并成图 5-16c。

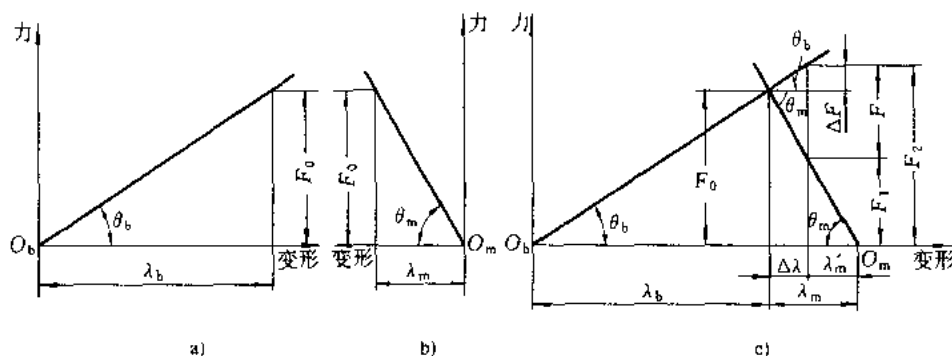


图 5-16 单个紧螺栓联接受力变形线图

如图 5-16c 所示,当联接承受工作载荷  $F$  时,螺栓的总拉力为  $F_2$ ,相应的总伸长量为  $\lambda_b + \Delta\lambda$ ;被联接件的压缩力等于残余预紧力  $F_1$ ,相应的总压缩量为  $\lambda'_m = \lambda_m - \Delta\lambda$ 。由图可见,螺栓的总拉力  $F_2$  等于残余预紧力  $F_1$  与工作拉力  $F$  之和,即

$$F_2 = F_1 + F \quad (5-15)$$

为了保证联接的紧密性,以防止联接受载后结合面间产生缝隙,应使  $F_1 > 0$ 。推荐采用的  $F_1$  为:对于有密封性要求的联接,  $F_1 = (1.5 \sim 1.8) F$ ;对于一般联接,工作载荷稳定时,  $F_1 = (0.2 \sim 0.6) F$ ;工作载荷不稳定时,  $F_1 = (0.6 \sim 1.0) F$ ;对于地脚螺栓联接,  $F_1 \geq F$ 。

螺栓的预紧力  $F_0$  与残余预紧力  $F_1$ 、总拉力  $F_2$  的关系,可由图 5-16 中的几何关系推出。由图 5-16 可得:

$$\begin{aligned} \frac{F_0}{\lambda_b} &= \tan \theta_b = C_b \\ \frac{F_0}{\lambda_m} &= \tan \theta_m = C_m \end{aligned} \quad (5-16)$$

式中  $C_b$ 、 $C_m$  分别表示螺栓和被联接件的刚度,均为定值。

由图 5-16c 得

$$F_0 = F_1 + (F - \Delta F) \quad (a)$$

按图中的几何关系得

$$\frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{\Delta\lambda \tan \theta_b}{\Delta\lambda \tan \theta_m} = \frac{C_b}{C_m}$$

或

$$\Delta F = \frac{C_b}{C_b + C_m} F \quad (b)$$

将式(b)代入式(a)得螺栓的预紧力为

$$F_0 = F_1 + \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F = F_1 + \frac{C_m}{C_b + C_m} F \quad (5-17)$$

螺栓的总拉力为

$$F_2 = F_0 + \Delta F$$

或

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F \quad (5-18)$$

式(5-18)是螺栓总拉力的另一种表达形式。

上式中  $\frac{C_b}{C_b + C_m}$  称为螺栓的相对刚度,其大小与螺栓和被联接件的结构尺寸、材料以及垫片、工作载荷的作用位置等因素有关,其值在 0~1 之间变动。若被联接件的刚度很大,而螺栓的刚度很小(如细长的或中空螺栓),则螺栓的相对刚度趋于零。此时,工作载荷作用后,使螺栓所受的总拉力增加很少。反过来,当螺栓的相对刚度较大时,则工作载荷作用后,将使螺栓所受的总拉力有较大的增加。为了降低螺栓的受力,提高螺栓联接的承载能力,应使  $\frac{C_b}{C_b + C_m}$  值尽量小些。

$\frac{C_b}{C_b + C_m}$  值可通过计算或实验确定。一般设计时,可根据垫片材料不同使用下列推荐数据:金属垫片(或无垫片)0.2~0.3;皮革垫片 0.7;铜皮石棉垫片 0.8;橡胶垫片 0.9。

设计时,可先根据联接的受载情况,求出螺栓的工作拉力  $F$ ,再根据联接的工作要求选取  $F_1$  值,然后按式(5-15)计算螺栓的总拉力  $F_2$ 。求得  $F_2$  值后即可进行螺栓强度计算。考虑到螺栓在总拉力  $F_2$  的作用下可能需要补充拧紧,故仿前将总拉力增加 30% 以考虑扭转切应力的影响。于是螺栓危险截面的拉伸强度条件为

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3 F_2}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \quad (5-19)$$

或

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_2}{\pi [\sigma]}} \quad (5-20)$$

式中各符号的意义及单位同前。

对于受轴向变载荷的重要联接(如内燃机汽缸盖螺栓联接等),除按式(5-19)或(5-20)作静强度计算外,还应根据下述方法对螺栓的疲劳强度作精确校核。

如图 5-17 所示,当工作拉力在 0~ $F$  之间变化时,螺栓所受的总拉力将在  $F_0 \sim F_2$  之间变

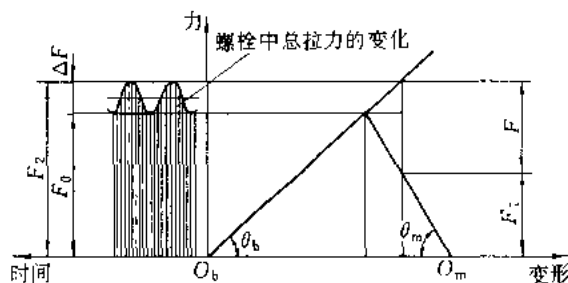


图 5-17 承受轴向变载荷的紧螺栓联接

化。如果不考虑螺纹摩擦力矩的扭转作用,则螺栓危险截面的最大拉应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{F_2}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

最小拉应力(注意此时螺栓中的应力变化规律是  $\sigma_{\min}$  保持不变)为

$$\sigma_{\min} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

应力幅为

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{C_b}{C_b + C_m} \cdot \frac{2F}{\pi d_1^2}$$

由 § 3-2 可知,设螺栓的工作应力点在  $OJGI$  区域内,则其应力线应与极限应力线  $AG$  相交(参看图 3-8),此时可仿式(3-24)校核螺栓危险截面的疲劳强度[如其应力点在  $GIC$  区域内时,则只需仿式(3-18)校核其静强度]。即螺栓的最大应力计算安全系数为<sup>①</sup>

$$S_{ca} = \frac{2\sigma_{-1tc} + (K_\sigma - \psi_\sigma)\sigma_{\min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma)(2\sigma_a + \sigma_{\min})} \geq S$$

式中:  $\sigma_{-1tc}$ ——螺栓材料的对称循环拉压疲劳极限(值见表 5-4),单位为 MPa;

$\psi_\sigma$ ——试件的材料常数,即循环应力中平均应力的折算系数,对于碳素钢,  $\psi_\sigma = 0.1 \sim 0.2$ ,对于合金钢,  $\psi_\sigma = 0.2 \sim 0.3$ ;

$K_\sigma$ ——拉压疲劳强度综合影响系数,如忽略加工方法的影响,则  $K_\sigma = k_\sigma/\epsilon_\sigma$ ,此处  $k_\sigma$  为有效应力集中系数,见第三章附表 3-6,  $\epsilon_\sigma$  为尺寸系数,见附表 3-7;

$S$ ——安全系数,见表 5-10。

表 5-4 螺纹联接件常用材料的疲劳极限(摘自 GB/T 38—1976)

材 料	疲劳极限/MPa	
	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1tc}$
10	160 ~ 220	120 ~ 150
Q215	170 ~ 220	120 ~ 160
35	220 ~ 300	170 ~ 220
45	250 ~ 340	190 ~ 250
40Cr	320 ~ 440	240 ~ 340

### 3. 承受工作剪力的紧螺栓联接

如图 5-18 所示,这种联接是利用铰制孔用螺栓抗剪切来承受载荷  $F$  的。螺栓杆与孔壁之间无间隙,接触表面受挤压;在联接接合面处,螺栓杆则受剪切。因此,应分别按挤压及剪切强度条件计算。

计算时,假设螺栓杆与孔壁表面上的压力分布是均匀的,又因这种联接所受的预紧力很小,

① 对于  $\sigma_{\min}$  保持不变,实用中常根据式(3-25)校核其应力幅的安全系数,该式中的设计安全系数  $S_d$  值可查表 5-10。

所以不考虑预紧力和螺纹摩擦力矩的影响。

螺栓杆与孔壁的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma_p] \quad (5-21)$$

螺栓杆的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_0^2} \leq [\tau] \quad (5-22)$$

式中:  $F$  ——螺栓所受的工作剪力, 单位为 N;

$d_0$  ——螺栓剪切面的直径(可取为螺栓孔的直径),  
单位为 mm;

$L_{\min}$  ——螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度, 单位为 mm, 设计时应使  $L_{\min} \geq 1.25 d_0$ ;

$[\sigma_p]$  ——螺栓或孔壁材料的许用挤压应力, 单位为 MPa。

$[\tau]$  ——螺栓材料的许用切应力, 单位为 MPa。

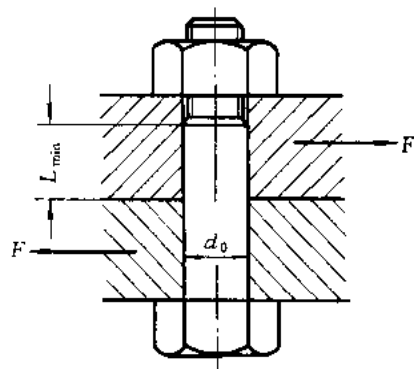


图 5-18 承受工作剪力的紧螺栓联接

## § 5-6 螺栓组联接的设计

大多数机器的螺纹联接件都是成组使用的, 其中以螺栓组联接最具有典型性, 因此, 下面以螺栓组联接为例, 讨论它的设计和计算问题。其基本结论对双头螺柱组、螺钉组联接也同样适用。

设计螺栓组联接时, 首先需要选定螺栓的数目及布置形式; 然后确定螺栓联接的结构尺寸。在确定螺栓尺寸时, 对于不重要的螺栓联接, 可以参考现有的机械设备, 用类比法确定, 不再进行强度校核。但对于重要的联接, 应根据联接的工作载荷, 分析各螺栓的受力状况, 找出受力最大的螺栓进行强度校核。

有关螺栓联接的强度计算方法已在 § 5-5 中介绍, 本节主要讨论螺栓组联接的结构设计和受力分析。

### (一) 螺栓组联接的结构设计

螺栓组联接结构设计的主要目的, 在于合理地确定联接接合面的几何形状和螺栓的布置形式, 力求各螺栓和联接接合面间受力均匀, 便于加工和装配。为此, 设计时应综合考虑以下几方面的问题:

1) 联接接合面的几何形状通常都设计成轴对称的简单几何形状, 如圆形、环形、矩形、框形、三角形等。这样不但便于加工制造, 而且便于对称布置螺栓, 使螺栓组的对称中心和联接接合面的形心重合, 从而保证联接接合面受力比较均匀。

2) 螺栓的布置应使各螺栓的受力合理。对于铰制孔用螺栓联接, 不要在平行于工作载荷的方向上成排地布置八个以上的螺栓, 以免载荷分布过于不均。当螺栓联接承受弯矩或转矩时, 应使螺栓的位置适当靠近联接接合面的边缘, 以减小螺栓的受力(图 5-19)。如果同时承受轴向载荷和较大的横向载荷, 应采用销、套筒、键等抗剪零件来承受横向载荷(参看图 5-14), 以减小螺栓的预紧力及其结构尺寸。

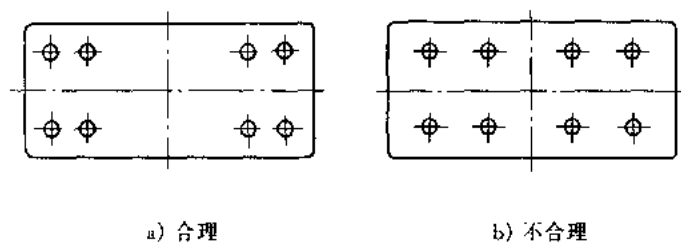
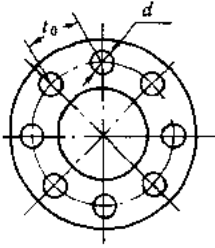


图 5-19 接合面受弯矩或转矩时螺栓的布置

3) 螺栓的排列应有合理的间距、边距。布置螺栓时,各螺栓轴线间以及螺栓轴线和机体壁间的最小距离,应根据扳手所需活动空间的大小来决定。扳手空间的尺寸可查阅有关标准。对于压力容器等紧密性要求较高的重要联接,螺栓的间距  $t_0$  不得大于表 5-5 所推荐的数值。

表 5-5 螺栓间距  $t_0$

	工作压力/MPa					
	$\leq 1.6$	$> 1.6 \sim 4$	$> 4 \sim 10$	$> 10 \sim 16$	$> 16 \sim 20$	$> 20 \sim 30$
	$t_0/\text{mm}$					
	$7d$	$5.5d$	$4.5d$	$4d$	$3.5d$	$3d$

注:表中  $d$  为螺纹公称直径。

4) 分布在同一圆周上的螺栓数目,应取成 4、6、8 等偶数,以便在圆周上钻孔时的分度和画线。同一螺栓组中螺栓的材料、直径和长度均应相同。

5) 避免螺栓承受附加的弯曲载荷。除了要在结构上设法保证载荷不偏心外,还应在工艺上保证被联接件、螺母和螺栓头部的支承面平整,并与螺栓轴线相垂直。在铸、锻件等的粗糙表面上安装螺栓时,应制成凸台或沉头座(图 5-20)。当支承面为倾斜表面时,应采用斜面垫圈(图 5-21)等。

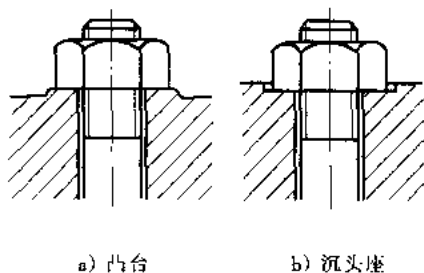


图 5-20 凸台与沉头座的应用

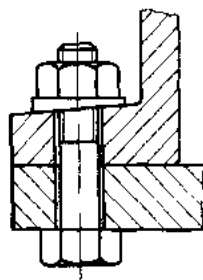


图 5-21 斜面垫圈的应用

螺栓组的结构设计,除综合考虑以上各点外,还包括根据联接的工作条件合理地选择螺栓组的防松装置(详见 § 5-4)。

## (二) 螺栓组联接的受力分析

进行螺栓组联接受力分析的目的在于,根据联接的结构和受载情况,求出受力最大的螺栓及其所受的力,以便进行螺栓联接的强度计算。

为了简化计算,在分析螺栓组联接的受力时,假设所有螺栓的材料、直径、长度和预紧力均相同;螺栓组的对称中心与联接接合面的形心重合;受载后联接接合面仍保持为平面。下面针对几种典型的受载情况,分别加以讨论。

### 1. 受横向载荷的螺栓组联接

图 5-22 所示为一由四个螺栓组成的受横向载荷的螺栓组联接。横向载荷的作用线与螺栓轴线垂直,并通过螺栓组的对称中心。当采用螺栓杆与孔壁间留有间隙的普通螺栓联接时(图 5-22a),靠联接预紧后在接合面间产生的摩擦力来抵抗横向载荷;当采用铰制孔用螺栓联接时(图 5-22b),靠螺栓杆受剪切和挤压来抵抗横向载荷。虽然两者的传力方式不同,但计算时可近似地认为,在横向总载荷  $F_{\Sigma}$  的作用下,各螺栓所承担的工作载荷是均等的。因此,对于铰制孔用螺栓联接,每个螺栓所受的横向工作剪力为

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{z} \quad (5-23)$$

式中  $z$  为螺栓数目。

求得  $F$  后,按式(5-21)与式(5-22)校核螺栓联接的挤压强度与剪切强度。

对于普通螺栓联接,应保证联接预紧后,接合面间所产生的最大摩擦力必须大于或等于横向载荷。

假设各螺栓所需要的预紧力均为  $F_0$ ,螺栓数目为  $z$ ,则其平衡条件为

$$fF_0zi \geq K_s F_{\Sigma} \quad \text{或} \quad F_0 \geq \frac{K_s F_{\Sigma}}{fzi} \quad (5-24)$$

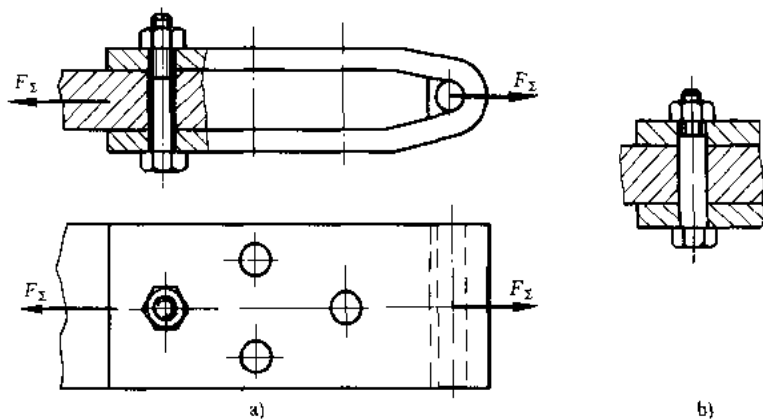


图 5-22 受横向载荷的螺栓组联接

式中:  $f$  ——接合面的摩擦系数,见表 5-6;

$i$  ——接合面数(图 5-22 中,  $i = 2$ );

$K_s$  ——防滑系数,  $K_s = 1.1 \sim 1.3$ 。

由式(5-24)求得预紧力  $F_0$ ,然后按式(5-14)校核螺栓(联接件)的强度。

表 5-6 联接接合面的摩擦系数

被联接件	接合面的表面状态	摩擦系数 $f$
钢或铸铁零件	干燥的加工表面	0.10 ~ 0.16
	有油的加工表面	0.06 ~ 0.10
钢结构件	轧制表面、钢丝刷清理浮锈	0.30 ~ 0.35
	涂富锌漆	0.35 ~ 0.40
	喷砂处理	0.45 ~ 0.55
铸铁对砖料、混凝土或木材	干燥表面	0.40 ~ 0.45

## 2. 受转矩的螺栓组联接

如图 5-23 所示,转矩  $T$  作用在联接接合面内,在转矩  $T$  的作用下,底板将绕通过螺栓组对称中心  $O$  并与接合面相垂直的轴线转动。为了防止底板转动,可以采用普通螺栓联接,也可采用铰制孔用螺栓联接。其传力方式和受横向载荷的螺栓组联接相同。

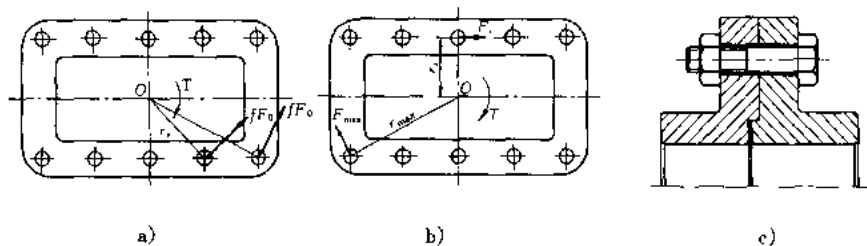


图 5-23 受转矩的螺栓组联接

采用普通螺栓时,靠联接预紧后在接合面间产生的摩擦力矩来抵抗转矩  $T$  (图 5-23a)。假设各螺栓的预紧程度相同,即各螺栓的预紧力均为  $F_0$ ,则各螺栓联接处产生的摩擦力均相等,并假设此摩擦力集中作用在螺栓中心处。为阻止接合面发生相对转动,各摩擦力应与各该螺栓的轴线到螺栓组对称中心  $O$  的连线(即力臂  $r_i$ )相垂直。根据作用在底板上的力矩平衡及联接强度的条件,应有

$$fF_0r_1 + fF_0r_2 + \cdots + fF_0r_z \geq K_s T$$

由上式可得各螺栓所需的预紧力为

$$F_0 \geq \frac{K_s T}{f(r_1 + r_2 + \cdots + r_z)} = \frac{K_s T}{f \sum_{i=1}^z r_i} \quad (5-25)$$

式中:  $f$  ——接合面的摩擦系数,见表 5-6;

$r_i$  ——第  $i$  个螺栓的轴线到螺栓组对称中心  $O$  的距离;

$z$  ——螺栓数目;

$K_s$  ——防滑系数,同前。

由式(5-25)求得预紧力  $F_0$ ,然后按式(5-14)校核螺栓的强度。

采用铰制孔用螺栓时,在转矩  $T$  的作用下,各螺栓受到剪切和挤压作用,各螺栓所受的横向工作剪力和各该螺栓轴线到螺栓组对称中心  $O$  的连线(即力臂  $r_i$ )相垂直(图 5-23b)。为了求得各螺栓的工作剪力的大小,计算时假定底板为刚体,受载后接合面仍保持为平面,则各螺栓的剪切变形量与各该螺栓轴线到螺栓组对称中心  $O$  的距离成正比。即距螺栓组对称中心  $O$  越远,螺栓的剪切变形量越大。如果各螺栓的剪切刚度相同,则螺栓的剪切变形量越大时,其所受的工作剪力也越大。

如图 5-23b 所示,用  $r_i$ 、 $r_{\max}$  分别表示第  $i$  个螺栓和受力最大螺栓的轴线到螺栓组对称中心  $O$  的距离; $F_i$ 、 $F_{\max}$  分别表示第  $i$  个螺栓和受力最大螺栓的工作剪力,则得

$$\frac{F_{\max}}{r_{\max}} = \frac{F_i}{r_i} \quad \text{或} \quad F_i = F_{\max} \frac{r_i}{r_{\max}}, \quad i = 1, 2, \dots, z \quad (5-26)$$

根据作用在底板上的力矩平衡的条件得

$$\sum_{i=1}^z F_i r_i = T \quad (5-27)$$

联解式(5-26)及(5-27),可求得受力最大的螺栓的工作剪力为

$$F_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} \quad (5-28)$$

然后按式(5-21)与式(5-22)校核螺栓联接的挤压强度与剪切强度。

图 5-23c 所示的凸缘联轴器,是承受转矩的螺栓组联接的典型部件。各螺栓的受力根据  $r_1 = r_2 = \dots = r_z$  的关系以及螺栓联接的类型,分别代入式(5-25)或(5-28)即可求得。

### 3. 受轴向载荷的螺栓组联接

图 5-24 为一受轴向总载荷  $F_z$  的汽缸盖螺栓组联接。 $F_z$  的作用线与螺栓轴线平行,并通过螺栓组的对称中心。计算时,认为各螺栓平均受载,则每个螺栓所受的轴向工作载荷为

$$F = \frac{F_z}{z} \quad (5-29)$$

应当指出的是,各螺栓除承受轴向工作载荷  $F$  外,还受有预紧力  $F_0$  的作用。前已说明,各螺栓在工作时所受的总拉力,并不等于  $F$  与  $F_0$  之和,故由式(5-29)求得  $F$  后,即应按式(5-18)算出螺栓的总拉力  $F_2$ ,并按式(5-19)计算螺栓的强度。

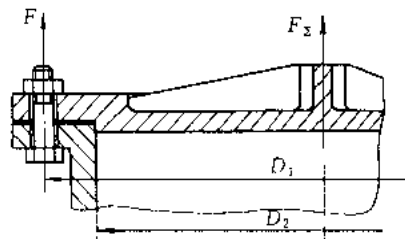


图 5-24 受轴向载荷的螺栓组联接

### 4. 受倾覆力矩的螺栓组联接

图 5-25a 为一受倾覆力矩的底板螺栓组联接。倾覆力矩  $M$  作用在通过  $x-x$  轴并垂直于联接接合面的对称平面内。底板承受倾覆力矩前,由于螺栓已拧紧,螺栓受预紧力  $F_0$ ,有均匀的伸长;地基在各螺栓的  $F_0$  作用下,有均匀的压缩,如图 5-25b 所示。当底板受到倾覆力矩作用后,它绕轴线  $O-O$  倾转一个角度,假定仍保持为平面。此时,在轴线  $O-O$  左侧,地基被放松,螺栓被进一步拉伸;在右侧,螺栓被放松,地基被进一步压缩。底板的受力情况如图 5-25c 所示。



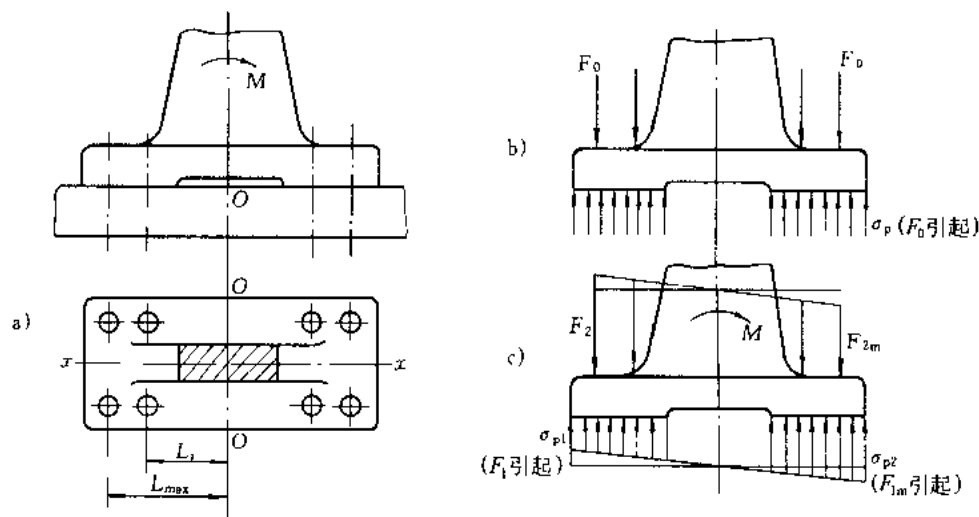


图 5-25 受倾覆力矩的螺栓组联接

上述过程,可用单个螺栓-地基的受力变形图来表示,见图 5-26。为简便起见,地基与底板的互相作用力以作用在各螺栓中心的集中力代表。如图所示,斜线  $O_b A$  表示螺栓的受力变形线,斜线  $O_m A$  表示地基的受力变形线。在倾覆力矩  $M$  作用以前,螺栓和地基的工作点都处于  $A$  点。底板上受到的合力为零。当底板上受到外加的倾覆力矩  $M$  后(相当于图 5-25c 的情况),在倾转轴线  $O-O$  左侧,螺栓与地基的工作点分别移至  $B_1$  与  $C_1$  点。两者作用到底板上的合力的大小等于螺栓的工作载荷  $F$ ,方向向下。在  $O-O$  右侧,螺栓与地基的工作点分别移至  $B_2$  与  $C_2$  点,两者作用到底板上的合力等于载荷  $F_m$ ,其大小等于工作载荷  $F$ ,但方向向上(注意右侧螺栓的工作载荷为零)。作用在  $O-O$  两侧底板上的两个总合力,对  $O-O$  形成一个力矩,这个力矩应与外加的倾覆力矩  $M$  平衡,即

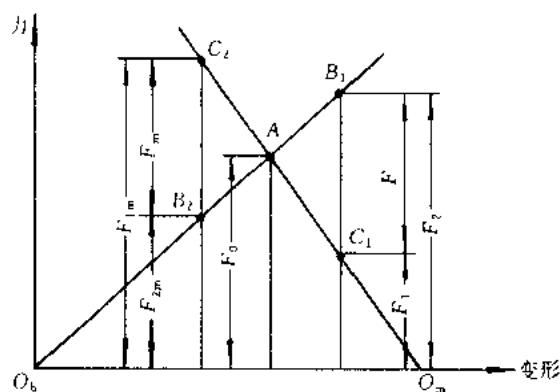


图 5-26 单个螺栓-地基的受力变形图

$$M = \sum_{i=1}^n F_i L_i \quad (5-30)$$

因

$$F_i = F_{\max} \frac{L_i}{L_{\max}}$$

则

$$M = F_{\max} \sum_{i=1}^z \frac{L_i^2}{L_{\max}}$$

或

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2} \quad (5-31)$$

式中  $F_{\max}$  代表最大的工作载荷;  $z$  代表总的螺栓个数;  $L_i$  代表各螺栓轴线到底板轴线  $O-O$  的距离;  $L_{\max}$  表示  $L_i$  中最大的值(图 5-25a)。

为了防止接合面受压最大处被压碎或受压最小处出现间隙,应该检查受载后地基接合面压应力的最大值不超过允许值,最小值不小于零,即有

$$\sigma_{p\max} = \sigma_p + \Delta\sigma_{p\max} \leq [\sigma_p] \quad (5-32)$$

$$\sigma_{p\min} = \sigma_p - \Delta\sigma_{p\max} > 0 \quad (5-33)$$

这里  $\sigma_p = \frac{zF_0}{A}$ , 代表地基接合面在受载前由于预紧力而产生的挤压应力;  $A$  为接合面的有效面积;  $[\sigma_p]$  为地基接合面的许用挤压应力;  $\Delta\sigma_{p\max}$  代表由于加载而在地基接合面上产生的附加挤压应力的最大值,用下式计算:

$$\Delta\sigma_{p\max} = \frac{1}{W} \left( M \frac{C_m}{C_m + C_b} \right) \quad (5-34)$$

式中  $W$  为接合面的有效抗弯截面系数;  $\frac{C_m}{C_m + C_b}$  称为地基的相对刚度。对于刚性大的地基,螺栓刚度相对来说比较小,  $\frac{C_m}{C_m + C_b}$  的值接近于 1, 计算时可取其极限情况,即取  $\frac{C_m}{C_m + C_b} = 1$ , 于是

$$\Delta\sigma_{p\max} \approx \frac{M}{W} \quad (5-35)$$

则式(5-32)、式(5-33)可写成

$$\sigma_{p\max} \approx \frac{zF_0}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma_p] \quad (5-36)$$

$$\sigma_{p\min} \approx \frac{zF_0}{A} - \frac{M}{W} > 0 \quad (5-37)$$

联接接合面材料的许用挤压应力  $[\sigma_p]$ , 可查表 5-7。

表 5-7 联接接合面材料的许用挤压应力  $[\sigma_p]$

材 料	钢	铸 铁	混 凝 土	砖(水泥浆缝)	木 材
$[\sigma_p]/\text{MPa}$	$0.8\sigma_s$	$(0.4 \sim 0.5)\sigma_B$	2.0~3.0	1.5~2.0	2.0~4.0

注:1)  $\sigma_s$  为材料屈服极限,单位为 MPa;  $\sigma_B$  为材料强度极限,单位为 MPa。

2) 当联接接合面的材料不同时,应按强度较弱者选取。

3) 联接承受静载荷时,  $[\sigma_p]$  应取表中较大值;承受变载荷时,则应取较小值。

计算受倾覆力矩的螺栓组的强度时,首先由预紧力  $F_0$ 、最大工作载荷  $F_{\max}$  确定受力最大的螺栓的总拉力  $F_2$ ,由式(5-18)得

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F_{\max} \quad (5-38)$$

然后按式(5-19)进行强度计算。

在实际使用中,螺栓组联接所受的工作载荷常常是以上四种简单受力状态的不同组合。但不论受力状态如何复杂,都可利用静力分析方法将复杂的受力状态简化成上述四种简单受力状态。因此,只要分别计算出螺栓组在这些简单受力状态下每个螺栓的工作载荷,然后将它们向量地迭加起来,便得到每个螺栓的总的工作载荷。一般说,对普通螺栓可按轴向载荷或(和)倾覆力矩确定螺栓的工作拉力;按横向载荷或(和)转矩确定联接所需要的预紧力,然后求出螺栓的总拉力。对铰制孔用螺栓则按横向载荷或(和)转矩确定螺栓的工作剪力。求得受力最大的螺栓及其所受的剪力后,再进行单个螺栓联接的强度计算。

### § 5-7 螺纹联接件的材料及许用应力

#### (一) 螺纹联接件的材料

国家标准规定螺纹联接件按材料的力学性能分出等级(简示于表 5-8、5-9,详见 GB/T 3098.1—2000 和 GB/T 3098.2—2000)。螺栓、螺柱、螺钉的性能等级分为十级,自 3.6 至 12.9。小数点前的数字代表材料的抗拉强度极限的 1/100( $\sigma_B/100$ ),小数点后的数字代表材料的屈服极限( $\sigma_S$ 或  $\sigma_{0.2}$ )与抗拉强度极限( $\sigma_B$ )之比值(屈强比)的 10 倍( $10\sigma_S/\sigma_B$ )。例如性能等级 4.6,其中 4 表示材料的抗拉强度极限为 400 MPa,6 表示屈服极限与抗拉强度极限之比为 0.6。螺母的性能等级分为七级,从 4 到 12。数字粗略表示螺母保证(能承受的)最小应力  $\sigma_{min}$  的 1/100( $\sigma_{min}/100$ )。选用时,须注意所用螺母的性能等级应不低于与其相配螺栓的性能等级。

表 5-8 螺栓、螺钉和螺柱的性能等级

性能等级(标记)	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
抗拉强度极限 $\sigma_B/\text{MPa}$	300	400		500		600	800	900	1 000	1 200
屈服极限 $\sigma_S$ (或 $\sigma_{0.2}$ )/MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
硬度 HBS <sub>min</sub>	90	114	124	147	152	181	238	276	304	366
推荐材料	低碳钢	低碳钢或中碳钢					低碳合金钢,中碳钢,淬火并回火	中碳钢,低、中碳合金钢,合金钢,淬火并回火		合金钢淬火并回火

注:规定性能等级的螺栓、螺母在图纸中只标出性能等级,不应标出材料牌号。

表 5-9 螺母的性能等级

性能等级(标记)	4	5	6	8	9	10	12
螺母保证最小应力 $\sigma_{min}/\text{MPa}$	510 ( $d \geq 16 \sim 39$ )	520 ( $d \geq 3 \sim 4$ , 右同)	600	800	900	1 040	1 150
推荐材料	易切削钢,低碳钢		低碳钢或中碳钢	中碳钢		中碳钢,低、中碳合金钢,淬火并回火	
相配螺栓的性能等级	3.6,4.6,4.8 ( $d > 16$ )	3.6,4.6,4.8 ( $d \leq 16$ );5.6,5.8		6.8	8.8	8.8( $d > 16 \sim 39$ ) 9.8( $d \leq 16$ )	10.9 12.9

注:1) 均指粗牙螺纹螺母。

2) 性能等级为 10、12 的硬度最大值为 38HRC,其余性能等级的硬度最大值为 30HRC。

适合制造螺纹联接件的材料品种很多,常用材料有低碳钢(Q215、10 钢)和中碳钢(Q235、35 钢、45 钢)。对于承受冲击、振动或变载荷的螺纹联接件,可采用低合金钢、合金钢,如 15Cr、40Cr、30CrMnSi 等。标准规定 8.8 和 8.8 级以上的中碳钢、低碳或中碳合金钢都须经淬火并回火处理。对于特殊用途(如防锈蚀、防磁、导电或耐高温等)的螺纹联接件,可采用特种钢或钢合金、铝合金等,并经表面处理(如氧化、镀锌钝化、磷化、镀锡等)。

普通垫圈的材料,推荐采用 Q235、15 钢、35 钢,弹簧垫圈用 65Mn 制造,并经热处理和表面处理。

(二) 螺纹联接件的许用应力

螺纹联接件的许用应力与载荷性质(静、变载荷)、装配情况(松联接或紧联接)以及螺纹联接件的材料、结构尺寸等因素有关。螺纹联接件的许用拉应力按下式确定:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} \tag{5-39}$$

螺纹联接件的许用切应力 $[\tau]$ 和许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 分别按下式确定:

$$[\tau] = \frac{\sigma_s}{S_\tau} \tag{5-40}$$

对于钢  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{S_p} \tag{5-41}$

对于铸铁  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{S_p} \tag{5-42}$

式中: $\sigma_s$ 、 $\sigma_B$  ——分别为螺纹联接件材料的屈服极限和强度极限,见表 5-8,常用铸铁联接件的 $\sigma_B$ 可取 200~250 MPa;

$S$ 、 $S_\tau$ 、 $S_p$ ——安全系数,见表 5-10。

表 5-10 螺纹联接的安全系数  $S$

受载类型			静 载 荷				变 载 荷			
松螺栓联接			1.2~1.7							
紧螺栓联接	受轴向及横向载荷的普通螺栓联接	不控制预紧力的计算		M6~M16	M16~M30	M30~M60		M6~M16	M16~M30	M30~M60
		碳 钢	5~4	4~2.5	2.5~2	碳 钢	12.5~8.5	8.5	8.5~12.5	
		合金钢	5.7~5	5~3.4	3.4~3	合金钢	10~6.8	6.8	6.8~10	
		1.2~1.5				1.2~1.5 ( $S_0=2.5\sim4$ ),参看式(3-25)				
	控制预紧力的计算									
	铰制孔用螺栓联接		钢: $S_r=2.5, S_p=1.25$ 铸铁: $S_p=2.0\sim2.5$				钢: $S_r=3.5\sim5, S_p=1.5$ 铸铁: $S_p=2.5\sim3.0$			

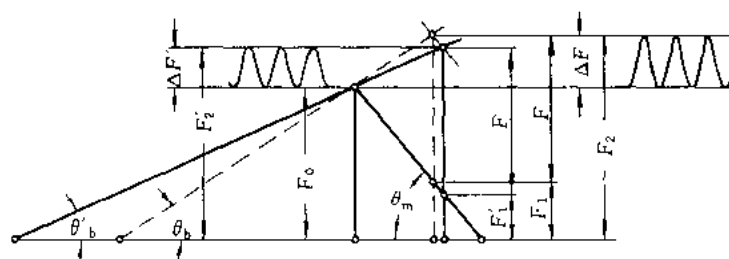
## § 5-8 提高螺纹联接强度的措施

以螺栓联接为例,螺栓联接的强度主要取决于螺栓的强度,因此,研究影响螺栓强度的因素和提高螺栓强度的措施,对提高联接的可靠性有着重要的意义。

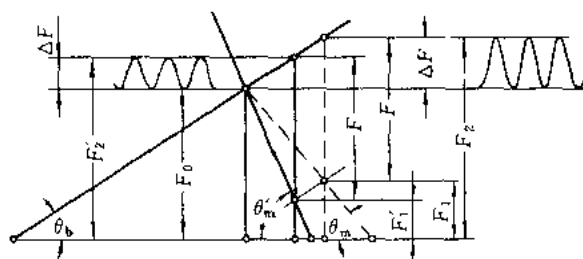
影响螺栓强度的因素很多,主要涉及到螺纹牙的载荷分配、应力变化幅度、应力集中、附加应力、材料的机械性能和制造工艺等几个方面。下面分析各种因素对螺栓强度的影响以及提高强度的相应措施。

### (一) 降低影响螺栓疲劳强度的应力幅

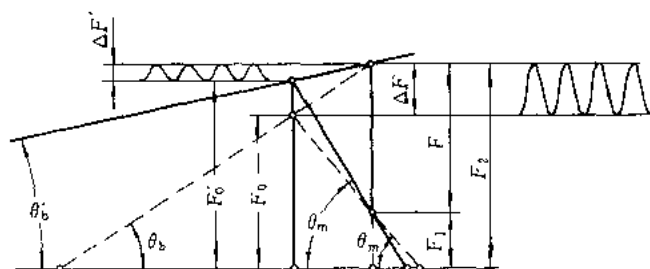
根据理论与实践可知,受轴向变载荷的紧螺栓联接,在最小应力不变的条件下,应力幅越小,则螺栓越不容易发生疲劳破坏,联接的可靠性越高。当螺栓所受的工作拉力在  $0 \sim F$  之间变化时,则螺栓的总拉力将在  $F_0 \sim F_2$  之间变动。由式(5-18)可知,在保持预紧力  $F_0$  不变的条件下,



a) 降低螺栓的刚度 ( $C_b' < C_b$ , 即  $\theta_b' < \theta_b$ )



b) 增大被联接件的刚度 ( $C_m' > C_m$ , 即  $\theta_m' > \theta_m$ )



c) 同时采用三种措施 ( $F_0' > F_0$ ,  $C_b' < C_b$ ,  $C_m' > C_m$ )

图 5-27 提高螺栓联接变应力强度的措施

若减小螺栓刚度  $C_b$  或增大被联接件刚度  $C_m$ , 都可以达到减小总拉力  $F_2$  的变动范围(即减小应力幅  $\sigma_s$ )的目的。但由式(5-17)可知, 在  $F_0$  给定的条件下, 减小螺栓刚度  $C_b$  或增大被联接件的刚度  $C_m$ , 都将引起残余预紧力  $F_1$  减小, 从而降低了联接的紧密性。因此, 若在减小  $C_b$  和增大  $C_m$  的同时, 适当增加预紧力  $F_0$ , 就可以使  $F_1$  不致减小太多或保持不变。这对改善联接的可靠性和紧密性是有利的。但预紧力不宜增加过大, 必须控制在所规定的范围内[见式(5-2)], 以免过分削弱螺栓的静强度。

图 5-27a、b、c 分别表示单独降低螺栓刚度、单独增大被联接件刚度和把这两种措施与增大预紧力同时并用时, 螺栓联接的载荷变化情况。

为了减小螺栓的刚度, 可适当增加螺栓的长度, 或采用图 5-28 所示的腰状杆螺栓和空心螺栓。如果在螺母下面安装上弹性元件(图 5-29), 其效果和采用腰状杆螺栓或空心螺栓时相似。

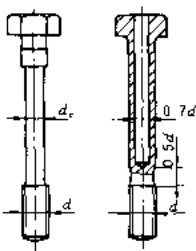


图 5-28 腰状杆螺栓与空心螺栓

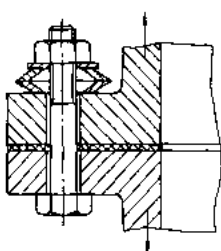
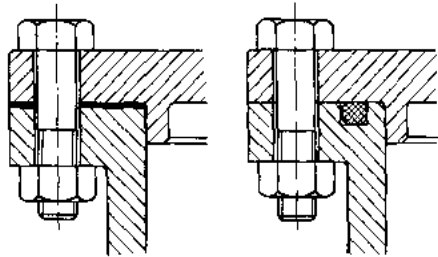


图 5-29 弹性元件



a) 软垫片密封      b) 密封环密封  
图 5-30 气缸密封元件

为了增大被联接件的刚度, 可以不用垫片或采用刚度较大的垫片。对于需要保持紧密性的联接, 从增大被联接件的刚度的角度来看, 采用较软的汽缸垫片(图 5-30a)并不合适。此时以采用刚度较大的金属垫片或密封环较好(图 5-30b)。

## (二) 改善螺纹牙上载荷分布不均的现象

不论螺栓联接的具体结构如何, 螺栓所受的总拉力  $F_2$  都是通过螺栓和螺母的螺纹牙面相接触来传递的。由于螺栓和螺母的刚度及变形性质不同, 即使制造和装配都很精确, 各圈螺纹牙上的受力也是不同的。如图 5-31 所示, 当联接受载时, 螺栓受拉伸, 外螺纹的螺距增大; 而螺母受压缩, 内螺纹的螺距减小。由图可知, 螺纹螺距的变化差以旋合的第一圈处为最大。以后各圈递减。旋合螺纹间的载荷分布, 如图 5-32 所示。实验证明, 约有  $1/3$  的载荷集中在第一圈上, 第八圈以后的螺纹牙几乎不承受载荷。因此, 采用螺纹牙圈数过多的加厚螺母, 并不能提高联接的强度。

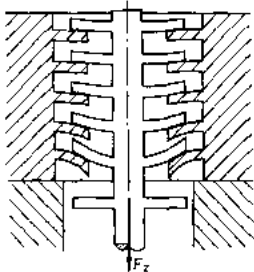


图 5-31 旋合螺纹的变形示意图

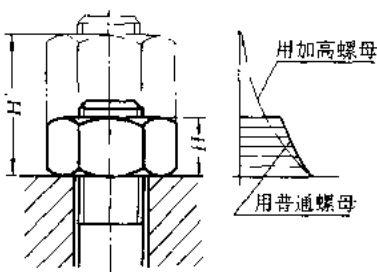


图 5-32 旋合螺纹间的载荷分布

为了改善螺纹牙上的载荷分布不均程度,常采用悬置螺母、减小螺栓旋合段本来受力较大的几圈螺纹牙的受力面或采用钢丝螺套,现分述于后。

图 5-33a 为悬置螺母,螺母的旋合部分全部受拉,其变形性质与螺栓相同,从而可以减小两者的螺距变化差,使螺纹牙上的载荷分布趋于均匀。图 5-33b 为环槽螺母,这种结构可以使螺母内缘下端(螺栓旋入端)局部受拉,其作用和悬置螺母相似,但其载荷均布的效果不及悬置螺母。

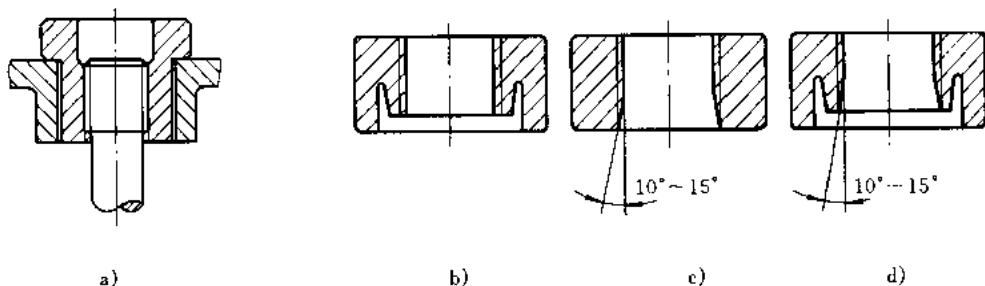


图 5-33 均载螺母结构

图 5-33c 为内斜螺母。螺母下端(螺栓旋入端)受力大的几圈螺纹处制成  $10^\circ \sim 15^\circ$  的斜角,使螺栓螺纹牙的受力面由上面下逐渐外移。这样,螺栓旋合段下部的螺纹牙在载荷作用下,容易变形,而载荷将向上转移使载荷分布趋于均匀。

图 5-33d 所示的螺母结构,兼有环槽螺母和内斜螺母的作用。这些特殊结构的螺母,由于加工比较复杂,所以只限于重要的或大型的联接上使用。

图 5-34 为钢丝螺套。它主要用来旋入轻合金的螺纹孔内,旋入后将安装柄根在缺口处折断,然后才旋上螺栓。因它具有一定的弹性,可以起到均载的作用,再加上它还有减振的作用,故能显著提高螺纹联接件的疲劳强度。

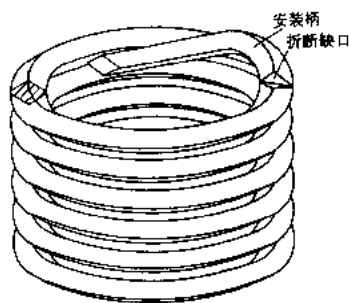
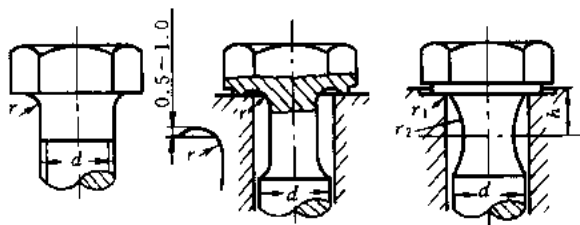


图 5-34 钢丝螺套

### (三) 减小应力集中的影响

螺栓上的螺纹(特别是螺纹的收尾)、螺栓头和螺栓杆的过渡处以及螺栓横截面面积发生变化的部位等,都要产生应力集中。为了减小应力集中的程度,可以采用较大的圆角和卸载结构(图 5-35),或将螺纹收尾改为退刀槽等。但应注意,采用一些特殊结构会使制造成本增高。



a) 加大圆角

b) 卸载槽

c) 卸载过渡结构

$$r = 0.2d; r_1 \approx 0.15d; r_2 \approx 1.0d; h \approx 0.5d$$

图 5-35 圆角和卸载结构

此外,在设计、制造和装配上应力求避免螺纹联接产生附加弯曲应力,以免严重降低螺栓的强度。为了减小附加弯曲应力,要从结构、制造和装配等方面采取措施。例如规定螺母、螺栓头部和被联接件的支承面的加工要求,以及螺纹的精度等级、装配精度等;或者采用球面垫圈(图 5-36)、带有腰环(图 5-37)或细长的螺栓等来保证螺栓联接的装配精度。至于在结构上应注意的问题,可参考 § 5-6 中的有关内容,这里不再赘述。

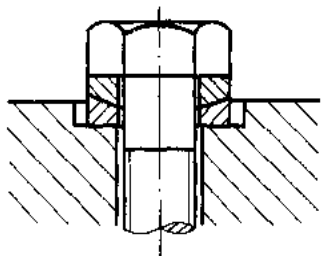


图 5-36 球面垫圈

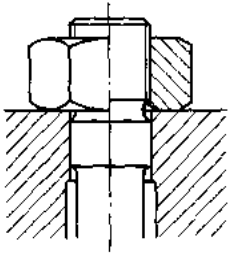


图 5-37 腰环螺栓联接

#### (四) 采用合理的制造工艺方法

采用冷镦螺栓头部和滚压螺纹的工艺方法,可以显著提高螺栓的疲劳强度。这是因为除可降低应力集中外,冷镦和滚压工艺不切断材料纤维,金属流线的走向合理(图 5-38),而且有冷作硬化的效果,并使表层留有残余应力。因而滚压螺纹的疲劳强度可较切削螺纹的疲劳强度提高 30%~40%。如果热处理后再滚压螺纹,其疲劳强度可提高 70%~100%。这种冷镦和滚压工艺还具有材料利用率高、生产效率高和制造成本低等优点。

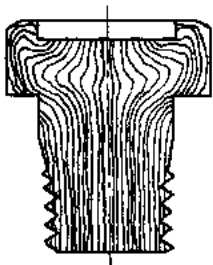


图 5-38 冷镦与滚压加工螺栓中的金属流线

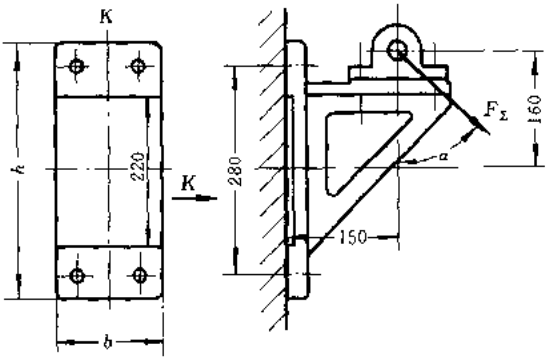


图 5-39 托架底板螺栓组联接

此外,在工艺上采用氮化、氰化、喷丸等处理,都是提高螺纹联接件疲劳强度的有效方法。

**例题** 图 5-39 所示为一固定在钢制立柱上的铸铁托架,已知总载荷  $F_Z = 4\,800\text{ N}$ ,其作用线与垂直线的夹角  $\alpha = 50^\circ$ ,底板高  $h = 340\text{ mm}$ ,宽  $b = 150\text{ mm}$ ,试设计此螺栓组联接。

**[解]** 1. 螺栓组结构设计

采用如图所示的结构,螺栓数  $z = 4$ ,对称布置。

2. 螺栓受力分析

1) 在总载荷  $F_Z$  的作用下,螺栓组联接承受以下各力和倾覆力矩的作用:

轴向力( $F_Z$  的水平分力  $F_{ZK}$ ,作用于螺栓组中心,水平向右)



$$F_{\Sigma h} = F_{\Sigma} \sin \alpha = 4\,800 \text{ N} \cdot \sin 50^\circ = 3\,677 \text{ N}$$

横向力 ( $F_{\Sigma}$  的垂直分力  $F_{\Sigma h}$ , 作用于接合面, 垂直向下)

$$F_{\Sigma v} = F_{\Sigma} \cos \alpha = 4\,800 \text{ N} \cdot \cos 50^\circ = 3\,085 \text{ N}$$

倾覆力矩 (顺时针方向)

$$M = F_{\Sigma h} \times 16 + F_{\Sigma v} \times 15 = 105\,107 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

2) 在轴向力  $F_{\Sigma h}$  的作用下, 各螺栓所受的工作拉力为

$$F_a = \frac{F_{\Sigma h}}{z} = \frac{3\,677}{4} \text{ N} = 919 \text{ N}$$

3) 在倾覆力矩  $M$  的作用下, 上面两螺栓受到加载作用, 而下面两螺栓受到减载作用, 故上面的螺栓受力较大, 所受的载荷按式 (5-31) 确定

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2} = \frac{105\,107 \times 14}{2 \times (14^2 + 14^2)} \text{ N} = 1\,877 \text{ N}$$

故上面的螺栓所受的轴向工作载荷为

$$F = F_a + F_{\max} = 919 \text{ N} + 1\,877 \text{ N} = 2\,796 \text{ N}$$

4) 在横向力  $F_{\Sigma v}$  的作用下, 底板联接接合面可能产生滑移, 根据底板接合面不滑移的条件

$$f \left( zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m} F_{\Sigma h} \right) \geq K_s F_{\Sigma v}$$

由表 5-6 查得接合面间的摩擦系数  $f = 0.16$ , 并取  $\frac{C_b}{C_b + C_m} = 0.2$ , 则  $\frac{C_m}{C_b + C_m} = 1 - \frac{C_b}{C_b + C_m} = 0.8$ , 取防滑系数  $K_s = 1.2$ , 则各螺栓所需要的预紧力为

$$F_0 \geq \frac{1}{z} \left( \frac{K_s F_{\Sigma v}}{f} + \frac{C_m}{C_b + C_m} F_{\Sigma h} \right) = \frac{1}{4} \times \left( \frac{1.2 \times 3\,085}{0.16} + 0.8 \times 3\,677 \right) \text{ N} = 6\,520 \text{ N}$$

5) 上面每个螺栓所受的总拉力  $F_2$  按式 (5-18) 求得

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F = 6\,520 \text{ N} + 0.2 \times 2\,796 \text{ N} = 7\,079 \text{ N}$$

### 3. 确定螺栓直径

选择螺栓材料为 Q235、性能等级为 4.6 的螺栓, 由表 5-8 查得材料屈服极限  $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$ , 由表 5-10 查得

安全系数  $S = 1.5$ , 故螺栓材料的许用应力  $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{240}{1.5} \text{ MPa} = 160 \text{ MPa}$ 。

根据式 (5-20) 求得螺栓危险截面的直径 (螺纹小径  $d_1$ ) 为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_2}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 7\,079}{3.1416 \times 160}} \text{ mm} = 8.6 \text{ mm}$$

按粗牙普通螺纹标准 (GB 196—81), 选用螺纹公称直径  $d = 12 \text{ mm}$  (螺纹小径  $d_1 = 10.106 \text{ mm} > 8.6 \text{ mm}$ )。

### 4. 校核螺栓组联接接合面的工作能力

1) 联接接合面下端的挤压应力不超过许用值, 以防止接合面压碎。参考式 (5-36), 有

$$\begin{aligned} \sigma_{p\max} &= \frac{1}{A} \left( zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m} F_{\Sigma h} \right) + \frac{M}{W} \\ &= \left[ \frac{1}{15 \times (34 - 22)} \times (4 \times 6\,520 - 0.8 \times 3\,677) + \frac{105\,107}{\frac{15}{12 \times \frac{34}{2}} \times (34^3 - 22^3)} \right] \text{ N/cm}^2 \\ &= 184.6 \text{ N/cm}^2 = 1.84 \text{ MPa} \end{aligned}$$

由表 5-7 查得  $[\sigma_p] = 0.5\sigma_B = 0.5 \times 250 \text{ MPa} = 125 \text{ MPa} \gg 1.84 \text{ MPa}$ , 故联接接合面下端不致压碎。

2) 联接接合面上端应保持一定的残余预紧力, 以防止托架受力时接合面间产生间隙, 即  $\sigma_{pmin} > 0$ , 参考式 (5-37), 有

$$\sigma_{pmin} = \frac{1}{A} \left( zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m} F_{\Sigma h} \right) - \frac{M}{W} = 72.44 \text{ N/cm}^2 \approx 0.72 \text{ MPa} > 0$$

故接合面上端受压最小处不会产生间隙。

5. 校核螺栓所需的预紧力是否合适

参考式 (5-2), 对碳素钢螺栓, 要求

$$F_0 \leq (0.6 \sim 0.7) \sigma_s A_1$$

已知  $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$ ,  $A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} \times 10.106^2 \text{ mm}^2 = 80.214 \text{ mm}^2$ , 取预紧力下限即

$$0.6\sigma_s A_1 = 0.6 \times 240 \times 80.214 \text{ N} = 11\,550.8 \text{ N}$$

要求的预紧力  $F_0 = 6\,520 \text{ N}$ , 小于上值, 故满足要求。

确定螺栓的公称直径后, 螺栓的类型、长度、精度以及相应的螺母、垫圈等结构尺寸, 可根据底板厚度、螺栓在立柱上的固定方法及防松装置等全面考虑后定出, 此处从略。

## § 5-9 螺旋传动

### (一) 螺旋传动的类型和应用

螺旋传动是利用螺杆和螺母组成的螺旋副来实现传动要求的。它主要用于将回转运动转变为直线运动, 同时传递运动和动力。

根据螺杆和螺母的相对运动关系, 螺旋传动的常用运动形式, 主要有以下两种: 图 5-40a 是螺杆转动, 螺母移动, 多用于机床的进给机构中; 图 5-40b 是螺母固定, 螺杆转动并移动, 多用于螺旋起重器(千斤顶, 参看图 5-41)或螺旋压力机中。

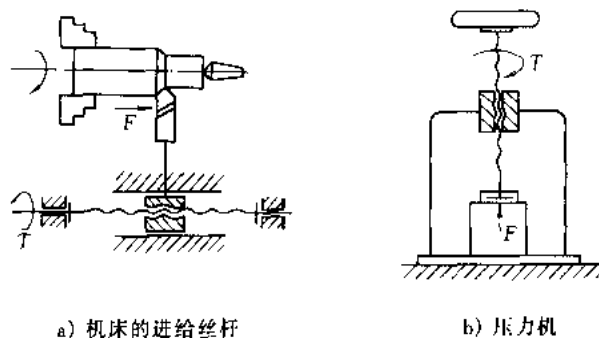


图 5-40 螺旋传动的运动形式

螺旋传动按其用途不同, 可分为以下三种类型:

1) 传力螺旋 它以传递动力为主, 要求以较小的转矩产生较大的轴向推力, 用以克服工件阻力, 如各种起重或加压装置的螺旋。这种传力螺旋主要是承受很大的轴向力, 一般为间歇性工作, 每次的工作时间较短, 工作速度也不高, 而且通常需有自锁能力。

2) 传导螺旋 它以传递运动为主, 有时也承受较大的轴向载荷, 如机床进给机构的螺旋等。传导螺旋常需在较长的时间内连续工作, 工作速度较高, 因此要求具有较高的传动精度。

3) 调整螺旋 它用以调整、固定零件的相对位置,如机床、仪器及测试装置中的微调机构的螺旋。调整螺旋不经常转动,一般在空载下调整。

螺旋传动按其螺旋副的摩擦性质不同,又可分为滑动螺旋(滑动摩擦)、滚动螺旋(滚动摩擦)和静压螺旋(流体摩擦)。滑动螺旋结构简单,便于制造,易于自锁,但其主要缺点是摩擦阻力大,传动效率低(一般为30%~40%),磨损快,传动精度低等。相反,滚动螺旋和静压螺旋的摩擦阻力小,传动效率高(一般为90%以上),但结构复杂,特别是静压螺旋还需要供油系统。因此,只有在高精度、高效率的重要传动中才宜采用,如数控、精密机床,测试装置或自动控制系统中的螺旋传动等。

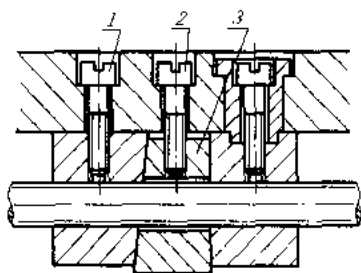
本节重点讨论滑动螺旋传动的设计和计算,对滚动螺旋和静压螺旋只作简单的介绍。

## (二) 滑动螺旋的结构和材料

### 1. 滑动螺旋的结构

螺旋传动的结构主要是指螺杆、螺母的固定和支承的结构形式。螺旋传动的工作刚度与精度等和支承结构有直接关系,当螺杆短而粗且垂直布置时,如起重及加压装置的传力螺旋,可以利用螺母本身作为支承(图5-41)。当螺杆细长且水平布置时,如机床的传导螺旋(丝杠)等,应在螺杆两端或中间附加支承,以提高螺杆的工作刚度。螺杆的支承结构和轴的支承结构基本相同,可参看第十二、十三两章有关内容。此外,对于轴向尺寸较大的螺杆,应采用对接的组合结构代替整体结构,以减少制造工艺上的困难。

螺母的结构有整体螺母、组合螺母和剖分螺母等形式。整体螺母结构简单,但由磨损而产生的轴向间隙不能补偿,只适合在精度要求较低的螺旋中使用。对于经常双向传动的传导螺旋,为了消除轴向间隙和补偿旋合螺纹的磨损,避免反向传动时的空行程,常采用组合螺母或剖分螺母。图5-42是利用调整楔块来定期调整螺旋副的轴向间隙的一种组合螺母的结构型式。



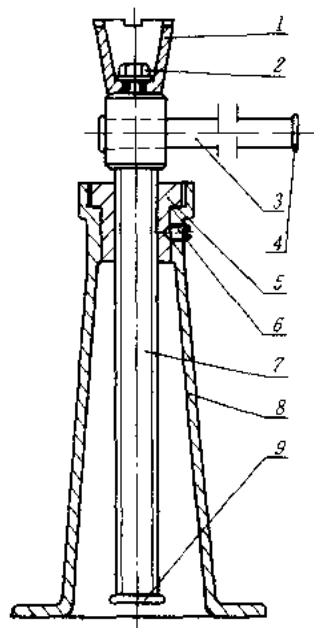
1—固定螺钉;2—调整螺钉;3—调整楔块

图 5-42 组合螺母

滑动螺旋采用的螺纹类型有矩形、梯形和锯齿形。其中以梯形和锯齿形螺纹应用最广。螺杆常用右旋螺纹,只有在某些特殊的场合,如车床横向进给丝杠,为了符合操作习惯,才采用左旋螺纹。传力螺旋和调整螺旋要求自锁时,应采用单线螺纹。对于传导螺旋,为了提高其传动效率及直线运动速度,可采用多线螺纹(线数 $n=3\sim 4$ ,甚至多达6)。

### 2. 螺杆和螺母的材料

螺杆材料要有足够的强度和耐磨性。螺母材料除要有足够的强度外,还要求在与螺杆材料配合时摩擦系数小和耐磨。螺旋传动常用的材料见表5-11。



1—托杯;2—螺钉;3—手柄;4—挡环;  
5—螺母;6—紧定螺钉;7—螺杆;  
8—底座;9—挡环

图 5-41 螺旋起重器

表 5-11 螺旋传动常用的材料

螺旋副	材料牌 号	应 用 范 围
螺 杆	Q235、Q275、45、50	材料不经热处理,适用于经常运动,受力不大,转速较低的传动
	40Cr、65Mn、T12、40WMn	材料需经热处理,以提高其耐磨性,适用于重载、转速较高的重要传动
	20CrMnTi	
	9Mn2V、CrWMn	材料需经热处理,以提高其尺寸的稳定性,适用于精密传动螺旋传动
	38CrMoAl	
螺 母	ZCuSn10Pb、ZCuSn5Pb5Zn5(铸锡青铜)	材料耐磨性好,适用于一般传动
	ZCuAl9Fe4Ni4Mn2(铸铝青铜)	材料耐磨性好,强度高,适用于重载、低速的传动。对于尺寸较大或高速传动,螺母可采用钢或铸铁制造,内孔浇注青铜或巴氏合金
	ZCuZn25Al6Fe3Mn3(铸铝黄铜)	

### (三) 滑动螺旋传动的设计计算

滑动螺旋工作时,主要承受转矩及轴向拉力(或压力)的作用,同时在螺杆和螺母的旋合螺纹间有较大的相对滑动。其失效形式主要是螺纹磨损。因此,滑动螺旋的基本尺寸(即螺杆直径与螺母高度),通常是根据耐磨性条件确定的。对于受力较大的传力螺旋,还应校核螺杆危险截面以及螺母螺纹牙的强度,以防止发生塑性变形或断裂;对于要求自锁的螺杆应校核其自锁性;对于精密的传动螺旋应校核螺杆的刚度(螺杆的直径应根据刚度条件确定),以免受力后由于螺距的变化引起传动精度降低;对于长径比很大的螺杆,应校核其稳定性,以防止螺杆受压后失稳;对于高速的长螺杆还应校核其临界转速,以防止产生过度的横向振动等。在设计时,应根据螺旋传动的类型、工作条件及其失效形式等,选择不同的设计准则,而不必逐项进行校核。

下面主要介绍耐磨性计算和几项常用的校核计算方法。

#### 1. 耐磨性计算

滑动螺旋的磨损与螺纹工作面上的压力、滑动速度、螺纹表面粗糙度以及润滑状态等因素有关。其中最主要的是螺纹工作面上的压力,压力越大螺旋副间越容易形成过度磨损。因此,滑动螺旋的耐磨性计算,主要是限制螺纹工作面上的压力 $p$ ,使其小于材料的许用压力 $[p]$ 。

如图 5-43 所示,假设作用于螺杆的轴向力为 $F$ (单位为 N),螺纹的承压面积(指螺纹工作表面投影到垂直于轴向力的平面上的面积)为 $A$ (单位为 $\text{mm}^2$ ),螺纹中径为 $d_2$ (单位为 mm),螺纹工作高度为 $h$ (单位为 mm),螺纹螺距为 $P$ (单位为 mm),螺母高度为 $H$ (单位为 mm),螺纹工作圈数为 $u = \frac{H}{P}$ ,则螺纹工作面上的耐磨性条件为

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d_2 h u} = \frac{FP}{\pi d_2 h H} \leq [p] \quad (5-43)$$

上式可作为校核计算用。为了导出设计计算式,令 $\phi = \frac{H}{d_2}$ ,则 $H = \phi d_2$ 。代入式(5-43)整理后可得

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{FP}{\pi h \phi [p]}} \quad (5-44)$$

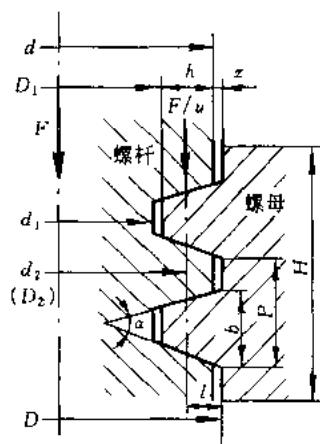


图 5-43 螺旋副受力

对于矩形和梯形螺纹,  $h = 0.5P$ , 则

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\phi[p]}} \quad (5-45)$$

对于 30° 锯齿形螺纹,  $h = 0.75P$ , 则

$$d_2 \geq 0.65 \sqrt{\frac{F}{\phi[p]}} \quad (5-46)$$

螺母高度

$$H = \phi d_2 \quad (5-47)$$

式中:  $[p]$  为材料的许用压力, 单位为 MPa, 见表 5-12;  $\phi$  值一般取 1.2~3.5。对于整体螺母, 由于磨损后不能调整间隙, 为使受力分布比较均匀, 螺纹工作圈数不宜过多, 故取  $\phi = 1.2 \sim 2.5$ ; 对于剖分螺母和兼作支承的螺母, 可取  $\phi = 2.5 \sim 3.5$ ; 只有传动精度较高, 载荷较大, 要求寿命较长时, 才允许取  $\phi = 4$ 。

根据公式算得螺纹中径  $d_2$  后, 应按国家标准选取相应的公称直径  $d$  及螺距  $P$ 。螺纹工作圈数不宜超过 10 圈。

螺纹几何参数确定后, 对于有自锁性要求的螺旋副, 还应校核螺旋副是否满足自锁条件, 即

$$\psi \leq \varphi_v = \arctan \frac{f}{\cos \beta} = \arctan f_v \quad (5-48)$$

式中:  $\psi$  为螺纹升角;  $f_v$  为螺旋副的当量摩擦系数;  $f$  为摩擦系数, 见表 5-12。

表 5-12 滑动螺旋副材料的许用压力  $[p]$  及摩擦系数  $f$

螺杆-螺母的材料	滑动速度/(m/min)	许用压力/MPa	摩擦系数 $f$
钢-青铜	低速	18~25	0.08~0.10
	$\leq 3.0$	11~18	
	6~12	7~10	
	> 15	1~2	
淬火钢-青铜	6~12	10~13	0.06~0.08
钢-铸铁	< 2.4	13~18	0.12~0.15
	6~12	4~7	
钢-钢	低速	7.5~13	0.11~0.17

注: 1) 表中许用压力值适用于  $\phi = 2.5 \sim 4$  的情况。当  $\phi < 2.5$  时可提高 20%; 若为剖分螺母时应降低 15%~20%。

2) 表中摩擦系数起动时取大值, 运转中取小值。

## 2. 螺杆的强度计算

受力较大的螺杆需进行强度计算。螺杆工作时承受轴向压力(或拉力)  $F$  和扭矩  $T$  的作用。螺杆危险截面上既有压缩(或拉伸)应力, 又有切应力。因此, 校核螺杆强度时, 应根据第四强度理论求出危险截面的计算应力  $\sigma_{ca}$ , 其强度条件为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_T}\right)^2} \leq [\sigma]$$

或

$$\sigma_{ca} = \frac{1}{A} \sqrt{F^2 + 3 \left( \frac{4T}{d_1} \right)^2} \leq [\sigma] \quad (5-49)$$

式中:  $F$  ——螺杆所受的轴向压力(或拉力), 单位为 N;

$A$  ——螺杆螺纹段的危险截面面积;  $A = \frac{\pi}{4} d_1^2$ , 单位为  $\text{mm}^2$ ;

$W_T$  ——螺杆螺纹段的抗扭截面系数,  $W_T = \frac{\pi d_1^3}{16} = A \frac{d_1}{4}$ , 单位为  $\text{mm}^3$ ;

$d_1$  ——螺杆螺纹小径, 单位为 mm;

$T$  ——螺杆所受的扭矩,  $T = F \tan(\phi + \phi_v) \frac{d_2}{2}$ , 单位为  $\text{N} \cdot \text{mm}$ ;

$[\sigma]$  ——螺杆材料的许用应力, 单位为 MPa, 见表 5-13。

表 5-13 滑动螺旋副材料的许用应力

螺旋副材料		许用应力/MPa		
		$[\sigma]$	$[\sigma_b]$	$[\tau]$
螺母	钢	$\frac{\sigma_s}{3 \sim 5}$		
	青铜		40 ~ 60	30 ~ 40
	铸铁		45 ~ 55	40
	钢		$(1.0 \sim 1.2) [\sigma]$	$0.6 [\sigma]$

注: 1)  $\sigma_s$  为材料屈服极限。

2) 载荷稳定时, 许用应力取大值。

### 3. 螺母螺纹牙的强度计算

螺纹牙多发生剪切和挤压破坏, 一般螺母的材料强度低于螺杆, 故只需校核螺母螺纹牙的强度。

如图 5-44 所示, 如果将一圈螺纹沿螺母的螺纹大径  $D$  (单位为 mm) 处展开, 则可看作宽度为  $\pi D$  的悬臂梁。假设螺母每圈螺纹所承受的平均压力为

$\frac{F}{u}$ , 并作用在以螺纹中径  $D_2$  (单位为 mm) 为直径的圆周上,

则螺纹牙危险截面  $a-a$  的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F}{\pi D b u} \leq [\tau] \quad (5-50)$$

螺纹牙危险截面  $a-a$  的弯曲强度条件为

$$\sigma_b = \frac{6 Fl}{\pi D b^2 u} \leq [\sigma_b] \quad (5-51)$$

式中:  $b$  ——螺纹牙根部的厚度, 单位为 mm, 对于矩形螺

纹,  $b = 0.5 P$ , 对于梯形螺纹,  $b = 0.65 P$ , 对于  $30^\circ$  锯齿形螺纹,  $b = 0.75 P$ ,  $P$  为螺纹螺距;

$l$  ——弯曲力臂, 单位为 mm (参看图 5-43,  $l = \frac{D - D_2}{2}$ );

$[\tau]$  ——螺母材料的许用切应力, 单位为 MPa, 见表 5-13;

$[\sigma_b]$  ——螺母材料的许用弯曲应力, 单位为 MPa, 见表 5-13。

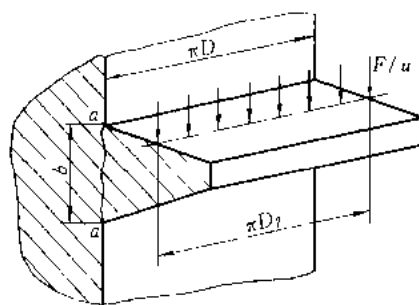


图 5-44 螺母螺纹圈的受力

其余符号的意义和单位同前。

当螺杆和螺母的材料相同时,由于螺杆的小径  $d_1$  小于螺母螺纹的大径  $D$ ,故应校核螺杆螺纹牙的强度。此时,式(5-50)、(5-51)中的  $D$  应改为  $d_1$ 。

#### 4. 螺母外径与凸缘的强度计算

在螺旋起重器螺母的设计计算中,除了进行耐磨性计算与螺纹牙的强度计算外,还要进行螺母下段与螺母凸缘的强度计算。如图 5-45 所示的螺母结构形式,工作时,在螺母凸缘与底座的接触面上产生挤压应力,凸缘根部受到弯曲及剪切作用。螺母下段悬置,承受拉力和螺纹牙上的摩擦力矩作用。

设悬置部分承受全部外载荷  $F$ ,并将  $F$  增加 20% ~ 30% 来代替螺纹牙上摩擦力矩的作用,则螺母悬置部分危险截面  $b-b$  内的最大拉伸应力为

$$\sigma = \frac{(1.2 \sim 1.3) F}{\frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2)} \leq [\sigma] \quad (5-52)$$

式中  $[\sigma]$  为螺母材料的许用拉伸应力,  $[\sigma] = 0.83[\sigma_b]$ ,  $[\sigma_b]$  为螺母材料的许用弯曲应力,见表 5-13。

螺母凸缘的强度计算包括:

凸缘与底座接触表面的挤压强度计算

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_3^2)} \leq [\sigma_p] \quad (5-53)$$

式中  $[\sigma_p]$  为螺母材料的许用挤压应力,可取  $[\sigma_p] = (1.5 \sim 1.7)[\sigma_b]$ 。

凸缘根部的弯曲强度计算

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot \frac{1}{4} (D_4 - D_3)}{\frac{1}{6} \pi D_3 a^2} = \frac{1.5 F (D_4 - D_3)}{\pi D_3 a^2} \leq [\sigma_b] \quad (5-54)$$

式中各尺寸符号的意义见图 5-45。

凸缘根部被剪断的情况极少发生,故强度计算从略。

#### 5. 螺杆的稳定性计算

对于长径比大的受压螺杆,当轴向压力  $F$  大于某一临界值时,螺杆就会突然发生侧向弯曲而丧失其稳定性。因此,在正常情况下,螺杆承受的轴向力  $F$  (单位为 N) 必须小于临界载荷  $F_{cr}$  (单位为 N)。则螺杆的稳定性条件为

$$S_{sc} = \frac{F_{cr}}{F} \geq S_s \quad (5-55)$$

式中:  $S_{sc}$ ——螺杆稳定性的计算安全系数。

$S_s$ ——螺杆稳定性安全系数,对于传力螺旋(如起重螺杆等),  $S_s = 3.5 \sim 5.0$ ; 对于传导螺旋,  $S_s = 2.5 \sim 4.0$ ; 对于精密螺杆或水平螺杆,  $S_s > 4$ 。

$F_{cr}$ ——螺杆的临界载荷,单位为 N; 根据螺杆的柔度  $\lambda$  值的大小选用不同的公式计算,  $\lambda = \frac{\mu l}{i}$ 。

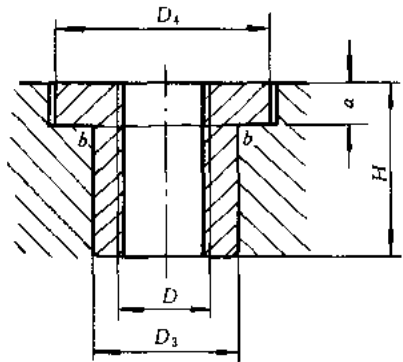


图 5-45 螺旋起重器的螺母结构

此处,  $\mu$  为螺杆的长度系数, 见表 5-14;  $l$  为螺杆的工作长度, 单位为 mm; 螺杆两端支承时取两支点间的距离作为工作长度  $l$ , 螺杆一端以螺母支承时以螺母中部到另一端支点的距离作为工作长度  $l$ ;  $i$  为螺杆危险截面的惯性半径, 单位为 mm; 若螺杆危险截面面积  $A = \frac{\pi}{4} d_1^2$ , 则  $i =$

$$\sqrt{\frac{i}{A}} = \frac{d_1}{4}。$$

临界载荷  $F_{cr}$  可按欧拉公式计算, 即

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} \quad (5-56)$$

式中:  $E$  —— 螺杆材料的拉压弹性模量, 单位为 MPa,  $E = 2.06 \times 10^5$  MPa;

$I$  —— 螺杆危险截面的惯性矩,  $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$ , 单位为  $\text{mm}^4$ 。

当  $\lambda_s < 40$  时, 可以不必进行稳定性校核。若上述计算结果不满足稳定性条件, 应适当增加螺杆的小径  $d_1$ 。

表 5-14 螺杆的长度系数  $\mu$

端部支承情况	长度系数 $\mu$
两端固定	0.50
一端固定, 一端不完全固定	0.60
一端铰支, 一端不完全固定	0.70
两端不完全固定	0.75
两端铰支	1.00
一端固定, 一端自由	2.00

注: 判断螺杆端部支承情况的方法:

- 1) 若采用滑动支承时, 则以轴承长度  $l_0$  与直径  $d_0$  的比值来确定。  $l_0/d_0 < 1.5$  时, 为铰支;  $l_0/d_0 = 1.5 \sim 3.0$  时, 为不完全固定;  $l_0/d_0 > 3.0$  时, 为固定支承。
- 2) 若以整体螺母作为支承时, 仍按上述方法确定。此时, 取  $l_0 = H$  ( $H$  为螺母高度)。
- 3) 若以剖分螺母作为支承时, 可作为不完全固定支承。
- 4) 若采用滚动支承且有径向约束时, 可作为铰支; 有径向和轴向约束时, 可作为固定支承。

#### (四) 滚动螺旋传动简介

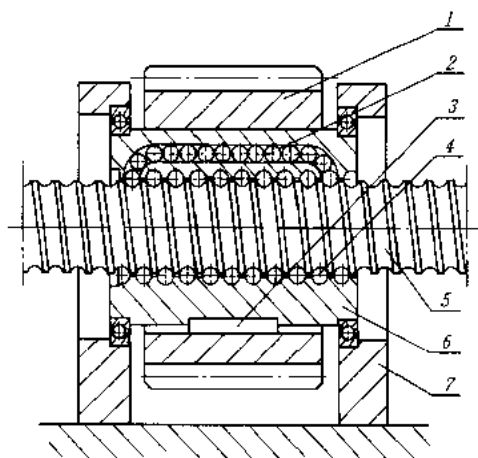
滚动螺旋可分为滚珠螺旋和滚子螺旋两大类。

滚珠螺旋又可分为总循环式(全部滚珠一道循环)和分循环式(滚珠分组循环), 还可按循环回路的位置分为内循环(滚珠在螺母体内循环)和外循环(在螺母的圆柱面上开出滚道加盖或另插管子作为滚珠循环回路)。总循环的内循环滚珠螺旋由图 5-46 中的 4、5、6 等件组成, 即在由螺母和螺杆的近似半圆形螺旋凹槽拼合而成的滚道中装入适量的滚珠, 并用螺母上制出的通路及导向辅助件构成闭合回路, 以备滚珠连续循环。图示的螺母两端支承在机架 7 的滚动轴承上, 是以螺母作为螺旋副的主动件, 当外加的转矩驱动齿轮 1 而带动螺母旋转时, 螺杆即作轴向移动。外循环式及分循环式的滚珠螺旋可参看有关资料。

滚子螺旋可分为自转滚子式和行星滚子式, 自转式按滚子形状又可分为圆柱滚子(对应矩形螺纹的螺杆)和圆锥滚子(对应梯形螺纹的螺杆)。自转圆锥滚子式滚子螺旋的示意图见图 5-



47,即在套筒形螺母内沿螺纹线装上约三圈滚子(可用销轴及滚针支承)代替螺纹牙进行传动。



1—内轮;2—返回滚道;3—键;4—滚珠;  
5—螺杆;6—螺母;7—机架

图 5-46 滚珠螺旋的工作原理

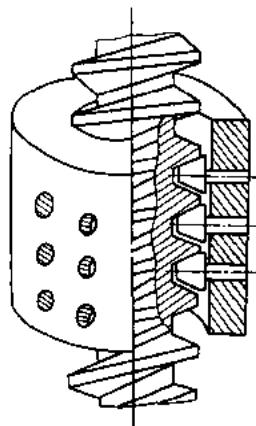


图 5-47 圆锥滚子螺旋示意图

这种螺旋还可在螺母上开出轴向槽,以便躲过长螺杆(或两段螺杆接头处)的支柱而运行到远处。行星滚子螺旋可参看文献[29],其中 SR 型可参看文献[9]。由于对承载能力及工作寿命的要求不断提高,目前国外滚子螺旋的应用已趋广泛。

滚动螺旋传动具有传动效率高、起动力矩小、传动灵敏平稳、工作寿命长等优点,故目前在机床、汽车、拖拉机、航空、航天及武器等制造业中应用颇广。缺点是制造工艺比较复杂,特别是长螺杆更难保证热处理及磨削工艺质量,刚性和抗振性能较差。

#### (五) 静压螺旋传动简介

为了降低螺旋传动的摩擦,提高传动效率,并增强螺旋传动的刚性的抗振性能,可以将静压原理应用于螺旋传动中,制成静压螺旋。

关于静压原理的基本论述可参看 § 4-4。本节只简要介绍静压螺旋的结构和工作情况。

如图 5-48 所示,在静压螺旋中,螺杆仍为一具有梯形螺纹的普通螺杆,但在螺母每圈螺纹

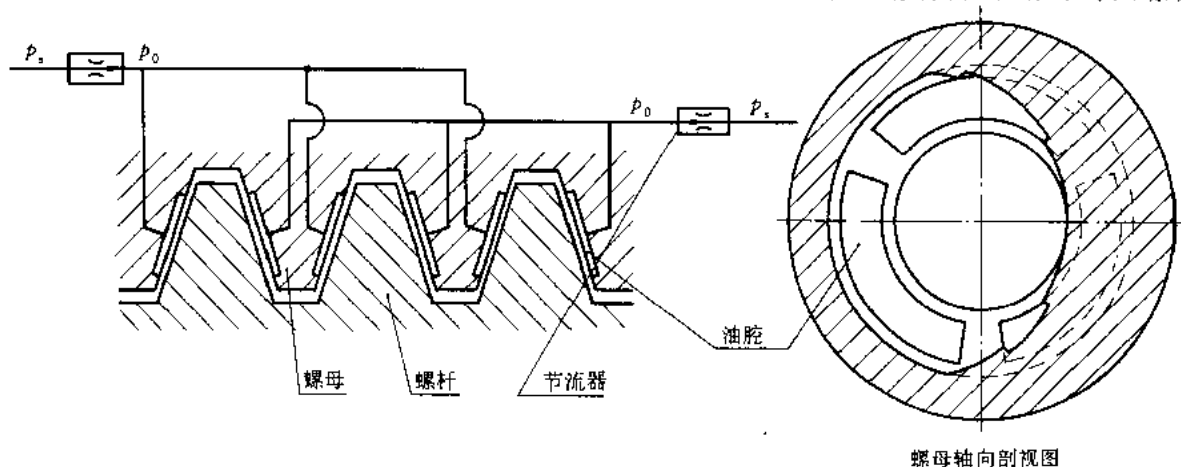


图 5-48 静压螺旋传动示意图

牙两个侧面的中径处,各开有 3~4 个油腔,压力油通过节流器进入油腔,产生一定的油腔压力。

当螺杆未受载荷时,螺杆的螺纹牙位于螺母螺纹牙的中间位置,处于平衡状态。此时,螺杆螺纹牙的两侧间隙相等,经螺纹牙两侧流出的油的流量相等。因此,油腔压力也相等。

当螺杆受轴向载荷时,螺杆沿受载方向产生一位移,螺纹牙一侧的间隙减小,另一侧的间隙增大。由于节流器的调节作用,使间隙减小一侧的油腔压力增高;而另一侧的油腔压力降低。于是两侧油腔便形成了压力差,从而使螺杆重新处于平衡状态。

当螺杆承受径向载荷或倾覆力矩时,其工作情况与上述的相同。

## 习 题

5-1 分析比较普通螺纹、管螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹的特点,各举一例说明它们的应用。

5-2 将承受轴向变载荷的联接螺栓的光杆部分做得细些有什么好处?

5-3 分析活塞式空气压缩机气缸盖联接螺栓在工作时的受力变化情况,它的最大应力、最小应力如何得出?当气缸内的最高压力提高时,它的最大应力、最小应力将如何变化?

5-4 图 5-49 所示的底板螺栓组联接接受外力  $F_z$  的作用。外力  $F_z$  作用在包含  $x$  轴并垂直于底板接合面的平面内。试分析底板螺栓组的受力情况,并判断哪个螺栓受力最大?保证联接安全工作的必要条件有哪些?

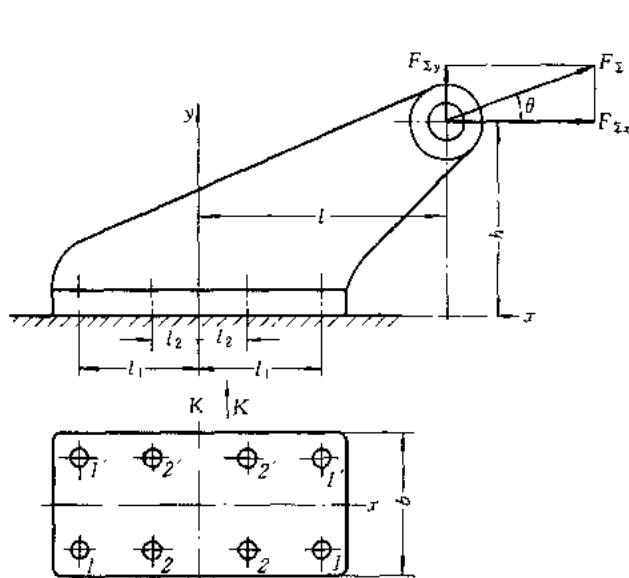


图 5-49 底板螺栓组联接

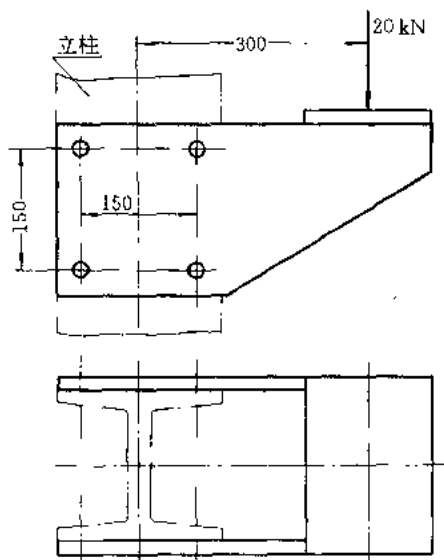


图 5-50 龙门起重机导轨托架

5-5 图 5-50 是由两块边板和一块承重板焊成的龙门起重机导轨托架。两块边板各用 4 个螺栓与立柱相联接,托架所承受的最大载荷为 20 kN,载荷有较大的变动。试问:此螺栓联接采用普通螺栓联接还是铰制孔用螺栓联接为宜?为什么?

5-6 已知一个托架的边板用 6 个螺栓与相邻的机架相联接。托架受一与边板螺栓组的垂直对称轴线相平行、距离为 250 mm、大小为 60 kN 的载荷作用。现有如图 5-51 所示的两种螺栓布置型式,设采用铰制孔用螺栓联接,试问哪一种布置型式所用的螺栓直径较小?为什么?

5-7 图 5-52 所示为一拉杆螺纹联接。已知拉杆所受的载荷  $F = 56$  kN,载荷稳定,拉杆材料为 Q235 钢,试设计此联接。

5-8 两块金属板用两个 M12 的普通螺栓联接。若接合面的摩擦系数  $f = 0.3$ ,螺栓预紧力控制在其屈服极

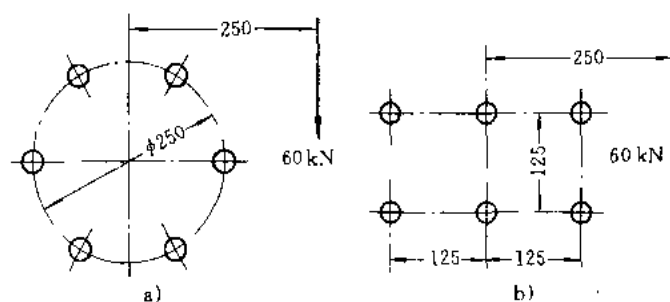


图 5-51 螺栓的两种布置型式

限的 70%。螺栓用性能等级为 4.8 的中碳钢制造,求此联接所能传递的横向载荷。

**5-9** 受轴向载荷的紧螺栓联接,被联接钢板间采用橡胶垫片。已知螺栓预紧力  $F_0 = 15\,000\text{ N}$ ,当受轴向工作载荷  $F = 10\,000\text{ N}$  时,求螺栓所受的总拉力及被联接件之间的残余预紧力。

**5-10** 图 5-24 所示为一汽缸盖螺栓组联接。已知汽缸内的工作压力  $p = 0 \sim 1\text{ MPa}$ ,缸盖与缸体均为钢制,直径  $D_1 = 350\text{ mm}$ ,  $D_2 = 250\text{ mm}$ ,上、下凸缘厚均为  $25\text{ mm}$ ,试设计此联接。

**5-11** 设计简单千斤顶(参见图 5-41)的螺杆和螺母的主要尺寸。起重量为  $40\,000\text{ N}$ ,起重高度为  $200\text{ mm}$ ,材料自选。

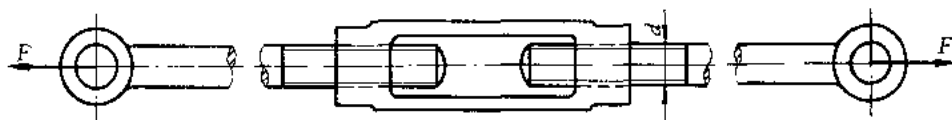


图 5-52 拉杆螺纹联接

## 第六章 键、花键、无键联接和销联接

### § 6-1 键 联 接

#### (一) 键联接的功能、分类、结构型式及应用

键是一种标准零件,通常用来实现轴与轮毂之间的周向固定以传递转矩,有的还能实现轴上零件的轴向固定或轴向滑动的导向。键联接的主要类型有:平键联接、半圆键联接、楔键联接和切向键联接。

##### 1. 平键联接

图 6-1a 为普通平键联接的结构型式。键的两侧面是工作面,工作时,靠键同键槽侧面的挤压来传递转矩。键的上表面和轮毂的键槽底面间则留有间隙。平键联接具有结构简单、装拆方便、对中性较好等优点,因而得到广泛应用。这种键联接不能承受轴向力,因而对轴上的零件不能起到轴向固定的作用。

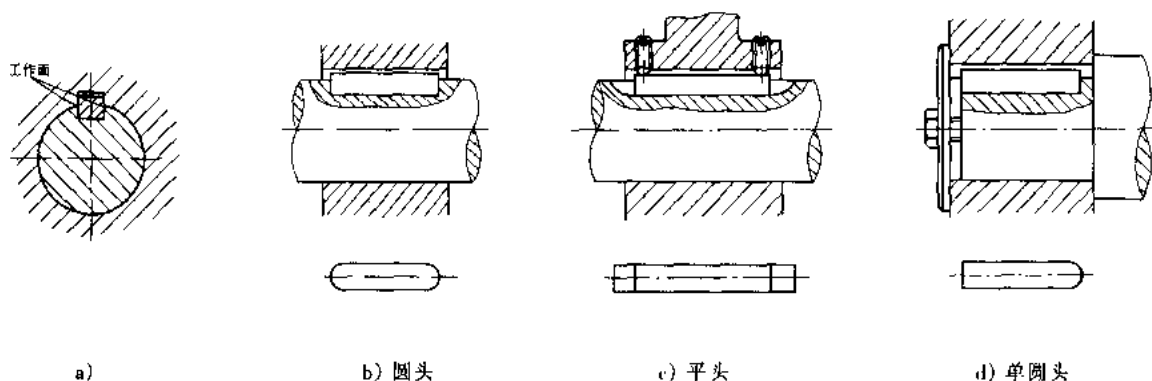


图 6-1 普通平键联接(图 b、c、d 下方为键及键槽示意图)

根据用途的不同,平键分为普通平键、薄型平键、导向平键和滑键四种。其中普通平键和薄型平键用于静联接,导向平键和滑键用于动联接。

普通平键按构造分,有圆头(A型)、平头(B型)及单圆头(C型)三种。圆头平键(图 6-1b)宜放在轴上用键槽铣刀铣出的键槽中,键在键槽中轴向固定良好。缺点是键的头部侧面与轮毂上的键槽并不接触,因而键的圆头部分不能充分利用,而且轴上键槽端部的应力集中较大。平头平键(图 6-1c)是放在用盘铣刀铣出的键槽中,因而避免了上述缺点,但对于尺寸大的键,宜用紧定螺钉固定在轴上的键槽中,以防松动。单圆头平键(图 6-1d)则常用于轴端与毂类零件的联接。

薄型平键与普通平键的主要区别是键的高度约为普通平键的 60%~70%,也分圆头、平头

和单圆头三种型式,但传递转矩的能力较低,常用于薄壁结构、空心轴及一些径向尺寸受限制的场合。

当被联接的毂类零件在工作过程中必须在轴上作轴向移动时(如变速箱中的滑移齿轮),则须采用导向平键或滑键。导向平键(图 6-2a)是一种较长的平键,用螺钉固定在轴上的键槽中,为了便于拆卸,键上制有起键螺孔,以便拧入螺钉使键退出键槽。轴上的传动零件则可沿键作轴向滑移。当零件需滑移的距离较大时,因所需导向平键的长度过大,制造困难,故宜采用滑键(图 6-2b)。滑键固定在轮毂上,轮毂带动滑键在轴上的键槽中作轴向滑移。这样,只需在轴上铣出较长的键槽,而键可做得较短。

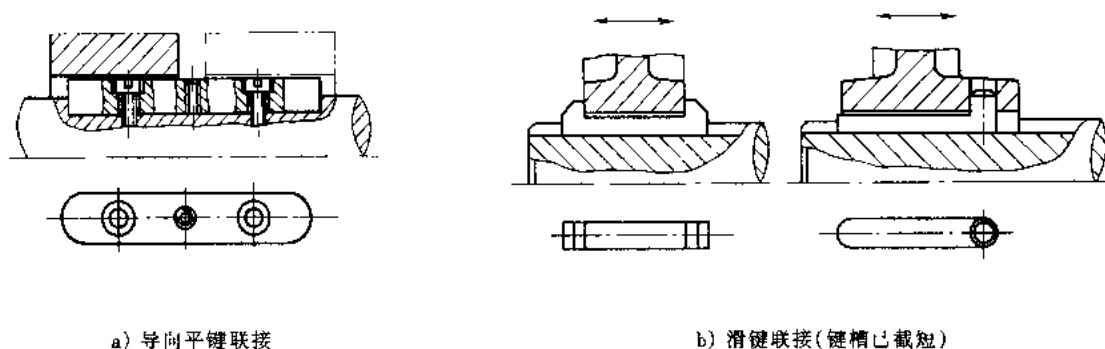


图 6-2 导向平键联接和滑键联接(下方为键的示意图)

## 2. 半圆键联接

半圆键联接如图 6-3 所示。轴上键槽用尺寸与半圆键相同的半圆键槽铣刀铣出,因而键在槽中能绕其几何中心摆动以适应轮毂中键槽的斜度。半圆键工作时,靠其侧面来传递转矩。这种键联接的优点是工艺性较好,装配方便,尤其适用于锥形轴端与轮毂的联接。缺点是轴上键槽较深,对轴的强度削弱较大,故一般只用于轻载静联接中。

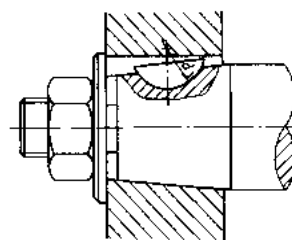


图 6-3 半圆键联接

## 3. 楔键联接

楔键联接如图 6-4 所示。键的上下两面是工作面,键的上表面和与它相配合的轮毂键槽底面均具有 1:100 的斜度。装配后,键即楔紧在轴和轮毂的键槽里。工作时,靠键的楔紧作用来传递转矩,同时还可以承受单向的轴向载荷,对轮毂起到单向的轴向固定作用。楔键的侧面与键槽侧面间有很小的间隙,当转矩过载而导致轴与轮毂发生相对转动时,键的侧面能像平键那样参加工作。因此,楔键联接在传递有冲击和振动的较大转矩时,仍能保证联接的可靠性。楔键联接的缺点是键楔紧后,轴和轮毂的配合产生偏心和偏斜。因此主要用于毂类零件的定心精度要求不高和低转速的场合。

楔键分为普通楔键和钩头楔键两种,普通楔键有圆头、平头和单圆头三种型式。装配时,圆头楔键要先放入轴上键槽中,然后打紧轮毂(图 6-4a);平头、单圆头和钩头楔键则在轮毂装好后才将键放入键槽并打紧。钩头楔键的钩头供拆卸用,安装在轴端时,应注意加装防护罩。

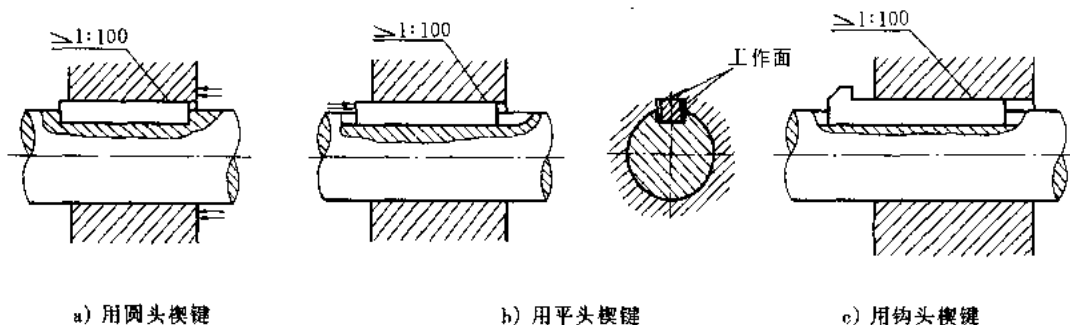


图 6-4 楔键联接

#### 4. 切向键联接

切向键联接如图 6-5 所示。切向键是由一对斜度为 1:100 的楔键组成。切向键的工作面是由一对楔键沿斜面拼合后相互平行的两个窄面,被联接的轴和轮毂上都制有相应的键槽。装配时,把一对楔键分别从轮毂两端打入,拼合而成的切向键就沿轴的切线方向楔紧在轴与轮毂之间。工作时,靠工作面上的挤压力和轴与轮毂间的摩擦力来传递转矩。用一个切向键时,只能传递单向转矩;当要传递双向转矩时,必须用两个切向键,两者间的夹角为  $120^\circ \sim 130^\circ$ 。由于切向键的键槽对轴的削弱较大,因此常用于直径大于 100 mm 的轴上。例如用于大型带轮,大型飞轮,矿山用大型绞车的卷筒及齿轮等与轴的联接。

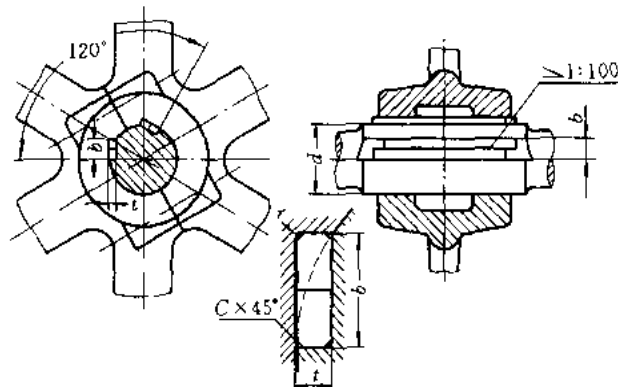


图 6-5 切向键联接

### (二) 键的选择和键联接强度计算

#### 1. 键的选择

键的选择包括类型选择和尺寸选择两个方面。键的类型应根据键联接的结构特点、使用要求和工作条件来选择;键的尺寸则按符合标准规格和强度要求来取定。键的主要尺寸为其截面尺寸(一般以键宽  $b$  × 键高  $h$  表示)与长度  $L$ 。键的截面尺寸  $b \times h$  按轴的直径  $d$  由标准中选定。键的长度  $L$  一般可按轮毂的长度而定,即键长等于或略短于轮毂的长度;而导向平键则按轮毂的长度及其滑动距离而定。一般轮毂的长度可取为  $L' \approx (1.5 \sim 2)d$ , 这里  $d$  为轴的直径。所选定的键长亦应符合标准规定的长度系列。普通平键和普通楔键的主要尺寸见表 6-1。重要的键联接在选出键的类型和尺寸后,还应进行强度校核计算。

表 6-1 普通平键和普通楔键的主要尺寸

mm

轴的直径 $d$	6~8	>8~10	>10~12	>12~17	>17~22	>22~30	>30~38	>38~44
键宽 $b \times$ 键高 $h$	2×2	3×3	4×4	5×5	6×6	8×7	10×8	12×8
轴的直径 $d$	>44~50	>50~58	>58~65	>65~75	>75~85	>85~95	>95~110	>110~130
键宽 $b \times$ 键高 $h$	14×9	16×10	18×11	20×12	22×14	25×14	28×16	32×18
键的长度系列 $L$	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, 180, 200, 220, 250, ...							

## 2. 键联接强度计算

### (1) 平键联接强度计算

平键联接传递转矩时,联接中各零件的受力情况见图 6-6。对于采用常见的材料组合和按标准选取尺寸的普通平键联接(静联接),其主要失效形式是工作面被压溃。除非有严重过载,一般不会出现键的剪断(图 6-6 中沿  $a-a$  面剪断)。因此,通常只按工作面上的挤压应力进行强度校核计算。对于导向平键联接和滑键联接(动联接),其主要失效形式是工作面的过度磨损。因此,通常按工作面上的压力进行条件性的强度校核计算。

假定载荷在键的工作面上均匀分布,普通平键联接的强度条件为

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p] \quad (6-1) \quad \text{图 6-6 平键联接受力情况}$$

导向平键联接和滑键联接的强度条件为

$$p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [p] \quad (6-2)$$

式中:  $T$  ——传递的转矩( $T = F \times r \approx F \times d/2$ ),单位为  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$k$  ——键与轮毂键槽的接触高度,  $k = 0.5h$ ,此处  $h$  为键的高度,单位为  $\text{mm}$ ;

$l$  ——键的工作长度,单位为  $\text{mm}$ ,圆头平键  $l = L - b$ ,平头平键  $l = L$ ,这里  $L$  为键的公称长度,单位为  $\text{mm}$ ;  $b$  为键的宽度,单位为  $\text{mm}$ ;

$d$  ——轴的直径,单位为  $\text{mm}$ ;

$[\sigma_p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力,单位为  $\text{MPa}$ ,见表 6-2;

$[p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用压力,单位为  $\text{MPa}$ ,见表 6-2。

### (2) 半圆键联接强度计算

半圆键联接的受力情况如图 6-7 所示(轮毂未示出),因其只用于静联接,故主要失效形式是工作面被压溃。通常按工作面的挤压应力进行强度校核计算,强度条件同式(6-1)。所应注意的是:半圆键的接触高度  $k$  应根据键的尺寸从标准中查取;半圆键的工作长度  $l$  近似地取其等于键的公称长度  $L$ 。

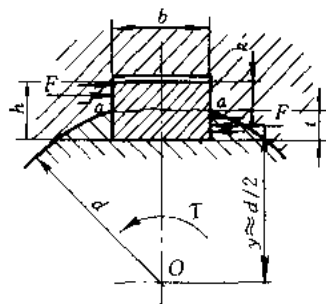


表 6-2 键联接的许用挤压应力、许用压力

MPa

许用挤压应力、 许用压力	联接工作方式	键或毂、轴的材料	载 荷 性 质		
			静载荷	轻微冲击	冲击
$[\sigma_p]$	静联接	钢	120~150	100~120	60~90
		铸铁	70~80	50~60	30~45
$[p]$	动联接	钢	50	40	30

注:如与键有相对滑动的被联接件表面经过淬火,则动联接的许用压力 $[p]$ 可提高2~3倍。

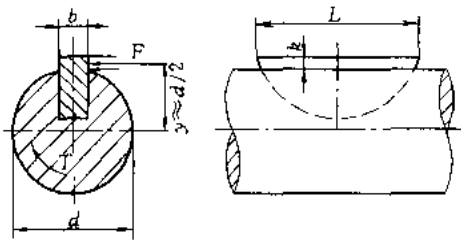


图 6-7 半圆键联接的受力情况

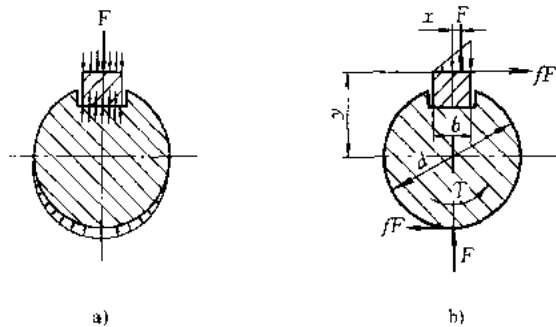


图 6-8 楔键联接受力情况

### (3) 楔键联接简化强度计算

楔键联接装配后的受力情况如图 6-8a 所示(轮毂已取开),其主要失效形式是相互楔紧的工作面被压溃,故应校核各工作面的抗挤压强度。当传递转矩时(图 6-8b),为了简化,把键和轴视为一体,并将下方分布在半圆柱面上的径向压力用集中力  $F$  代替,由于这时轴与轮毂有相对转动的趋势,轴与毂也都产生了微小的扭转变形,故沿键的工作长度  $l$  及沿宽度  $b$  上的压力分布情况均较以前发生了变化,压力的合力  $F$  不再通过轴心。计算时假设压力沿键长均匀分布,沿键宽为三角形分布,取  $x \approx b/6$ ,  $y \approx d/2$ ,由键和轴一体对轴心的受力平衡条件  $T = Fx + fFy + fF \cdot d/2$  得到工作面上压力的合力为

$$F = \frac{T}{x + fy + f \frac{d}{2}} = \frac{6T}{b + 6fd}$$

则楔键联接的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{2F}{bl} = \frac{12T \times 10^3}{bl(b + 6fd)} \leq [\sigma_p] \quad (6-3)$$

式中:  $T$  ——传递的转矩,单位为  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$d$  ——轴的直径,单位为  $\text{mm}$ ;

$b$  ——键的宽度,单位为  $\text{mm}$ ;

$l$  ——键的工作长度,单位为  $\text{mm}$ ;

$f$  ——摩擦系数,一般取  $f = 0.12 \sim 0.17$ ;

$[\sigma_p]$  ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力,单位为  $\text{MPa}$ ,见表 6-2。

### (4) 切向键联接简化强度计算

切向键联接的主要失效形式是工作面被压溃。设把键和轴看成一体,则当键联接传递转矩时,其受力情况如图 6-9 所示。假定压力在键的工作面上均匀分布,取  $y = (d - t)/2$ ,  $t = d/10$ ,按一个切向键来计算时,由键和



轴一体对轴心的受力平衡条件  $T = fF \cdot d/2 + Fy$  得到工作面上压力的合力为

$$F = \frac{T}{f \frac{d}{2} + y} = \frac{T}{d(0.5f + 0.45)}$$

则切向键联接的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{F}{(t - C)l} = \frac{T \times 10^3}{(t - C)dl(0.5f + 0.45)} \leq [\sigma_p] \quad (6-4)$$

式中:  $T$  ——传递的转矩,单位为  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$d$  ——轴的直径,单位为  $\text{mm}$ ;

$l$  ——键的工作长度,单位为  $\text{mm}$ ;

$t$  ——键槽的深度,单位为  $\text{mm}$ ;

$C$  ——键的倒角,单位为  $\text{mm}$ ;

$f$  ——摩擦系数,一般取  $f = 0.12 \sim 0.17$ ;

$[\sigma_p]$  ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力,单位为  $\text{MPa}$ ,见表 6-2。

键的材料采用抗拉强度不小于 600 MPa 的钢,通常为 45 钢。

在进行强度校核后,如果强度不够时,可采用双键。这时应考虑键的合理布置。两个平键最好布置在沿周向相隔  $180^\circ$ ;两个半圆键应布置在轴的同一条母线上;两个楔键则应布置在沿周向相隔  $90^\circ \sim 120^\circ$ 。考虑到两键上载荷分配的不均匀性,在强度校核中只按 1.5 个键计算。如果轮毂允许适当加长,也可相应地增加键的长度,以提高单键联接的承载能力。但由于传递转矩时键上载荷沿其长度分布不均,故键的长度不宜过大。当键的长度大于  $2.25d$  时,其多出的长度实际上可认为并不承受载荷,故一般采用的键长不宜超过  $(1.6 \sim 1.8)d$ 。

**例题** 已知减速器中某直齿圆柱齿轮安装在轴的两个支承点间,齿轮和轴的材料都是锻钢,用键构成静联接。齿轮的精度为 7 级,装齿轮处的轴径  $d = 70 \text{ mm}$ ,齿轮轮毂宽度为 100 mm,需传递的转矩  $T = 2\,200 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,载荷有轻微冲击。试设计此键联接。

**【解】** 1. 选择键联接的类型和尺寸

一般 8 级以上精度的齿轮有定心精度要求,应选用平键联接。由于齿轮不在轴端,故选用圆头普通平键(A 型)。

根据  $d = 70 \text{ mm}$  从表 6-1 中查得键的截面尺寸为:宽度  $b = 20 \text{ mm}$ ,高度  $h = 12 \text{ mm}$ 。由轮毂宽度并参考键的长度系列,取键长  $L = 90 \text{ mm}$ (比轮毂宽度小些)。

2. 校核键联接的强度

键、轴和轮毂的材料都是钢,由表 6-2 查得许用挤压应力  $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$ ,取其平均值,  $[\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$ 。键的工作长度  $l = L - b = 90 \text{ mm} - 20 \text{ mm} = 70 \text{ mm}$ ,键与轮毂键槽的接触高度  $k = 0.5h = 0.5 \times 12 \text{ mm} = 6 \text{ mm}$ 。由式(6-1)可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 2\,200 \times 10^3}{6 \times 70 \times 70} \text{ MPa} = 149.7 \text{ MPa} > [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$$

可见联接的挤压强度不够。考虑到相差较大,因此改用双键,相隔  $180^\circ$  布置。双键的工作长度  $l = 1.5 \times 70 \text{ mm} = 105 \text{ mm}$ 。由式(6-1)可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 2\,200 \times 10^3}{6 \times 105 \times 70} \text{ MPa} = 99.8 \text{ MPa} \leq [\sigma_p] \text{ (合适)}$$

键的标记为:键  $20 \times 90$  GB/T 1096—1979(一般 A 型键可不标出“A”,对于 B 型或 C 型键,须将“键”标为“键 B”或“键 C”)。

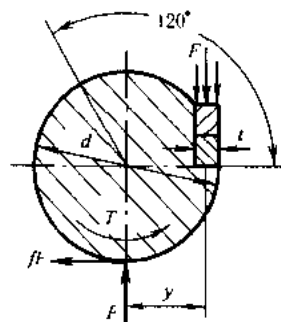


图 6-9 切向键联接受力情况

## § 6-2 花 键 联 接

### (一) 花键联接的类型、特点和应用

花键联接是由外花键(图 6-10a)和内花键(图 6-10b)组成。由图可知,花键联接是平键联接在数目上的发展。但是,由于结构型式和制造工艺的不同,与平键联接比较,花键联接在强度、工艺和使用方面有下列一些优点:a) 因为在轴上与毂孔上直接而匀称地制出较多的齿与槽,故联接受力较为均匀;b) 因槽较浅,齿根处应力集中较小,轴与毂的强度削弱较少;c) 齿数较多,总接触面积较大,因而可承受较大的载荷;d) 轴上零件与轴的对中性好(这对高速及精密机器很重要);e) 导向性较好(这对动联接很重要);f) 可用磨削的方法提高加工精度及联接质量。其缺点是齿根仍有应力集中;有时需用专用设备加工;成本较高。因此,花键联接适用于定心精度要求高、载荷大或经常滑移的联接。花键联接的齿数、尺寸、配合等均应按标准选取。

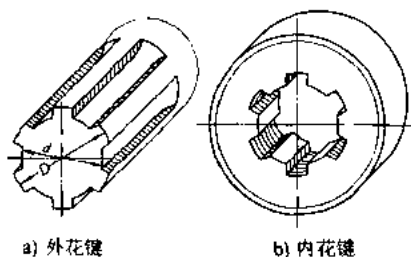


图 6-10 花键

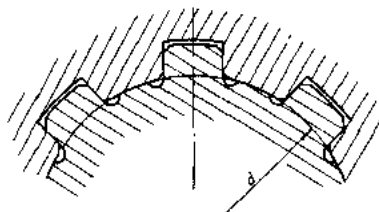


图 6-11 矩形花键联接

花键联接可用于静联接或动联接。按其齿形不同,可分为矩形花键和渐开线花键两类,均已标准化。

#### 1. 矩形花键

按齿高的不同,矩形花键的齿形尺寸在标准中规定了两个系列,即轻系列和中系列。轻系列的承载能力较小,多用于静联接或轻载联接;中系列用于中等载荷的联接。

矩形花键的定心方式为小径定心(图 6-11),即外花键和内花键的小径为配合面。其特点是定心精度高,定心的稳定性好,能用磨削的方法消除热处理引起的变形。矩形花键联接应用广泛。

#### 2. 渐开线花键

渐开线花键的齿廓为渐开线,分度圆压力角有  $30^\circ$  和  $45^\circ$  两种(图 6-12),齿顶高分别为  $0.5m$  和  $0.4m$ ,此处  $m$  为模数。图中  $d_f$  为渐开线花键的分度圆直径。与渐开线齿轮相比,渐开线花键齿较短,齿根较宽,不发生根切的最小齿数较少。

渐开线花键可以用制造齿轮的方法来加工,工艺性较好,制造精度也较高,花键齿的根部强度高,应力集中小,易于定心,当传递的转矩较大且轴径也大时,宜采用渐开线花键联接。压力角为  $45^\circ$  的渐开线花键,由于齿形钝而短,与压力角为  $30^\circ$  的渐开线花键相比,对联接件的削弱较少,但齿的工作面高度较小,故承载能力较低,多用于载荷较轻,直径较小的静联接,特别适用于薄壁零件的轴毂联接。

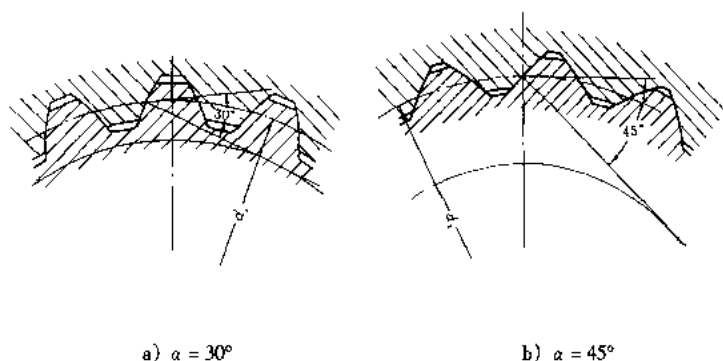


图 6-12 渐开线花键联接

渐开线花键的定心方式为齿形定心。当齿受载时,齿上的径向力能起到自动定心作用,有利于各齿均匀承载。

## (二) 花键联接强度计算

花键联接的强度计算与键联接相似,首先根据联接的结构特点、使用要求和工作条件选定花键类型和尺寸,然后进行必要的强度校核计算。花键联接的受力情况如图 6-13 所示。其主要失效形式是工作面被压溃(静联接)或工作面过度磨损(动联接)。因此,静联接通常按工作面上的挤压应力进行强度计算,动联接则按工作面上的压力进行条件性的强度计算。

计算时,假定载荷在键的工作面上均匀分布,每个齿工作面上压力的合力  $F$  作用在平均直径  $d_m$  处(图 6-13),即传递的转矩  $T = zF \times d_m/2$ ,并引入系数  $\psi$  来考虑实际载荷在各花键齿上分配不均的影响,则花键联接的强度条件为

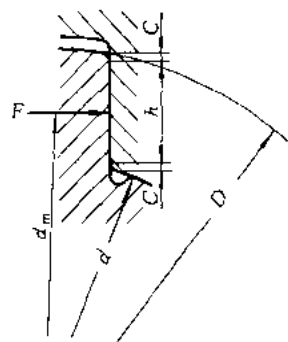


图 6-13 花键联接受力情况

$$\text{静联接} \quad \sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{\psi z h l d_m} \leq [\sigma_p] \quad (6-5)$$

$$\text{动联接} \quad p = \frac{2T \times 10^3}{\psi z h l d_m} \leq [p] \quad (6-6)$$

式中:  $\psi$  ——载荷分配不均系数,与齿数多少有关,一般取  $\psi = 0.7 \sim 0.8$ ,齿数多时取偏小值;

$z$  ——花键的齿数;

$l$  ——齿的工作长度,单位为 mm;

$h$  ——花键齿侧面的工作高度,矩形花键,  $h = \frac{D-d}{2} - 2C$ , 此处  $D$  为外花键的大径,  $d$  为内花键的小径,  $C$  为倒角尺寸(图 6-13),单位均为 mm;渐开线花键,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $h = m$ ;  $\alpha = 45^\circ$ ,  $h = 0.8m$ ,  $m$  为模数;

$d_m$  ——花键的平均直径,矩形花键,  $d_m = \frac{D+d}{2}$ ;渐开线花键,  $d_m = d_i$ ,  $d_i$  为分度圆直径,单位为 mm;

$[\sigma_p]$  ——花键联接的许用挤压应力,单位为 MPa,见表 6-3;

$[p]$  ——花键联接的许用压力,单位为 MPa,见表 6-3。

表 6-3 花键联接的许用挤压应力、许用压力

MPa

许用挤压应力、许用压力	联接工作方式	使用和制造情况	齿面未经热处理	齿面经热处理
$[\sigma_p]$	静联接	不良	35 ~ 50	40 ~ 70
		中等	60 ~ 100	100 ~ 140
		良好	80 ~ 120	120 ~ 200
$[p]$	空载下移动的动联接	不良	15 ~ 20	20 ~ 35
		中等	20 ~ 30	30 ~ 60
		良好	25 ~ 40	40 ~ 70
	在载荷作用下移动的动联接	不良	—	3 ~ 10
		中等	—	5 ~ 15
		良好	—	10 ~ 20

注:1) 使用和制造情况不良系指受变载荷,有双向冲击、振动频率高和振幅大、润滑不良(对动联接)、材料硬度不高或精度不高等。

2) 同一情况下, $[\sigma_p]$ 或 $[p]$ 的较小值用于工作时间长和较重要的场合。

3) 花键材料的抗拉强度极限不低于 600 MPa。

### § 6-3 无 键 联 接

凡是轴与毂的联接不用键或花键时,统称为无键联接。下面介绍型面联接和胀紧联接。

#### (一) 型面联接

型面联接如图 6-14 所示。把安装轮毂的那一段轴作成表面光滑的非圆形截面的柱体(图 6-14a)或非圆形截面的锥体(图 6-14b),并在轮毂上制成相应的孔。这种轴与毂孔相配合面构成的联接,称为型面联接。

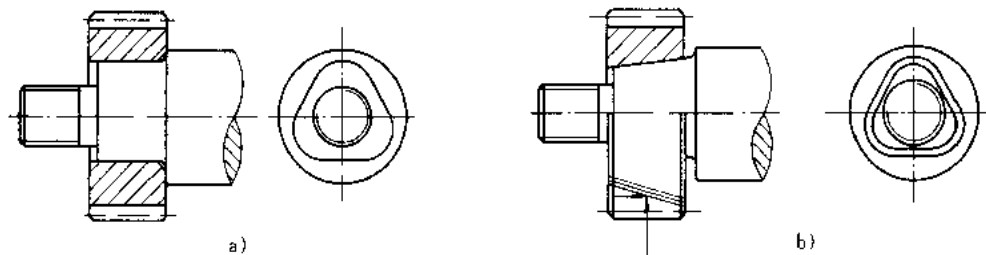


图 6-14 型面联接

型面联接装拆方便,能保证良好的对中性;联接面上没有键槽及尖角,从而减少了应力集中,故可传递较大的转矩。但加工比较复杂,特别是为了保证配合精度,最后工序多要在专用机床上进行磨削加工,故目前应用还不广泛。

型面联接常用的型面曲线有摆线和等距曲线两种。等距曲线如图 6-15 所示,因与其轮廓曲线相切的两平行线  $T$  间的距离  $D$  为一常数,故把此轮廓曲线称为等距曲线。与摆线相比,其加工与测量均较简单。

此外,型面联接也有采用方形、正六边形及带切口的圆形等截面形状的。

## (二) 胀紧联接

胀紧联接(图 6-16)是在毂孔与轴之间装入胀紧联接套(简称胀套),可装一个(指一组)或几个,在轴向力作用下,同时胀紧轴与毂面构成的一种静联接。根据胀套结构形式的不同,GB/T 5867—1986规定了五种型号(Z1~Z5型),下面简要介绍采用 Z1、Z2 型胀套的胀紧联接。

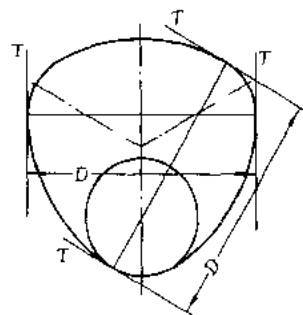


图 6-15 型面联接用等距曲线

采用 Z1 型胀套的胀紧联接如图 6-16 所示,在毂孔和轴的对应光滑圆柱面间,加装一个胀套(图 a)或两个胀套(图 b)。当拧紧螺母或螺钉时,在轴向力的作用下,内、外套筒互相楔紧。内套筒缩小而箍紧轴,外套筒胀大而撑紧毂,使接触面间产生压紧力。工作时,利用此压紧力所引起的摩擦力来传递转矩或(和)轴向力。

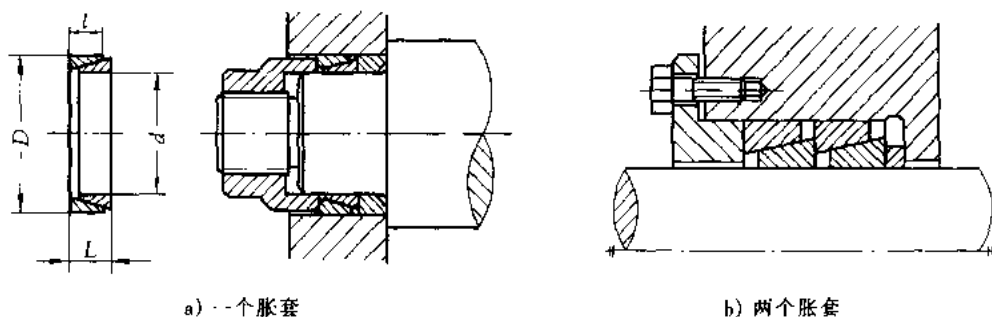


图 6-16 采用 Z1 型胀套的胀紧联接

采用一个 Z2 型胀套的胀紧联接如图 6-17 所示。Z2 型胀套中,与轴或毂孔贴合的套筒均开有纵向缝隙(图中未示出),以利变形和胀紧。根据传递载荷的大小,可在轴与毂孔间加装一个或几个胀套。拧紧联接螺钉,便可将轴、毂胀紧,以传递载荷。

各型胀套已标准化,选用时只需根据妥为设计的轴和轮毂尺寸以及传递载荷的大小,查阅手册选择合适的型号和尺寸,使传递的载荷在许用范围内,亦即满足下列条件:

$$\text{传递转矩时} \quad T \leq [T] \quad (6-7)$$

$$\text{传递轴向力时} \quad F_a \leq [F_a] \quad (6-8)$$

传递联合作用的转矩和轴向力时

$$F_R = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2000}{d} T\right)^2} \leq [F_a] \quad (6-9)$$

式中:  $T$  ——传递的转矩,单位为  $N \cdot m$ ;

$[T]$  ——一个胀套的额定转矩,单位为  $N \cdot m$ ;

$F_a$  ——传递的轴向力,单位为  $N$ ;

$[F_a]$  ——一个胀套的额定轴向力,单位为  $N$ ;

$d$  ——胀套内径,单位为  $mm$ 。

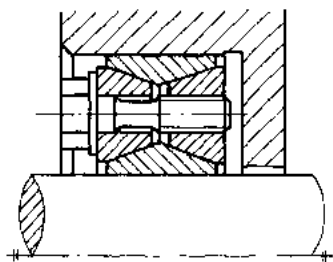


图 6-17 采用 Z2 型胀套的胀紧联接

当一个胀套满足不了要求时,可用两个以上的胀套串联使用(这时单个胀套传递载荷的能力将随胀套数目的增加而降低,故套数不宜过多)。其总的额定载荷为(以转矩为例)

$$[T_n] = m[T] \tag{6-10}$$

式中:[ $T_n$ ]—— $n$ 个胀套的总额定转矩,单位为  $N\cdot m$ ;

$m$  ——额定载荷系数,见表 6-4。

表 6-4 胀套的额定载荷系数  $m$  值

联接中胀套的数量 $n$	$m$	
	Z1 型胀套	Z2 型胀套
1	1.00	1.00
2	1.56	1.80
3	1.86	2.70
4	2.03	—

胀紧联接的定心性好,装拆方便,引起的应力集中较小,承载能力高,并且有安全保护作用。但由于要在轴和毂孔间安装胀套,应用有时受到结构尺寸的限制。

### § 6-4 销 联 接

销主要用来固定零件之间的相对位置,称为定位销(图 6-18),它是组合加工和装配时的重要辅助零件;也可用于联接,称为联接销(图 6-19),可传递不大的载荷;还可作为安全装置中的过载剪断元件,称为安全销(图 6-20)。

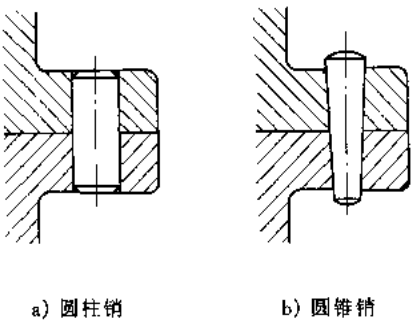


图 6-18 定位销

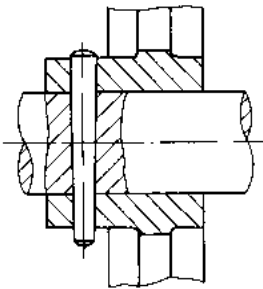


图 6-19 联接销

销有多种类型,如圆柱销、圆锥销、槽销、销轴和开口销等,这些销均已标准化。

圆柱销(图 6-18a)靠过盈配合固定在销孔中,经多次装拆会降低其定位精度和可靠性。圆柱销的直径偏差有 u8、m6、h8 和 h11 四种,以满足不同的使用要求。

圆锥销(图 6-18b)具有 1:50 的锥度,在受横向力时可以自锁。它安装方便,定位精度高,可多次装拆而不影响定位精度。端部带螺纹的圆锥销(图 6-21)可用于盲孔或拆卸困难的场合。开尾圆锥销(图 6-22)适用于有冲击、振动的场合。

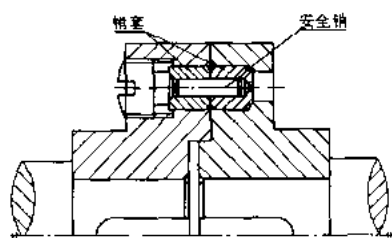
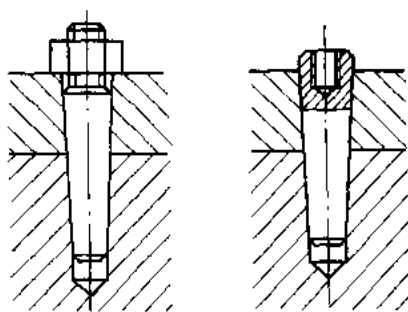


图 6-20 安全销



a) 螺尾圆锥销      b) 内螺纹圆锥销

图 6-21 端部带螺纹的圆锥销

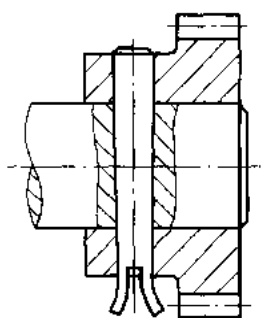


图 6-22 开尾圆锥销

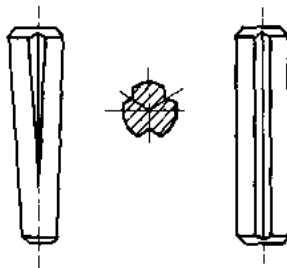


图 6-23 槽销

槽销上有辗压或模锻出的三条纵向沟槽(图 6-23),将槽销打入销孔后,由于材料的弹性使销挤紧在销孔中,不易松脱,因而能承受振动和变载荷。安装槽销的孔不需要铰制,加工方便,可多次装拆。

销轴用于两零件的铰接处,构成铰链联接(图 6-24)。销轴通常用开口销锁定,工作可靠,拆卸方便。

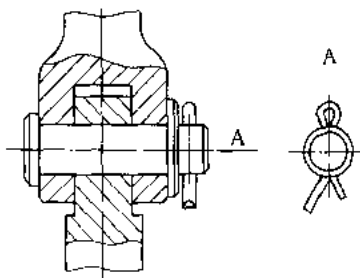


图 6-24 销轴联接

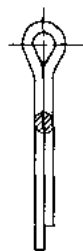


图 6-25 开口销

开口销如图 6-25 所示。装配时,将尾部分开,以防脱出。开口销除与销轴配用外,还常用于螺纹联接的防松装置中(参看表 5-3)。

定位销通常不受载荷或只受很小的载荷,故不作强度校核计算,其直径可按结构确定,数目一般不少于两个。销装入每一被联接件内的长度,约为销直径的 1~2 倍。

联接销的类型可根据工作要求选定,其尺寸可根据联接的结构特点按经验或规范确定,必要时再按剪切和挤压强度条件进行校核计算。

安全销在机器过载时应被剪断(参看图 6-20),因此,销的直径应按过载时被剪断的条件确定。

销的材料为 35、45 钢(开口销为低碳钢),许用切应力 $[\tau] = 80 \text{ MPa}$ ,许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 查表 6-2。

## 习 题

6-1 为什么采用两个平键时,一般布置在沿周向相隔  $180^\circ$  的位置;采用两个楔键时,相隔  $90^\circ \sim 120^\circ$ ;而采用两个半圆键时,却布置在轴的同一母线上?

6-2 胀套串联使用时,为何要引入额定载荷系数  $m$ ? 为什么 Z1 型胀套和 Z2 型胀套的额定载荷系数有明显的差别?

6-3 在一直径  $d = 80 \text{ mm}$  的轴端,安装一钢制直齿圆柱齿轮(图 6-26),轮毂宽度  $L = 1.5d$ ,工作时有轻微冲击。试确定平键联接的尺寸,并计算其允许传递的最大转矩。

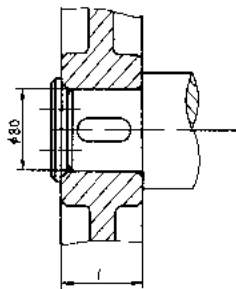


图 6-26 轴端键联接设计

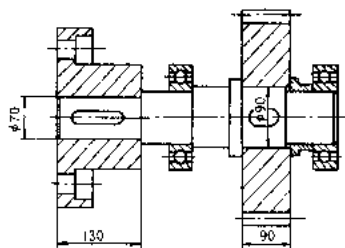


图 6-27 键联接设计

6-4 图 6-27 所示的凸缘半联轴器及圆柱齿轮,分别用键与减速器的低速轴相联接。试选择两处键的类型及尺寸,并校核其联接强度。已知:轴的材料为 45 钢,传递的转矩  $T = 1000 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,齿轮用锻钢制成,半联轴器用灰铸铁制成,工作时有轻微冲击。

6-5 图 6-28 所示的灰铸铁 V 带轮,安装在直径  $d = 45 \text{ mm}$  的轴端,带轮的基准直径  $d_d = 250 \text{ mm}$ ,工作时的有效拉力  $F = 2 \text{ kN}$ ,轮毂宽度  $L = 65 \text{ mm}$ ,工作时有轻微振动。设采用钩头楔键联接,试选择该楔键的尺寸,并校核联接的强度。

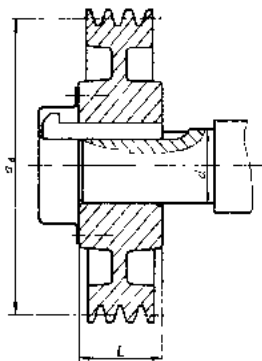


图 6-28 楔键联接设计

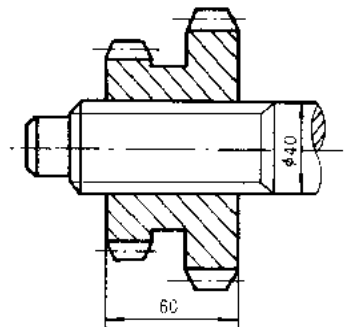


图 6-29 花键联接设计



6-6 图 6-29 所示为变速箱中的双联滑移齿轮,传递的额定功率  $P = 4 \text{ kW}$ ,转速  $n = 250 \text{ r/min}$ 。齿轮在空载下移动,工作情况良好。试选择花键类型和尺寸,并校核联接的强度。

6-7 图 6-30 所示为套筒式联轴器,分别用平键及半圆键与两轴相联接。已知:轴径  $d = 38 \text{ mm}$ ,联轴器材料为灰铸铁,外径  $D_1 = 90 \text{ mm}$ 。试分别计算两种联接允许传递的转矩,并比较其优缺点。

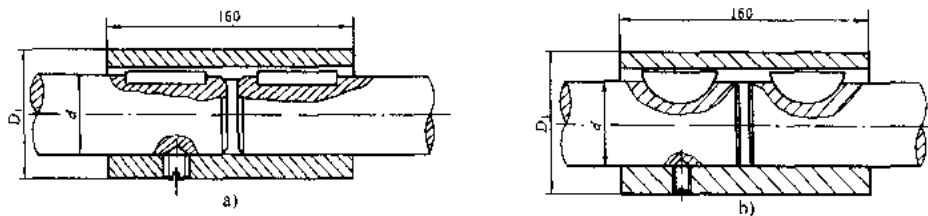


图 6-30 平键联接与半圆键联接对比

## 第七章 铆接、焊接、胶接和过盈联接

本章涉及的内容较多,但由于这几种联接的结构设计、强度计算及工艺要求,均与各有关专业的技术规范或规程有密切的关联,因而下面只就它们的基本内容分别作一概略介绍。

### § 7-1 铆 接

铆接是一种早就使用的简单的机械联接,其典型结构如图 7-1 所示。它们主要是由联接件铆钉 1 和被联接件板 2、3 所组成,有的还有辅助联接件盖板 4。这些基本元件在构造物上所形成的联接部分统称为铆接缝(简称铆缝)。

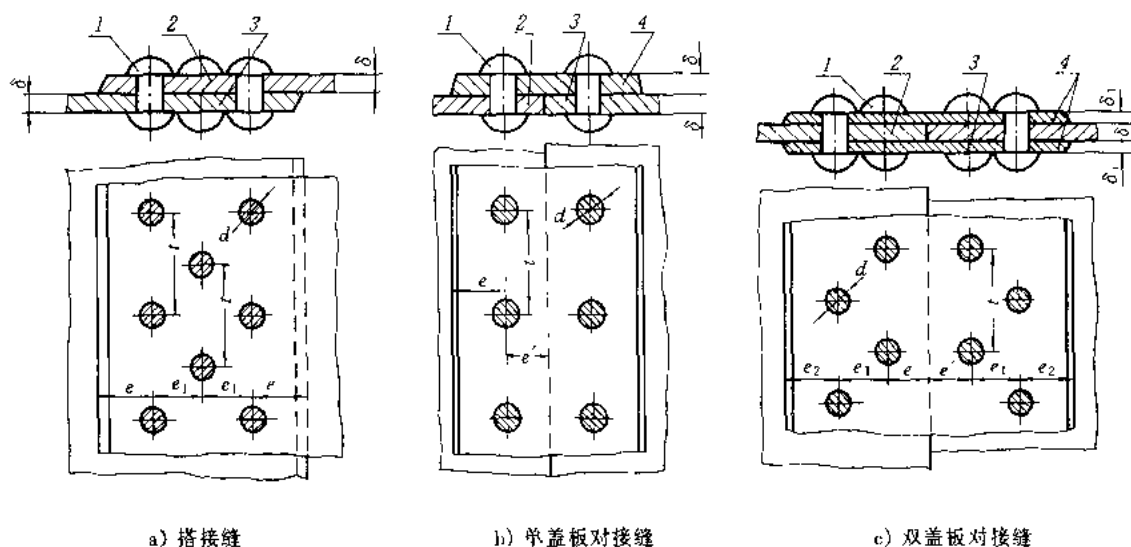


图 7-1 典型铆缝

#### (一) 铆缝的种类、特性及应用

铆缝的结构型式很多,就接头情况看,有图 7-1 所示的搭接缝、单盖板对接缝和双盖板对接缝;就铆钉排数看,又有单排、双排与多排之分。如按铆缝性能的不同,又可分为三种:以强度为基本要求的铆缝称为**强固铆缝**,如飞机蒙皮与框架、起重设备的机架、建筑物的桁架等结构用的铆缝;不但要求具有足够的强度,而且要求保证良好的紧密性的铆缝称为**强密铆缝**,如蒸汽锅炉、压缩空气贮存器等承受高压器皿的铆缝;仅以紧密性为基本要求的铆缝称为**紧密铆缝**,多用于一般的流体贮存器和低压管道上。

铆接具有工艺设备简单、抗震、耐冲击和牢固可靠等优点,但结构一般较为笨重,被联接件(或被铆件)上由于制有钉孔,使强度受到较大的削弱,铆接时一般噪声很大,影响工人健康。因此,目前除在桥梁、建筑、造船、重型机械及飞机制造等工业部门中仍常采用外,应用已渐减少,并

为焊接、胶接所代替。

## (二) 铆钉的主要类型和标准

铆钉的类型是多种多样的,而且多已标准化(见 GB/T 863.1—1986 ~ GB/T 876—1986 等)。通用机械中常用的铆钉在铆接后的型式如图 7-2 所示。它们的材料、结构尺寸等可查有关标准。

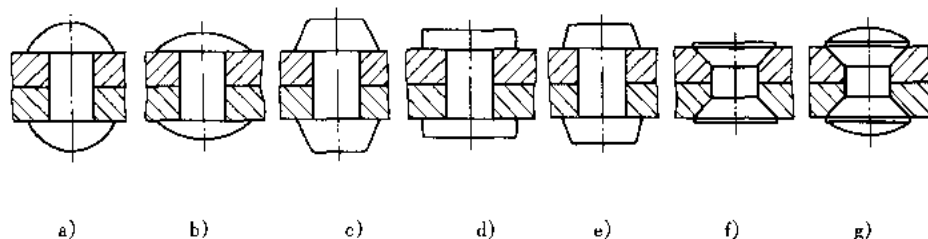


图 7-2 常用的铆钉在铆接后的型式

## (三) 铆缝的受力及破坏形式,设计计算要点

铆缝的受力及破坏形式如图 7-3 所示。

设计铆缝时,通常是根据承载情况及具体要求,按照有关专业的技术规范或规程,选出合适的铆缝类型及铆钉规格,进行铆缝的结构设计(如按照铆缝型式及有关要求布置铆钉等),然后分析铆缝受力时可能的破坏形式(图 7-3),并进行必要的强度校核。

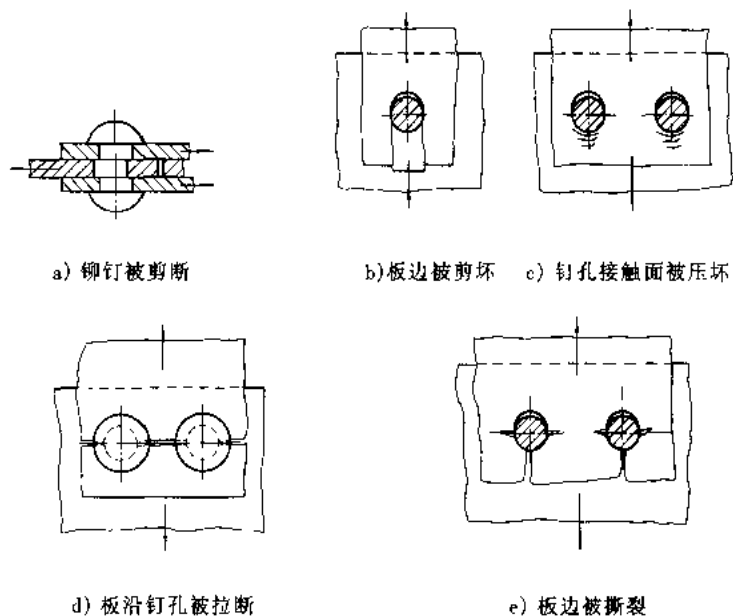


图 7-3 铆缝的受力及破坏形式

应该指出:在进行受力分析时,均假定:a)一组铆钉中的各个铆钉受力均等;b)危险截面上的拉应力或切应力、工作上的挤压应力都是均匀分布的;c)被铆件贴合面上无摩擦力;d)铆缝不受弯矩作用。但实际上,在弹性范围内,不论是沿受力方向的一系列铆钉中的切应力,或是一个铆

钉与孔壁间的挤压应力,或是一个被铆件在钉孔附近各个截面上的拉应力,都不是均匀分布的。不过,在达到塑性变形时,上述假定大致上是可以成立的,故可直接按材料力学的基本公式进行强度校核。这里要特别强调指出的是,所用的许用应力必须根据有关专业的技术规范或规程取定。

铆缝的强度经过校核合格后,还应根据技术规范对铆接工艺提出相应的要求。

现以图 7-4 所示的单排搭接铆缝进行静强度分析。取图中宽度等于节距  $t$  (即垂直于受力方向的钉距) 的阴影部分进行计算(设边距  $e$  合乎规范要求,不致出现图 7-3b 所示的破坏形式)。

1) 由被铆件的拉伸强度条件得知,允许铆缝承受的静载荷为

$$F_1 = (t - d)\delta[\sigma] \quad (7-1)$$

2) 由被铆件上孔壁的挤压强度条件得知,被铆件允许承受的压力

$$F_2 = d\delta[\sigma_p] \quad (7-2)$$

3) 由铆钉的剪切强度条件得知,铆钉允许承受的横向载荷

$$F_3 = \frac{\pi d^2[\tau]}{4} \quad (7-3)$$

上列三式中:  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$  的单位均为 N;  $[\sigma]$ 、 $[\sigma_p]$ 、 $[\tau]$  分别为被铆件的许用拉伸应力、被铆件的许用挤压应力及铆钉的许用切应力,对一般强固铆缝可按表 7-1 取值;  $d$ 、 $t$ 、 $\delta$  的单位均为 mm。

表 7-1 组成强固铆缝各元件的静载许用应力

许用应力/MPa	元件材料		说 明
	Q215	Q235、Q255	
被铆件的许用拉应力 $[\sigma]$	200	210	采用冲孔或各被铆件分开钻孔而不用样板时, $[\sigma]$ 、 $[\sigma_p]$ 降低 20%; 角钢单边铆接时, 各许用应力降低 25%
被铆件的许用挤压应力 $[\sigma_p]$	400	420	
铆钉的许用切应力 $[\tau]$	180	180	

显然,这段铆缝允许承受的静载荷  $F$  应取  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$  中的最小者。

如令上面的  $F_1 = F_2 = F_3$ , 由式 (7-1) ~ (7-3) 解出  $d$ 、 $t$ 、 $\delta$  间的关系, 并按此选出  $d$ 、 $t$ 、 $\delta$  时, 叫做该单排搭接铆缝的等强度设计。但由于规范对于  $d$ 、 $t$ 、 $\delta$  间的关系均有规定的范围, 所以实际上难于达到等强度的要求。

被铆件遭到钉孔削弱后的强度与完整时的强度之比值, 叫做铆缝的强度系数。如以图 7-4 所示的铆缝为例, 则强度系数  $\varphi$  为

$$\varphi = \frac{(t - d)\delta[\sigma]}{t\delta[\sigma]} = \frac{t - d}{t} < 1 \quad (7-4)$$

当铆钉排数一定时,  $\varphi$  的大小由  $t$  与  $d$  的比值决定; 排数增多时,  $t$  可取大些, 即  $\varphi$  可以提高, 但材料及工时增多, 结构的质量也增大。

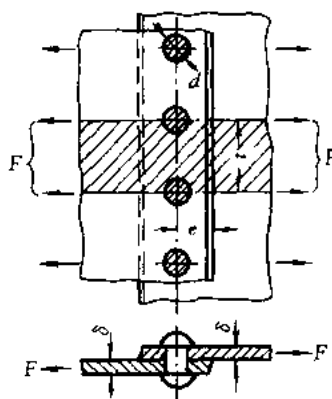


图 7-4 单排搭接铆缝强度分析简图

## § 7-2 焊 接

焊接的方法很多,机械制造业中常用的是属于熔融焊的电焊、气焊与电渣焊,其中尤以电焊应用最广。电焊又分为电阻焊与电弧焊两种。前者是利用大的低压电流通过被焊件时,在电阻最大的接头处(被焊接部位)引起强烈发热,使金属局部熔化,同时机械加压而形成的联接;后者则是利用电焊机的低压电流,通过电焊条(为一个电极)与被焊件(为另一个电极)间形成的电路,在两极间引起电弧来熔融被焊接部分的金属和焊条,使熔融的金属混合并填充接缝而形成的(图 7-5)。本节只概略介绍有关电弧焊的基本知识及焊缝强度计算的一般方法。

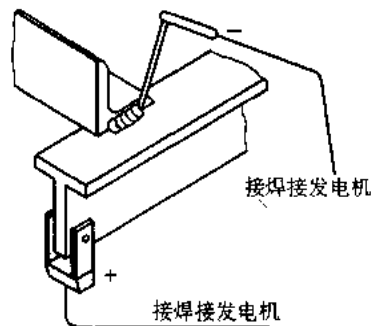


图 7-5 电弧焊接

### (一) 电弧焊缝的基本形式、特性及应用实例

焊件经焊接后形成的结合部分叫做焊缝。电弧焊缝常用的形式见图 7-6。由图可见,除了受力较小和避免增大质量时采用图 7-6e 所示的塞焊缝外,其它焊缝大体上可以分为对接焊缝与角焊缝两类。前者用于联接位于同一平面内的被焊件(图 7-6c),后者用于联接不同平面内的被焊件(图 7-6a、b、d)。

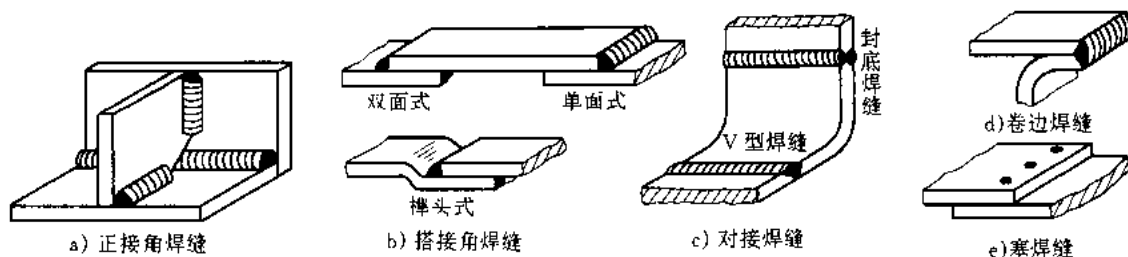


图 7-6 电弧焊缝常用的形式

与铆接相比,焊接具有强度高、工艺简单、由于联接而增加的质量小、工人劳动条件较好等优点。所以应用日益广泛,新的焊接方法发展也很迅速。另外,以焊代铸可以大量节约金属,也便于制成不同材料的组合件而节约贵重或稀有金属。在技术革新、单件生产、新产品试制等情况下,采用焊接制造箱体、机架等,一般比较经济。

电弧焊的应用实例见图 7-7。

### (二) 焊接件常用材料及焊条

焊接的金属结构常用材料为 Q215、Q235、Q255;焊接的零件则常用 Q275、15~50 碳钢,以及 50Mn、50Mn2、50SiMn2 等合金钢。在焊接中,广泛地使用各种型材、板材及管材。焊条的种类很多,应针对具体要求从手册中选取。常用的焊条型号为 E4301、E4303、E5001、E5003 等。型号中的数字,前两位表示熔敷金属的最低抗拉强度极限(如 43 表示  $\sigma_B \geq 43 \text{ kgf/mm}^2 \approx 420 \text{ MPa}$ ),第三位“0”或“1”表示适用于各种位置的焊接(平焊、立焊、仰焊、横焊),第四位表示药皮类型及焊接电源,第三、四两位组合时,01 表示钛铁矿型,03 表示钛钙型,二者的电源均为交流或直流正反接。

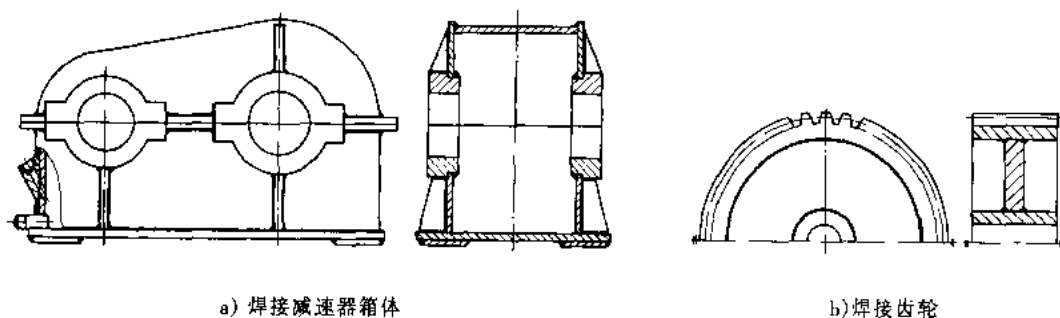


图 7-7 焊接应用实例

### (三) 焊缝的受力及破坏形式

对接焊缝主要用来承受作用于被焊件所在平面内的拉(压)力或弯矩(图 7-8a、b),其正常的破坏形式是沿焊缝断裂(图 7-8c)。

在角焊缝中,主要是搭接角焊缝(图 7-9)和正接角焊缝(参看图 7-6a)。搭接角焊缝与受力方向垂直的叫做正面角焊缝(图 7-9a);与受力方向平行的叫做侧面角焊缝(图 7-9b);二者兼有的叫做混合角焊缝(图 7-9c)。正面角焊缝通常只用来承受拉力;侧面角焊缝及混合角焊缝可用来承受拉力或弯矩。实践证明,凡是角焊缝,它的正常破坏形式均如图 7-9 中的截面 A-A、B-B 所示,并认为是由于剪切而破坏的。角焊缝的横截面一般取为等腰直角三角形,并取其腰长  $k$  等于板厚  $\delta$ ,则角焊缝的危险截面的宽度为  $k \sin 45^\circ \approx 0.7 k$ 。

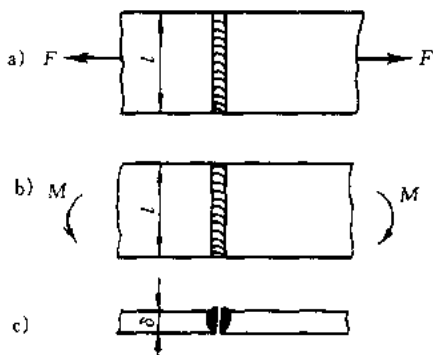


图 7-8 对接焊缝的受力及破坏形式

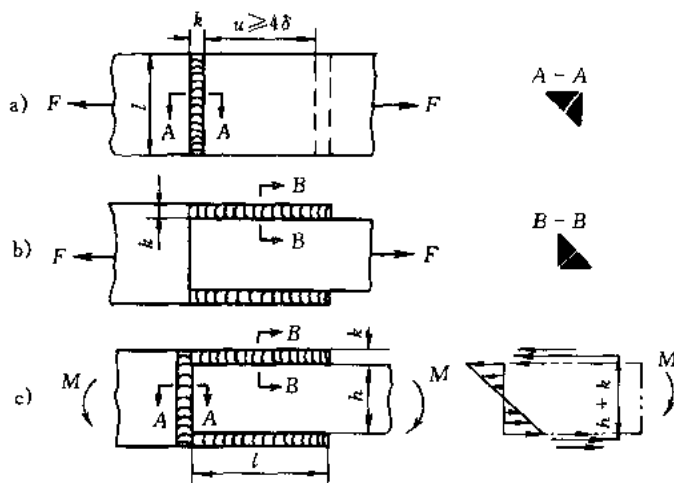


图 7-9 搭接角焊缝的受力及破坏形式

### (四) 焊缝的强度计算

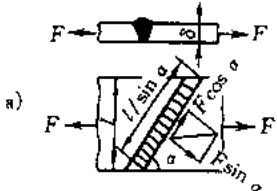
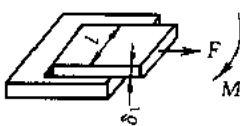
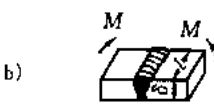

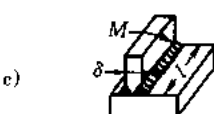
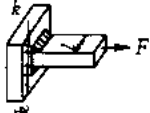
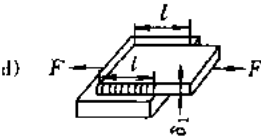
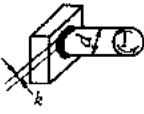
焊缝的强度计算,通常都是在假设应力均匀分布,且不计残余应力的条件下进行简化计算,

并根据实验来取定其许用应力。这样做的原因是:a) 焊接件受载时,焊缝附近的应力分布非常复杂,应力集中及内应力很难准确决定,作这样的条件性计算可使计算大为简化;b) 被焊件及焊缝本身多为塑性较大的材料,对应力集中不大敏感;c) 在设计及制造时,可采取各种措施保证应力集中和内应力不致过大。

根据上述焊缝破坏形式及简化计算方法,当一些常用的焊缝受拉(压)或弯曲时,其强度计算公式见表 7-2,其中 $[\sigma']$ 、 $[\tau']$ 分别为焊缝的许用正应力及许用切应力。

焊缝的强度与被焊件本身的强度之比,称为焊缝强度系数,现以 $\varphi$ 表示,因焊缝的许用应力 $[\sigma']$ 通常小于被焊件的许用应力 $[\sigma]$ ,故 $\varphi = [\sigma'] / [\sigma] < 1$ 。因此,对于对接焊缝,只有采用表 7-2 中 a) 所示的斜焊缝, $\varphi$ 才能增大(见其强度条件式);当焊缝与被焊件边线的夹角 $\alpha = 45^\circ$ 时,低碳钢焊接件的焊缝强度系数 $\varphi \approx 1$ 。

表 7-2 常用各式焊缝的承载情况及其强度条件式

焊缝承载情况	强度条件式	焊缝承载情况	强度条件式
a) 	$\begin{cases} \sigma = \frac{F \sin^2 \alpha}{b \delta} \leq [\sigma'] \\ \tau = \frac{F \sin \alpha \cos \alpha}{b \delta} \leq [\tau'] \end{cases}$	e) 	$\tau = \frac{F}{0.7 \delta_1 l} + \frac{6M}{0.7 \delta_1 l^2} \leq [\tau']$
b) 	$\sigma = \frac{6M}{b \delta^2} \leq [\sigma']$	f) 	$\tau = \frac{6M}{2 \times 0.7 k l^2} \leq [\tau']$
c) 	$\sigma = \frac{6M}{b \delta^2} \leq [\sigma']$	g) 	$\tau = \frac{F}{2 \times 0.7 k l} \leq [\tau']$
d) 	$\tau = \frac{F}{2 \times 0.7 \delta_1 l} \leq [\tau']$	h) 	$\tau = \frac{F}{0.7 \pi d k} \leq [\tau']$

下面简略介绍不对称侧面角焊缝及混合角焊缝的强度计算。

1) 当焊接结构中有角钢等构件(图 7-10)时,因外力 $F$ 的作用线应通过角钢截面的形心 $c$ ,作用线在焊接平面上的投影线与两侧焊缝间的距离不等(即 $a \neq b$ ),故两侧焊缝受力亦不等,因而对这种焊接结构应设计成不对称侧面角焊缝来承受外载荷。设两侧焊缝分别承担的载荷为 $F_1$ 及 $F_2$ ,则因 $F = F_1 + F_2$ , $F_1/F_2 = a/b$ ,故

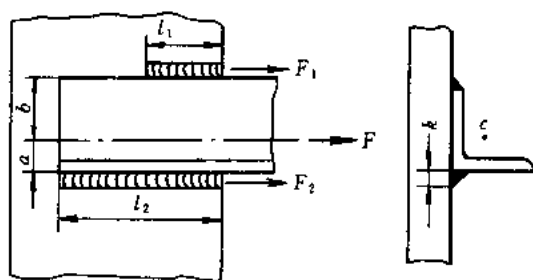


图 7-10 不对称侧面角焊缝承受拉力

$$F_1 = F \frac{a}{a+b} \quad F_2 = F \frac{b}{a+b}$$

所以两侧所需的焊缝长度分别为:

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \frac{F_1}{0.7k[\tau']} = \frac{Fa}{0.7k[\tau'](a+b)} \\ l_2 &= \frac{F_2}{0.7k[\tau']} = \frac{Fb}{0.7k[\tau'](a+b)} \end{aligned} \right\} \quad (7-5)$$

式中 $[\tau']$ 为焊缝的许用切应力,见表 7-3;其它符号意义如图所示。

表 7-3 焊缝的静载许用应力

许用应力类别	用 E4303 焊条手工焊接或熔剂层下自动焊接下列被焊件材料时,焊缝的静载许用应力/MPa	
	Q215	Q235, Q255
许用压应力 $[\sigma']$	200	210
许用拉应力(用精确方法检查焊缝质量) $[\sigma']$	200	210
许用拉应力(用普通方法检查焊缝质量) $[\sigma']$	180	180
许用切应力 $[\tau']$	140	140

注:对于单边焊接的角钢,各许用应力降低 25%。

2) 当混合角焊缝受弯矩时(参看图 7-9c),可按“力矩独立作用原理”来进行计算。即作用在对称侧面角焊缝上的力矩(由两侧焊缝产生的力偶矩来平衡)为

$$M_1 = 0.7kl(h+k)\tau$$

作用在正面角焊缝上的力矩(由焊缝危险截面模拟地承担弯矩,即取其抗弯截面承受切应力,其抗弯截面系数  $W = 0.7kh^2/6$ )为

$$M_2 = W \cdot \tau = \frac{0.7kh^2\tau}{6}$$

则由  $M = M_1 + M_2$  可得强度校核公式为

$$\tau = \frac{6M}{0.7k[6l(h+k) + h^2]} \leq [\tau'] \quad (7-6)$$

设计混合角焊缝时,若取  $k = \delta$ ,即可由上式求出所需的焊缝长度  $l$ 。

除上述两种情况外,其它常用各式焊缝的承载情况及其强度条件式见表 7-2(取  $k = \delta$ )。



焊缝的许用应力是随着焊接方法、焊条和被焊件的力学性能及载荷性质等而定的。应该强调指出的是,选择许用应力时,必须根据各该行业(如机器制造、锅炉制造、建筑结构、船舶制造等)的规范或规程取定。常用低碳钢焊接结构在静载下的焊缝许用应力见表 7-3。

当焊接件承受变载荷时,焊缝及被焊件的许用应力均应乘上降低系数  $\gamma$ :

$$\gamma = \frac{1}{a - b \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \leq 1 \quad (7-7)$$

式中:  $F_{\min}$ 、 $F_{\max}$ ——按绝对值计算的最小及最大载荷,在代入上式时必须带有本身的正(拉力)、负(压力)号;

$a$ 、 $b$ ——系数,其值见表 7-4。

表 7-4 系数  $a$ 、 $b$  的数值

焊缝型式	低碳钢		低碳合金钢	
	$a$	$b$	$a$	$b$
被焊件无应力集中时	1.00	0.50	1.30	0.70
表面加工的对接焊缝	1.10	0.60	1.45	0.85
有背焊的对接焊缝	1.30	0.80	1.75	1.15
腰长比为 1:1.5 的正面角焊缝	1.50	1.00	2.00	1.40
侧面角焊缝	2.00	1.20	2.70	2.10

当按式(7-7)计算出的  $\gamma$  值大于 1 时,应取为 1。

#### (五) 焊接件的工艺及设计注意要点

为了保证焊接的质量,避免未焊透或缺焊现象(图 7-11),焊缝应按被焊件的厚度制成如图 7-12 所示的相应的坡口型式,或进行一般的倒棱修边工艺。在焊接前,应对坡口进行清洗整理。

熔化的金属冷却时要收缩,因此使焊缝内部产生残余应力,导致构件翘曲。这不仅使焊接件难以获得精确的尺寸,且将影响到焊缝的强度。所以在满足强度条件的情况下,焊缝的长度应按实际结构的情况尽可能取得短些或分段进行焊接,并应避免焊缝交叉;还应在焊接工艺上采取措施,使构件在冷却时能有微小自由移动的可能;焊后应经热处理(如退火),以消除残余应力。此外,在焊接厚度不同的对接板件时,应将较厚的板件沿对接部位平滑辗薄或削薄到较薄板的厚度,以利焊缝金属匀称熔化和承载时的力流得以平滑过渡。

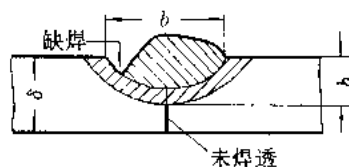


图 7-11 未焊透与缺焊现象

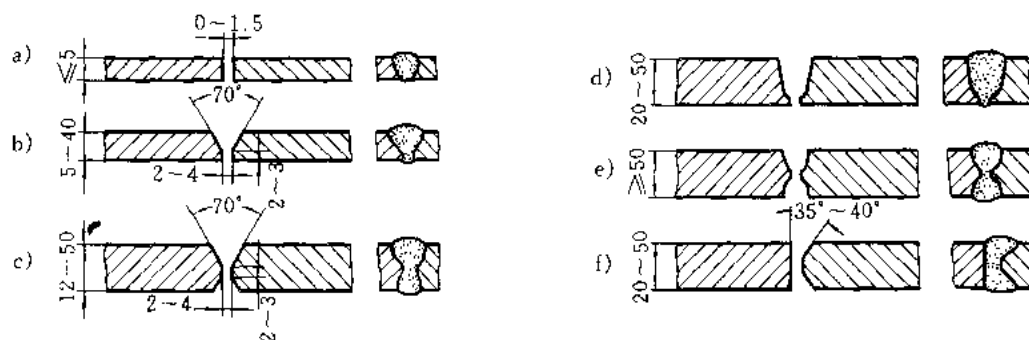


图 7-12 坡口型式及其适用的焊接件厚度(单位为 mm)

在设计焊接件时,应注意恰当选择母体材料及焊条;根据被焊件厚度选择接头及坡口型式;合理布置焊缝及焊缝长度;正确安排焊接工艺,以避免施工不便及残余应力源。对于那些有强度要求的重要焊缝,必须按照有关行业的强度规范进行焊缝尺寸的校核,同时还应规定一定技术水平的焊工进行焊接,并在焊后仔细地进行质量检验。

**例题 7-1** 校核图 7-13 所示工字钢支架焊缝的强度。已知:静载荷  $F = 150\,000\text{ N}$ , 力臂  $l = 150\text{ mm}$ , 焊缝腰长  $k = 8\text{ mm}$ , 工字钢型号为 25a, 材料为 Q235-A·F(A 为质量等级, F 代表沸腾钢), 用 E4303 焊条手工焊接,

[解] 由机械设计手册查知, 25a 型工字钢的尺寸是: 高  $h = 250\text{ mm}$ , 腿宽  $b = 116\text{ mm}$ , 腿平均厚度  $t = 13\text{ mm}$ , 腰厚  $d = 8\text{ mm}$ 。

为了简化计算, 设在  $F$  作用下 ( $l = 0$  时) 的剪力仅由两条竖直的焊缝承担 (偏于安全), 此二焊缝在联接面上的投影面积为  $A_1 = 2k \cdot (h - 2t)$ , 则由  $F$  在焊缝危险截面上产生的切应力为

$$\begin{aligned}\tau_1 &\approx \frac{F}{0.7A_1} = \frac{F}{0.7 \times 2k(h-2t)} \\ &= \frac{150\,000}{0.7 \times 2 \times 8 \times (250 - 2 \times 13)} \text{ MPa} = 59.79 \text{ MPa}\end{aligned}$$

焊缝在联接面上的投影面积  $A_2$  (见图 c, 并略去上下腿两端很短的焊缝, 简化成腰、腿厚度均为  $8\text{ mm}$  的两个工字形) 的转动惯量  $J_{x-x}$  可近似求得<sup>①</sup> 为

$$J_{x-x} \approx 2 \left[ \frac{bh^3}{12} - \frac{(b-k)(h-2k)^3}{12} \right] = 2 \times \left[ \frac{116 \times 250^3}{12} - \frac{108 \times 234^3}{12} \right] \text{ mm}^4 = 71\,451\,061 \text{ mm}^4$$

于是在力矩  $F \times l$  作用下, 焊缝危险截面上产生的切应力为

$$\tau_2 \approx \frac{Fl}{0.7 \frac{J_{x-x}}{y}} = \frac{150\,000 \times 150}{0.7 \times \frac{71\,451\,061}{112}} \text{ MPa} = 44.66 \text{ MPa}$$

故得焊缝危险截面上的合成切应力为

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \sqrt{59.79^2 + 44.66^2} \text{ MPa} = 74.63 \text{ MPa}$$

由表 7-3 查得焊缝的许用切应力为  $[\tau'] = 140 \text{ MPa} > \tau = 74.63 \text{ MPa}$ , 故强度足够。

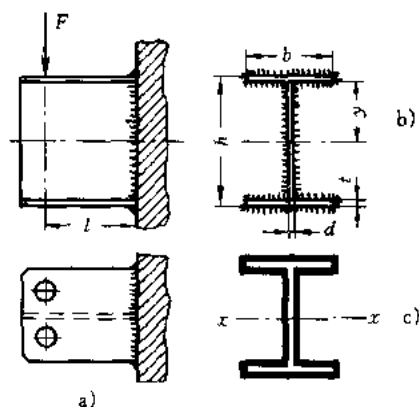


图 7-13 焊接工字钢支架

① 本题因  $k = 8\text{ mm} < t = 13\text{ mm}$ , 如  $k \approx t$  时, 可近似取  $A_2$  的  $J_{x-x}$  为工字钢横截面的  $J_{x-x}$  的 2 倍。

## § 7-3 胶 接

### (一) 胶接及其应用

胶接是利用胶粘剂在一定条件下把预制的元件(如图 7-14a 中的轮圈和轮芯)联接在一起;并具有一定的联接强度。它是早就使用的一种不可拆联接。如木工利用聚醋酸乙烯乳液(乳胶)粘合木质构件就是一例。但在机械制造中采用胶接的金属构件,还是近 50 年来发展出的新兴工艺。

胶接的机理涉及到很多化学的与物理的因素,目前虽已有多种理论,但都不能作出圆满的解释,故尚在积极研究中。随着高分子化学,特别是石油化学工业的迅速发展,胶接的理论必将日臻完善。

目前,胶接在机床、汽车、拖拉机、造船、化工、仪表、航空、航天等工业部门中的应用日渐广泛,其应用实例见图 7-14。

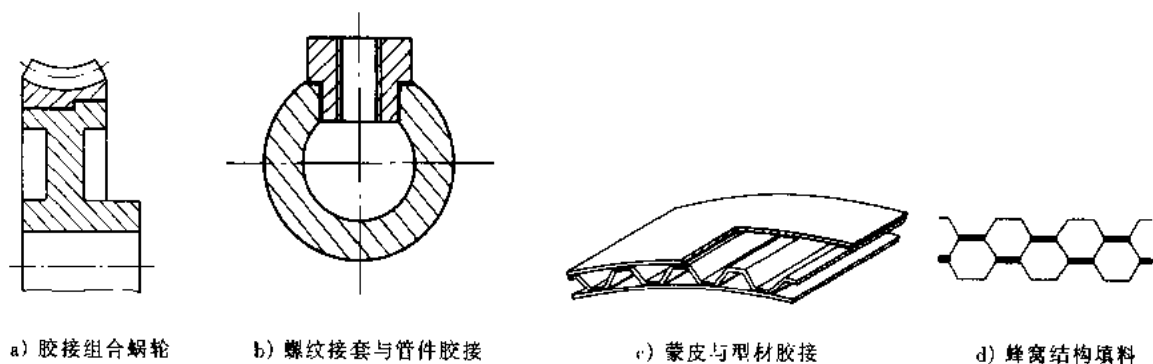


图 7-14 胶接应用实例

### (二) 常用胶粘剂及其主要性能与选择原则

胶粘剂的品种繁多(见参考文献[67]第 16 篇第 3 章),可从不同的角度划分为很多类别,现仅按使用目的分以下三类作简单介绍。

#### 1. 结构胶粘剂

这类胶粘剂在常温下的抗剪强度一般不低于 8 MPa,经受一般高、低温或化学的作用不降低其性能,胶接件能承受较大的载荷。例如酚醛-缩醛-有机硅胶粘剂、环氧-酚醛胶粘剂和环氧-有机硅胶粘剂等。

#### 2. 非结构胶粘剂

这类胶粘剂在正常使用时有一定的胶接强度,但在受到高温或重载时,性能迅速下降。例如聚氨酯胶粘剂和酚醛-氯丁橡胶胶粘剂等。

#### 3. 其它胶粘剂

即具有特殊用途(如防锈、绝缘、导电、透明、超高温、超低温、耐酸、耐碱等)的胶粘剂。例如环氧导电胶粘剂和环氧超低温胶粘剂等。

在机械制造中,目前较为常用的是结构胶粘剂中的酚醛-缩醛-有机硅胶粘剂及环氧-酚

醛胶粘剂等。

胶粘剂的主要性能是胶接强度(耐热性、耐介质性、耐老化性)、固化条件(温度、压力、保持时间)、工艺性能(涂布性、流动性、有效贮存期)以及其它特殊性能(如防锈等)。

胶粘剂的力学性能随着胶接件材料、环境温度、固化条件、胶层厚度、工作时间、工艺水平等的不同而异。例如可用于胶接各种碳钢、合金钢、铝、镁、钛等合金以及各种玻璃钢的酚醛-缩醛-有机硅耐高温胶粘剂(牌号为 204 胶)胶接 30CrMnSiA 钢时,在常温下,剪切强度  $\tau_B \geq 22.8$  MPa;200℃时,  $\tau_B \geq 15.8$  MPa;300℃时,  $\tau_B \geq 8.6$  MPa;350℃时,  $\tau_B \geq 4$  MPa。各种胶粘剂的性能数据可查阅有关手册。

胶粘剂的选择原则,主要是针对胶接件的使用要求及环境条件,从胶接强度、工作温度、固化条件等方面选取胶粘剂的品种,并兼顾产品的特殊要求(如防锈等)及工艺上的方便。此外,如对受有一般冲击、振动的产品,宜选用弹性模量小的胶粘剂;在变应力条件下工作的胶接件,应选膨胀系数与零件材料的膨胀系数相近的胶粘剂等。

### (三) 胶接的基本工艺过程

#### 1. 胶接件胶接表面的制备

胶接表面一般需经过除油处理、机械处理及化学处理,以便清除表面油污及氧化层,改造表面粗糙度,使其达到最佳胶接表面状态。表面粗糙度一般应为  $\sqrt[3]{2} \sim \sqrt[3]{6}$ , 过高或过低都会降低胶接的强度。

#### 2. 胶粘剂配制

因大多数胶粘剂是“多组分”的,在使用前应按规定的程序及正确的配方比例妥善配制。

#### 3. 涂胶

采取适当的方法涂布胶粘剂(如喷涂、刷涂、滚涂、浸渍、贴膜等),以保证厚薄合适、均匀无缺、无气泡等。

#### 4. 清理

在涂胶装配后,清除胶接件上多余的胶粘剂(若产品允许在固化后进行机械加工或喷丸时,这一步可在固化后进行)。

#### 5. 固化

根据胶接件的使用要求、接头形式、接头面积等,恰当选定固化条件(温度、压力及保持时间),使胶接域固化。

#### 6. 质量检验

对胶接产品主要是进行 X 光、超声波探伤、放射性同位素或激光全息摄影等无损检验,以防止胶接接头存在严重缺陷。

### (四) 胶接接头的结构形式、受力状况及设计要点

胶接接头的典型结构见图 7-15。

胶接接头的受力状况有拉伸、剪切、剥离与扯离等(图 7-16)。实践证明,胶缝的抗剪切及抗拉伸能力强,而抗扯离及抗剥离能力弱。

胶接接头的设计要点是:

- a) 针对胶接件的工作要求正确选择胶粘剂;
- b) 合理选定接头形式;
- c) 恰当选取工艺参数;
- d) 充分利用胶缝的承载特性,尽可能使胶缝承受剪切或拉伸载荷,而避免承受扯离,特别是对剥

离载荷,不宜采用胶接接头;e) 从结构上适当采取防止剥离的措施,如加装紧固元件,在边缘采用卷边和加大胶接面积等,以防止从边缘或拐角处脱缝;f) 尽量减小胶缝处的应力集中,如将胶缝处的板材端部切成斜角,或把胶粘剂和胶接件材料的膨胀系数选得很接近等;g) 当有较大的冲击、振动时,应在胶接面间增加玻璃布层等缓冲减振材料。

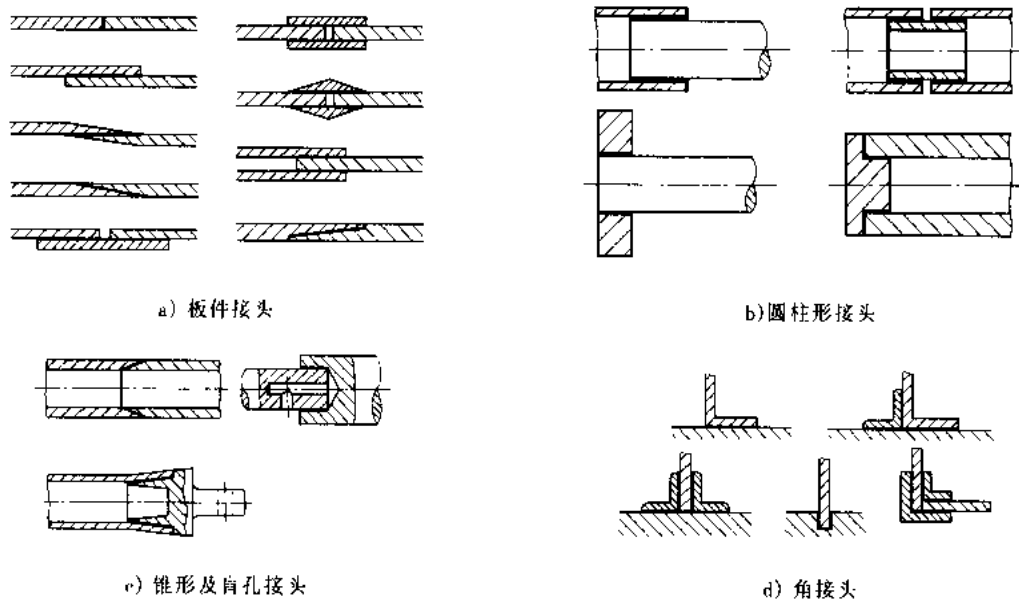


图 7-15 胶接接头典型结构

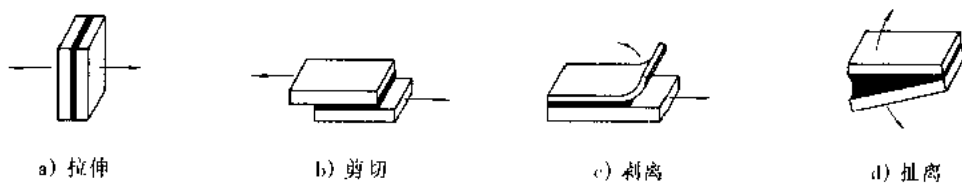


图 7-16 胶接接头的受力状况

### (五) 胶接与铆接、焊接的比较

胶接与铆接、焊接相比,其优点是:a) 质量较小(一般可小 20%左右),材料的利用率较高;b) 不会使胶缝附近母体材料的金相组织改变,冷却时也不会产生翘曲和变形;c) 因为是全部贴合面间的胶粘联接,应力分布较为均匀,故耐疲劳、耐蠕变性能较好;d) 能使异形、复杂、微小或很薄的元件以及金属与非金属构件相互联接;e) 所需设备简单,操作方便,无噪声,劳动条件好,劳动生产率高,成本较低;f) 密封性比铆接可靠,如环氧胶粘剂可耐水压达 2 MPa;g) 工作温度在有特殊要求时可达  $-200 \sim +1000^{\circ}\text{C}$  (一般为  $-60 \sim +400^{\circ}\text{C}$ );h) 能满足防锈、绝缘、透明等特殊要求。其缺点是:a) 工作温度过高时,胶接强度将随温度的增高而显著下降;b) 抗剥离、抗弯曲及抗冲击振动性能差;c) 耐老化、耐介质(如酸、碱等)性能较差,且不稳定;d) 有的胶粘剂(如酚醛-缩醛-有机硅耐高温胶粘剂)所需的胶接工艺较为复杂;e) 胶接件的缺陷有时不易发现,目前尚无完善可靠的无损检验方法。

## § 7-4 过盈联接

### (一) 过盈联接的特点及应用

过盈联接是利用零件间的配合过盈来达到联接目的的。这种联接也叫干涉配合联接或紧配合联接。

过盈联接主要用于轴与毂的联接、轮圈与轮芯的联接以及滚动轴承与轴或座孔的联接等。这种联接的特点是结构简单、对中性好、承载能力大、承受冲击性能好、对轴削弱少,但配合面加工精度要求高、装拆不便。本节只讲述配合面为圆柱面的过盈联接(圆锥面过盈联接可参看 GB/T 5371—1985 及 JB/ZQ 4277—1986 或参考文献[66])。

### (二) 过盈联接的工作原理及装配方法

过盈联接是将外径为  $d_B$  的被包容件压入内径为  $d_A$  的包容件中(图 7-17)。由于配合直径间有  $\Delta A + \Delta B$  的过盈量,在装配后的配合面上,便产生了一定的径向压力。当联接承受轴向力  $F$ (图 7-18)或转矩  $T$ (图 7-19)时,配合面上便产生摩擦阻力或摩擦阻力矩以抵抗和传递外载荷。

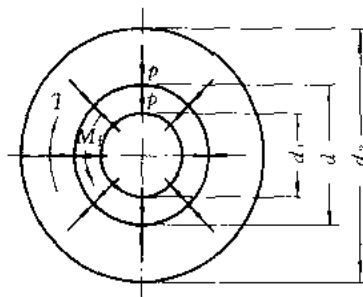
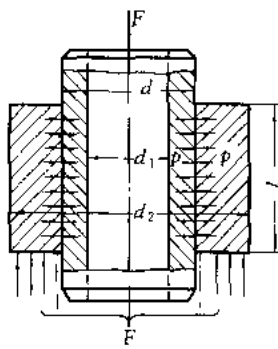
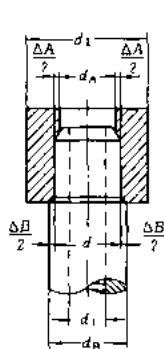


图 7-17 圆柱面过盈联接

图 7-18 受轴向力的过盈联接

图 7-19 受转矩的过盈联接

过盈联接的装配方法有压入法和胀缩法(温差法)。

压入法是利用压力机将被包容件直接压入包容件中。由于过盈量的存在,在压入过程中,配合表面微观不平度的峰尖不可避免地要受到擦伤或压平,因而降低了联接的紧固性。在被包容件和包容件上分别制出如图 7-20 所示的导锥,并对配合表面进行润滑,可以减轻上述缺点。但对联接质量要求更高时,应采用胀缩法进行装配。即加热包容件或(和)冷却被包容件,使之既便于装配,又可减少或避免损伤配合表面,而在常温下即达到牢固的联接。胀缩法一般是利用电加热,冷却则多采用液态空气(沸点为  $-194\text{ }^{\circ}\text{C}$ )或固态二氧化碳(又名干冰,沸点为  $-79\text{ }^{\circ}\text{C}$ )。加热时应防止配合面上产生氧化皮。加热法常用于配合直径较大时;冷却法则常用于配合直径较小时。

过盈联接的应用实例见图 7-21 及 7-22。

由于过盈联接经过多次拆装后,配合面会受到严重损伤,当装配过盈量很大时,装好后再拆开就更加困难。因此,为了保证多次装拆后的配合仍能具有良好的紧固性,可采用液压拆卸,即在配合面间注入高压油,以胀大包容件的内径,缩小被包容件的外径,从而使联接便于拆开,并减小配合面的擦伤。但采用这种办法时,需在包容件和(或)被包容件上制出油孔和油沟,如图 7-22 所示。

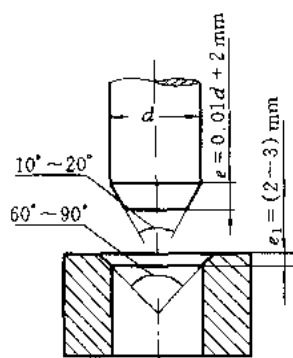


图 7-20 过盈构件的结构

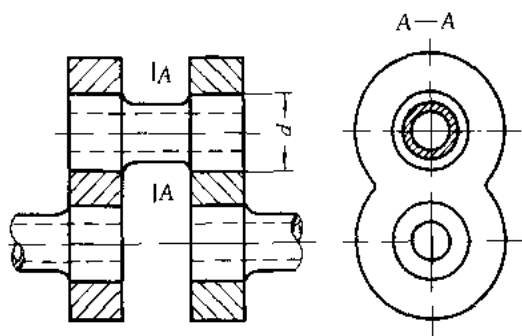


图 7-21 曲轴过盈联接组装件

### (三) 过盈联接的设计计算

过盈联接计算的假设条件是:联接零件中的应力处于平面应力状态(即轴向应力  $\sigma_z = 0$ ),应变均在弹性范围内;材料的弹性模量为常量;联接部分为两个等长的厚壁筒,配合面上的压力为均匀分布。

过盈联接主要用以承受轴向力或传递转矩,或者同时兼有以上两种作用(个别情况也用以承受弯矩)。由前述工作原理可知,为了保证过盈联接的工作能力,强度计算须包含两个方面:一方面是在已知载荷的条件下,计算配合面间所需产生的压力和产生这个压力所需的最小过盈量;另一方面是在选定的标准过盈配合下,校核联接的诸零件(如轮圈与轮芯,轮毂与轴等)在最大过盈量时的强度。如采用胀缩法装配时,还应算出加热及冷却的温度。此外,须算出装拆时所需的压入力及压出力。必要时还应算出包容件外径的胀大量及被包容件内径的缩小量。现分述于后。

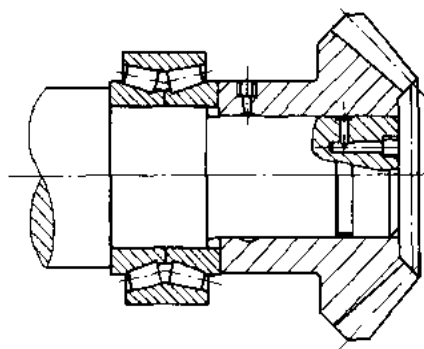


图 7-22 轴与轴承、齿轮的过盈联接及拆开时用的注油螺口管道

#### 1. 配合面间所需的径向压力 $p$

过盈联接的配合面间应具有的径向压力是随着所传递的载荷类型不同而异的。

1) 传递轴向力  $F$  当联接传递轴向力  $F$  时(图 7-18),应保证联接在此载荷作用下,不产生轴向滑动。亦即当径向压力为  $p$  时,在外载荷  $F$  的作用下,配合面上所能产生的轴向摩擦阻力  $F_f$ ,应大于或等于外载荷  $F$ 。

设配合的公称直径为  $d$ ,配合面间的摩擦系数为  $f$ ,配合长度为  $l$ ,则

$$F_f = \pi d l p f$$

因需保证  $F_f \geq F$ ,故

$$p \geq \frac{F}{\pi d l f} \quad (7-8)$$

2) 传递转矩  $T$  当联接传递转矩  $T$  时(图 7-19),则应保证在此转矩作用下不产生周向滑移。亦即当径向压力为  $p$  时,在转矩  $T$  的作用下,配合面间所能产生的摩擦阻力矩  $M_f$  应大于或等于转矩  $T$ 。

设配合面上的摩擦系数为  $f^{①}$ , 配合尺寸同前, 则

$$M_f = \pi d l p f \frac{d}{2}$$

因需保证  $M_f \geq T$ , 故得

$$p \geq \frac{2T}{\pi d^2 l f} \quad (7-9)$$

配合面间摩擦系数的大小与配合面的状态、材料及润滑情况等因素有关, 应由实验测定。表 7-5 给出了几种情况下摩擦系数值, 以供计算时参考。

表 7-5 摩擦系数  $f$  值

压 入 法			胀 缩 法		
联接零件材料	无润滑时 $f$	有润滑时 $f$	联接零件材料	结合方式, 润滑	$f$
钢 - 铸钢	0.11	0.08	钢 - 钢	油压扩孔, 压力油为矿物油	0.125
钢 - 结构钢	0.10	0.07		油压扩孔, 压力油为甘油, 结合面排油干净	0.18
钢 - 优质结构钢	0.11	0.08		在电炉中加热包容件至 300 °C	0.14
钢 - 青铜	0.15 ~ 0.20	0.03 ~ 0.06		在电炉中加热包容件至 300 °C 以后, 结合面脱脂	0.2
钢 - 铸铁	0.12 ~ 0.15	0.05 ~ 0.10	钢 - 铸铁	油压扩孔, 压力油为矿物油	0.1
铸铁 - 铸铁	0.15 ~ 0.25	0.15 ~ 0.10	钢 - 铝镁合金	无润滑	0.10 ~ 0.15

3) 承受轴向力  $F$  和转矩  $T$  的联合作用 此时所需的径向压力为

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f} \quad (7-10)$$

2. 过盈联接的最小有效过盈量  $\delta_{\min}$

根据材料力学有关厚壁圆筒的计算理论, 在径向压力为  $p$  时的过盈量为

$$\Delta = p d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2) \times 10^3$$

则由式(7-8) ~ (7-10)可知, 过盈联接传递载荷所需的最小过盈量应为

$$\Delta_{\min} = p d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3 \quad (7-11)$$

两式中:  $\Delta$ 、 $\Delta_{\min}$ ——分别为过盈联接的过盈量和最小过盈量, 单位为  $\mu\text{m}$ ;

$p$ ——配合面间的径向压力, 由式(7-8) ~ (7-10)计算, 单位为  $\text{MPa}$ ;

$d$ ——配合的公称直径, 单位为  $\text{mm}$ ;

$E_1$ 、 $E_2$ ——分别为被包容件与包容件材料的弹性模量, 单位为  $\text{MPa}$ ;

$C_1$ ——被包容件的刚性系数,  $C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$ ;

① 实际上, 周向摩擦系数与轴向摩擦系数略有差异, 现为简化, 取两者近似相等, 均以  $f$  表示。



$C_2$ ——包容件的刚性系数,  $C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$ ;

$d_1, d_2$ ——分别为被包容件的内径和包容件的外径, 单位为 mm;

$\mu_1, \mu_2$ ——分别为被包容件与包容件材料的泊松比。对于钢,  $\mu = 0.3$ ; 对于铸铁,  $\mu = 0.25$ 。

由式(7-8)~(7-10)可见, 当传递的载荷一定时, 配合长度  $l$  越短, 所需的径向压力  $p$  就越大。再由式(7-11)可见, 当  $p$  增大时, 所需的过盈量也随之增大。因此, 为了避免在载荷一定时需用较大的过盈量而增加装配时的困难, 配合长度不宜过短, 一般推荐采用  $l \approx 0.9d$ 。但应注意, 由于配合面上的应力分布不均匀, 当  $l > 0.8d$  时, 应考虑两端应力集中的影响, 并从结构上采取降低应力集中的措施, 参看图 15-19。

显然, 上面求出的  $\Delta_{\min}$  只有在采用胀缩法装配不致擦去或压平配合表面微观不平度的峰尖时才是有效的。所以用胀缩法装配时, 最小有效过盈量  $\delta_{\min} = \Delta_{\min}$ 。但当采用压入法装配时, 配合表面的微观峰尖将被擦去或压平一部分(图 7-23), 此时按式(7-11)求出的  $\Delta_{\min}$  即为理论值, 应再增加被擦去部分  $2u$ , 故计算公式为

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\min} &= \Delta_{\min} + 2u \\ 2u &= 0.8(R_{z1} + R_{z2}) \end{aligned} \right\} \quad (7-12)$$

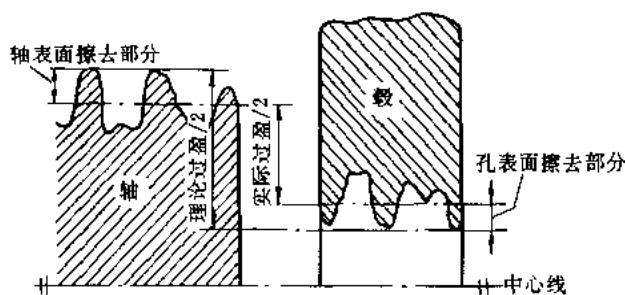


图 7-23 压入法装配时配合表面擦去部分示意图

式中:  $u$ ——装配时图 7-23 所示两配合表面上微观峰尖被擦去部分的高度之和, 取其为  $0.4(R_{z1} + R_{z2})$ , 单位为  $\mu\text{m}$ ;

$R_{z1}, R_{z2}$ ——分别为被包容件及包容件配合表面上微观不平度的十点高度, 单位为  $\mu\text{m}$ , 其值随表面粗糙度而异, 见表 7-6。

表 7-6 加工方法、表面粗糙度及表面微观不平度十点高度  $R_z$

加工方法	精车或精镗, 中等磨光, 刮(每平方厘米内有 1.5~3 个点)		铰, 精磨, 刮(每平方厘米内有 3~5 个点)		钻石刀头铰, 铰磨		研磨, 抛光, 超精加工等		
表面粗糙度代号	$\frac{3.2}{\nabla}$	$\frac{1.6}{\nabla}$	$\frac{0.8}{\nabla}$	$\frac{0.4}{\nabla}$	$\frac{0.2}{\nabla}$	$\frac{0.1}{\nabla}$	$\frac{0.05}{\nabla}$	$\frac{0.025}{\nabla}$	$\frac{0.012}{\nabla}$
$R_z/\mu\text{m}$	10	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05

设计过盈联接时, 如用压入法装配, 应根据式(7-12)求得的最小有效过盈量  $\delta_{\min}$ , 从国家标

准中选出一个标准过盈配合,这个标准过盈配合的最小过盈量应略大于或等于  $\delta_{\min}$ 。若使用胀缩法装配时,由于配合表面微观峰尖被擦伤或压平的很少,可以忽略不计,亦即可按式(7-11)求出  $\delta_{\min}$ 后直接选定标准过盈配合。

还应指出的是:实践证明,不平度较小的两表面相配合时贴合的情况较好,从而可提高联接的紧固性。

### 3. 过盈联接的强度计算<sup>①</sup>

前已指出,过盈联接的强度包括两个方面,即联接的强度及联接零件本身的强度。由于按照上述方法选出的标准过盈配合已能产生所需的径向压力,即已能保证联接的强度,所以下面只讨论联接零件本身的强度问题。

过盈联接零件本身的强度,可按材料力学中阐明的厚壁圆筒强度计算方法进行校核。当压力  $p$  一定时,联接零件中的应力大小及分布情况见图7-24。首先按所选的标准过盈配合种类查算出最大过盈量  $\delta_{\max}$  (采用压入法装配时应减掉被擦去的部分  $2u$ ),再按式(7-11a)求出最大径向压力  $p_{\max}$ ,即

$$p_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3} \quad (7-11a)$$

然后根据  $p_{\max}$  来校核联接零件本身的强度。当包容件(被包容件)为脆性材料时,可按图7-24所示的最大周向拉(压)应力用第一强度理论进行校核。由图可见,其主要破坏形式是包容件内表层断裂。

设  $\sigma_{B1}$ 、 $\sigma_{B2}$  分别为被包容件材料的压缩强度极限及包容件材料的拉伸强度极限,则强度校核公式为:

$$\text{对被包容件} \quad p_{\max} \leq \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \times \frac{\sigma_{B1}}{2 \sim 3} \quad (7-13)$$

$$\text{对包容件} \quad p_{\max} \leq \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2 + d^2} \times \frac{\sigma_{B2}}{2 \sim 3} \quad (7-14)$$

当零件材料为塑性材料时,则应按第三强度理论( $\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_s$ )检验其承受最大应力的表层是否处于弹性变形范围内<sup>②</sup>。设  $\sigma_{S1}$ 、 $\sigma_{S2}$  分别为被包容件及包容件材料的屈服极限,则由图7-24可知,不出现塑性变形的检验公式为:

$$\text{对被包容件内表层} \quad p_{\max} \leq \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \sigma_{S1} \quad (7-15)$$

$$\text{对包容件内表层} \quad p_{\max} \leq \frac{d_2^2 - d^2}{\sqrt{3d_2^4 + d^4}} \sigma_{S2} \quad (7-16)$$

### 4. 过盈联接最大压入力、压出力

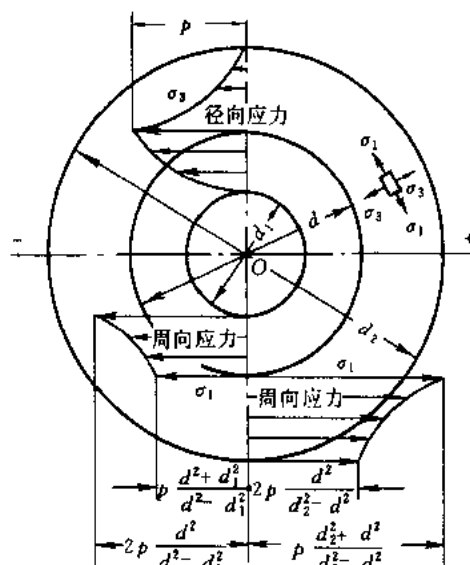


图7-24 过盈联接中的应力大小及分布情况

① 本书只讨论承受载荷时静止的或转速不高的过盈联接,对高转速的过盈联接还应计入离心力的影响。

② 既计入转速的影响,又按弹-塑性变形条件来设计过盈联接的方法可参看[30]。

当采用压入法装配并准备拆开时,为了选择所需压力机的容量,应将其最大压入力、压出力按下列公式算出:

$$\text{最大压入力} \quad F_i = f\pi dl p_{\max} \quad (7-17)$$

$$\text{最大压出力} \quad F_0 = (1.3 \sim 1.5) F_i = (1.3 \sim 1.5) f\pi dl p_{\max} \quad (7-18)$$

#### 5. 包容件加热及被包容件冷却温度

如采用胀缩法装配时,包容件的加热温度  $t_2$  或被包容件的冷却温度  $t_1$  (单位均为  $^{\circ}\text{C}$ ) 可按下列式计算:

$$t_2 = \frac{\delta_{\max} + \Delta_0}{\alpha_2 d \times 10^3} + t_0 \quad (7-19)$$

$$t_1 = -\frac{\delta_{\max} + \Delta_0}{\alpha_1 d \times 10^3} + t_0 \quad (7-20)$$

式中:  $\delta_{\max}$ ——所选得的标准配合在装配前的最大过盈量,单位为  $\mu\text{m}$ ;

$\Delta_0$ ——装配时为了避免配合面互相擦伤所需的最小间隙。通常采用同样公称直径的间隙配合 H7/g6 的最小间隙,单位为  $\mu\text{m}$ ,或从手册中查取;

$d$ ——配合的公称直径,单位为  $\text{mm}$ ;

$\alpha_1, \alpha_2$ ——分别为被包容件及包容件材料的线膨胀系数,查有关手册;

$t_0$ ——装配环境的温度,单位为  $^{\circ}\text{C}$ 。

#### 6. 包容件外径胀大量及被包容件内径缩小量(一般只需计算其最大绝对值)

当有必要计算过盈联接装配后包容件外径胀大量及被包容件内径缩小量时,可按下列公式计算:

$$\text{包容件外径最大胀大量} \quad \Delta d_{2\max} = \frac{2p_{\max} d_2 d^2}{E_2 (d_2^2 - d^2)} \quad (7-21)$$

$$\text{被包容件内径最大缩小量} \quad \Delta d_{1\max} = \frac{2p_{\max} d_1 d^2}{E_1 (d^2 - d_1^2)} \quad (7-22)$$

式中  $\Delta d_{2\max}$  和  $\Delta d_{1\max}$  的单位为  $\text{mm}$ ,其余各符号的意义及单位同前。

**例题 7-2** 图 7-25 所示为一过盈联接的组合齿轮,齿圈材料为 45 钢,轮芯材料为铸铁 HT250;已知其传递的转矩  $T = 7 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ,结构尺寸如图所示,装配后不再拆开,装配时配合面用润滑油润滑,试决定其标准过盈量和压入力。

**[解]** 1. 确定压力  $p$

在  $T = 7 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$  作用下,联接应具有径向压力  $p$ ,根据式(7-9),并由表 7-5 取  $f = 0.08$  得

$$p \geq \frac{2T}{f\pi d^2 l} = \frac{2 \times 7 \times 10^6}{0.08\pi \times 480^2 \times 110} \text{ MPa} = 2.19 \text{ MPa}$$

2. 确定最小有效过盈量,选定配合种类

1) 求满足上面  $p$  值所需的最小过盈量 由式(7-11),先计算式中的刚性系数  $C_1, C_2$ ,已知  $\mu_1 = 0.25, \mu_2 = 0.3; E_1 = 1.3 \times 10^5 \text{ MPa}, E_2 = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ ,得

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{480^2 + 440^2}{480^2 - 440^2} - 0.25 = 11.27$$

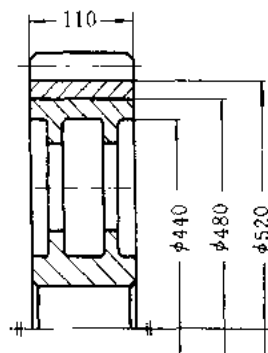


图 7-25 过盈联接的组合齿轮

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{520^2 + 480^2}{520^2 - 480^2} + 0.3 = 12.82$$

将以上诸值代入式(7-11),得

$$\Delta_{\min} = pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3 = 2.19 \times 480 \times \left( \frac{11.27}{1.3 \times 10^5} + \frac{12.82}{2.1 \times 10^5} \right) \times 10^3 \mu\text{m} \approx 155 \mu\text{m}$$

2) 选择标准配合,确定标准过盈量 根据式(7-12)确定最小有效过盈量。设配合孔的表面粗糙度为 $\sqrt[3]{2}$ ,轴为 $\sqrt[1.6]{}$ ,由表7-6选取  $R_{d1} = 10 \mu\text{m}$ ;  $R_{d2} = 6.3 \mu\text{m}$ ,则

$$\delta_{\min} = \Delta_{\min} + 0.8(R_{d1} + R_{d2}) = [155 + 0.8 \times (6.3 + 10)] \mu\text{m} \approx 170 \mu\text{m}$$

现考虑齿轮所传递的转矩较大,由公差配合表选 H7/s6 配合,其孔公差为  $\phi 480^{+0.063}_0$ ;轴公差为  $\phi 480^{+0.292}_{-0.252}$ 。此标准配合可能产生的最大过盈量  $\delta_{\max} = (292 - 0) \mu\text{m} = 292 \mu\text{m}$ ;最小过盈量为  $(252 - 63) \mu\text{m} = 189 \mu\text{m} > \delta_{\min} = 170 \mu\text{m}$ ,合用。

### 3. 计算过盈联接的强度

因所选标准配合可以产生足够的径向压力,故联接强度已保证。现只需校核联接零件本身的强度。已知所选配合的最大过盈量为  $292 \mu\text{m}$ ,但因采用压入法装配,考虑配合表面微观峰尖被擦去  $2u = 0.8(R_{d1} + R_{d2})$ ,故装配后可能产生的最大径向压力  $p_{\max}$ 按式(7-11a)及式(7-12)求得为

$$p_{\max} = \frac{\delta_{\max} - 0.8(R_{d1} + R_{d2})}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3} = \frac{292 - 0.8 \times (6.3 + 10)}{480 \times \left( \frac{11.27}{1.3 \times 10^5} + \frac{12.82}{2.1 \times 10^5} \right) \times 10^3} \text{MPa} \approx 3.95 \text{MPa}$$

再由手册查取包容件齿圈材料45钢的屈服极限  $\sigma_{s2} = 280 \text{MPa}$ ,则由式(7-16)求得

$$\frac{d_2^2 - d^2}{\sqrt{3}d_2^4 + d^4} \times \sigma_{s2} = \frac{520^2 - 480^2}{\sqrt{3} \times 520^4 + 480^4} \times 280 \text{MPa} \approx 0.077 \times 280 \text{MPa} = 21.56 \text{MPa}$$

因  $p_{\max} = 3.95 \text{MPa} \ll 21.56 \text{MPa}$ ,即齿圈强度足够;而被包容件轮芯材料为 HT250,具有很高的抗压强度,勿须进行校核,故联接零件本身强度均已足够。

### 4. 计算所需压入力

由表7-5取对应的摩擦系数最大值为  $f = 0.10$ ,根据式(7-17)求得压入力为

$$F_1 = f\pi d l p_{\max} = 0.10 \times 3.14 \times 480 \times 110 \times 3.95 \text{N} \approx 65488 \text{N}$$

由上述计算可知,装配此组合齿轮可选用容量为7.5t的压力机。

## 习 题

7-1 现有图7-26所示的焊接接头,被焊件材料均为 Q235 钢,  $b = 170 \text{mm}$ ,  $b_1 = 80 \text{mm}$ ,  $\delta = 12 \text{mm}$ ,承受静载荷  $F = 0.4 \text{MN}$ ,设采用 E4303 号焊条手工焊接,试校核该接头的强度。

7-2 上题的接头如承受变载荷  $F_{\max} = 0.4 \text{MN}$ ,  $F_{\min} = 0.2 \text{MN}$ ,其它条件不变,接头强度能否满足要求?

7-3 试设计图7-10所示的不对称侧面角焊缝,已知被焊件材料均为 Q235 钢,角钢尺寸为  $100 \times 100 \times 10$  (单位为 mm),截面形心  $c$  到两边外侧的距离  $z_0 = u = 28.4 \text{mm}$ ,用 E4303 号焊条手工焊接,焊缝腰长  $k = \delta = 10 \text{mm}$ ,静载荷  $F = 0.35 \text{MN}$ 。

7-4 现有 45 钢制的实心轴与套筒采用过盈联接,轴径  $d = 80 \text{mm}$ ,套筒外径  $d_2 = 120 \text{mm}$ ,配合长度  $l = 80 \text{mm}$ ,材料的屈服极限  $\sigma_s = 360 \text{MPa}$ ,配合面上的摩擦系数  $f = 0.085$ ,轴与孔配合表面的粗糙度分别为 $\sqrt[1.6]{}$ 及 $\sqrt[3]{2}$ ,传递的转矩  $T = 1600 \text{N}\cdot\text{m}$ ,试设计此过盈联接。

7-5 图7-27所示的铸锡磷青铜蜗轮轮圈与铸铁轮芯采用过盈联接,所选用的标准配合为 H8/t7,配合表面粗糙度均为 $\sqrt[3]{2}$ ,设联接零件本身的强度足够,试求此联接允许传递的最大转矩(摩擦系数  $f = 0.10$ )

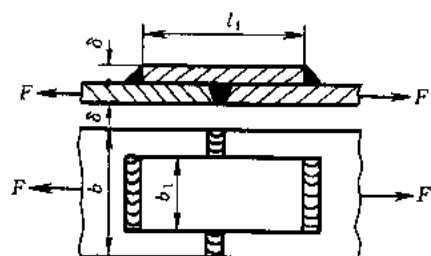


图 7-26 单盖板对接焊接接头

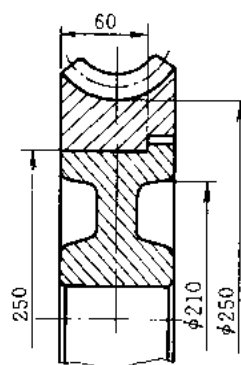


图 7-27 组合蜗轮



## 第三篇 机械传动

### (一) 传动的重要性

工作机一般都要靠原动机供给一定形式的能量(绝大多数是机械能)才能工作。但是,把原动机和工作机直接联接起来的情况是很少的,往往需在二者之间加入传递动力或改变运动状态的传动装置。其主要原因是:

1) 工作机所要求的速度,一般与原动机的最优速度不相符合,故需增速或减速(实用中多为减速)。此外,原动机的输出轴通常只作匀速回转运动,但工作机所要求的运动形式却是多种多样的,如直线运动、间歇运动等。

2) 很多工作机都需要根据生产要求而进行速度调整,但依靠调整原动机的速度来达到这一目的往往是不经济的,甚至是不可能的。

3) 在有些情况下,需要用一台原动机带动若干个工作速度不同的工作机。

4) 为了工作安全及维护方便,或因机器的外廓尺寸受到限制等其它原因,有时不能把原动机和工作机直接联接在一起。

由此可见,传动装置是大多数机器或机组的主要组成部分。实践证明,传动装置在整台机器的质量和成本中都占有很大的比例。机器的工作性能和运转费用也在很大的程度上决定于传动装置的优劣。因此,不断提高传动装置的设计和制造水平就具有极其重大的意义。

### (二) 传动的分类

根据工作原理的不同,可将传动分为两类:a) 机械能不改变为另一种形式的能的传动——机械传动(指广义的机械传动);b) 机械能改变为电能,或电能改变为机械能的传动——电传动。机械传动又分为摩擦传动、啮合传动、液力传动和气力传动。它们的特性对比列于表1,以供对各类传动作一般比较时参考。现代机器往往需要综合运用上述某些传动组成复杂的传动系统,以满足对机器提出的各种功能要求。

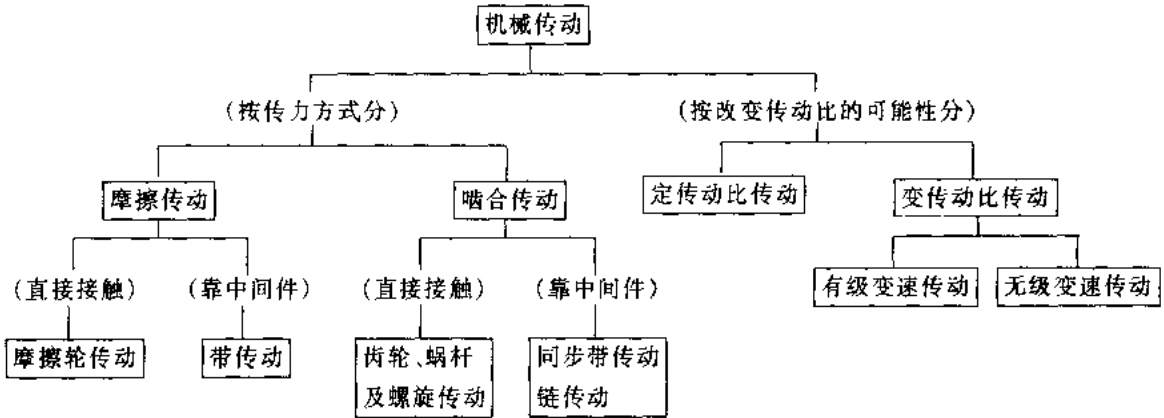
表1 各类传动特性的对比

各 种 特 点	电力传动	机 械 传 动			
		啮合的	摩擦的	液力的	气力的
便于集中供应能量	+				+
在远距离传动时,设备简单	+				
能量易于储存					+
易于在较大范围内实现有级变速	+	+	+		
易于在较大范围内实现无级变速	+		+	+	
保持准确的传动比		+			

表 1(完)

各 种 特 点	电力传动	机 械 传 动			
		啮合的	摩擦的	液力的	气力的
可用于高转速	+				+
易于实现直线运动		+	+	+	+
周围环境温度变化影响很小	+	+			+
作用于工作部分的压力大		+	+	+	
易于自动控制和远程控制	+				

电力、液力和气力传动不属本课程范围,可参看各有关书籍。本书只讨论机械传动中的摩擦传动与啮合传动。摩擦传动与啮合传动的型式很多,发展甚为迅速,新型的高速、大功率或大传动比的传动不断涌现。这里只就常用的一般型式及其基本性能与特点作简要的阐述与对比。它们的概括分类如下:



上面列举的各类传动中,除螺旋传动已合并第五章中讲述外,带传动、链传动、齿轮传动和蜗杆传动将在后面分章进行讨论;至于摩擦轮传动,因其一般是为机械无级变速器的原理及设计方法提供初步基础,故只在第十八章里作简略介绍,如需作进一步了解时,可参看[1]、[2]、[6]或其它有关书籍。

### (三) 传动类型选择概要<sup>①</sup>

当设计传动时,如传递的功率  $P$ 、传动比  $i$  和工作条件已定,则不同类型的传动各有其优缺点。因而就产生了怎样合理选择传动类型的问题。

概括地说,选择传动类型时所应根据的主要指标是:效率高、外廓尺寸小,质量小,运动性能良好及符合生产条件(生产的可能性、预期的生产率及生产成本)等。至于在具体情况下,究竟应选择哪种传动类型,只有综合对比若干方案的技术经济指标后才能作出结论。现简述下列数点,供选择一般机械传动类型时参考。

<sup>①</sup> 主要论述定传动比传动。



## 1) 功率与效率

各类传动所能传递的功率取决于其传动原理、承载能力、载荷分布、工作速度、制造精度、机械效率和发热情况等因素。

一般地说,啮合传动传递功率的能力高于摩擦传动;蜗杆传动工作时的发热情况较为严重,因而传递的功率不宜过大;摩擦轮传动由于必需具有足够的压紧力,故在传递同一圆周力时,其压轴力要比齿轮传动的大几倍,因而一般不宜用于大功率的传动;链传动和带传动为了增大传递功率的能力,必须增大链条和带的截面面积或列数(根数),这就要受到载荷分布不均的限制;齿轮传动在较多的方面优于上述各种传动,因而应用也就最广。

效率是评定传动性能的主要指标之一。不断提高传动的效率,就能节约动力,降低运转费用。效率的对立面是传动中的功率损失。在机械传动中,功率的损失主要由于轴承摩擦、传动零件间的相对滑动和搅动润滑油等原因,所损失的能量绝大部分将转化为热。如果损失过大,将会使工作温度超过允许的限度,导致传动的失效。因此,效率低的传动装置一般不宜用于大功率的传动。

各种传动传递功率的范围及效率概值见表2。

表2 各种传动传递功率的范围及效率概值

传动类型	功率 $P/\text{kW}$		效率 $\eta$ (未计入轴承中摩擦损失)	
	使用范围	常用范围	闭式传动	开式传动
圆柱齿轮及锥齿轮传动(单级)	极小 ~ 60 000	—	0.96 ~ 0.99	0.92 ~ 0.95
蜗杆传动:	可达 800	20 ~ 50		
自锁的			0.40 ~ 0.45	0.30 ~ 0.35
非自锁的,蜗杆头数为:				
$z_1 = 1, 2$			0.70 ~ 0.80	0.60 ~ 0.70
2			0.80 ~ 0.85	—
4, 6			0.85 ~ 0.92	—
链传动	可达 4 000	100 以下	0.97 ~ 0.98	0.90 ~ 0.93
带传动:				
平带	1 ~ 3 500	20 ~ 30	—	0.94 ~ 0.98
V 带	可达 1 000	50 ~ 100	—	0.92 ~ 0.97
同步带	可达 300	10 以下		0.95 ~ 0.98
摩擦轮传动	很小至 200	20 左右	0.90 ~ 0.96	0.80 ~ 0.88

还应指出,不同的传动型式,在传递同样的功率时,通过传动零件作用到轴上的压力亦不同。这个力在很大程度上决定着传动的摩擦损失和轴承寿命。摩擦轮传动作用在轴上的压力最大,带传动次之,斜齿轮及蜗杆传动再次之,链传动、直齿和人字齿齿轮传动则最小。

## 2) 速度

速度是传动的主要运动特性之一。提高传动速度是机器的重要发展方向。

表示传动速度的参数是最大圆周速度和最大转速。传动速度的提高,在不同传动型式中要受到不同因素的限制,例如载荷、传动的热平衡条件、离心力及振动稳定性等。

表 3 中给出了各类传动一般的速度范围,以供参考。

表 3 各类传动的最大允许速度、转速与传动比(参考值)

传 动 类 型	最大允许速度 /(m/s)	最大允许转速 /(r/min)	减速传动比 <sup>③</sup>
普通平带传动	≤25(30)		≤3(5) <sup>④</sup>
高质量皮革带传动	35~40	7 000~8 000	≤5
特殊高质量的织造的平带传动	到 100 <sup>①</sup>	到 60 000 <sup>①</sup>	≤5
钢带传动	80~100	—	≤5
V 带传动			
普通 V 带	25~30	12 000	≤8(15)
窄 V 带	35~40	15 000	≤8(15)
同步带传动	50~100	20 000	≤10(20)
链传动	40	8 000~10 000	≤6(10)(滚子链)≤15(齿形链)
6 级精度直齿圆柱齿轮传动	到 20	<30 000	5(8) <sup>⑤</sup>
6 级精度非直齿圆柱齿轮传动	到 50	30 000	5(8) <sup>⑤</sup>
5 级精度直齿圆柱齿轮传动	到 120	30 000	5(8) <sup>⑤</sup>
蜗杆传动	15~35 <sup>②</sup>		≤40(80) <sup>⑤</sup>
摩擦轮传动	15~25		≤5(15)

注:① 在缩短寿命的条件下,可达到的数值。

② 指滑动速度。

③ 由于增速传动的工作情况较差,摩擦传动的增速比≤1:3(1:5),啮合传动的增速比≤1:1.5(1:2)。

④ 括弧中的数值是指迫不得已时使用的极限值,下同。

⑤ 圆柱齿轮定轴传动的传动比>8 时,一般不宜采用单级传动;锥齿轮的单级传动比≤3(开式)~5(闭式)。

⑥ 只传递运动时可达 1 000。

### 3) 外廓尺寸、质量和成本

传动的外廓尺寸和质量与功率和速度的大小密切相关,也与传动零件材料的力学性能有关。但当这些条件一定时,传动装置的外廓尺寸和质量基本上取决于传动的型式。在大传动比的多级传动中,传动比的分配对外廓尺寸起着很大的影响。

传动比是传动的运动特性之一。各类传动用于单级减速及单级增速时的传动比(主动轮与从动轮的转速比)参考值见表 3。

在同样功率和传动比的条件下,各类传动装置外廓尺寸的差异是很可观的。由表 4 可以看出,在传动比不大的情况下,从尺寸与质量来看,蜗杆传动质量最小。当传动比很大时,虽然蜗杆传动便于实现大传动比,但由于蜗轮的增大和轴承结构尺寸的增大,其外廓尺寸就不能保持最小。显然,这时采用齿轮传动较为适宜。

成本是选择传动类型时的重要经济指标,常用几种传动的相对成本见表 4。

表 4 各类传动(功率  $P=75\text{ kW}$ , 传动比  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1\,000}{250} = 4$ ) 的尺寸、质量和成本对比

传动类型 [圆周速度/(m/s)]	平带传动 [23.6]	有张紧轮的平 带传动[23.6]	普通 V 带传动 [23.6]	滚子链传动 [7]	齿轮传动 [5.85]	蜗杆传动 [5.85]
中心距/mm	5 000	2 300	1 800	830	280	280
轮宽/mm	350	250	130	360	160	60
质量概值/kg	500	550	500	500	600	450
相对成本/%	106	125	100	140	165	125

应该说明,上面只是概括了常用的基本传动型式,其它如摆线针轮传动、谐波传动、渐开线少齿差行星传动等也应用渐多。另外,章动传动(nutating drive)<sup>[71]</sup>、滚柱密切圆传动<sup>[72]</sup>、超环面传动(toroidal drive)<sup>[73]</sup>、多滚柱牵引传动(multiroller traction drive)<sup>[74]</sup>等较新型传动亦有研究或应用。

值得注意的是,从滚动螺旋、套筒滚子链、滚动蜗杆-蜗轮、摆线针轮、章动传动、滚柱密切圆传动、超环面传动、多滚柱牵引传动等很多传动装置的结构看,无不通过以滚动取代滑动这一重要途径来减小磨损和发热,以提高传动的功率、效率和工作寿命。因此,加强机械设计中的滚动化应该得到足够的重视。

前已指出,传动部分在机器中一般居于举足轻重的地位,因而积极钻研创新开发先进的大功率、高效率、长寿命、大传动比的传动,无疑是发展机械产品及装备的核心工作,亟待投入巨大的努力。

# 第八章 带 传 动

## § 8-1 概 述

带传动是由固联于主动轴上的带轮 1(主动轮)、固联于从动轴上的带轮 3(从动轮)和紧套在两轮上的传动带 2 组成的(图 8-1)。当原动机驱动主动轮转动时,由于带和带轮间的摩擦(或啮合),便拖动从动轮一起转动,并传递一定动力。带传动具有结构简单、传动平稳、造价低廉以及缓冲吸振等特点,在近代机械中被广泛应用。

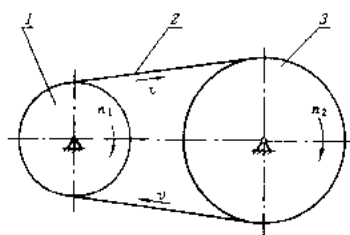


图 8-1 带传动示意图

### (一) 带传动的类型

在带传动中,常用的有平带传动(图 8-2a)、V 带传动(图 8-2b)、多楔带传动(图 8-2c)和同步带传动(图 8-2d)等。

平带传动结构最简单,带轮也容易制造,在传动中心距较大的情况下应用较多。

常用的平带有帆布芯平带、编织平带(棉织、毛织和缝合棉布带)、锦纶片复合平带等数种。其中以帆布芯平带应用最广,它的规格可查阅国家标准或手册。

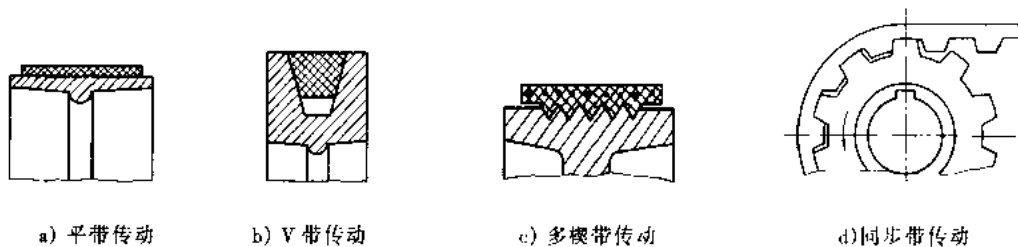


图 8-2 带传动的类型

在一般机械传动中,应用最广的是 V 带传动。V 带的横截面呈等腰梯形,带轮上也做出相应的轮槽。传动时,V 带只和轮槽的两个侧面接触,即以两侧面为工作面(参看图 8-2b)。根据槽面摩擦的原理,在同样的张紧力下,V 带传动较平带传动能产生更大的摩擦力。这是 V 带传动性能上的最主要优点。再加上 V 带传动允许的传动比较大,结构较紧凑,以及 V 带多已标准化并大量生产等优点,因而 V 带传动的应用比平带传动广泛得多,故本章着重介绍 V 带传动。

多楔带兼有平带和 V 带的优点:柔性好,摩擦力大,能传递的功率大,并解决了多根 V 带长短不一而使各带受力不均的问题。多楔带主要用于传递功率较大而结构要求紧凑的场合,传动比可达 10,带速可达 40 m/s。

### (二) V 带的类型与结构

V 带有普通 V 带、窄 V 带、联组 V 带、齿形 V 带、大楔角 V 带、宽 V 带等多种类型,其中普通 V 带应用最广,近年来窄 V 带也得到广泛的应用。

标准普通 V 带都制成无接头的环形。其结构(图 8-3)由顶胶 1、抗拉体 2、底胶 3 和包布 4

等部分组成。抗拉体的结构分为帘布芯 V 带和绳芯 V 带两种。帘布芯 V 带, 制造较方便。绳芯 V 带柔韧性好, 抗弯强度高, 适用于转速较高, 载荷不大和带轮直径较小的场合。

窄 V 带是用合成纤维绳作抗拉体, 与普通 V 带相比, 当高度相同时, 窄 V 带的宽度约缩小 1/3, 而承载能力可提高 1.5~2.5 倍, 适用于传递动力大而又要求传动装置紧凑的场合。

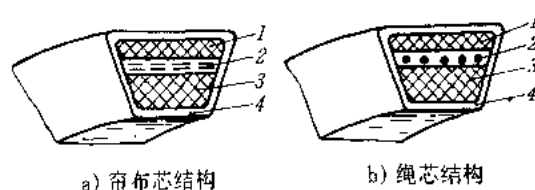


图 8-3 普通 V 带的结构

普通 V 带的截型分为 Y、Z、A、B、C、D、E 七种, 窄 V 带的截型分为 SPZ、SPA、SPB、SPC 四种, 其截面尺寸见表 8-1。

上述普通 V 带和窄 V 带采用基准宽度制, 即用基准线的位置和基准宽度来定带轮的槽型、基准直径和带在轮槽中的位置。V 带受到垂直于其底面的弯曲时, 顶胶伸长而变窄, 底胶缩短而变宽, 带中长度及宽度尺寸与自由状态时相比保持不变的那个面(类似于梁的中性层)称为带的节面, 节面的宽度称为节宽  $b_p$  (见表 8-1 附图)。V 带轮的轮槽与配用 V 带节宽相等处的槽宽称为轮槽节宽  $l_p$ , V 带轮在轮槽节宽处的直径称为节圆直径  $d_p$ 。国标规定直接取 V 带轮的轮槽基准宽度  $b_d$  等于配用 V 带节宽的名义尺寸, 即  $b_d = b_p$ 。  $b_d$  是表示轮槽宽度的一个无公差规定值, 这个宽度通常与所配用 V 带的节面处于同一位置。V 带轮在  $b_d$  处的直径称为基准直径  $d_d$  (参看表 8-10 附图)。由于取  $b_d = b_p$ , 所以  $d_d \approx d_p$ , 因而在带传动计算中常以  $d_d$  取代  $d_p$ 。

V 带在规定的张紧力下, 其截面上与“测量带轮”轮槽基准宽度相重合的宽度处, V 带的周线长度称为基准长度  $L_d$ , 并以  $L_d$  表示 V 带的公称长度。V 带的基准长度系列见表 8-2。

表 8-1 V 带的截面尺寸

The diagram illustrates the cross-section of a V-belt. It is a trapezoidal shape with a hatched interior. The top width is labeled  $b$ , the pitch width (width at the pitch line) is labeled  $b_p$ , and the height is labeled  $h$ . The wedge angle at the bottom is labeled  $\varphi$ .

截 型		节宽 <sup>①</sup>	顶宽	高度 <sup>②</sup>	截面面积	楔角
普通 V 带	窄 V 带	$b_p$	$b$	$h$	$A/\text{mm}^2$	$\varphi$
Y	—	5.3	6	4	18	40°
Z		8.5	10	6	47	
				8	57	
A	SPA	11.0	13	8	81	
				10	94	
B	SPB	14.0	17	10.5	138	
				14	167	
C	SPC	19.0	22	13.5	230	
				18	278	
D		27.0	32	19	476	
E		32.0	38	23.5	692	

注: 1) 注有①者为基本尺寸。

2)  $h/b_p$  称为带的相对高度。

3)  $h'$  可取其等于表 8-10 中的  $h_{\text{最小}}$ 。

表 8-2 V 带的基准长度系列及长度系数  $K_L$ 

基准长度 $L_d/\text{mm}$	$K_L$										
	普通 V 带							窄 V 带			
	Y	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
450	1.00	0.89									
500	1.02	0.91									
560		0.94									
630		0.96	0.81					0.82			
710		0.99	0.82					0.84			
800		1.00	0.85					0.86	0.81		
900		1.03	0.87	0.81				0.88	0.83		
1 000		1.06	0.89	0.84				0.90	0.85		
1 120		1.08	0.91	0.86				0.93	0.87		
1 250		1.11	0.93	0.88				0.94	0.89	0.82	
1 400		1.14	0.96	0.90				0.96	0.91	0.84	
1 600		1.16	0.99	0.93	0.84			1.00	0.93	0.86	
1 800		1.18	1.01	0.95	0.85			1.01	0.95	0.88	
2 000			1.03	0.98	0.88			1.02	0.96	0.90	0.81
2 240			1.06	1.00	0.91			1.05	0.98	0.92	0.83
2 500			1.09	1.03	0.93			1.07	1.00	0.94	0.86

注:超出表列范围时可另查机械设计手册,下同。

## § 8-2 带传动工作情况的分析

### (一) 带传动中的力分析

安装带传动时,传动带即以一定的预紧力  $F_0$  紧套在两个带轮上。由于  $F_0$  的作用,带和带轮的接触面上就产生了正压力。带传动不工作时传动带两边的拉力相等,都等于  $F_0$ (图 8-4a)。

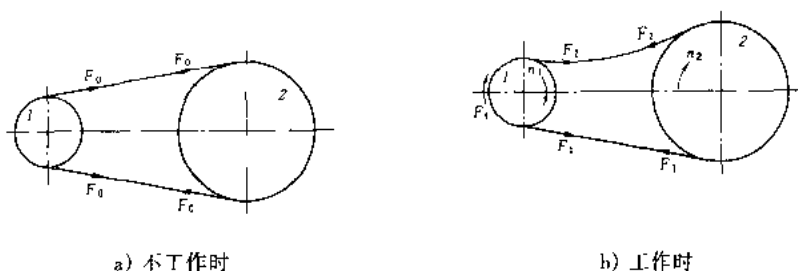


图 8-4 带传动的工作原理图

带传动工作时(图 8-4b),设主动轮以转速  $n_1$  转动,带与带轮的接触面间便产生摩擦力,主动轮作用在带上的摩擦力  $F_f$  的方向和主动轮的圆周速度方向相同(见图 8-5 轮 1 的外侧),主动轮即靠此摩擦力驱使带运动;带作用在从动轮上的摩擦力的方向,显然与带的运动方向相同(见图 8-5 轮 2 的内侧;带轮作用在带上的摩擦力的方向则与带的运动方向相反),带同样靠摩擦力  $F_f$  而驱使从动轮以转速  $n_2$  转动。这时传动带两边的拉力也相应地发生了变化:带绕上主

动轮的一边被拉紧,叫做紧边,紧边拉力由  $F_0$  增加到  $F_1$ ;带绕上从动轮的一边被放松,叫做松边,松边拉力由  $F_0$  减少到  $F_2$ (参看图 8-4b)。如果近似地认为带工作时的总长度不变,则带的紧边拉力的增加量,应等于松边拉力的减少量,即

或 
$$\left. \begin{aligned} F_1 - F_0 &= F_0 - F_2 \\ F_1 + F_2 &= 2F_0 \end{aligned} \right\} \quad (8-1)$$

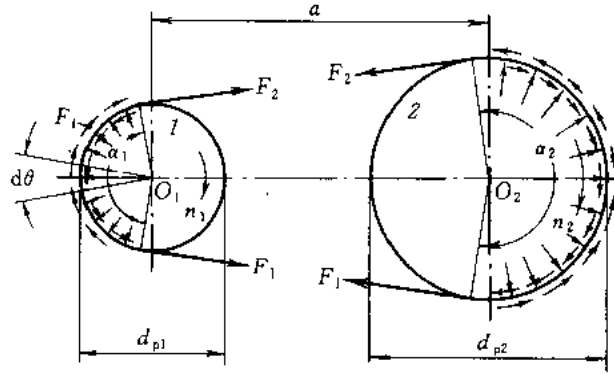


图 8-5 带与带轮的受力分析

在图 8-5 中(径向箭头表示带轮作用于带上的正压力),当取主动轮一端的带为分离体时,则总摩擦力  $F_f$  和两边拉力对轴心的力矩的代数和  $\sum T = 0$ ,即

$$F_f \frac{d_{p1}}{2} - F_1 \frac{d_{p1}}{2} + F_2 \frac{d_{p1}}{2} = 0$$

由上式可得

$$F_f = F_1 - F_2$$

在带传动中,有效拉力  $F_e$  并不是作用于某固定点的集中力,而是带和带轮接触面上各点摩擦力的总和,故整个接触面上的总摩擦力  $F_f$  即等于带所传递的有效拉力,则由上式关系可知

$$F_e = F_f = F_1 - F_2 \quad (8-2)$$

即带传动所能传递的功率  $P$ (单位为 kW)为

$$P = \frac{F_e v}{1000} \quad (8-3)$$

式中:  $F_e$  为有效拉力,单位为 N;  $v$  为带的速度,单位为 m/s。

将式(8-2)代入式(8-1),可得

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_e}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_e}{2} \end{aligned} \right\} \quad (8-4)$$

由式(8-4)可知,带的两边的拉力  $F_1$  和  $F_2$  的大小,取决于预紧力  $F_0$  和带传动的有效拉力  $F_e$ 。而由式(8-3)可知,在带传动的传动能力范围内,  $F_e$  的大小又和传动的功率  $P$  及带的速度有关。当传动的功率增大时,带的两边拉力的差值  $F_e = F_1 - F_2$  也要相应地增大。带的两边拉

力的这种变化,实际上反映了带和带轮接触面上摩擦力的变化。显然,当其它条件不变且预紧力  $F_0$  一定时,这个摩擦力有一极限值(临界值)。这个极限值就限制着带传动的传动能力。

## (二) 带传动的最大有效拉力及其影响因素

带传动中,当带有打滑趋势时,摩擦力即达到极限值,亦即带传动的有效拉力达到最大值。这时,根据理论推导(可参看[4,5]),带的紧边拉力与松边拉力二者的临界值间的关系为

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha} \quad (8-5)$$

此式即为著名的柔韧体摩擦的欧拉公式,其中:

$e$ ——自然对数的底( $e=2.718\cdots$ );

$f$ ——摩擦系数(对于V带,用当量摩擦系数  $f_v$  代替  $f$ );

$\alpha$ ——带在带轮上的包角单位为 rad。而由图 8-5 可得,带在带轮上的包角为

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\approx 180^\circ - (d_{p2} - d_{p1}) \frac{180^\circ}{a\pi} \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.5^\circ}{a} \\ \alpha_2 &\approx 180^\circ + (d_{p2} - d_{p1}) \frac{180^\circ}{a\pi} \approx 180^\circ + (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.5^\circ}{a} \end{aligned} \quad (8-6)$$

上式中的  $d_{p1}$ 、 $d_{p2}$  分别为小带轮及大带轮的节圆直径,可用小带轮、大带轮的基准直径  $d_{d1}$ 、 $d_{d2}$  近似代换。

将式(8-5)与(8-4)、(8-2)、(8-1)联立求解后可得出以下关系式,其中用  $F_{ec}$ (单位为 N)表示最大(临界)有效拉力,  $F_1$ 、 $F_2$ (单位为 N)也表示其临界值。

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_{ec} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (\text{单位为 N}) \\ F_2 &= F_{ec} \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \quad (\text{单位为 N}) \\ F_{ec} &= 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{f\alpha}}{1 + 1/e^{f\alpha}} \end{aligned} \right\} \quad (8-7)$$

由式(8-7)可知,最大有效拉力  $F_{ec}$  与下列几个因素有关:

1) 预紧力  $F_0$  最大有效拉力  $F_{ec}$  与  $F_0$  成正比。这是因为  $F_0$  越大,带与带轮间的正压力越大,则传动时的摩擦力就越大,最大有效拉力  $F_{ec}$  也就越大。但  $F_0$  过大时,将使带的磨损加剧,以致过快松弛,缩短带的工作寿命。如  $F_0$  过小,则带传动的工作能力得不到充分发挥,运转时容易发生跳动和打滑。

2) 包角  $\alpha$  最大有效拉力  $F_{ec}$  随包角  $\alpha$  的增大而增大<sup>①</sup>。这是因为  $\alpha$  越大,带和带轮的接触面上所产生的总摩擦力就越大,传动能力也就越高。

3) 摩擦系数  $f$  最大有效拉力  $F_{ec}$  随摩擦系数的增大而增大。这是因为摩擦系数越大,则摩擦力就越大,传动能力也就越高。而摩擦系数  $f$  与带及带轮的材料和表面状况、工作环境条件等有关。

## (三) 带的应力分析

带传动工作时,带中的应力有以下几种:

① 所以对于水平或近似水平布置的带传动,应将松边放在上侧,以增大包角。



### 1. 拉应力

紧边的拉应力

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{F_1}{A} \\ \sigma_2 &= \frac{F_2}{A} \end{aligned} \right\} \quad (8-8)$$

松边的拉应力

式中  $\sigma_1, \sigma_2$  的单位为 MPa; 拉力  $F_1, F_2$  的单位为 N;  $A$  为带的横截面面积, 单位为  $\text{mm}^2$ , 见表 8-1。

### 2. 弯曲应力

带绕在带轮上时要引起弯曲应力, 带的弯曲应力  $\sigma_b$  (单位为 MPa) 为

$$\sigma_b \approx 2E \frac{h'}{d_p} \approx E \frac{h}{d_p} \approx E \frac{h}{d_d} \quad (8-9)$$

式中:  $h'$ ——带的节面以上的高度 (见表 8-1 附图), 单位为 mm;

$h$ ——带的高度, 见表 8-1, 单位为 mm;

$E$ ——带的弹性模量, 单位为 MPa。

由式 (8-9) 可见, 当  $h$  越大、 $d_d$  越小时, 带的弯曲应力  $\sigma_b$  就越大。故带绕在小带轮上时的弯曲应力  $\sigma_{b1}$  大于绕在大带轮上时的弯曲应力  $\sigma_{b2}$ 。为了避免弯曲应力过大, 基准直径就不能过小。V 带轮的最小基准直径列于表 8-3 中。

表 8-3 V 带轮的最小基准直径

槽 型	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC
$d_{dmin}/\text{mm}$	50 63	75 90	125 140	200 224

### 3. 离心应力

当带以切线速度  $v$  沿带轮轮缘作圆周运动时, 带本身的质量将引起离心力。由于离心力的作用, 带中产生的离心拉力在带的横截面上就要产生离心应力  $\sigma_c$  (单位为 MPa)。这个应力可用下式计算:

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A} \quad (8-10)$$

式中:  $q$ ——传动带单位长度的质量, 单位为  $\text{kg/m}$  (见表 8-4);

$A$ ——带的横截面面积, 单位为  $\text{mm}^2$ ;

$v$ ——带的线速度, 单位为  $\text{m/s}$ 。

表 8-4 V 带单位长度的质量

带 型	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC
$q/(\text{kg/m})$	0.06 0.07	0.10 0.12	0.17 0.20	0.30 0.37

图 8-6 表示带工作时的应力分布情况。带中可能产生的瞬时最大应力发生在带的紧边开始绕上小带轮处, 此时的最大应力可近似地表示为

$$\sigma_{\max} \approx \sigma_1 + \sigma_{bl} + \sigma_c \quad (8-11)$$

由图 8-6 可见,带是处于变应力状态下工作的。即带每绕两带轮循环一周时,作用在带上某点的应力是变化的。当应力循环次数达到一定值后,将使带产生疲劳破坏。

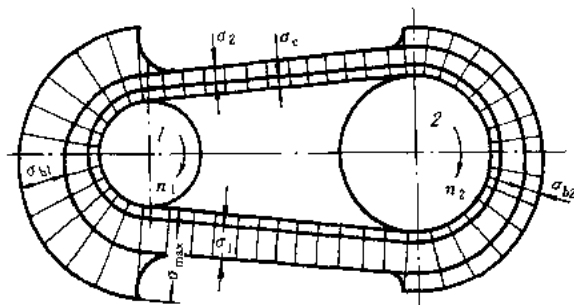


图 8-6 带工作时的应力分布情况示意图

#### (四) 带的弹性滑动和打滑

带传动在工作时,带受到拉力后要产生弹性变形。但由于紧边和松边的拉力不同,因而弹性变形也不同。当紧边在  $A_1$  点绕上主动轮时(图 8-7),其所受的拉力为  $F_1$ ,此时带的线速度  $v$  和主动轮的圆周速度(均指带轮的节圆圆周速度)  $v_1$  相等。在带由  $A_1$  点转到  $B_1$  点的过程中,带所受的拉力由  $F_1$  逐渐降低到  $F_2$ ,带的弹性变形也就随之逐渐减小,因而带沿带轮的运动是一面绕进、一面向后收缩,所以带的速度便过渡到逐渐低于主动轮的圆周速度  $v_1$ 。这就说明了带在绕经主动轮缘的过程中,在带与主动轮缘之间发生相对滑动。相对滑动现象也发生在从动轮上,但情况恰恰相反,带绕过从动轮时,拉力由  $F_2$  增大到  $F_1$ ,弹性变形随之逐渐增加,因而带沿带轮的运动是一面绕进、一面向前伸长,所以带的速度便过渡到逐渐高于从动轮的圆周速度  $v_2$ ,亦即带与从动轮间也发生相对滑动。这种由于带的弹性变形而引起的带与带轮间的滑动,称为带传动的弹性滑动。这是带传动正常工作时固有的特性。

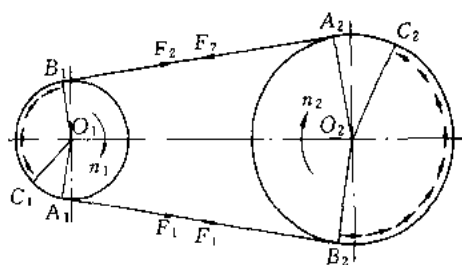


图 8-7 带的弹性滑动示意图  
(箭头表示带轮对带的摩擦力方向)

由于弹性滑动的影响,将使从动轮的圆周速度  $v_2$  低于主动轮的圆周速度  $v_1$ ,其降低量可用滑动率  $\epsilon$  来表示:

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\% \quad (8-12)$$

$$\text{或} \quad v_2 = (1 - \epsilon) v_1 \quad (8-12a)$$

$$\text{其中} \quad \left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \times 1000} \approx \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \\ v_2 &= \frac{\pi d_{p2} n_2}{60 \times 1000} \approx \frac{\pi d_{d2} n_2}{60 \times 1000} \end{aligned} \right\} \quad (8-13)$$

式中:  $v_1$ 、 $v_2$ ——分别为主、从动轮的圆周速度,单位为  $\text{m/s}$ ;

$n_1, n_2$ ——主动轮和从动轮的转速,单位为 r/min;

$d_{p1}, d_{p2}$ ——主动轮和从动轮的节圆直径,可用  $d_{d1}, d_{d2}$  近似代换,单位为 mm。

将式(8-13)代入式(8-12),可得

$$d_{d2} n_2 = (1 - \epsilon) d_{d1} n_1$$

因而带传动的实际平均传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1 - \epsilon)} \quad (8-14)$$

在一般传动中,因滑动率并不大( $\epsilon \approx 1\% \sim 2\%$ ),故可不予考虑,而取传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \quad (8-15)$$

在正常情况下,带的弹性滑动并不是发生在相对于全部包角的接触弧上。当有效拉力较小时,弹性滑动只发生在带由主、从动轮上离开以前的那一部分接触弧上,例如  $\widehat{C_1 B_1}$  和  $\widehat{C_2 B_2}$  (图 8-7),并把它们称为滑动弧,所对的中心角叫滑动角;而未发生弹性滑动的接触弧  $\widehat{A_1 C_1}$ 、 $\widehat{A_2 C_2}$  则称为静弧,所对的中心角叫静角。随着有效拉力的增大,弹性滑动的区段也将扩大。当弹性滑动区段扩大到整个接触弧(相当于  $C_1$  点移动到与  $A_1$  点重合)时,带传动的有效拉力即达到最大(临界)值  $F_{ec}$ 。如果工作载荷再进一步增大,则带与带轮间就将发生显著的相对滑动,即产生打滑。打滑将使带的磨损加剧,从动轮转速急剧降低,甚至使传动失效,这种情况应当避免。

### § 8-3 V 带传动的设计计算

#### (一) 设计准则和单根 V 带的基本额定功率

根据前面的分析可知,带传动的主要失效形式即为打滑和疲劳破坏。因此,带传动的设计准则应为:在保证带传动不打滑的条件下,具有一定的疲劳强度和寿命。

由式(8-2)、(8-5)和(8-8),并对 V 带用当量摩擦系数  $f_v$  代替平面摩擦系数  $f$ ,则可推导出带在有打滑趋势时的有效拉力(亦即最大有效拉力  $F_{ec}$ )为

$$F_{ec} = F_1 \left( 1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) = \sigma_1 A \left( 1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) \quad (8-16)$$

再由式(8-11)可知,V 带的疲劳强度条件为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{bl} + \sigma_c \leq [\sigma]$$

或

$$\sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{bl} - \sigma_c \quad (8-17)$$

式中  $[\sigma]$  为在一定条件下,由带的疲劳强度所决定的许用应力。

将式(8-17)代入式(8-16),则得

$$F_{ec} = ([\sigma] - \sigma_{bl} - \sigma_c) A \left( 1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) \quad (8-18)$$

将式(8-18)代入式(8-3),即可得出单根 V 带所允许传递的功率为

$$P_0 = \frac{([\sigma] - \sigma_{bl} - \sigma_c) \left( 1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) A v}{1000} \quad (8-19)$$

式中  $P_0$  的单位为 kW; 其余各符号的意义和单位同前。

由实验得出, 在  $10^8 \sim 10^9$  次循环应力下, V 带的许用应力为

$$[\sigma] = \sqrt[0.1]{\frac{CL_d}{3600jL_hv}}$$

式中:  $[\sigma]$  的单位为 MPa;  $v$  的单位为 m/s;

$L_d$ ——带的基准长度, 单位为 m;

$j$ ——带上某一点绕行一周时所绕过的带轮数;

$L_h$ ——V 带寿命, 单位为 h;

$C$ ——由带的材质和结构决定的实验常数, 单位为  $\text{MPa}^{11/10}$ 。

在包角  $\alpha = 180^\circ$ 、特定长度、平稳工作条件下, 单根 V 带的基本额定功率  $P_0$  见表 8-5a、c。

表 8-5a 单根普通 V 带的基本额定功率  $P_0$

kW

带型	小带轮节圆直径 $d_{p1}$ /mm	小带轮转速 $n_1/(r/min)$						
		400	730	800	980	1 200	1 460	2 800
Z 型	50	0.06	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.26
	63	0.08	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.41
	71	0.09	0.17	0.20	0.23	0.27	0.31	0.50
	80	0.14	0.20	0.22	0.26	0.30	0.36	0.56
A 型	75	0.27	0.42	0.45	0.52	0.60	0.68	1.00
	90	0.39	0.63	0.68	0.79	0.93	1.07	1.64
	100	0.47	0.77	0.83	0.97	1.14	1.32	2.05
	112	0.56	0.93	1.00	1.18	1.39	1.62	2.51
	125	0.67	1.11	1.19	1.40	1.66	1.93	2.98
B 型	125	0.84	1.34	1.44	1.67	1.93	2.20	2.96
	140	1.05	1.69	1.82	2.13	2.47	2.83	3.85
	160	1.32	2.16	2.32	2.72	3.17	3.64	4.89
	180	1.59	2.61	2.81	3.30	3.85	4.41	5.76
	200	1.85	3.05	3.30	3.86	4.50	5.15	6.43
C 型	200	2.41	3.80	4.07	4.66	5.29	5.86	5.01
	224	2.99	4.78	5.12	5.89	6.71	7.47	6.08
	250	3.62	5.82	6.23	7.18	8.21	9.06	6.56
	280	4.32	6.99	7.52	8.65	9.81	10.74	6.13
	315	5.14	8.34	8.92	10.23	11.53	12.48	4.16
	400	7.06	11.52	12.10	13.67	15.04	15.51	—

注:  $d_{p1}$  可用  $d_{d1}$  近似代换。

表 8-5b 单根普通 V 带额定功率的增量  $\Delta P_0$ 

kW

带型	小带轮 转速 $n_1$ /(r/min)	传 动 比 $i$									
		1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.04	1.05 ~ 1.08	1.09 ~ 1.12	1.13 ~ 1.18	1.19 ~ 1.24	1.25 ~ 1.34	1.35 ~ 1.51	1.52 ~ 1.99	$\geq 2.0$
Z 型	400	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01
	730	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02
	800	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
	980	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
	1 200	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
	1 460	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03
	2 800	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04
A 型	400	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
	730	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
	800	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
	980	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11
	1 200	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.15
	1 460	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
	2 800	0.00	0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.26	0.30	0.34
B 型	400	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
	730	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22
	800	0.00	0.03	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25
	980	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30
	1 200	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	0.38
	1 460	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.40	0.46
	2 800	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.79	0.89
C 型	400	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35
	730	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62
	800	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71
	980	0.00	0.09	0.19	0.27	0.37	0.47	0.56	0.65	0.74	0.83
	1 200	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.70	0.82	0.94	1.06
	1 460	0.00	0.14	0.28	0.42	0.58	0.71	0.85	0.99	1.14	1.27
	2 800	0.00	0.27	0.55	0.82	1.10	1.37	1.64	1.92	2.19	2.47

表 8-5c 单根窄 V 带的基本额定功率  $P_0$ 

kW

带型	小带轮节圆直径 $d_{p1}$ /mm	小带轮转速 $n_1/(r/min)$						
		400	730	800	980	1 200	1 460	2 800
SPZ 型	63	0.35	0.56	0.60	0.70	0.81	0.93	1.45
	71	0.44	0.72	0.78	0.92	1.08	1.25	2.00
	80	0.55	0.88	0.99	1.15	1.38	1.60	2.61
	90	0.67	1.12	1.21	1.44	1.70	1.98	3.26
SPA 型	90	0.75	1.21	1.30	1.52	1.76	2.02	3.00
	100	0.94	1.54	1.65	1.93	2.27	2.61	3.99
	112	1.16	1.91	2.07	2.44	2.86	3.31	5.15
	125	1.40	2.33	2.52	2.98	3.50	4.06	6.34
	140	1.68	2.81	3.03	3.58	4.23	4.91	7.64
SPB 型	140	1.92	3.13	3.35	3.92	4.55	5.21	7.15
	160	2.47	4.06	4.37	5.13	5.98	6.89	9.52
	180	3.01	4.99	5.37	6.31	7.38	8.5	11.62
	200	3.54	5.88	6.35	7.47	8.74	10.07	13.41
	224	4.18	6.97	7.52	8.83	10.33	11.86	15.41
SPC 型	224	5.19	8.82	10.43	10.39	11.89	13.26	—
	250	6.31	10.27	11.02	12.76	14.61	16.26	—
	280	7.59	12.40	13.31	15.40	17.60	19.49	—
	315	9.07	14.82	15.90	18.37	20.88	22.92	—
	400	12.56	20.41	21.84	25.15	27.33	29.40	—

注:  $d_{p1}$  可用  $d_{d1}$  近似代换。表 8-5d 单根窄 V 带额定功率的增量  $\Delta P_0$ 

kW

带型	小带轮转速 $n_1$ /(r/min)	传动比 $i$									
		1.00	1.02	1.06	1.12	1.19	1.27	1.39	1.58	1.95	$\geq 3.39$
		~ 1.01	~ 1.05	~ 1.11	~ 1.18	~ 1.26	~ 1.38	~ 1.57	~ 1.94	~ 3.38	
SPZ 型	400	0.00	0.01	0.01	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06
	730	0.00	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12
	800	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.13
	980	0.00	0.01	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.15
	1 200	0.00	0.02	0.04	0.08	0.10	0.13	0.15	0.17	0.18	0.19
	1 460	0.00	0.02	0.05	0.09	0.13	0.15	0.18	0.20	0.22	0.23
	2 800	0.00	0.04	0.10	0.18	0.24	0.30	0.35	0.39	0.43	0.45
SPA 型	400	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	0.16
	730	0.00	0.02	0.07	0.12	0.16	0.20	0.23	0.26	0.28	0.30
	800	0.00	0.03	0.08	0.13	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.33
	980	0.00	0.03	0.09	0.16	0.21	0.26	0.30	0.34	0.37	0.40
	1 200	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.33	0.38	0.43	0.47	0.49
	1 460	0.00	0.05	0.14	0.24	0.32	0.39	0.46	0.51	0.56	0.59
	2 800	0.00	0.10	0.26	0.46	0.63	0.76	0.89	1.00	1.09	1.15
SPB 型	400	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.22	0.26	0.30	0.32	0.34
	730	0.00	0.05	0.14	0.25	0.33	0.40	0.47	0.53	0.58	0.62
	800	0.00	0.06	0.16	0.27	0.37	0.45	0.53	0.59	0.65	0.68
	980	0.00	0.07	0.19	0.33	0.45	0.54	0.63	0.71	0.78	0.82
	1 200	0.00	0.09	0.23	0.41	0.56	0.67	0.79	0.89	0.97	1.03
	1 460	0.00	0.10	0.28	0.49	0.67	0.81	0.95	1.07	1.16	1.23
	2 800	0.00	0.20	0.55	0.96	1.30	1.57	1.85	2.08	2.26	2.40
SPC 型	400	0.00	0.09	0.24	0.41	0.56	0.68	0.79	0.89	0.97	1.03
	730	0.00	0.16	0.42	0.74	1.00	1.22	1.43	1.60	1.75	1.85
	800	0.00	0.17	0.47	0.82	1.12	1.35	1.58	1.78	1.94	2.06
	980	0.00	0.21	0.56	0.98	1.34	1.62	1.90	2.14	2.33	2.47
	1 200	0.00	0.26	0.71	1.23	1.67	2.03	2.38	2.67	2.91	3.09
	1 460	0.00	0.31	0.85	1.48	2.01	2.43	2.85	3.21	3.50	3.70

## (二) 原始数据及设计内容

设计 V 带传动时给定的原始数据为:传递的功率  $P$ , 转速  $n_1$ 、 $n_2$  (或传动比  $i$ ), 传动位置要求及工作条件等。

设计内容包括:确定带的截型、长度、根数、传动中心距、带轮基准直径及结构尺寸等。

## (三) 设计步骤和方法

### 1. 确定计算功率 $P_{ca}$

计算功率  $P_{ca}$  是根据传递的功率  $P$ , 并考虑到载荷性质和每天运转时间长短等因素的影响而确定的。即

$$P_{ca} = K_A P$$

式中:  $P_{ca}$  ——计算功率, 单位为 kW;

$P$  ——传递的额定功率 (例如电动机的额定功率), 单位为 kW;

$K_A$  ——工作情况系数, 见表 8-6。

表 8-6 工作情况系数  $K_A$

工 况		$K_A$					
		软起动			负 载 起 动		
		每天工作小时数/h					
		< 10	10 ~ 16	> 16	< 10	10 ~ 16	> 16
载荷变动微小	液体搅拌机,通风机和鼓风机 ( $\leq 7.5$ kW),离心式水泵和压缩机,轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀载荷),通风机( $> 7.5$ kW),旋转式水泵和压缩机,发电机,金属切削机床,印刷机,旋转筛,锯木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变动较大	制砖机,斗式提升机,往复式水泵和压缩机,起重机,磨粉机,冲剪机床,橡胶机械,振动筛,纺织机械,重载输送机	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载荷变动很大	破碎机(旋转式、颚式等),磨碎机(球磨、棒磨、管磨)	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注: 1) 软起动—电动机 (交流起动、三角形起动、直流并励), 四缸以上的内燃机, 装有离心式离合器、液力联轴器的动力机。

负载起动—电动机 (联机交流起动、直流复励或串励), 四缸以下的内燃机。

2) 反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合,  $K_A$  应乘 1.2。

3) 增速传动时  $K_A$  应乘下列系数:

增速比: 1.25 ~ 1.74	1.75 ~ 2.49	2.5 ~ 3.49	$\geq 3.5$
系 数: 1.05	1.11	1.18	1.28

## 2. 选择带型

根据计算功率  $P_{ca}$  和小带轮转速  $n_1$  由图 8-8 或图 8-9 选定带型(图中均以  $d_d$  代  $d_p$ )。

## 3. 确定带轮的基准直径 $d_{d1}$ 和 $d_{d2}$ 。

1) 初选小带轮的基准直径  $d_{d1}$  根据 V 带截型, 参考表 8-3 及表 8-7 选取  $d_{d1} \geq d_{dmin}$ 。为了提高 V 带的寿命, 宜选取较大的直径。

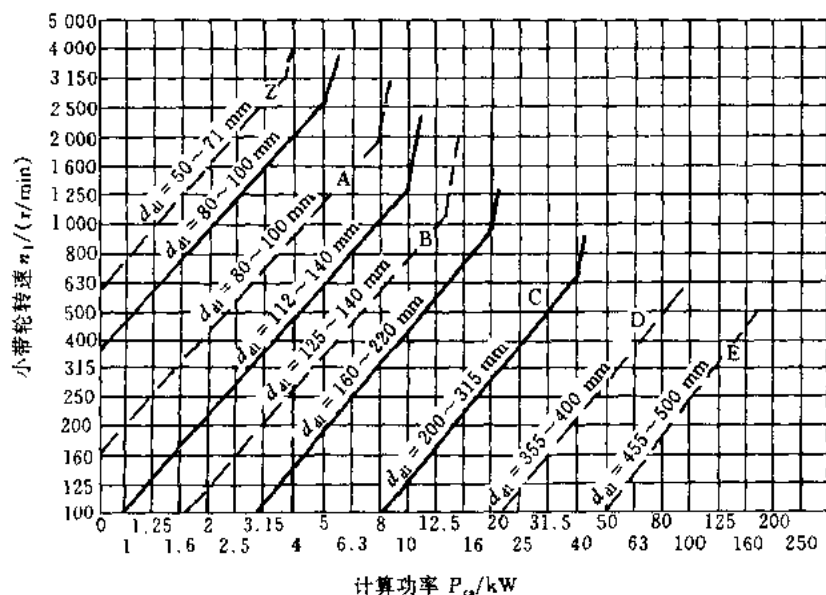


图 8-8 普通 V 带选型图

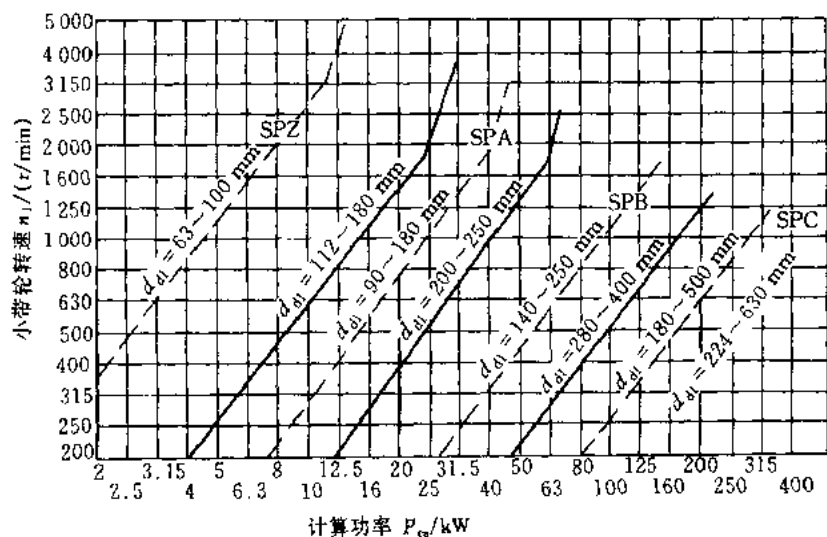


图 8-9 窄 V 带选型图

2) 验算带的速度  $v$  根据式(8-13)来计算带的速度, 并使  $v \leq v_{max}$ 。对于普通 V 带  $v_{max}$



$= 25 \sim 30 \text{ m/s}$ ; 对于窄 V 带,  $v_{\max} = 35 \sim 40 \text{ m/s}$ 。如  $v > v_{\max}$ , 则离心力过大, 即应减小  $d_{d1}$ ; 如  $v$  过小 (例如  $v < 5 \text{ m/s}$ ), 则表示所选  $d_{d1}$  过小, 这将使所需的有效拉力  $F_e$  过大, 即所需带的根数  $z$  过多, 于是带轮的宽度、轴径及轴承的尺寸都要随之增大。一般以  $v \approx 20 \text{ m/s}$  为宜。

3) 计算从动轮的基准直径  $d_{d2}$   $d_{d2} = id_{d1}$ , 并按 V 带轮的基准直径系列表 8-7 加以适当圆整。

表 8-7 V 带轮的基准直径系列

mm

基准直径 $d_d$	带 型					
	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D E
	外 径 $d_a$					
50	53.2	54 <sup>①</sup>				
63	66.2	67				
71	74.2	75				
75	—	79	80.5 <sup>①</sup>			
80	83.2	84	85.5 <sup>①</sup>			
85	—	—	90.5 <sup>①</sup>			
90	93.2	94	95.5			
95	—	—	100.5			
100	103.2	104	105.5			
106	—	—	111.5			
112	115.2	116	117.5			
118	—	—	123.5			
125	128.2	129	130.5	132 <sup>②</sup>		
132		136 <sup>②</sup>	137.5	139 <sup>②</sup>		
140		144	145.5	147		
150		154	155.5	157		
160		164	165.5	167		
170		—	—	177		
180		184	185.5	187		
200		204	205.5	207	209.6 <sup>②</sup>	
212		—	—	219 <sup>②</sup>	221.6 <sup>②</sup>	
224		228	229.5 <sup>①</sup>	231	233.6	
236		—	—	243 <sup>②</sup>	245.6	
250		254	255.5	257	259.6	
265		—	—	—	274.6	
280		284	285.5 <sup>①</sup>	287	289.6	
315		319	320.5	322	324.6	
355		359	360.5 <sup>①</sup>	362	364.6	371.2
375		—	—	—	—	391.2
400		404	405.5	407	409.6	416.2
425		—	—	—	—	441.2
450		—	455.5 <sup>①</sup>	457 <sup>②</sup>	459.6	466.2
475		—	—	—	—	491.2
500		504	505.5	507	509.6	516.2
						519.2

注: 1)  $d_a$  参见图 8-12。

2) 直径的极限偏差: 基准直径按 e11, 外径按 h12。

3) 没有外径值的基准直径不推荐采用。

4) ①仅限于普通 V 带轮; ②仅限于 SP 型窄 V 带轮。

#### 4. 确定中心距 $a$ 和带的基准长度 $L_d$

如果中心距未给出,可根据传动的结构需要初定中心距  $a_0$ ,取

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$$

$a_0$  取定后,根据带传动的几何关系,按下式计算所需带的基准长度  $L'_d$ :

$$L'_d \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (8-20)$$

根据  $L'_d$  由表 8-2 中选取和  $L'_d$  相近的 V 带的基准长度  $L_d$ 。再根据  $L_d$  来计算实际中心距。

由于 V 带传动的中心距一般是可以调整的,故可采用下式作近似计算,即

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} \quad (8-21)$$

考虑安装调整和补偿预紧力(如带伸长而松弛后的张紧)的需要,中心距的变动范围为:

$$a_{\min} = a - 0.015L_d$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d$$

#### 5. 验算主动轮上的包角 $\alpha_1$

根据式(8-6)及对包角的要求,应保证

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.5^\circ \geq 120^\circ \text{ (至少 } 90^\circ \text{)}$$

#### 6. 确定带的根数 $z$

$$z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L} \quad (8-22)$$

式中:  $K_a$  ——考虑包角不同时的影响系数,简称包角系数,查表 8-8;

$K_L$  ——考虑带的长度不同时的影响系数,简称长度系数,查表 8-2;

$P_0$  ——单根 V 带的基本额定功率,查表 8-5a 或 8-5c;

$\Delta P_0$  ——计入传动比的影响时,单根 V 带额定功率的增量(因  $P_0$  是按  $\alpha = 180^\circ$ ,即  $d_{d1} = d_{d2}$  的条件计算的,而当传动比越大时,从动轮直径就越比主动轮直径大,带绕上从动轮时的弯曲应力就越比绕上主动轮时的小,故其传动能力即有所提高),其值见表 8-5b 或 8-5d。

表 8-8 包角系数  $K_a$

小带轮包角 $\alpha/^\circ$	$K_a$	小带轮包角 $\alpha/^\circ$	$K_a$
180	1	145	0.91
175	0.99	140	0.89
170	0.98	135	0.88
165	0.96	130	0.86
160	0.95	125	0.84
155	0.93	120	0.82
150	0.92		

在确定 V 带的根数  $z$  时,为了使各根 V 带受力均匀,根数不宜太多(通常  $z < 10$ ),否则应改选带的截型,重新计算。

### 7. 确定带的预紧力 $F_0$

由式(8-7),并考虑离心力的不利影响时,单根 V 带所需的预紧力为

$$F_0 = \frac{1}{2} F_{ec} \frac{e^{f_a} + 1}{e^{f_a} - 1} + qv^2$$

用  $F_{ec} = \frac{1000 P_{ca}}{zv}$  代入上式,并考虑包角对所需预紧力的影响(略去推证过程),可将  $F_0$  的计算式写为

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{zv} \left( \frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 \quad (8-23)$$

式中各符号的意义和单位同前。

由于新带容易松弛,所以对非自动张紧的带传动,安装新带时的预紧力应为上述预紧力的 1.5 倍。

在带传动中,预紧力是通过在带与两带轮的切点跨距的中点  $M$ ,加上一个垂直于两轮上部外公切线的适当载荷  $G$ (图 8-10),使带沿跨距每长 100 mm 所产生的挠度  $y$  为 1.6 mm(即挠角为  $1.8^\circ$ )来控制的。 $G$  值见表 8-9。

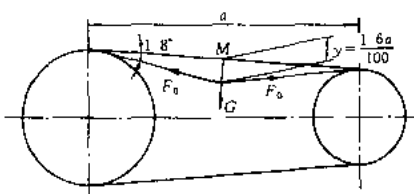


图 8-10 预紧力的控制

表 8-9 载荷  $G$  值

N/根

截 型		小带轮基准 直径 $d_{d1}/\text{mm}$	带速 $v/(\text{m/s})$			截 型		小带轮基准 直径 $d_{d1}/\text{mm}$	带速 $v/(\text{m/s})$		
			0 ~ 10	10 ~ 20	20 ~ 30				0 ~ 10	10 ~ 20	20 ~ 30
普通 V 带	Z	50 ~ 100 > 100	5 ~ 7 7 ~ 10	4.2 ~ 6 6 ~ 8.5	3.5 ~ 5.5 5.5 ~ 7	窄 V 带	SPZ	67 ~ 95 > 95	9.5 ~ 14 14 ~ 21	8 ~ 13 13 ~ 19	6.5 ~ 11 11 ~ 18
	A	75 ~ 140 > 140	9.5 ~ 14 14 ~ 21	8 ~ 12 12 ~ 18	6.5 ~ 10 10 ~ 15		SPA	100 ~ 140 > 140	18 ~ 26 26 ~ 38	15 ~ 21 21 ~ 32	12 ~ 18 18 ~ 27
	B	125 ~ 200 > 200	18.5 ~ 28 28 ~ 42	15 ~ 22 22 ~ 33	12.5 ~ 18 18 ~ 27		SPB	160 ~ 265 > 265	30 ~ 45 45 ~ 58	26 ~ 40 40 ~ 52	22 ~ 34 34 ~ 47
	C	200 ~ 400 > 400	36 ~ 54 54 ~ 85	30 ~ 45 45 ~ 70	25 ~ 38 38 ~ 56		SPC	224 ~ 355 > 355	58 ~ 82 82 ~ 106	48 ~ 72 72 ~ 96	40 ~ 64 64 ~ 90

注:表中高值用于新安装的 V 带或必须保持高张紧的传动。

### 8. 计算带传动作用在轴上的力(简称压轴力) $F_p$

为了设计安装带轮的轴和轴承,必须确定带传动作用在轴上的力  $F_p$ 。如果不考虑带的两边的拉力差,则压轴力可以近似地按带的两边的预紧力  $F_0$  的合力来计算(图 8-11)。即

$$F_p = 2zF_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2zF_0 \cos \left( \frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_1}{2} \right) = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (8-24)$$

式中： $z$ ——带的根数；

$F_0$ ——单根带的预紧力；

$\alpha_1$ ——主动轮上的包角。

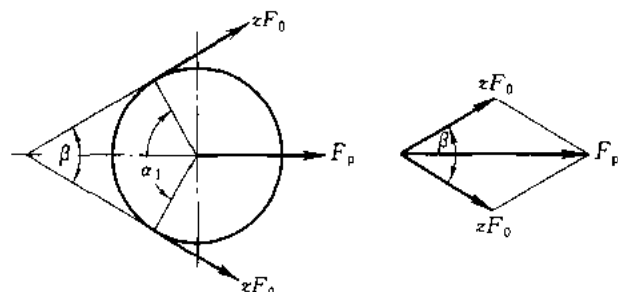


图 8-11 带传动作用在轴上的力

## § 8-4 V 带轮设计

### (一) V 带轮设计的要求

设计 V 带轮时应满足的要求有：质量小；结构工艺性好；无过大的铸造内应力；质量分布均匀，转速高时要经过动平衡；轮槽工作面要精细加工（表面粗糙度一般应为 $\sqrt[3]{2}$ ），以减少带的磨损；各槽的尺寸和角度应保持一定的精度，以使载荷分布较为均匀等。

### (二) 带轮的材料

带轮的材料主要采用铸铁，常用材料的牌号为 HT150 或 HT200；转速较高时宜采用铸钢（或用钢板冲压后焊接而成）；小功率时可用铸铝或塑料。

### (三) 结构尺寸

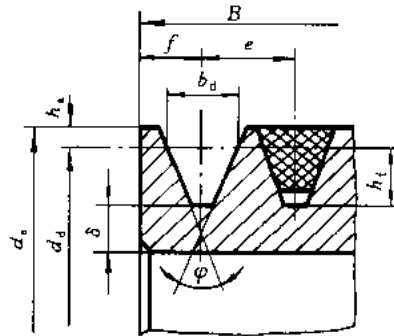
铸铁制 V 带轮的典型结构有以下几种形式：(1) 实心式（图 8-12a）；(2) 腹板式（图 8-12b）；(3) 孔板式（图 8-12c）；(4) 椭圆轮辐式（图 8-12d）。

带轮基准直径  $d_d \leq 2.5d$  ( $d$  为轴的直径，单位为 mm) 时，可采用实心式； $d_d \leq 300$  mm 时，可采用腹板式（当  $D_1 - d_1 \geq 100$  mm 时，可采用孔板式）； $d_d > 300$  mm 时，可采用轮辐式。

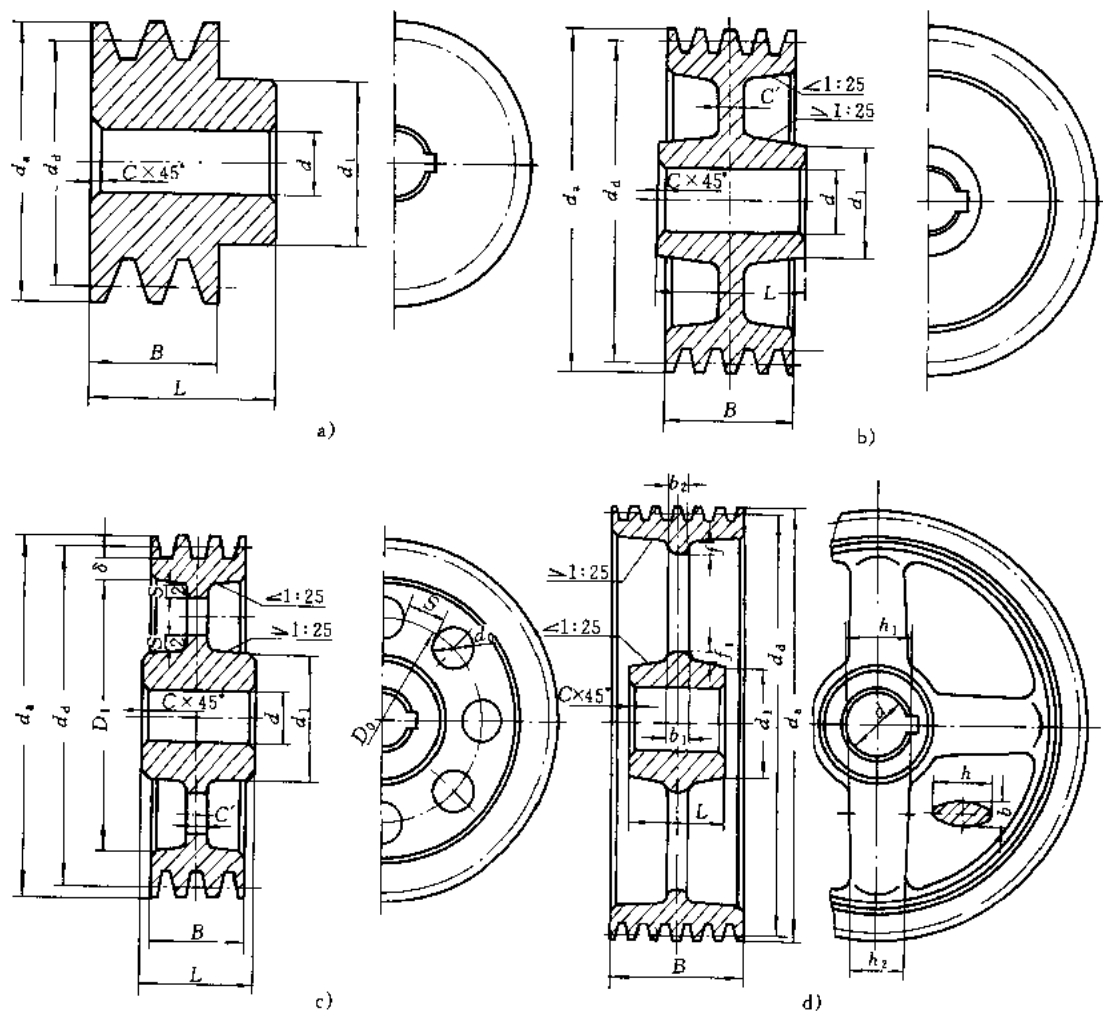
带轮的结构设计，主要是根据带轮的基准直径选择结构型式；根据带的截型确定轮槽尺寸（表 8-10）；带轮的其它结构尺寸可参照图 8-12 所列经验公式计算。确定了带轮的各部分尺寸后，即可绘制出零件图，并按工艺要求注出相应的技术条件等。

表 8-10 V 带轮的轮槽尺寸

mm



项 目		符号	槽 型						
			Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
基准宽度(节宽)		$b_d(b_p)$	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
基准线上槽深		$h_{amin}$	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
基准线下槽深		$h_{dmin}$	4.7	7.0 9.0	8.7 11.0	10.8 14.0	14.3 19.0	19.9	23.4
槽间距		$e$	$8 \pm 0.3$	$12 \pm 0.3$	$15 \pm 0.3$	$19 \pm 0.4$	$25.5 \pm 0.5$	$37 \pm 0.6$	$44.5 \pm 0.7$
第一槽对称面至端面的距离		$f$	$7 \pm 1$	$8 \pm 1$	$10 \pm 1$	$12.5 \pm 2$	$17 \pm 2$	$23 \pm 1$	$29 \pm 1$
最小轮缘厚		$\delta_{min}$	5	5.5	6	7.5	10	12	15
带轮宽		$B$	$B = (z-1)e + 2f$ $z$ —轮槽数						
外径		$d_a$	$d_a = d_d + 2h_a$						
轮 槽 角 $\varphi$	32°	相应的基 准直 径 $d_d$	$\leq 60$	—	—	—	—	—	—
	34°		—	$\leq 80$	$\leq 118$	$\leq 190$	$\leq 315$	—	—
	36°		$> 60$	—	—	—	—	$\leq 475$	$\leq 600$
	38°		—	$> 80$	$> 118$	$> 190$	$> 315$	$> 475$	$> 600$
	极限偏差			$\pm 1^\circ$				$\pm 30'$	



$$\begin{aligned}
 d_1 &= (1.8 \sim 2) d, d \text{ 为轴的直径} & h_2 &= 0.8 h_1 \\
 D_0 &= 0.5 (D_1 + d_1) & b_1 &= 0.4 h_1 \\
 d_0 &= (0.2 \sim 0.3) (D_1 - d_1) & b_2 &= 0.8 b_1 \\
 C' &= \left( \frac{1}{7} \sim \frac{1}{4} \right) B & S &= C' \\
 L &= (1.5 \sim 2) d, \text{当 } B < 1.5 d \text{ 时, } L = B & f_1 &= 0.2 h_1 \\
 h_1 &= 290 \sqrt[3]{\frac{P}{n z_a}} & f_2 &= 0.2 h_2
 \end{aligned}$$

式中:  $P$ —传递的功率,单位为 kW;

$n$ —带轮的转速,单位为 r/min;

$z_a$ —轮辐数。

图 8-12 V 带轮的结构

## § 8-5 V 带传动的张紧装置

各种材质的 V 带都不是完全的弹性体,在预紧力的作用下,经过一定时间的运转后,就会由于塑性变形而松弛,使预紧力  $F_0$  降低。为了保证带传动的能力,应定期检查预紧力的数值。如发现不足时,必须重新张紧,才能正常工作。常见的张紧装置有以下几种。

### (一) 定期张紧装置

采用定期改变中心距的方法来调节带的预紧力,使带重新张紧。在水平或倾斜不大的传动中,可用图 8-13a 的方法,将装有带轮的电动机安装在制有滑道的基板 1 上。要调节带的预紧力时,松开基板上各螺栓的螺母 2,旋动调节螺钉 3,将电动机向右推移到所需的位置,然后拧紧螺母 2。在垂直的或接近垂直的传动中,可用图 8-13b 的方法,将装有带轮的电动机安装在可调的摆架上。

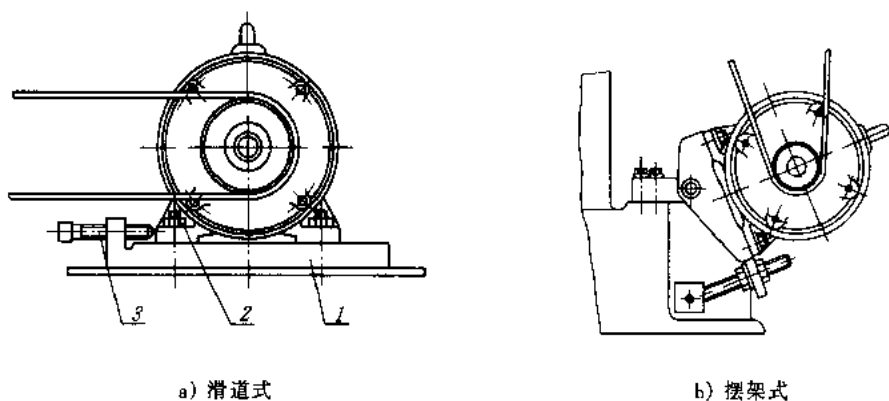


图 8-13 带的定期张紧装置

### (二) 自动张紧装置

将装有带轮的电动机安装在浮动的摆架上(图 8-14),利用电动机的自重,使带轮随同电动机绕固定轴摆动,以自动保持张紧力。

### (三) 采用张紧轮的装置

当中心距不能调节时,可采用张紧轮将带张紧(图 8-15)。张紧轮一般应放在松边的内侧,使带只受单向弯曲。同时张紧轮还应尽量靠近大轮,以免过分影响带在小轮上的包角。张紧轮的轮槽尺寸与带轮的相同,且直径小于小带轮的直径。

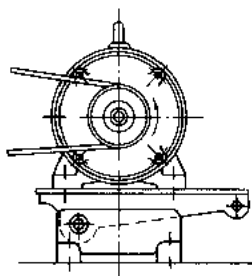


图 8-14 带的自动张紧装置

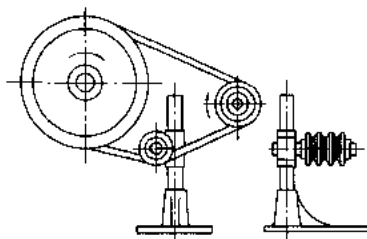


图 8-15 张紧轮装置

## § 8-6 其它带传动简介

### (一) 高速带传动

高速带传动系指带速  $v > 30 \text{ m/s}$ 、高速轴转速  $n_1 = 10\,000 \sim 50\,000 \text{ r/min}$  的传动。这种传动主要用于增速以驱动高速机床、粉碎机、离心机及某些其它机器。高速带传动的增速比为  $2 \sim 4$ ，有时可达  $8$ 。

高速带传动要求传动可靠、运转平稳、并有一定的寿命，故高速带都采用质量小、厚度薄而均匀、挠曲性好的环形平带，如麻织带、丝织带、锦纶编织带、薄型强力锦纶带、高速环形胶带等。薄型强力锦纶带采用胶合接头，故应使接头与带的挠曲性能尽量接近。

高速带轮要求质量小而且分布对称均匀、运转时空气阻力小，通常都采用钢或铝合金制造，各个面均应进行加工，轮缘工作表面的粗糙度不得大于  $\sqrt[3]{2}$ ，并要求进行动平衡。

为防止掉带，主、从动轮轮缘表面都应加工出凸度，可制成鼓形面或  $2^\circ$  左右的双锥面，如图 8-16a。为了防止运转时带与轮缘表面间形成气垫，轮缘表面应开环形槽，如图 8-16b。

在高速带传动中，带的寿命占有很重要的地位，带的绕曲次数  $u = \frac{v}{L}$  ( $j$  为带上某一点绕行一周时所绕过的带轮数；带速  $v$  及带长  $L$  的单位分别为  $\text{m/s}$  及  $\text{m}$ ) 是影响带的寿命的主要因素，因此应限制  $u_{\max} < 45 \text{ s}^{-1}$ 。

高速带传动的具体设计，可参阅[67]。

### (二) 同步带传动

同步带传动综合了带传动和链传动的优点。同步带通常是以钢丝绳或玻璃纤维绳等为抗拉层、氯丁橡胶或聚氨酯橡胶为基体、工作面上带齿的环状带(图 8-17)。工作时，带的凸齿与带轮外缘上的齿槽进行啮合传动(参看图 8-2d)。由于抗拉层承载后变形小，能保持同步带的周节不变，故带与带轮间没有相对滑动，从而保证了同步传动。

同步带传动时的线速度可达  $50 \text{ m/s}$  (有时允许达  $100 \text{ m/s}$ )，传动功率可达  $300 \text{ kW}$ ，传动比可达  $10$  (有时允许达  $20$ )，传动效率可达  $0.98$ 。

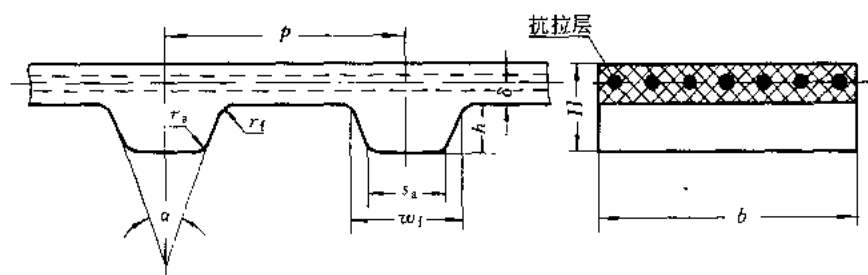


图 8-17 同步带

同步带传动的优点是：a) 无滑动，能保证固定的传动比；b) 预紧力较小，轴和轴承上所受的载荷小；c) 带的



厚度小,单位长度的质量小,故允许的线速度较高;d)带的柔性好,故所用带轮的直径可以较小。其主要缺点是安装时中心距的要求严格,且价格较高。

同步带主要用于要求传动比准确的中、小功率传动中,如电子计算机、放映机、录音机、磨床、纺织机械等。

同步带的最基本参数是节距  $p$  (带上相邻两齿中心轴线间沿节线度量的距离)。由于抗拉层在工作时长度不变,所以就以其中心线位置定为带的节线,并以节线周长作为其公称长度。国产同步带的带型(即节距代号)有:MXL——最轻型;XXL——超轻型;XL——特轻型;L——轻型;H——重型;XH——特重型;XXH——超重型。同步带的标记为:带长代号 带型 带宽代号。

同步带传动的设计可参阅[68]。

**例题** 设计某带式输送机传动系统中第一级用的窄V带传动。设已知电动机型号为Y112M-4,额定功率  $P = 4 \text{ kW}$ ,转速  $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ ,传动比  $i = 3.8$ ,一天运转时间  $< 10 \text{ h}$ 。

**[解]** 1. 确定计算功率  $P_{ca}$

由表8-6查得工作情况系数  $K_A = 1.1$ ,故

$$P_{ca} = K_A P = 1.1 \times 4 \text{ kW} = 4.4 \text{ kW}$$

2. 选取窄V带带型

根据  $P_{ca}$ 、 $n_1$  由图8-9确定选用SPZ型。

3. 确定带轮基准直径

由表8-3和表8-7取主动轮基准直径  $d_{d1} = 80 \text{ mm}$ 。

根据式(8-15),从动轮基准直径  $d_{d2}$ 。

$$d_{d2} = i d_{d1} = 3.8 \times 80 \text{ mm} = 304 \text{ mm}$$

根据表8-7,取  $d_{d2} = 315 \text{ mm}$ 。

按式(8-13)验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80 \times 1440}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 6.032 \text{ m/s} < 35 \text{ m/s}$$

带的速度合适。

4. 确定窄V带的基准长度和传动中心距

根据  $0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$ ,初步确定中心距  $a_0 = 400 \text{ mm}$ 。

根据式(8-20)计算带所需的基准长度

$$\begin{aligned} L'_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= \left[ 2 \times 400 + \frac{\pi}{2} \times (315 + 80) + \frac{(315 - 80)^2}{4 \times 400} \right] \text{ mm} = 1455 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表8-2选带的基准长度  $L_d = 1400 \text{ mm}$ 。

按式(8-21)计算实际中心距  $a$

$$a = a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = (400 + \frac{1400 - 1455}{2}) \text{ mm} = 373 \text{ mm}$$

5. 验算主动轮上的包角  $\alpha_1$

由式(8-6)得

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.5^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 80}{373} \times 57.5^\circ = 143.8^\circ > 120^\circ$$

主动轮上的包角合适。

6. 计算窄V带的根数  $z$

由式(8-22)知

$$z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$$

由  $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 、 $d_{d1} = 80 \text{ mm}$ 、 $i = 3.8$ , 查表 8-5c 和表 8-5d 得

$$P_0 = 1.6 \text{ kW}$$

$$\Delta P_0 = 0.23 \text{ kW}$$

查表 8-8 得  $K_a = 0.89$ , 查表 8-2 得  $K_L = 0.96$ , 则

$$z = \frac{4.4}{(1.60 + 0.23) \times 0.89 \times 0.96} = 2.81$$

取  $z = 3$  根。

7. 计算预紧力  $F_0$

由式(8-23)知

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{vz} \left( \frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2$$

查表 8-4 得  $q = 0.07 \text{ kg/m}$ , 故

$$F_0 = \left[ 500 \times \frac{4.4}{6.032 \times 3} \times \left( \frac{2.5}{0.89} - 1 \right) + 0.07 \times 6.032^2 \right] \text{ N} = 221.37 \text{ N}$$

8. 计算作用在轴上的压轴力  $F_p$

由式(8-24)得

$$F_p = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = [2 \times 3 \times 221.37 \times \sin \frac{143.8^\circ}{2}] \text{ N} = 1262.5 \text{ N}$$

9. 带轮结构设计(略)。

## 习 题

8-1 V 带传动的  $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ , 带与带轮的当量摩擦系数  $f_v = 0.51$ , 包角  $\alpha_1 = 180^\circ$ , 预紧力  $F_0 = 360 \text{ N}$ 。试问:(1) 该传动所能传递的最大有效拉力为多少?(2) 若  $d_{d1} = 100 \text{ mm}$ , 其传递的最大转矩为多少?(3) 若传动效率为 0.95, 弹性滑动忽略不计, 从动轮输出功率为若干?

8-2 V 带传动传递的功率  $P = 7.5 \text{ kW}$ , 带速  $v = 10 \text{ m/s}$ , 紧边拉力是松边拉力的两倍, 即  $F_1 = 2F_2$ , 试求紧边拉力  $F_1$ 、有效拉力  $F_e$  和预紧力  $F_0$ 。

8-3 已知一窄 V 带传动的  $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ ,  $n_2 = 400 \text{ r/min}$ ,  $d_{d1} = 180 \text{ mm}$ , 中心距  $a = 1600 \text{ mm}$ , 窄 V 带为 SPA 型, 根数  $z = 2$ , 工作时有振动, 一天运转 16 h(即两班制), 试求带能传递的功率。

8-4 有一带式输送装置, 其异步电动机与齿轮减速器之间用普通 V 带传动, 电动机功率  $P = 7 \text{ kW}$ , 转速  $n_1 = 960 \text{ r/min}$ , 减速器输入轴的转速  $n_2 = 330 \text{ r/min}$ , 允许误差为  $\pm 5\%$ , 运输装置工作时有轻度冲击, 两班制工作, 试设计此带传动。

## 第九章 链 传 动

### § 9-1 链传动的特点及应用

链传动是应用较广的一种机械传动。它是由链条和主、从动链轮所组成(图 9-1)。链轮上制有特殊齿形的齿,依靠链轮轮齿与链节的啮合来传递运动和动力。

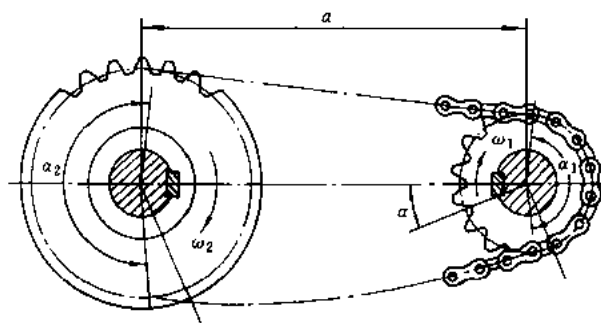


图 9-1 链传动

链传动是属于带有中间挠性件的啮合传动。与属于摩擦传动的带传动相比,链传动无弹性滑动和打滑现象,因而能保持准确的平均传动比,传动效率较高;又因链条不需要像带那样张得很紧,所以作用于轴上的径向压力较小;在同样使用条件下,链传动结构较为紧凑。同时链传动能在高温及速度较低的情况下工作。与齿轮传动相比,链传动的制造与安装精度要求较低,成本低廉;在远距离传动(中心距最大可达十多米)时,其结构比齿轮传动轻便得多。链传动的主要缺点是:在两根平行轴间只能用于同向回转的传动;运转时不能保持恒定的瞬时传动比;磨损后易发生跳齿;工作时噪声;不宜在载荷变化很大和急速反向的传动中应用。

链传动主要用在要求工作可靠,且两轴相距较远,以及其它不宜采用齿轮传动的场合。例如在摩托车上应用了链传动,结构上大为简化,而且使用方便可靠。链传动还可应用于低速重型及极为恶劣的工作条件下,例如掘土机的运行机构,虽常受到土块、泥浆及瞬时过载等影响,但仍能很好地工作。

总的说来,在机械制造中,如农业、矿山、起重运输、冶金、建筑、石油、化工等机械都广泛地应用着链传动。

按用途不同,链可分为:传动链、输送链和起重链。输送链和起重链主要用在运输和起重机械中,而在一般机械传动中,常用的是传动链。

传动链传递的功率一般在 100 kW 以下,链速一般不超过 15 m/s,推荐使用的最大传动比  $i_{\max} = 8$ 。传动链有短节距精密滚子链(简称滚子链)、齿形链等类型。其中滚子链使用最广,齿形

链使用较少。本章主要讨论滚子链,对齿形链仅作简要介绍。

## § 9-2 传动链的结构特点

### (一) 滚子链

滚子链的结构如图 9-2 所示。它是由滚子 1、套筒 2、销轴 3、内链板 4 和外链板 5 所组成。内链板与套筒之间、外链板与销轴之间分别用过盈配合固联。滚子与套筒之间,套筒与销轴之间均为间隙配合。当内、外链板相对挠曲时,套筒可绕销轴自由转动。滚子是活套在套筒上的,工作时,滚子沿链轮齿廓滚动,这样就可减轻齿廓的磨损。链的磨损主要发生在销轴与套筒的接触面上。因此,内、外链板间应留少许间隙,以便润滑油渗入销轴和套筒的摩擦面间。

链板一般制成 8 字形,以使它的各个横截面具有接近相等的抗拉强度,同时也减小了链的质量和运动时的惯性力。

当传递大功率时,可采用双排链(图 9-3)或多排链。多排链的承载能力与排数成正比。但由于精度的影响,各排链承受的载荷不易均匀,故排数不宜过多。

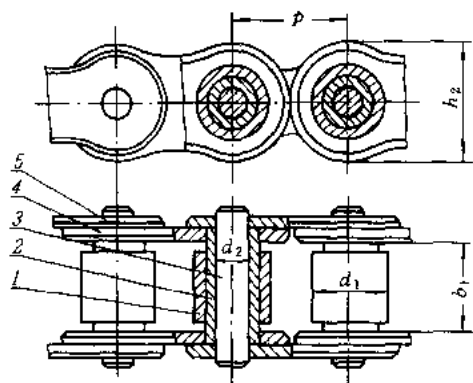


图 9-2 滚子链的结构

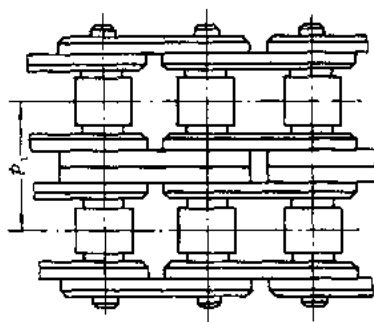


图 9-3 双排链

滚子链的接头型式如图 9-4 所示。当链节数为偶数时,接头处可用开口销(图 9-4a)或弹簧卡片(图 9-4b)来固定,一般前者用于大节距,后者用于小节距;当链节数为奇数时,需采用图 9-4c 所示的过渡链节。由于过渡链节的链板要受附加弯矩的作用,所以在一般情况下最好不用奇数链节。

如图 9-2 所示,滚子链和链轮啮合的基本参数是节距  $p$ ,滚子外径  $d_1$  和内链节内宽  $b_1$ (对于多排链还有排距  $p_1$ ,见图 9-3)。其中节距  $p$  是滚子链的主要参数,节距增大时,链条中各零件的尺寸也要相应地增大,可传递的功率也随着增大。链的使用寿命在很大程度上取决于链的材料及热处理方法。因此,组成链的所有元件均需经过热处理,以提高其强度、耐磨性和耐冲击性。

考虑到我国链条生产的历史和现状,以及国际上几乎所有国家的链节距均用英制单位,我国链条标准 GB/T 1243.1—1983 中规定节距用英制折算成米制的单位。表 9-1 列出了 GB/T 1243.1—1983 规定的几种规格滚子链的主要尺寸和极限拉伸载荷。表中链号和相应的国际标准链号一致,链号数乘以 25.4/16 mm 即为节距值。后缀 A 或 B 分别表示 A 或 B 系列。本章仅介

绍最常用的 A 系列滚子链传动的设计。

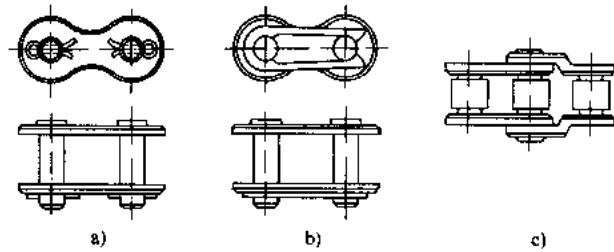


图 9-4 滚子链的接头型式

表 9-1 滚子链规格和主要参数

链号	节距 $p$	排距 $p_t$	滚子外径 $d_1$	内链节内宽 $b_1$	销轴直径 $d_2$	内链板高度 $h_2$	极限拉伸载 荷(单排) $F_{lim}^{①}$	每米质量 (单排) $q$
	mm						kN	kg/m
05B	8.00	5.64	5.00	3.00	2.31	7.11	4.4	0.18
06B	9.525	10.24	6.35	5.72	3.28	8.26	8.9	0.40
08B	12.70	13.92	8.51	7.75	4.45	11.81	17.8	0.70
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13.8	0.60
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21.8	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31.1	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55.6	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86.7	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124.6	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169.0	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222.4	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.84	60.33	347.0	16.10
48A	76.20	87.83	47.63	47.35	23.80	72.39	500.4	22.60

注:① 过渡链节取  $F_{lim}$  值的 80%。

滚子链的标记为:

链号 排数 整链链节数 标准编号

例如:08A-1×88 GB 1243.1-83 表示:A 系列、节距 12.7 mm、单排、88 节的滚子链。

(二) 齿形链

齿形链又称无声链,它是由一组带有两个齿的链板左右交错并列铰接而成(图 9-5)。链齿外侧是直边,工作时链齿外侧边与链轮轮齿相啮合来实现传动,其啮合的齿楔角有 60°和 70°两种,前者用于节距  $p \geq 9.525$  mm,后者用于  $p < 9.525$  mm。齿楔角为 60°的齿形链传动因较易制造,应用较广。其标准为 JB 1839-76 和 JB 1840-76。

齿形链上设有导板,以防止链条在工作时发生侧向窜动。导板有内导板和外导板两种。用

b) 帶外導板的

图 9-5 齿形链

与滚子链相比,齿形链传动平稳、无噪声,承受冲击性能好,工作可靠。

齿形链既适宜于高速传动,又适宜于传动比大和中心距较小的场合,其传动效率一般为0.95~0.98,润滑良好的传动可达0.98~0.99。齿形链比滚子链结构复杂,价格较高,且制造较难,故多用于高速或运动精度要求较高的传动装置中。

表 9-2 齿形链铰链形式

铰链形式	简 图	主 要 结 构	特 点
圆销式 (简单铰链)		链板用圆柱销铰接,链板孔与销轴是间隙配合	铰链承压面积小,压力大,磨损严重,日益少用
轴瓦片 (衬瓦铰链)		链板销孔两侧有长短扇形槽各一条,相邻链板在同一销轴上左、右相间排列。销孔中装入销轴,并在销轴两侧的短槽中嵌入与之紧配的轴瓦。这样由两片轴瓦和一根销轴组成了一个铰链。两相邻链节作相对转动时,左右轴瓦将各在其长槽中摆动,两轴瓦内表面沿销轴表面滑动	轴瓦长等于链宽,承压面积大,压力小。当铰链内的压力相同时,轴瓦式所能传递的载荷约为圆销式的两倍。但因轴瓦与销轴表面是滑动摩擦,故磨损仍较严重
滚柱式 (滚动摩擦铰链)		没有销轴,铰链由两个曲面滚柱组成。曲面滚柱各自固定在相应的链板孔中。当两相邻链节相对转动时,两滚柱工作面作相对滚动	载荷沿全链宽均匀分布,以滚动摩擦代替滑动摩擦,故显著地减小了有害阻力。链节相对转动时,滚动中心变化,实际节距随之变化,可补偿链传动的“多边形效应”

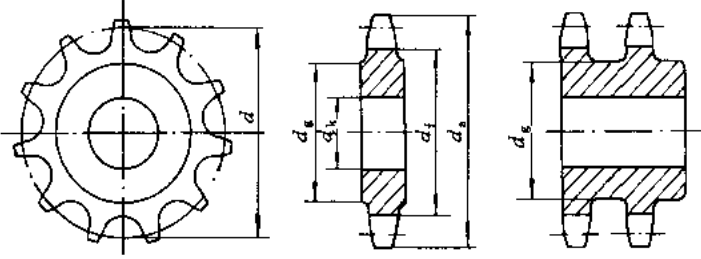
### § 9-3 滚子链链轮的结构和材料

链轮是链传动的主要零件,链轮齿形已经标准化。链轮设计主要是确定其结构及尺寸,选择材料和热处理方法。

#### (一) 链轮的基本参数及主要尺寸

链轮的基本参数是配用链条的节距  $p$ ,套筒的最大外径  $d_1$ ,排距  $p_t$  以及齿数  $z$ 。链轮的主要尺寸及计算公式见表 9-3。链轮轮毂的最大许用直径见表 9-4。

表 9-3 滚子链链轮主要尺寸

			
名称	代号	计 算 公 式	备 注
分度圆直径	$d$	$d = p / \sin(180^\circ / z)$	
齿顶圆直径	$d_s$	$d_{s\max} = d + 1.25p - d_1$ $d_{s\min} = d + \left(1 - \frac{1.6}{z}\right)p - d_1$ 若为三圆弧一直线齿形,则 $d_s = p \left(0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z}\right)$	可在 $d_{s\max}$ 、 $d_{s\min}$ 范围内任意选取,但选用 $d_{s\max}$ 时,应考虑采用展成法加工有发生顶切的可能性
分度圆弦齿高	$h_a$	$h_{a\max} = \left(0.625 + \frac{0.8}{z}\right)p - 0.5d_1$ $h_{a\min} = 0.5(p - d_1)$ 若为三圆弧一直线齿形,则 $h_a = 0.27p$	$h_a$ 是为简化放大齿形图的绘制而引入的辅助尺寸(见表 9-5) $h_{a\max}$ 相应于 $d_{s\max}$ $h_{a\min}$ 相应于 $d_{s\min}$
齿根圆直径	$d_f$	$d_f = d - d_1$	
齿侧凸缘 (或排间槽) 直径	$d_g$	$d_g \leq p \cot \frac{180^\circ}{z} - 1.04h_2 - 0.76 \text{ mm}$ $h_2$ —内链板高度(表 9-1)	

注:  $d_s$ 、 $d_g$  值取整数,其它尺寸精确到 0.01 mm。

表 9-4 链轮轴孔最大许用直径  $d_{kmax}$ 

mm

$\begin{matrix} z \\ p/mm \end{matrix}$	11	13	15	17	19	21	23	25
8.00	10	13	16	20	25	28	31	34
9.525	11	15	20	24	29	33	37	42
12.70	18	22	28	34	41	47	51	57
15.875	22	30	37	45	51	59	65	73
19.05	27	36	46	53	62	72	80	88
25.40	38	51	61	74	84	95	109	120
31.75	50	64	80	93	108	122	137	152
38.10	60	79	95	112	129	148	165	184
44.45	71	91	111	132	153	175	196	217
50.80	80	105	129	152	177	200	224	249
63.50	103	132	163	193	224	254	278	310
76.20	127	163	201	239	276	311	343	372

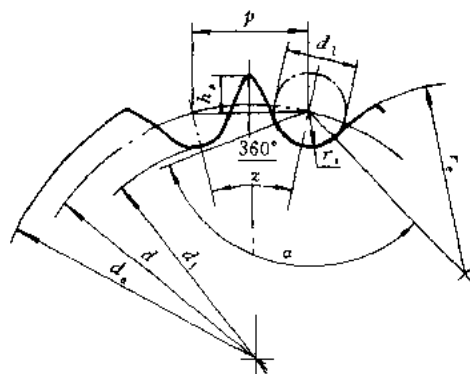
## (二) 链轮齿形

滚子链与链轮的啮合属于非共轲啮合,其链轮齿形的设计可以有较大的灵活性,GB/T 1244—1985 中没有规定具体的链轮齿形,仅仅规定了最大和最小齿槽形状及其极限参数,见表 9-5。凡在两个极限齿槽形状之间的各种标准齿形均可采用。目前较流行的一种齿形是三圆弧一直线齿形(或称凹齿形)(图 9-6)。当选用这种齿形并用相应的标准刀具加工时,链轮齿形在工作图上不画出,只需注明链轮的基本参数和主要尺寸,并注明“齿形按 3R GB/T 1244—1985 规定制造”即可。

链轮轴向齿廓及尺寸,应符合 GB/T 1244—1985 的规定,见图 9-7 及表 9-6。

表 9-5 滚子链链轮的最大和最小齿槽形状

名称	代号	计 算 公 式	
		最大齿槽形状	最小齿槽形状
齿面圆弧半径	$r_e$	$r_{emin} = 0.008 d_1 (z^2 + 180)$	$r_{emax} = 0.12 d_1 (z + 2)$
齿沟圆弧半径	$r_i$	$r_{imax} = 0.505 d_1 + 0.069 \sqrt[3]{d_1}$	$r_{imin} = 0.505 d_1$
齿沟角	$\alpha$	$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$	$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$





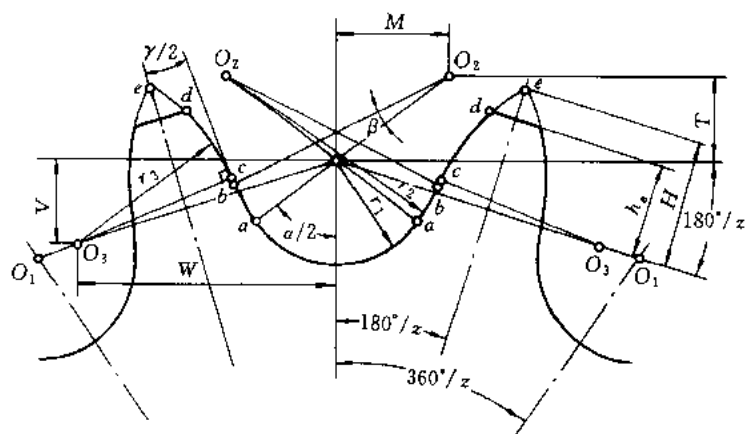


图 9-6 三圆弧一直线齿槽形状

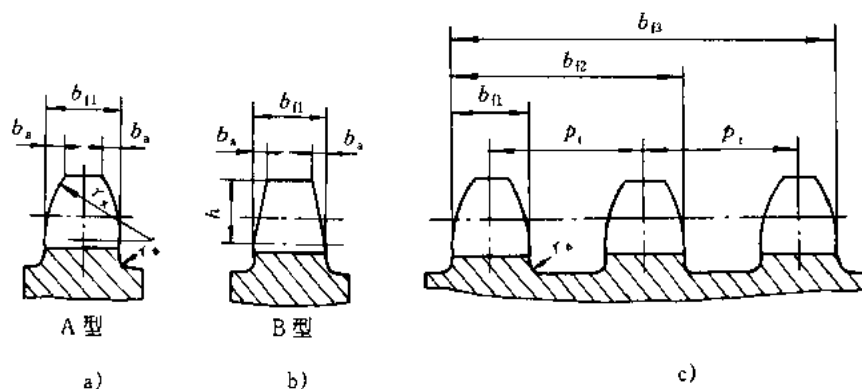


图 9-7 轴向齿廓

表 9-6 滚子链链轮轴向齿廓尺寸

名 称		代 号	计 算 公 式		备 注
			$p \leq 12.7 \text{ mm}$	$p > 12.7 \text{ mm}$	
齿宽	单排	$b_{11}$	$0.93b_1$	$0.95b_1$	$p > 12.7 \text{ mm}$ 时, 经制造厂同意, 亦可使用 $p \leq 12.7$ 时的齿宽。 $b_1$ —内链节内宽, 见表 9-1
	双排、三排		$0.91b_1$	$0.93b_1$	
	四排以上		$0.88b_1$	$0.93b_1$	
倒角宽		$b_a$	$b_a = (0.1 \sim 0.15)p$		
倒角半径		$r_a$	$r_a \geq p$		
倒角深		$h$	$h = 0.5p$	仅适用于 B 型	
齿侧凸缘(或排间槽)圆角半径		$r_a$	$r_a \approx 0.04p$		
链轮齿总宽		$b_{1a}$	$b_{1a} = (n-1)p_1 + b_{11}$ $n$ —排数		

### (三) 链轮的结构

小直径的链轮可制成整体式(图 9-8a);中等尺寸的链轮可制成孔板式(图 9-8b);大直径的链轮,常采用可更换的齿圈用螺栓联接在轮芯上(图 9-8c)。

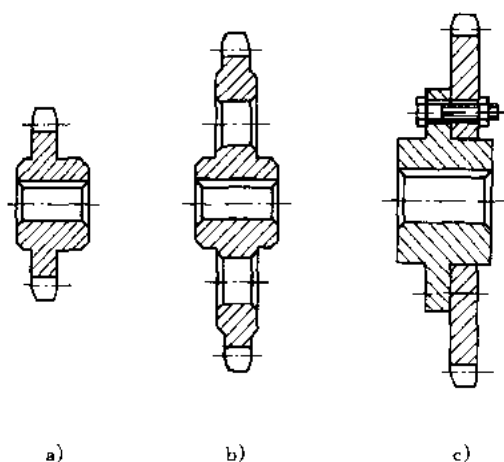


图 9-8 链轮的结构

### (四) 链轮的材料

链轮的材料应能保证轮齿具有足够的耐磨性和强度。由于小链轮轮齿的啮合次数比大链轮轮齿的啮合次数多,所受冲击也较严重,故小链轮应采用较好的材料制造。

链轮常用的材料和应用范围见表 9-7。

表 9-7 链轮常用的材料及齿面硬度

材 料	热 处 理	热处理后硬度	应 用 范 围
15、20	渗碳、淬火、回火	50~60HRC	$z \leq 25$ , 有冲击载荷的主、从动链轮
35	正火	160~200HBS	在正常工作条件下,齿数较多( $z > 25$ )的链轮
40、50、ZG310-570	淬火、回火	40~50HRC	无剧烈振动及冲击的链轮
15Cr、20Cr	渗碳、淬火、回火	50~60HRC	有动载荷及传递较大功率的重要链轮( $z < 25$ )
35SiMn、40Cr、35CrMo	淬火、回火	40~50HRC	使用优质链条,重要的链轮
Q235、Q275	焊接后退火	140HBS	中等速度、传递中等功率的较大链轮
普通灰铸铁(不低于 HT150)	淬火、回火	260~280HBS	$z_2 > 50$ 的从动链轮
夹布胶木	—	—	功率小于 6 kW、速度较高、要求传动平稳和噪声小的链轮

## § 9-4 链传动的运动特性

### (一) 链传动的运动不均匀性

因为链是由刚性链节通过销轴铰接而成,当链绕在链轮上时,其链节与相应的轮齿啮合后,这一段链条将曲折成正多边形的一部分(图 9-9)。该正多边形的边长等于链条的节距  $p$ ,边数

等于链轮齿数  $z$ 。链轮每转一转,随之转过的链长为  $z p$ ,所以链的平均速度  $v$  (单位为  $\text{m/s}$ ) 为:

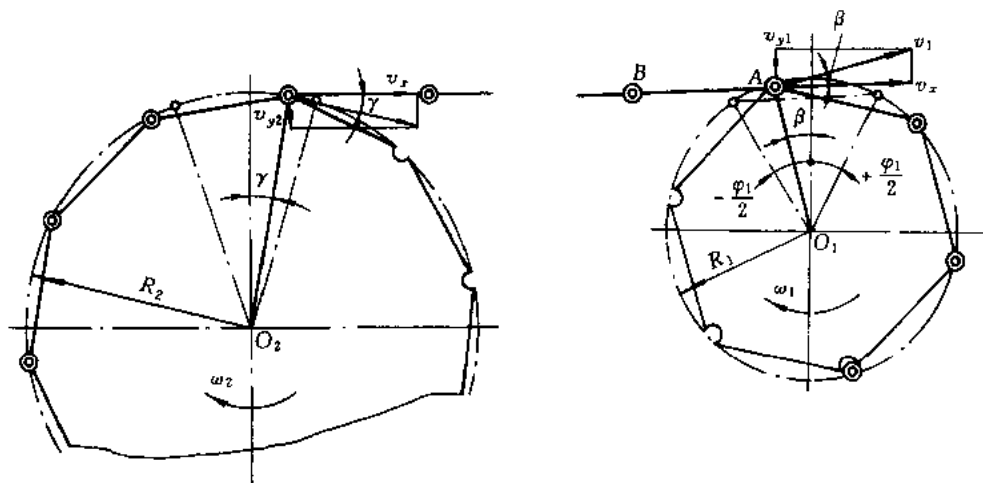


图 9-9 链传动的速度分析

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000} \quad (9-1)$$

式中:  $z_1, z_2$ ——分别为主、从动链轮的齿数;

$n_1, n_2$ ——分别为主、从动链轮的转速,单位为  $\text{r/min}$ ;

$p$ ——链的节距(实际上,随着链的磨损,  $p$  为变量,暂视其为常量),单位为  $\text{mm}$ 。

链传动的传动比为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (9-2)$$

通常使用式(9-1)和(9-2)来求链速和传动比,它们反映的仅是平均值。事实上,即使主动链轮的角速度  $\omega_1 = \text{常数}$ ,其瞬时链速和瞬时传动比都是变化的,而且是按每一链节的啮合过程作周期性的变化。

如图 9-9 所示,链轮转动时,绕在链轮上的链条,只有其铰链的销轴  $A$  的轴心是沿着链轮分度圆(实际应为节圆,参看图 9-15,本章均用分度圆近似代换)运动的,而链节其余部分的运动轨迹均不在分度圆上。若主动链轮以等角速度  $\omega_1$  转动时,该链节的铰链销轴  $A$  的轴心作等速圆周运动,设以链轮分度圆半径  $R_1$  近似取代节圆半径,则其圆周速度  $v_1 = R_1 \omega_1$ 。

为了便于分析,设链传动在工作时,主动边始终处于水平位置。这样  $v_1$  可分解为沿着链条前进方向的水平分速度  $v_x$  和作上下运动的垂直分速度  $v_{y1}$ ,其值分别为:

$$v_x = v_1 \cos \beta = R_1 \omega_1 \cos \beta \quad (9-3)$$

$$v_{y1} = v_1 \sin \beta = R_1 \omega_1 \sin \beta \quad (9-4)$$

式中  $\beta$  是主动轮上最后进入啮合的链节铰链的销轴  $A$  的圆周速度  $v_1$  与水平线的夹角,它也是啮入过程中,链节铰链在主动轮上的相位角。从销轴  $A$  进入铰链啮合位置到销轴  $B$  也进入铰链啮合位置为止,  $\beta$  角是从  $-\frac{\varphi_1}{2}$  到  $+\frac{\varphi_1}{2}$  之间变化的( $\varphi_1 = 360^\circ/z_1$ )。

当  $\beta = \pm \frac{\varphi_1}{2}$  时,

$$v_x = v_{x\min} = R_1 \omega_1 \cos \frac{180^\circ}{z_1}$$

$$v_{y1} = v_{y1\max} = R_1 \omega_1 \sin \frac{180^\circ}{z_1}$$

当  $\beta = 0$  时,

$$v_x = v_{x\max} = R_1 \omega_1$$

$$v_{y1} = v_{y1\min} = 0$$

由此可见,主动链轮虽作等角速度回转,而链条前进的瞬时速度却周期性地由小变大,又由大变小。每转过一个链节,链速的变化就重复一次,链轮的节距越大,齿数越少,  $\beta$  角的变化范围就越大,链速的变化也就越大。与此同时,铰链销轴作上下运动的垂直分速度  $v_{y1}$  也在周期性地变化,导致链沿铅垂方向产生有规律的振动。同前理,每一链节在与从动链轮轮齿啮合的过程中,链节铰链在从动链轮上的相位角  $\gamma$ ,亦不断地在  $\pm 180^\circ/z_2$  的范围内变化(图 9-9),所以从动链轮的角速度为

$$\omega_2 = \frac{v_x}{R_2 \cos \gamma} = \frac{R_1 \omega_1 \cos \beta}{R_2 \cos \gamma} \quad (9-5)$$

链传动的瞬时传动比

$$i_s = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta} \quad (9-6)$$

由上式可知,随着  $\beta$  角和  $\gamma$  角的不断变化,链传动的瞬时传动比也是不断变化的。当主动链轮以等角速度回转时,从动链轮的角速度将周期性地变动。只有在  $z_1 = z_2$  (即  $R_1 = R_2$ ),且传动的中心距恰为节距  $p$  的整数倍时(这时  $\beta$  和  $\gamma$  角的变化才会时时相等),传动比才能在全啮合过程中保持不变,即恒为 1。

上述链传动运动不均匀性的特征,是由于围绕在链轮上的链条形成了正多边形这一特点所造成的,故称为链传动的多边形效应。

## (二) 链传动的动载荷

链传动在工作过程中,链条和从动链轮都是作周期性的变速运动,因而造成和从动链轮相连的零件也产生周期性的速度变化,从而引起了动载荷。动载荷的大小与回转零件的质量和加速度的大小有关。

链条前进的加速度引起的动载荷  $F_{d1}$  (单位为 N) 为

$$F_{d1} = ma_c \quad (9-7)$$

式中:  $m$ ——紧边链条的质量,单位为 kg;

$a_c$ ——链条加速度,单位为  $m/s^2$ 。

$$a_c = \frac{dv_x}{dt} = \frac{d}{dt} R_1 \omega_1 \cos \beta = -R_1 \omega_1^2 \sin \beta$$

当  $\beta = \pm 180^\circ/z_1$  时,

$$a_{c\max} = \mp R_1 \omega_1^2 \sin \frac{180^\circ}{z_1} = \mp \frac{\omega_1^2 p}{2}$$

式中:  $p$  为链节距,  $p = 2R_1 \sin 180^\circ / z_1$ 。

从动链轮的角加速度引起的动载荷  $F_{d2}$  (单位为 N) 为

$$F_{d2} = \frac{J}{R_2} \frac{d\omega_2}{dt} \quad (9-8)$$

式中:  $J$ ——从动系统转化到从动链轮轴上的转动惯量, 单位为  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;

$\omega_2$ ——从动链轮的角速度, 单位为  $\text{rad/s}$ ;

$R_2$ ——从动链轮的分度圆半径, 单位为  $\text{m}$ 。

计算结果表明, 链轮的转速越高, 节距越大, 齿数越少 (对相同的链轮直径), 则传动的动载荷就越大。同时, 由于链条沿垂直方向的分速度  $v_y$  也在作周期性的变化, 将使链条发生横向振动, 甚至发生共振。这也是链传动产生动载荷的重要原因之一。

此外, 链节和链轮啮合瞬间的相对速度, 也将引起冲击和动载荷。如图 9-10 所示, 当链节啮上链轮轮齿的瞬间, 作直线运动的链节铰链和以角速度  $\omega$  作圆周运动的链轮轮齿, 将以一定的相对速度突然相互啮合, 从而使链条和链轮受到冲击, 并产生附加动载荷。显然, 链节距  $p$  越大, 链轮的转速越高, 则冲击越强烈。

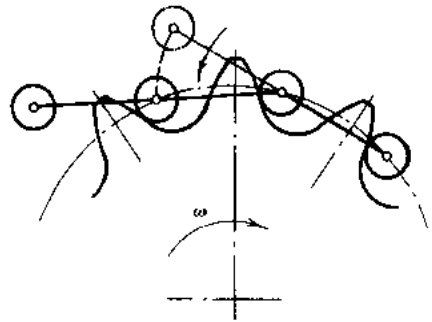


图 9-10 链条和链轮啮合瞬间的冲击

## § 9-5 链传动的受力分析

链传动在安装时, 应使链条受到一定的张紧力, 其张紧力是通过使链保持适当的垂度所产生的悬垂拉力来获得的。链传动张紧的目的主要是使松边不致过松, 以免影响链条正常退出啮合和产生振动、跳齿或脱链现象, 因而所需的张紧力比起带传动来要小得多。

链在工作过程中, 紧边和松边的拉力是不等的。若不计传动中的动载荷, 则链的紧边受到的拉力  $F_1$  是由链传递的有效圆周力  $F_e$ 、链的离心力所引起的拉力  $F_c$  以及由链条松边垂度引起的悬垂拉力  $F_f$  三部分组成的。

$$F_1 = F_e + F_c + F_f \quad (9-9)$$

链的松边所受拉力  $F_2$  则由  $F_c$  及  $F_f$  两部分组成, 即

$$F_2 = F_c + F_f \quad (9-10)$$

有效圆周力  $F_e$  (单位为 N) 为

$$F_e = 1000 \frac{P}{v} \quad (9-11)$$

式中:  $P$ ——传递的功率, 单位为  $\text{kW}$ ;

$v$ ——链速, 单位为  $\text{m/s}$ 。

离心力引起的拉力  $F_c$  (单位为 N) 为

$$F_c = qv^2 \quad (9-12)$$

式中:  $q$ ——单位长度链条的质量, 单位为  $\text{kg/m}$  (见表 9-1);

$v$ ——链速,单位为  $\text{m/s}$ 。

悬垂拉力  $F_f$  的大小与链条的松边垂度及传动的布置方式有关(图 9-11),在  $F'_f$  和  $F''_f$  (单位均为  $\text{N}$ ) 中选用大者。

$$\left. \begin{aligned} F'_f &= K_f q a \times 10^{-2} \\ F''_f &= (K_f + \sin \alpha) q a \times 10^{-2} \end{aligned} \right\} \quad (9-13)$$

式中:  $a$ ——链传动的中心距,单位为  $\text{mm}$ ;

$q$ ——单位长度链条的质量,单位为  $\text{kg/m}$  (见表 9-1);

$K_f$ ——垂度系数,见图 9-11。图中  $f$  为下垂度,  $\alpha$  为两轮中心联线与水平面的倾斜角。

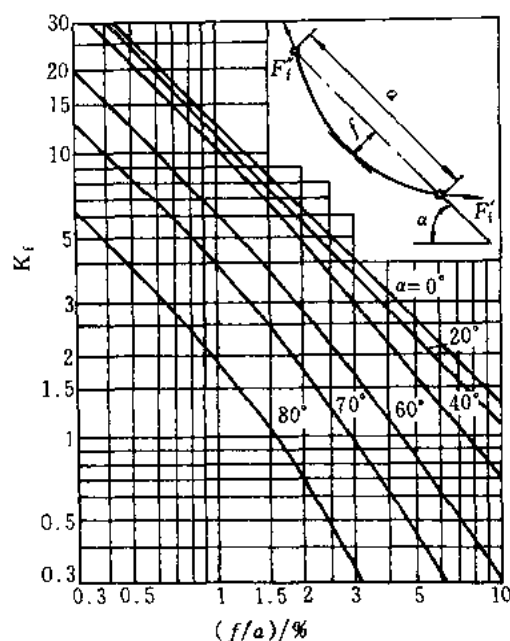


图 9-11 悬垂拉力的确定

## § 9-6 滚子链传动的设计计算

### (一) 链传动的失效形式

#### 1. 链的疲劳破坏

链在工作时,周而复始地由松边到紧边不断运动着,因而它的各个元件都是在变应力作用下工作,经过一定循环次数后,链板将会出现疲劳断裂,或者套筒、滚子表面将会出现疲劳点蚀(多边形效应引起的冲击疲劳)。因此,链条的疲劳强度就成为决定链传动承载能力的主要因素。

#### 2. 链条铰链的磨损

链条在工作过程中,由于铰链的销轴与套筒间承受较大的压力,传动时彼此又产生相对转动,导致铰链磨损,使链条总长伸长,从而使链的松边垂度变化,增大动载荷,发生振动,引起跳齿,加大噪声以及其它破坏,如销轴因磨损削弱而断裂等。

### 3. 链条铰链的胶合

当链轮转速高达一定数值时,链节啮入时受到的冲击能量增大,销轴和套筒间润滑油膜被破坏,使两者的工作表面在很高的温度和压力下直接接触,从而导致胶合。因此,胶合在一定程度上限制了链传动的极限转速。

### 4. 链条静力拉断

低速( $v < 0.6 \text{ m/s}$ )的链条过载,并超过了链条静力强度的情况下,链条就会被拉断。

### (二) 滚子链传动的额定功率

链传动的各种失效形式都在一定条件下限制了它的承载能力。因此,在选择链条型号时,必须全面考虑各种失效形式产生的原因及条件,从而确定其能传递的额定功率  $P_0$ 。

图 9-12 所示是通过实验作出的单排链的额定功率曲线图。由图可见:在润滑良好、中等速度的链传动中,链传动的承载能力主要取决于链板的疲劳强度;随着转速增高,链传动的多边形效应增大,传动能力主要取决于滚子和套筒的冲击疲劳强度,转速越高,传动能力就越低,并会出现铰链胶合现象,使链条迅速失效。

对于质量符合国家标准 GB/T 1243.1—1983 的 A 系列滚子链,其工作能力与各参数间关系的数学表达式为:

由链板疲劳强度限定的额定功率  $P_0$ (曲线 1)

$$P_0 = 0.003 z_1^{1.08} n_1^{0.9} \left( \frac{p}{25.4} \right)^{3-0.0028p} \quad (9-14)$$

由滚子、套筒的冲击疲劳强度限定的额定功率  $P_0$ (曲线 2)

$$P_0 = \frac{950 z_1^{1.5} p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \quad (9-15)$$

由销轴与套筒的胶合限定的滚子链工作能力(曲线 3)

$$\left( \frac{n_{\max}}{1000} \right)^{1.59 \frac{p}{25.4} + 1.873} = \frac{82.5}{(7.95)^{p/25.4} \times (1.0278)^{z_1} \times (1.323)^{F_e/4450}} \quad (9-16)$$

上述各式中:

$P_0$ ——单排滚子链传递的功率,单位为 kW;

$z_1$ ——小链轮齿数;

$n_1$ ——小链轮转速,单位为 r/min;

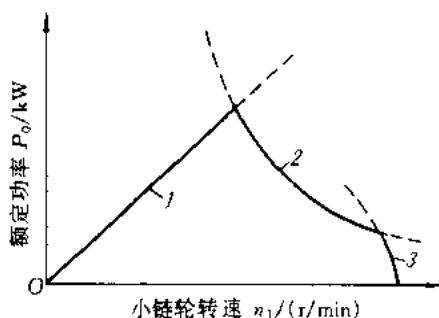
$p$ ——链条节距,单位为 mm;

$n_{\max}$ ——小链轮最大转速,单位为 r/min;

$F_e$ ——单排链传递的有效圆周力,单位为 N。

图 9-13 为 A 系列滚子链的额定功率曲线,它是在标准实验条件下得出的,即 1) 两链轮安装在水平轴上,两链轮共面;2) 小链轮齿数  $z_1 = 19$ ;3) 链长  $L_p = 100$  节;4) 载荷平稳;5) 按推荐的方式润滑(图 9-14);6) 能连续 15 000 h 满负荷运转;7) 链条因磨损引起的相对伸长量不超过 3%。根据小链轮转速,在此图上可查出各种链条在链速  $v > 0.6 \text{ m/s}$  情况下允许传递的额定功率  $P_0$ 。

若所设计的链传动与上述实验条件不符时,由图 9-13 查得的  $P_0$  值应乘以一系列修正系



1—由链板疲劳强度限定;  
2—由滚子、套筒冲击疲劳强度限定;  
3—由销轴和套筒胶合限定

图 9-12 滚子链额定功率曲线

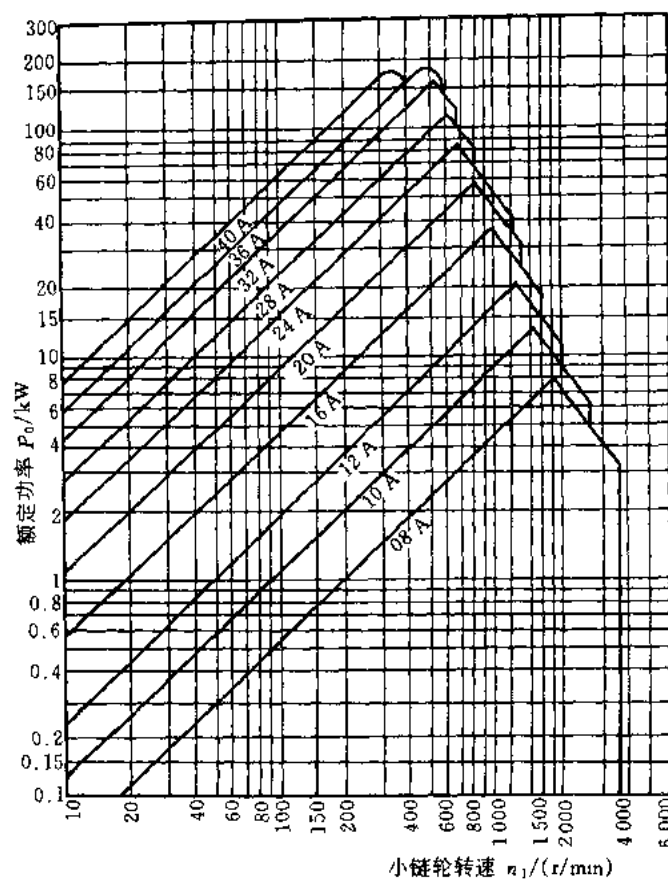
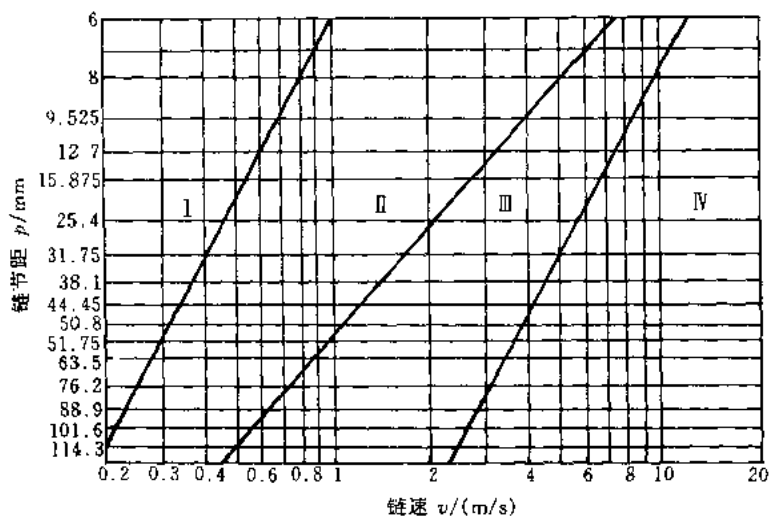


图 9-13 A 系列滚子链的额定功率曲线 ( $v > 0.6 \text{ m/s}$ )



I—人工定期润滑；      II—滴油润滑；  
III—油浴或飞溅润滑；      IV—压力喷油润滑

图 9-14 推荐的润滑方式



数,如小链轮齿数系数  $K_z$ ,链长系数  $K_L$ ,多排链系数  $K_p$  和工作情况系数  $K_A$  等。

当不能保证图 9-14 中所推荐的润滑方式时,则线图中所规定的功率  $P_0$  应降到下列数值:

当  $v \leq 1.5$  m/s, 润滑不良时,降至  $(0.3 \sim 0.6) P_0$ ; 无润滑时,降至  $0.15 P_0$  (寿命不能保证 15 000 h)。

当  $1.5$  m/s  $< v < 7$  m/s, 润滑不良时,降至  $(0.15 \sim 0.3) P_0$ ;

当  $v > 7$  m/s, 润滑不良时,则传动不可靠,不宜采用。

当要求的实际工作寿命低于 15 000 h 时,可按有限寿命进行设计。这时允许传递的功率可高些。

### (三) 滚子链传动的设计步骤和方法

设计滚子链传动时原始数据为:传动的功率  $P$ ,小链轮和大链轮的转速  $n_1$ 、 $n_2$  (或传动比  $i$ ),原动机种类,载荷性质以及传动用途等。设计计算的方法为:

#### 1. 选择链轮齿数 $z_1$ 、 $z_2$ 或传动比

小链轮齿数  $z_1$  对链传动的平稳性和使用寿命有较大的影响。齿数少可减小外廓尺寸,但齿数过少,将会导致:1) 传动的不均匀性和动载荷增大;2) 链条进入和退出啮合时,链节间的相对转角增大,使铰链的磨损加剧;3) 链传递的圆周力增大,从而加速了链条和链轮的损坏。

由此可见,增加小链轮齿数对传动是有利的。但如  $z_1$  选得太小时,大链轮齿数  $z_2$  将更大,除增大了传动的尺寸和质量外,也易于因链条节距的伸长而发生跳齿和脱链现象,同样会缩短链条的使用寿命。销轴和套筒磨损后,链节距的增长量  $\Delta p$  和节圆由分度圆的外移量  $\Delta d$  (图 9-15) 有如下关系

$$\Delta p = \Delta d \sin \frac{180^\circ}{z}$$

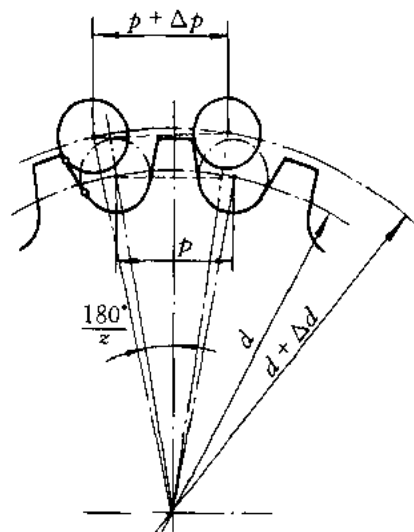


图 9-15 链节距增长量和节圆外移量间的关系

当节距  $p$  一定时,齿高就一定,也就是说允许的节圆外移量  $\Delta d$  就一定,齿数越多,允许不发生脱链的节距增长量  $\Delta p$  就越小,链的使用寿命就越短。为此,通常限定最大齿数  $z_{\max} \leq 120$ 。为使  $z_2$  不致过大,在选择  $z_1$  时可参考表 9-8 (先假设某一链速)。

由于链节数常是偶数,为考虑磨损均匀,链轮齿数一般应取与链节数互为质数的奇数,并优先选用以下数列:17、19、21、23、25、38、57、76、95、114。

表 9-8 小链轮齿数  $z_1$  的选择

链速 $v$ /(m/s)	0.6~3	3~8	> 8	> 25
齿数 $z_1$	$\geq 17$	$\geq 21$	$\geq 25$	$\geq 35$

通常限制链传动的传动比  $i \leq 6$ ,推荐的传动比  $i = 2 \sim 3.5$ 。当  $v < 2$  m/s 且载荷平稳时, $i$  可达 10。传动比过大时,由于链条在小链轮上的包角过小,将减少啮合齿数,因而易出现跳齿或加速轮齿的磨损,故可采用二级或二级以上传动。

#### 2. 确定计算功率

计算功率  $P_{ca}$  是根据传递的功率  $P$ , 并考虑到载荷性质和原动机的种类而确定的, 即

$$P_{ca} = K_A P \quad (9-17)$$

式中:  $P_{ca}$  ——计算功率, 单位为 kW;

$P$  ——传递的功率, 单位为 kW;

$K_A$  ——工作情况系数, 见表 9-9。

表 9-9 工作情况系数  $K_A$

工 况		输入动力种类		
		内燃机-液力传动	电动机或汽轮机	内燃机-机械传动
平稳 载荷	液体搅拌机, 中小型离心式鼓风机, 离心式压缩机, 谷物机械, 均匀载荷输送机, 发电机, 均匀载荷不反转的一般机械	1.0	1.0	1.2
中等 冲击	半液体搅拌机, 三缸以上往复压缩机, 大型或不均匀负载输送机, 中型起重机和升降机, 重载天轴传动, 金属切削机床, 食品机械, 木工机械, 印染纺织机械, 大型风机, 中等脉动载荷不反转的一般机械	1.2	1.3	1.4
严重 冲击	船用螺旋桨, 制砖机, 单、双缸往复压缩机, 挖掘机, 往复式、振动式输送机, 破碎机, 重型起重机械, 石油钻井机械, 锻压机械, 线材拉拔机械, 冲床, 严重冲击、有反转的机械	1.4	1.5	1.7

### 3. 链的节距

链的节距  $p$  的大小, 反映了链条和链轮齿各部分尺寸的大小。在一定条件下, 链的节距越大, 承载能力就越高, 但传动的多边形效应也要增大, 于是振动、冲击、噪声也越严重。所以设计时, 为使传动结构紧凑, 寿命长, 应尽量选取较小节距的单排链。速度高、功率大时, 则选用小节距的多排链。从经济上考虑, 中心距小、传动比大时, 选小节距多排链; 中心距大、传动比小时, 选大节距单排链。

允许采用的链条节距可根据功率  $P_0$  和小链轮转速  $n_1$  由图 9-13 并结合表 9-1 选取。由于链传动的实际工作条件与实验条件不完全一致, 因此, 必须对  $P_0$  进行修正。即令

$$P_0 = \frac{P_{ca}}{K_z K_L K_p} \quad (9-18)$$

式中:  $P_0$  ——在特定条件下, 单排链所能传递的功率(图 9-13);

$P_{ca}$  ——链传动的计算功率;

$K_z$  ——小链轮齿数系数(表 9-10);

$K_L$  ——链长系数(表 9-10);

表 9-10 小链轮齿数系数  $K_z$  和链长系数  $K_L^{[32]}$

链传动工作在图 9-13 中的位置	位于功率曲线顶点左侧时 (链板疲劳)	位于功率曲线顶点右侧时 (滚子、套筒冲击疲劳)
小链轮齿数系数 $K_z$	$\left(\frac{z_1}{19}\right)^{1.08}$	$\left(\frac{z_1}{19}\right)^{1.5}$
链长系数 $K_L$	$\left(\frac{L_p}{100}\right)^{0.26}$	$\left(\frac{L_p}{100}\right)^{0.5}$

$K_p$ ——多排链系数(表 9-11)。

表 9-11 多排链系数  $K_p$

排数	1	2	3	4	5	6
$K_p$	1	1.7	2.5	3.3	4.0	4.6

根据式(9-18)求出链所能传递的功率后,再由图 9-13 结合表 9-1 查出合适的链节距和排数。

#### 4. 链传动的中心距和链节数

中心距过小,链速不变时,单位时间内链条绕转次数增多,链条曲伸次数和应力循环次数增多,因而加剧了链的磨损和疲劳。同时,由于中心距小,链条在小链轮上的包角变小,在包角范围内,每个轮齿所受的载荷增大,且易出现跳齿和脱链现象;中心距太大,会引起从动边垂度过大,传动时造成松边颤动。因此在设计时,若中心距不受其它条件限制,一般可取  $a_0 = (30 \sim 50)p$ ,最大取  $a_{0\max} = 80p$ 。有张紧装置或托板时,  $a_{0\max}$  可大于  $80p$ ;对中心距不能调整的传动,  $a_{0\max} \approx 30p$ 。

链条长度以链节数  $L_p$ (节距  $p$  的倍数)来表示。与带传动相似,链节数  $L_p$  与中心距  $a_0$  之间的关系为

$$L_p = \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0} \quad (9-19)$$

计算出的  $L_p$  应圆整为整数,最好取偶数。然后根据圆整后的链节数计算理论中心距,即

$$a = \frac{p}{4} \left[ \left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (9-20)$$

为了保证链条松边有一个合适的安装垂度  $f = (0.01 \sim 0.02)a$ ,实际中心距  $a'$  应较理论中心距  $a$  小一些,即

$$a' = a - \Delta a$$

理论中心距  $a$  的减小量  $\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a$ ,对于中心距可调整的链传动,  $\Delta a$ (即相应于  $f$ )可取大的值;对于中心距不可调整的和没有张紧装置的链传动,则应取较小的值。

#### 5. 小链轮齿孔最大直径

当确定了链与链轮的节距和小链轮齿数后,则链轮的结构和各部分尺寸基本已可定出(表 9-3),齿孔的最大直径  $d_{k\max}$  也可定出(表 9-4),但  $d_{k\max}$  须不小于安装链轮处的轴径;若不能满足要求时,可采用特殊结构链轮(如链轮轴)或重新选择链传动参数(增大  $z_1$  或  $p$ )。

#### 6. 链传动作用在轴上的力(简称压轴力) $F_p$

链传动的压轴力  $F_p$ (单位为 N)可近似取为

$$F_p \approx K_{Fp} F_e \quad (9-21)$$

式中:  $F_e$  ——链传递的有效圆周力,单位为 N;

$K_{Fp}$  ——压轴力系数,对于水平传动  $K_{Fp} = 1.15$ ;对于垂直传动  $K_{Fp} = 1.05$ 。

#### (四) 低速链传动的静力强度计算

对于链速  $v < 0.6 \text{ m/s}$  的低速链传动,因抗拉静力强度不够而破坏的机率很大,故常按下式进行抗拉静力强度计算,

$$S_{ca} = \frac{F_{lim} n}{K_A F_1} \geq 4 \sim 8 \quad (9-22)$$

式中:  $S_{ca}$ ——链的抗拉静力强度的计算安全系数;

$F_{lim}$ ——单排链的极限拉伸载荷,单位为 kN,查表 9-1;

$n$ ——链的排数;

$K_A$ ——工作情况系数,查表 9-9;

$F_1$ ——链的紧边工作拉力,单位为 kN。

## § 9-7 链传动的布置、张紧和润滑

### (一) 链传动的布置

链传动一般应布置在铅垂平面内,尽可能避免布置在水平或倾斜平面内。如确有需要,则应考虑加托板或张紧轮等装置,并且设计较紧凑的中心距。

链传动的布置应考虑表 9-12 中提出的一些布置原则。

表 9-12 链传动的布置

传动参数	正确布置	不正确布置	说 明
$i = 2 \sim 3$ $a = (30 \sim 50)p$ <i>(i 与 a 较佳场合)</i>			两轮轴线在同一水平面,紧边在上在下都可以,但在上好些
$i > 2$ $a < 30p$ <i>(i 大 a 小场合)</i>			两轮轴线不在同一水平面,松边应在下面,否则松边下垂量增大后,链条易与链轮卡死
$i < 1.5$ $a > 60p$ <i>(i 小 a 大场合)</i>			两轮轴线在同一水平面,松边应在下面,否则下垂量增大后,松边会与紧边相碰,需经常调整中心距
$i, a$ 为任意值 <i>(垂直传动场合)</i>			两轮轴线在同一铅垂面内,下垂量增大,会减少下链轮的有效啮合齿数,降低传动能力。为此应采用: a) 中心距可调; b) 设张紧装置; c) 上、下两轮偏置,使两轮的轴线不在同一铅垂面内

## (二) 链传动的张紧

链传动张紧的目的,主要是为了避免在链条的垂度过大时产生啮合不良和链条的振动现象;同时也为了增加链条与链轮的啮合包角。当两轮轴心连线倾斜角大于 $60^\circ$ 时,通常设有张紧装置。

张紧的方法很多。当链传动的中心距可调整时,可通过调节中心距来控制张紧程度;当中心距不能调整时,可设置张紧轮(图9-16),或在链条磨损变长后从中取掉一、二个链节,以恢复原来的长度。张紧轮一般是紧压在松边靠近小链轮处。张紧轮可以是链轮,也可以是无齿的滚轮。张紧轮的直径应与小链轮的直径相近。张紧轮有自动张紧(图9-16a、b)及定期调整(图9-16c、d)两种,前者多用弹簧、吊重等自动张紧装置,后者可用螺旋、偏心等调整装置,另外还可用压板和托板张紧(图9-16e)。

## (三) 链传动的润滑

链传动的润滑十分重要,对高速、重载的链传动更为重要。良好的润滑可缓和冲击,减轻磨损,延长链条使用寿命。图9-14中所推荐的润滑方法和要求列于表9-13中。

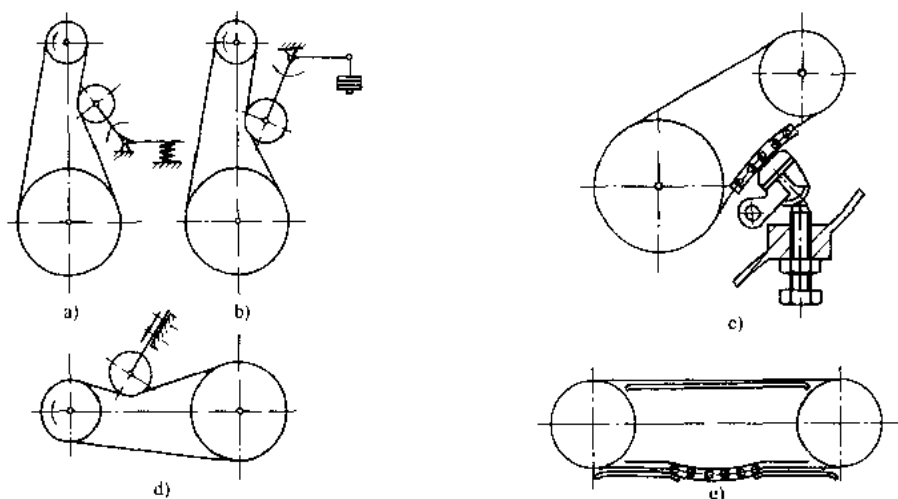


图9-16 链传动的张紧装置

表9-13 滚子链的润滑方法和供油量

方式	润 滑 方 法	供 油 量
人工润滑	用刷子或油壶定期在链条松边内、外链板间隙中注油	每班注油一次
滴油润滑	装有简单外壳,用油杯滴油	单排链,每分钟供油5~20滴,速度高时取大值
油浴供油	采用不漏油的外壳,使链条从油槽中通过	链条浸入油面过深,搅油损失大,油易发热变质。 一般浸油深度为6~12 mm
飞溅润滑	采用不漏油的外壳,在链轮侧边安装甩油盘,飞溅润滑。甩油盘圆周速度 $v > 3 \text{ m/s}$ 。当链条宽度大于125 mm时,链轮两侧各装一个甩油盘	甩油盘浸油深度为12~35 mm
压力供油	采用不漏油的外壳,油泵强制供油,喷油管口设在链条啮入处,循环油可起冷却作用	每个喷油口供油量可根据链节距及链速大小查阅有关手册

注:开式传动和不易润滑的链传动,可定期拆下用煤油清洗,干燥后,浸入 $70 \sim 80^\circ\text{C}$ 润滑油中,待铰链间隙中充满油后安装使用。

润滑油推荐采用牌号为 L-AN32、L-AN46、L-AN68 的全损耗系统用油。温度低时取前者。对于开式及重载低速传动,可在润滑油中加入  $\text{MoS}_2$ 、 $\text{WS}_2$  等添加剂。对用润滑油不便的场合,允许涂抹润滑脂,但应定期清洗与涂抹。

**例题** 设计拖动某带式运输机用的链传动。已知:电动机功率  $P = 10 \text{ kW}$ , 转速  $n = 970 \text{ r/min}$ , 电动机轴径  $D = 42 \text{ mm}$ , 传动比  $i = 3$ , 载荷平稳, 链传动中心距不小于  $550 \text{ mm}$  (水平布置)。

**【解】** 采用滚子链传动, 设计步骤及方法如下:

1. 选择链轮齿数  $z_1, z_2$

假定链速  $v = 3 \sim 8 \text{ m/s}$ , 由表 9-8 选取小链轮齿数  $z_1 = 21$ ; 从动链轮齿数  $z_2 = iz_1 = 3 \times 21 = 63$ 。

2. 计算功率  $P_{ca}$

由表 9-9 查得工作情况系数  $K_A = 1$ , 故

$$P_{ca} = K_A P = 1 \times 10 \text{ kW} = 10 \text{ kW}$$

3. 确定链条链节数  $L_p$

初定中心距  $a_0 = 40p$ , 则链节数为

$$\begin{aligned} L_p &= \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a_0} \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \left[ \frac{2 \times 40p}{p} + \frac{21 + 63}{2} + \frac{p}{40p} \left( \frac{63 - 21}{2\pi} \right)^2 \right] \text{ 节} \\ &= 123.12 \text{ 节, 取 } L_p = 124 \text{ 节} \end{aligned}$$

4. 确定链条的节距  $p$

由图 9-13 按小链轮转速估计, 链工作在功率曲线顶点左侧时, 可能出现链板疲劳破坏。由表 9-10 查得小链轮齿数系数  $K_z = \left( \frac{z_1}{19} \right)^{1.08} = \left( \frac{21}{19} \right)^{1.08} = 1.11$ ;  $K_L = \left( \frac{L_p}{100} \right)^{0.26} = \left( \frac{124}{100} \right)^{0.26} = 1.06$ ; 选取单排链, 由表 9-11 查得多排链系数  $K_p = 1.0$ , 故得所需传递的功率为

$$P_0 = \frac{P_{ca}}{K_z K_L K_p} = \frac{10}{1.11 \times 1.06 \times 1} \text{ kW} = 8.5 \text{ kW}$$

根据小链轮转速  $n_1 = 970 \text{ r/min}$  及功率  $P_0 = 8.5 \text{ kW}$ , 由图 9-13 选链号为 10A 单排链。同时也证实原估计链工作在额定功率曲线顶点左侧是正确的。再由表 9-1 查得链节距  $p = 15.875 \text{ mm}$ 。

5. 确定链长  $L$  及中心距  $a$

$$\begin{aligned} L &= \frac{L_p p}{1000} = \frac{124 \times 15.875}{1000} \text{ m} = 1.97 \text{ m} \\ a &= \frac{p}{4} \left[ \left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{15.875}{4} \times \left[ \left( 124 - \frac{21 + 63}{2} \right) + \sqrt{\left( 124 - \frac{21 + 63}{2} \right)^2 - 8 \times \left( \frac{63 - 21}{2\pi} \right)^2} \right] \text{ mm} \\ &= 642 \text{ mm} \end{aligned}$$

中心距减小量

$$\begin{aligned} \Delta a &= (0.002 \sim 0.004) a = (0.002 \sim 0.004) \times 642 \text{ mm} \\ &= 1.3 \sim 2.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

实际中心距

$$\begin{aligned} a' &= a - \Delta a = 642 \text{ mm} - (1.3 \sim 2.6) \text{ mm} = 640.7 \sim 639.4 \text{ mm} \\ &\text{取 } a' = 640 \text{ mm} \end{aligned}$$

取

6. 验算链速

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{970 \times 21 \times 15.875}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 5.389 \text{ m/s} \approx 5.4 \text{ m/s}$$

与原假设相符。

7. 验算小链轮轮毂孔  $d_k$

由表 9-4 查得小链轮轮毂孔许用最大直径  $d_{k\max} = 59 \text{ mm}$ , 大于电动机轴径  $D = 42 \text{ mm}$ , 故合适。

8. 作用在轴上的压轴力

$$F_p = K_{Fp} F_e$$

有效圆周力

$$F_e = 1000 \frac{P}{v} = 1000 \times \frac{10}{5.4} \text{ N} = 1851.85 \text{ N} \approx 1852 \text{ N}$$

按水平布置取压轴力系数  $K_{Fp} = 1.15$ , 故

$$F_p = 1.15 \times 1852 \text{ N} \approx 2030 \text{ N}$$

## 习 题

9-1 如图 9-17 所示链传动的布置形式, 小链轮为主动轮, 中心距  $a = (30 \sim 50)p$ 。它在图 a、b 所示布置中应按哪个方向回转才算合理? 两轮轴线布置在同一铅垂面内(图 c)有什么缺点? 应采取什么措施?

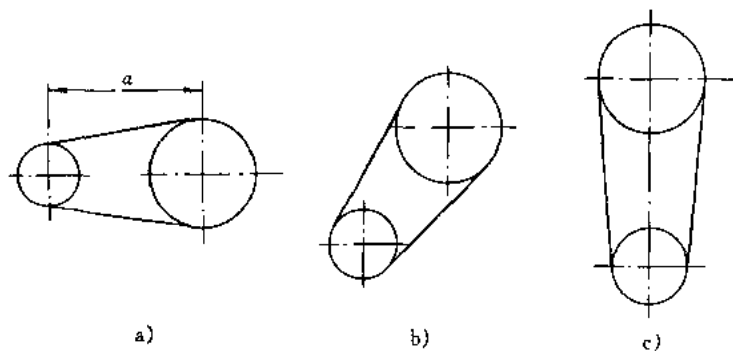


图 9-17

9-2 某链传动传递的功率  $P = 1 \text{ kW}$ , 主动链轮转速  $n_1 = 48 \text{ r/min}$ , 从动链轮转速  $n_2 = 14 \text{ r/min}$ , 载荷平稳, 定期人工润滑, 试设计此链传动。

9-3 已知主动链轮转速  $n_1 = 850 \text{ r/min}$ , 齿数  $z_1 = 21$ , 从动链轮齿数  $z_2 = 99$ , 中心距  $a = 900 \text{ mm}$ , 滚子链极限拉伸载荷为  $55.6 \text{ kN}$ , 工作情况系数  $K_A = 1$ , 试求链条所能传递的功率。

9-4 选择并验算一输送装置用的传动链。已知链传动传递的功率  $P = 7.5 \text{ kW}$ , 主动链轮的转速  $n_1 \approx 960 \text{ r/min}$ , 传动比  $i = 3$ , 工作情况系数  $K_A = 1.5$ , 中心距  $a \leq 650 \text{ mm}$  (可以调节)。

## 第十章 齿轮传动

### § 10-1 概 述

齿轮传动是机械传动中最重要的传动之一,型式很多,应用广泛,传递的功率可达数十万千瓦,圆周速度可达 200 m/s。本章主要介绍最常用的渐开线齿轮传动。

齿轮传动的主要特点有:

1) 效率高 在常用的机械传动中,以齿轮传动的效率为最高。如一级圆柱齿轮传动的效率可达 99%。这对大功率传动十分重要,因为即使效率只提高 1%,也有很大的经济意义。

2) 结构紧凑 在同样的使用条件下,齿轮传动所需的空间尺寸一般较小。

3) 工作可靠、寿命长 设计制造正确合理、使用维护良好的齿轮传动,工作十分可靠,寿命可长达一、二十年,这也是其它机械传动所不能比拟的。这对车辆及在矿井内工作的机器尤为重要。

4) 传动比稳定 传动比稳定往往是对传动性能的基本要求。齿轮传动获得广泛应用,也就是由于具有这一特点。

但是齿轮传动的制造及安装精度要求高,价格较贵,且不宜用于传动距离过大的场合。

齿轮传动可做成开式、半开式及闭式。如在农业机械、建筑机械以及简易的机械设备中,有一些齿轮传动没有防尘罩或机壳,齿轮完全暴露在外边,这叫开式齿轮传动。这种传动不仅外界杂物极易侵入,而且润滑不良,因此工作条件不好,轮齿也容易磨损,故只宜用于低速传动。当齿轮传动装有简单的防护罩,有时还把大齿轮部分地浸入油池中,则称为半开式齿轮传动。它的工作条件虽有改善,但仍不能做到严密防止外界杂物侵入,润滑条件也不算最好。而汽车、机床、航空发动机等所用的齿轮传动,都是装在经过精确加工而且封闭严密的箱体(机匣)内,这称为闭式齿轮传动(齿轮箱)。它与开式或半开式的相比,润滑及防护等条件最好,多用于重要的场合。

### § 10-2 齿轮传动的失效形式及设计准则

#### (一) 失效形式

齿轮传动就装置型式来说,有开式、半开式及闭式之分;就使用情况来说,有低速、高速及轻载、重载之别;就齿轮材料的性能及热处理工艺的不同,轮齿有较脆(如经整体淬火、齿面硬度很高的钢齿轮或铸铁齿轮)或较韧(如经调质、常化的优质碳钢及合金钢齿轮),齿面有较硬(轮齿工作面的硬度大于 350HBS 或 38HRC,并称为硬齿面齿轮)或较软(轮齿工作面的硬度小于或等于 350HBS 或 38HRC,并称为软齿面齿轮)的差别等。由于上述条件的不同,齿轮传动也就出现了不同的失效形式。一般地说,齿轮传动的失效主要是轮齿的失效,而轮齿的失效形式又是多种多样的,这里只就较为常见的轮齿折断和工作齿面磨损、点蚀、胶合及塑性变形等略作介绍,其余的轮



齿失效形式请参看有关标准。至于齿轮的其它部分(如齿圈、轮辐、轮毂等),除了对齿轮的质量大小需加严格限制者外,通常只按经验设计,所定的尺寸对强度及刚度来说均较富裕,实践中也极少失效。

### 1. 轮齿折断

轮齿折断有多种形式,在正常工况下,主要是齿根弯曲疲劳折断,因为在轮齿受载时,齿根处产生的弯曲应力最大,再加上齿根过渡部分的截面突变及加工刀痕等引起的应力集中作用,当轮齿重复受载后,齿根处就会产生疲劳裂纹,并逐步扩展,致使轮齿疲劳折断(图 10-1)。

此外,在轮齿受到突然过载时,也可能出现过载折断或剪断;在轮齿经过严重磨损后齿厚过分减薄时,也会在正常载荷作用下发生折断。

在斜齿圆柱齿轮(简称斜齿轮)传动中,轮齿工作面上的接触线为一斜线(参看图 10-27),轮齿受载后,如有载荷集中时,就会发生局部折断。若制造及安装不良或轴的弯曲变形过大,轮齿局部受载过大时,即使是直齿圆柱齿轮(简称直齿轮),也会发生局部折断。

为了提高轮齿的抗折断能力,可采取下列措施:1) 用增大齿根过渡圆角半径及消除加工刀痕的方法来减小齿根应力集中;2) 增大轴及支承的刚性,使轮齿接触线上受载较为均匀;3) 采用合适的热处理方法使齿芯材料具有足够的韧性;4) 采用喷丸、滚压等工艺措施对齿根表层进行强化处理。

### 2. 齿面磨损

在齿轮传动中,齿面随着工作条件的不同会出现多种不同的磨损形式。例如当啮合齿面间落入磨料性物质(如砂粒、铁屑等)时,齿面即被逐渐磨损而致报废。这种磨损称为磨粒磨损(图 10-2)。它是开式齿轮传动的主要失效形式之一。改用闭式齿轮传动是避免齿面磨粒磨损最有效的办法。

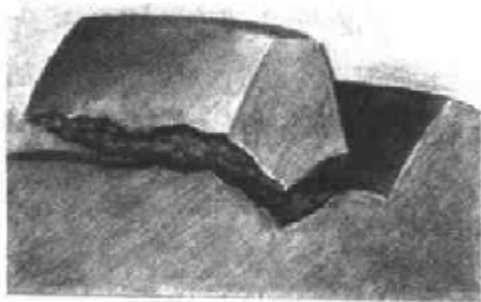


图 10-1 轮齿疲劳折断

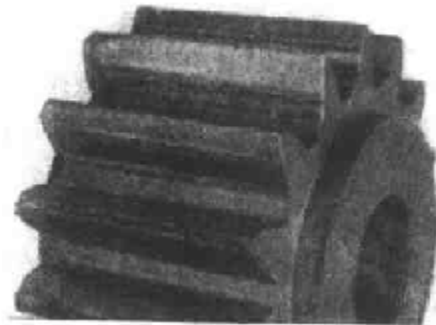


图 10-2 齿面磨粒磨损

### 3. 齿面点蚀

点蚀是齿面疲劳损伤的现象之一。在润滑良好的闭式齿轮传动中,常见的齿面失效形式多为点蚀。所谓点蚀就是齿面材料在变化着的接触应力作用下,由于疲劳而产生的麻点状损伤现象(图 10-3)。齿面上最初出现的点蚀仅为针尖大小的麻点,如工作条件未加改善,麻点就会逐渐扩大,甚至数点连成一片,最后形成了明显的齿面损伤。

轮齿在啮合过程中,齿面间的相对滑动起着形成润滑油膜的作用,而且相对滑动速度愈高,愈易在齿面间形成油膜,润滑也就愈好。当轮齿在靠近节线处啮合时,由于相对滑动速度低,形

成油膜的条件差,润滑不良,摩擦力较大,特别是直齿轮传动,通常这时只有一对齿啮合,轮齿受力也最大,因此,点蚀也就首先出现在靠近节线的齿根面上,然后再向其它部位扩展。从相对意义上说,也就是靠近节线处的齿根面抵抗点蚀的能力最差(即接触疲劳强度最低)。

提高齿轮材料的硬度,可以增强轮齿抗点蚀的能力。在啮合的轮齿间加注润滑油可以减小摩擦,减缓点蚀,延长齿轮的工作寿命。并且在合理的限度内,润滑油的粘度愈高,上述效果也愈好。因为当齿面上出现疲劳裂纹后,润滑油就会浸入裂纹,而且粘度愈低的油,愈易浸入裂纹。润滑油浸入裂纹后,在轮齿啮合时,就有可能在裂纹内受到挤压,从而加快裂纹的扩展,这是不利之处。所以对速度不高的齿轮传动,以用粘度高一些的油来润滑为宜;对速度较高的齿轮传动(如圆周速度  $v > 12 \text{ m/s}$ ),要用喷油润滑(同时还起散热的作用),此时只宜用粘度低的油。

开式齿轮传动,由于齿面磨损较快,很少出现点蚀。

#### 4. 齿面胶合

对于高速重载的齿轮传动(如航空发动机减速器的主传动齿轮),齿面间的压力大,瞬时温度高,润滑效果差,当瞬时温度过高时,相啮合的两齿面就会发生粘在一起的现象,由于此时两齿面



图 10-3 齿面点蚀

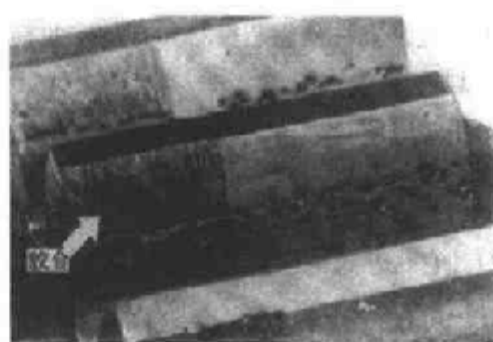


图 10-4 齿面胶合

又在作相对滑动,相粘结的部位即被撕破,于是在齿面上沿相对滑动的方向形成伤痕,称为胶合,如图 10-4 中的轮齿左部所示。传动时的齿面瞬时温度愈高、相对滑动速度愈大的地方,愈易发生胶合。

有些低速重载的重型齿轮传动,由于齿面间的油膜遭到破坏,也会产生胶合失效。此时,齿面的瞬时温度并无明显增高,故称之为冷胶合。

加强润滑措施,采用抗胶合能力强的润滑油(如硫化油),在润滑油中加入极压添加剂等,均可防止或减轻齿面的胶合。

#### 5. 塑性变形

塑性变形属于轮齿永久变形一大类的失效形式,它是由在过大的应力作用下,轮齿材料处于屈服状态而产生的齿面或齿体塑性流动所形成的。塑性变形一般发生在硬度低的齿轮上;但在重载作用下,硬度高的齿轮上也会出现。

塑性变形又分为滚压塑性变形和锤击塑性变形。滚压塑性变形是由

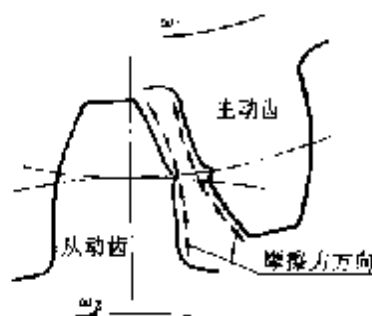


图 10-5 齿轮的滚压塑性变

于啮合轮齿的相互滚压与滑动而引起的材料塑性流动所形成的。由于材料的塑性流动方向和齿面上所受的摩擦力方向一致,所以在主动轮的轮齿上沿相对滑动速度为零的节线处将被碾出沟槽,而在从动轮的轮齿上则在节线处被挤出脊棱。这种现象称为滚压塑变(图 10-5)。锤击塑变则是伴有过大的冲击而产生的塑性变形,它的特征是在齿面上出现浅的沟槽,且沟槽的取向与啮合轮齿的接触线相一致。提高轮齿齿面硬度,采用高粘度的或加有极压添加剂的润滑油均有助于减缓或防止轮齿产生塑性变形。

提高轮齿对上述几种失效形式的抵抗能力,除上面所说的办法外,还有减小齿面粗糙度值,适当选配主、从动齿轮的材料及硬度,进行适当的磨合(跑合),以及选用合适的润滑剂及润滑方法等。

前已说明,轮齿的失效形式很多。除上述五种主要形式外,还可能出现过热、侵蚀、电蚀和由于不同原因产生的多种腐蚀与裂纹等等,可参看有关资料。

## (二) 设计准则

由上述分析可知,所设计的齿轮传动在具体的工作情况下,必须具有足够的、相应的工作能力,以保证在整个工作寿命期间不致失效。因此,针对上述各种工作情况及失效形式,都应分别确立相应的设计准则。但是对于齿面磨损、塑性变形等,由于尚未建立起广为工程实际使用而且行之有效的计算方法及设计数据,所以目前设计一般使用的齿轮传动时,通常只按保证齿根弯曲疲劳强度及保证齿面接触疲劳强度两准则进行计算。对于高速大功率的齿轮传动(如航空发动机主传动、汽轮发电机组传动等),还要按保证齿面抗胶合能力的准则进行计算(参阅 GB/T 6413—1986)。至于抵抗其它失效的能力,目前虽然一般不进行计算,但应采取相应的措施,以增强轮齿抵抗这些失效的能力。

由实践得知,在闭式齿轮传动中,通常以保证齿面接触疲劳强度为主。但对于齿面硬度很高、齿芯强度又低的齿轮(如用 20、20Cr 钢经渗碳后淬火的齿轮)或材质较脆的齿轮,通常则以保证齿根弯曲疲劳强度为主。如果两齿轮均为硬齿面且齿面硬度一样高时,则视具体情况而定。

功率较大的传动,例如输入功率超过 75 kW 的闭式齿轮传动,发热量大,易于导致润滑不良及轮齿胶合损伤等,为了控制温升,还应作散热能力计算(计算准则及办法参看第十一章)。

开式(半开式)齿轮传动,按理应根据保证齿面抗磨损及齿根抗折断能力两准则进行计算,但如前所述,对齿面抗磨损能力的计算方法迄今尚不够完善,故对开式(半开式)齿轮传动,目前仅以保证齿根弯曲疲劳强度作为设计准则。为了延长开式(半开式)齿轮传动的寿命,可视具体需要而将所求得的模数适当增大。

前已指出,对于齿轮的轮圈、轮辐、轮毂等部位的尺寸,通常仅作结构设计,不进行强度计算。

## § 10-3 齿轮的材料及其选择原则

由轮齿的失效形式可知,设计齿轮传动时,应使齿面具有较高的抗磨损、抗点蚀、抗胶合及抗塑性变形的能力,而齿根要有较高的抗折断的能力。因此,对齿轮材料性能的基本要求为:齿面要硬,齿芯要韧。

### (一) 常用的齿轮材料

#### 1. 钢

钢材的韧性好,耐冲击,还可通过热处理或化学热处理改善其力学性能及提高齿面的硬度,故最适于用来制造齿轮。

### (1) 锻钢

除尺寸过大或者是结构形状复杂只宜铸造者外,一般都用锻钢制造齿轮,常用的是含碳量在0.15%~0.6%的碳钢或合金钢。

制造齿轮的锻钢可分为:

1) 经热处理后切齿的齿轮所用的锻钢 对于强度、速度及精度都要求不高的齿轮,应采用软齿面(硬度 $\leq 350$  HBS)以便于切齿,并使刀具不致迅速磨损变钝。因此,应将齿轮毛坯经过常化(正火)或调质处理后切齿。切制后即为成品。其精度一般为8级,精切时可达7级。这类齿轮制造简便、经济、生产率高。

2) 需进行精加工的齿轮所用的锻钢 高速、重载及精密机器(如精密机床、航空发动机)所用的主要齿轮传动,除要求材料性能优良,轮齿具有高强度及齿面具有高硬度(如58~65HRC)外,还应进行磨齿等精加工。需精加工的齿轮目前多是先切齿,再作表面硬化处理,最后进行精加工,精度可达5级或4级。这类齿轮精度高,价格较贵,所用热处理方法有表面淬火、渗碳、氮化、软氮化及氰化等。所用材料视具体要求及热处理方法而定。

合金钢材根据所含金属的成分及性能,可分别使材料的韧性、耐冲击、耐磨及抗胶合的性能等获得提高,也可通过热处理或化学热处理改善材料的力学性能及提高齿面的硬度。所以对于既是高速、重载,又要求尺寸小、质量小的航空用齿轮,就都用性能优良的合金钢(如20CrMnTi、20Cr2Ni4A等)来制造。

由于硬齿面齿轮具有力学性能高、结构尺寸小等优点,因而一些工业发达的国家在一般机械中也普遍采用了中、硬齿面的齿轮传动。

### (2) 铸钢

铸钢的耐磨性及强度均较好,但应经退火及常化处理,必要时也可进行调质。铸钢常用于尺寸较大的齿轮。

### 2. 铸铁

灰铸铁性质较脆,抗冲击及耐磨性都较差,但抗胶合及抗点蚀的能力较好。灰铸铁齿轮常用于工作平稳,速度较低,功率不大的场合。

### 3. 非金属材料

对高速、轻载及精度不高的齿轮传动,为了降低噪声,常用非金属材料(如夹布塑胶、尼龙等)做小齿轮,大齿轮仍用钢或铸铁制造。为使大齿轮具有足够的抗磨损及抗点蚀的能力,齿面的硬度应为250~350 HBS。

常用的齿轮材料及其力学性能列于表10-1。

## (二) 齿轮材料的选择原则

齿轮材料的种类很多,在选择时应考虑的因素也很多,下述几点可供选择材料时参考:

1) 齿轮材料必须满足工作条件的要求。例如,用于飞行器上的齿轮,要满足质量小、传递功率大和可靠性高的要求,因此必须选择力学性能高的合金钢;矿山机械中的齿轮传动,一般功率很大、工作速度较低、周围环境中粉尘含量极高,因此往往选择铸钢或铸铁等材料;家用及办公用机械的功率很小,但要求传动平稳、低噪声或无噪声、以及能在少润滑或无润滑状态下正常工作,

因此常选用工程塑料作为齿轮材料。总之,工作条件的要求是选择齿轮材料时首先应考虑的因素。

表 10-1 常用齿轮材料及其力学特性

材 料 牌 号	热处理方法	强度极限 $\sigma_B/\text{MPa}$	屈服极限 $\sigma_S/\text{MPa}$	硬度(HBS)	
				齿芯部	齿面
HT250		250		170 ~ 241	
HT300		300		187 ~ 255	
HT350		350		197 ~ 269	
QT500 - 5	常化	500	320	147 ~ 241	
QT600 - 2		600		229 ~ 302	
ZG310 - 570		580		156 ~ 217	
ZG340 - 640		650		169 ~ 229	
45		580		162 ~ 217	
ZG340 - 640	调质	700	380	241 ~ 269	
45		650	360	217 ~ 255	
30CrMnSi		1 100	900	310 ~ 360	
35SiMn		750	450	217 ~ 269	
38SiMnMo		700	550	217 ~ 269	
40Cr		700	500	241 ~ 286	
45	调质后表面淬火			217 ~ 255	40 ~ 50HRC
40Cr				241 ~ 286	48 ~ 55HRC
20Cr	渗碳后淬火	650	400	300	58 ~ 62HRC
20CrMnTi		1 100	850		
12Cr2Ni4		1 100	850	320	
20Cr2Ni4		1 200	1 100	350	
35CrAlA	调质后氮化(氮化层厚 $\delta$ $\geq 0.3 \sim 0.5 \text{ mm}$ )	950	750	255 ~ 321	> 850HV
38CrMoAlA		1 000	850		
夹布塑胶		100		25 ~ 35	

注:40Cr钢可用40MnB或40MnVB钢代替;20Cr、20CrMnTi钢可用20Mn2B或20MnVB钢代替。

2) 应考虑齿轮尺寸的大小、毛坯成型方法及热处理和制造工艺。大尺寸的齿轮一般采用铸造毛坯,可选用铸钢或铸铁作为齿轮材料。中等或中等以下尺寸要求较高的齿轮常选用锻造毛坯,可选择锻钢制作。尺寸较小而又要求不高时,可选用圆钢作毛坯。

齿轮表面硬化的方法有:渗碳、氮化和表面淬火。采用渗碳工艺时,应选用低碳钢或低碳合金钢作齿轮材料;氮化钢和调质钢能采用氮化工艺;采用表面淬火时,对材料没有特别的要求。

3) 正火碳钢,不论毛坯的制作方法如何,只能用于制作在载荷平稳或轻度冲击下工作的齿轮,不能承受大的冲击载荷;调质碳钢可用于制作在中等冲击载荷下工作的齿轮。

4) 合金钢常用于制作高速、重载并在冲击载荷下工作的齿轮。

5) 飞行器中的齿轮传动,要求齿轮尺寸尽可能小,应采用表面硬化处理的高强度合金钢。

6) 金属制的软齿面齿轮,配对两轮齿面的硬度差应保持为 30~50HBS 或更多。当小齿轮与大齿轮的齿面具有较大的硬度差(如小齿轮齿面为淬火并磨制,大齿轮齿面为常化或调质),且速度又较高时,较硬的小齿轮齿面对较软的大齿轮齿面会起较显著的冷作硬化效应,从而提高了大齿轮齿面的疲劳极限。因此,当配对的两齿轮齿面具有较大的硬度差时,大齿轮的接触疲劳许用应力可提高约 20%,但应注意硬度高的齿面,粗糙度值也要相应地减小。

## § 10-4 齿轮传动的计算载荷

为了便于分析计算,通常取沿齿面接触线单位长度上所受的载荷进行计算。沿齿面接触线单位长度上的平均载荷  $p$  (单位为 N/mm) 为

$$p = \frac{F_n}{L}$$

式中:  $F_n$  ——作用于齿面接触线上的法向载荷,单位为 N;

$L$  ——沿齿面的接触线长,单位为 mm。

法向载荷  $F_n$  为公称载荷,在实际传动中,由于原动机及工作机性能的影响,以及齿轮的制造误差,特别是基节误差和齿形误差的影响,会使法向载荷增大。此外,在同时啮合的齿对间,载荷的分配并不是均匀的,即使在一对齿上,载荷也不可能沿接触线均匀分布。因此在计算齿轮传动的强度时,应按接触线单位长度上的最大载荷,即计算载荷  $p_{ca}$  (单位为 N/mm) 进行计算。即

$$p_{ca} = Kp = \frac{KF_n}{L} \quad (10-1)$$

式中:  $K$  为载荷系数;  $F_n$ 、 $L$  的意义和单位同前。

计算齿轮强度用的载荷系数  $K$ ,包括使用系数  $K_A$ 、动载系数  $K_v$ 、齿间载荷分配系数  $K_\alpha$  及齿向载荷分布系数  $K_\beta$ ,即

$$K = K_A K_v K_\alpha K_\beta \quad (10-2)$$

### 1. 使用系数 $K_A$

使用系数  $K_A$  是考虑齿轮啮合时外部因素引起的附加动载荷影响的系数。这种动载荷取决于原动机和从动机械的特性、质量比、联轴器类型以及运行状态等。 $K_A$  的实用值应针对设计对象,通过实践确定。表 10-2 所列的  $K_A$  值可供参考。

表 10-2 使用系数  $K_A$

载荷状态	工 作 机 器	原 动 机			
		电动机、均匀运转的蒸汽机、燃气轮机	蒸汽机、燃气轮机液压装置	多缸内燃机	单缸内燃机
均匀平稳	发电机、均匀传送的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、轻型升降机、包装机、机床进给机构、通风机、均匀密度材料搅拌机	1.00	1.10	1.25	1.50

表 10-2(完)

载荷状态	工 作 机 器	原 动 机			
		电动机、均匀运转的蒸汽机、燃气轮机	蒸汽机、燃气轮机液压装置	多缸内燃机	单缸内燃机
轻微冲击	不均匀传送的带式输送机或板式输送机、机床的主传动机构、重型升降机、工业与矿用风机、重型离心机、变密度材料搅拌机 etc	1.25	1.35	1.50	1.75
中等冲击	橡胶挤压机、橡胶和塑料作间断工作的搅拌机、轻型球磨机、木工机械、钢坯初轧机、提升装置、单缸活塞泵等	1.50	1.60	1.75	2.00
严重冲击	挖掘机、重型球磨机、橡胶揉合机、破碎机、重型给水泵、旋转式钻探装置、压砖机、带材冷轧机、压坯机等	1.75	1.85	2.00	2.25 或更大

注：表中所列  $K_A$  值仅适用于减速传动；若为增速传动， $K_A$  值约为表值的 1.1 倍。当外部机械与齿轮装置间有挠性连接时，通常  $K_A$  值可适当减小。

## 2. 动载系数 $K_v$

齿轮传动不可避免地会有制造及装配的误差，轮齿受载后还要产生弹性变形。这些误差及变形实际上将使啮合轮齿的法节  $p_{b1}$  与  $p_{b2}$  不相等（参看图 10-6 和 10-7），因而轮齿就不能正确地啮合传动，瞬时传动比就不是定值，从动齿轮在运转中就会产生角加速度，于是引起了动载荷或冲击。对于直齿轮传动，轮齿在啮合过程中，不论是由双对齿啮合过渡到单对齿啮合，或是由单对齿啮合过渡到双对齿啮合的期间，由于啮合齿对的刚度变化，也要引起动载荷。为了计及动载荷的影响，引入了动载系数  $K_v$ 。

齿轮的制造精度及圆周速度对轮齿啮合过程中产生动载荷的大小影响很大。提高制造精度，减小齿轮直径以降低圆周速度，均可减小动载荷。

为了减小动载荷，可将轮齿进行齿顶修缘，即把齿顶的一小部分齿廓曲线（分度圆压力角  $\alpha = 20^\circ$  的渐开线）修整成  $\alpha > 20^\circ$  的渐开线。如图 10-6 所示，因  $p_{b2} > p_{b1}$ ，则后一对轮齿在未进入啮合区时就开始接触，从而产生动载荷。为此将从动轮 2 进行齿顶修缘，图中从动轮 2 的虚线齿廓即为修缘后的齿廓，实线齿廓则为未经修缘的齿廓。由图明显地看出，修缘后的轮齿齿顶处的法节  $p'_{b2} < p_{b2}$ ，因此当  $p_{b2} > p_{b1}$  时，对修缘了的轮齿，在开始啮合阶段（图 10-6），相啮合的轮齿的法节差就小一些，啮合时产生的动载荷也就小一些。

又如图 10-7 所示，若  $p_{b1} > p_{b2}$ ，则在后一对齿已进入啮合区时，其主动齿齿根与从动齿齿顶还未啮合。要待前一对齿离开正确啮合区一段距离以后，后一对齿才能开始啮合，在此期间，仍不免要产生动载荷。若将主动轮 1 也进行齿顶修缘（如图 10-7 中虚线齿廓所示），即可减小这种动载荷。

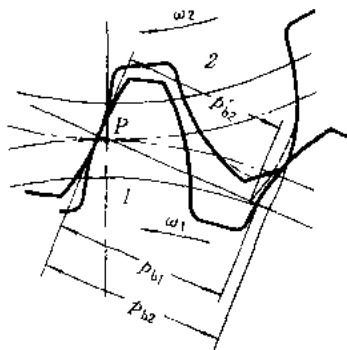


图 10-6 从动轮齿修缘

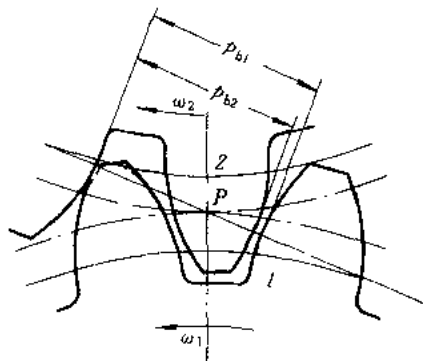


图 10-7 主动轮齿修缘

高速齿轮传动或齿面经硬化的齿轮,轮齿应进行修缘。但应注意,若修缘量过大,不仅重合度减小过多,而且动载荷也不一定就相应减小,故轮齿的修缘量应定得适当。修缘量的选择可参看[67]。

动载系数  $K_v$  的实用值,应针对设计对象通过实践确定,或按[67]所推荐的办法确定。对于一般齿轮传动的动载系数  $K_v$ ,可参考图 10-8 选用。若为直齿锥齿轮传动,应按图中低一级的精度线及锥齿轮平均分度圆处的圆周速度  $v_m$  查取  $K_v$  值。

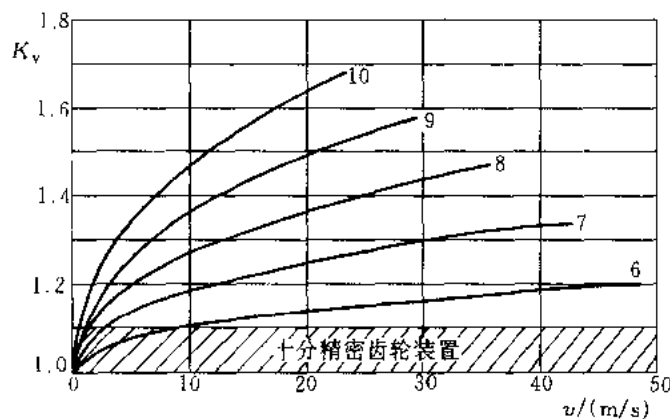


图 10-8 动载系数  $K_v$  值

### 3. 齿间载荷分配系数 $K_o$

一对相互啮合的斜齿(或直齿)圆柱齿轮,如在啮合区  $B_1B_2$ (图 10-9,参看图 10-17)中有两对(或多对)齿同时工作时,则载荷应分配在这两对(或多对)齿上。

图 10-9 中两对齿同时啮合的接触线总长  $L = PP' + QQ'$ 。但由于齿距误差及弹性变形等原因,总载荷  $F_n$  并不是按  $PP'/QQ'$  的比例分配在  $PP'$  及  $QQ'$  这两条接触线上。因此其中一条接触线上的平均单位载荷可能会大于  $p$ ,而另一条接触线上的平均单位载荷则小于  $p$ 。进行强度计算时当然应按平均单位载荷大于  $p$  的值计算。为此,在式(10-2)中引入齿间载荷分配系数

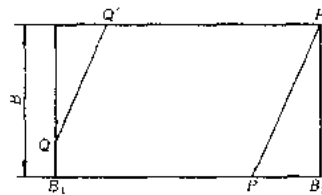


图 10-9 啮合区内齿间载荷的分配