

# 机械设计教学指南

彭文生 黄华梁 陈树昌  
宋宝玉 王均荣 李建华  
彭文生 黄华梁 主编

编著

高等教育出版社

|      |   |     |
|------|---|-----|
| 策    | 划 | 龙琳琳 |
| 编    | 辑 | 马盛明 |
| 封面设计 |   | 李卫青 |
| 责任绘图 |   | 宗小梅 |
| 版式设计 |   | 胡志萍 |
| 责任校对 |   | 王效珍 |
| 责任印制 |   |     |

## 内容提要

本书由我国有一定代表性的六所大学的几位有丰富教学及教材编写经验的机械设计课程教授编写。

本书共七章:第一章齿轮传动,第二章蜗杆传动,第三章挠性传动,第四章螺纹连接(含螺旋传动),第五章滑动轴承,第六章滚动轴承,第七章机械设计综论。每一章包括主要内容与基本要求、重点与难点内容、例题精选与解析,习题与参考答案、现状与发展趋势等。

本书可供普通高等学校、高职高专院校及中等职业学校从事机械设计课程教学的教师参考,也可作为报考硕士研究生的有关人员及自学考试学生的考前复习辅导教材及自学用书。

## 图书在版编目(CIP)数据

机械设计教学指南 彭文生,黄华梁主编. —北京:高等教育出版社,2003.6  
ISBN 7 - 04 - 011905 - 6

. 机 ... . 彭 ... 黄 ... . 机械设计 - 高等学校 - 教学参考资料 . TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 025210 号

---

|      |                |      |                      |
|------|----------------|------|----------------------|
| 出版发行 | 高等教育出版社        | 购书热线 | 010 - 64054588       |
| 社 址  | 北京市西城区德外大街 4 号 | 免费咨询 | 800 - 810 - 0598     |
| 邮政编码 | 100011         | 网 址  | http: www.hep.edu.cn |
| 总 机  | 010 - 82028899 |      | http: www.hep.com.cn |
| 经 销  | 新华书店北京发行所      |      |                      |
| 印 刷  |                |      |                      |
| 开 本  | 787×1092 1/16  | 版 次  | 年 月第 版               |
| 印 张  | 15.5           | 印 次  | 年 月第 次印刷             |
| 字 数  | 370 000        | 定 价  | 19.70 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

# 前 言

机械设计课程是高等工业学校机械类专业普遍开设的一门重要的技术基础课程。我国加入WTO之后,国民经济的各个生产部门都要求尽快实现机械化、自动化和信息化,因此对机械设计工作者和本课程的教学都提出了更新、更高的要求。

2001年11月在西安召开的全国机械设计教学研讨会议上,几位老教师酝酿编写一本《机械设计教学指南》。为什么要编此书呢?这是基于两方面的原因:一是为了适应高等教育规模持续扩大的需要;二是为了完成老前辈的心愿。

记得16年前的1987年,在原国家教委工科机械基础教学指导委员会机械设计课程教学指导小组召开的工作会议上,曾讨论过编写教师用书的问题。当时考虑到,执教机械设计课程教学多年的老教师将陆续退下来,大批中、青年教师将走上教学岗位,教学工作的重担历史地压在他们的肩上。如何将老教师的教学经验加以总结出版,这是一个十分紧迫的任务。为此,会上曾委托课指委委员西北工业大学濮良贵先生草拟一份编写提纲。经过认真准备,濮先生草拟了书名为“机械设计教师手册”的编写提纲,但因其他原因未能实施。于是,编写一本教师用书又重新提出来并付诸实施,这也算是完成老一届课指委委员的心愿吧!

本书的重点不在教学方法的介绍,而主要是教学内容的深入分析。因为采用何种教学方法和手段进行教学,需要根据不同的教学对象、教学内容和教学条件决定,没有一成不变的模式,此即“教学有法、教无定法”。作为教师,要把一门课程教好,除了需要一定的组织表达能力之外,最关键的还是要对本课程的教学内容(特别是重点章节)掌握得更深入一些,理解得更透彻一些,对有关机械零件的历史、现状与发展趋势了解得更多一些。这就是“授人一升,自备十斗”的道理。有一位老教师曾说过:机械设计课程,乍看起来内容虽不太深,但涉及的基础理论却有一定的深度,尤其涉及的知识面广,灵活性大,许多问题的解答不是唯一的,而是有多种方案可供选择及评价决策。因此,即使博士毕业的青年教师,如不扎扎实实地花三五年功夫,也是难以讲好此课的。

本书从机械设计教材中选取齿轮传动等七章内容进行分析与阐述。每一章包括:主要内容与基本要求;重点与难点内容分析;例题精选与解析;习题与参考答案(问答题除外);机械零件的历史、现状与发展趋势。按这一体例来编写,希望能对担任本课程的中、青年教师尽快掌握本课程的核心内容及解题思路与方法有所帮助。本书也可作为报考硕士研究生的有关人员及自学考试学生的考前复习辅导教材及自学用书。

为适应“双语教学”的需要,书末列出了各章常用的名词术语的中英文对照。

参加本书编写工作的有华中科技大学彭文生(第一章);西北工业大学李建华(第二章);武汉理工大学王均荣(第三章);哈尔滨工业大学宋宝玉(第四章);广西大学黄华梁(第五章、第七章);天津大学陈树昌(第六章)。全书由彭文生、黄华梁担任主编。上海交通大学许敏同志参加了本书的初期讨论工作并对第三章的编写提供了许多资料,特此致谢。

欢迎读者对书中不妥之处批评指正。

作者

2003年3月

# 目 录

|                                   |     |                                   |     |
|-----------------------------------|-----|-----------------------------------|-----|
| 第一章 齿轮传动.....                     | 1   | § 4 - 4 习题与参考答案 .....             | 120 |
| § 1 - 1 主要内容与基本要求 .....           | 1   | § 4 - 5 螺纹连接的历史、现状与发展<br>趋势 ..... | 129 |
| § 1 - 2 重点与难点内容分析 .....           | 1   | 参考文献 .....                        | 132 |
| § 1 - 3 例题精选与解析 .....             | 11  | 第五章 滑动轴承 .....                    | 134 |
| § 1 - 4 习题与参考答案 .....             | 21  | § 5 - 1 主要内容与基本要求 .....           | 134 |
| § 1 - 5 齿轮传动的历史、现状与发展<br>趋势 ..... | 38  | § 5 - 2 重点与难点内容分析 .....           | 135 |
| 参考文献 .....                        | 47  | § 5 - 3 例题精选与解析 .....             | 137 |
| 第二章 蜗杆传动 .....                    | 48  | § 5 - 4 习题与参考答案 .....             | 141 |
| § 2 - 1 主要内容与基本要求 .....           | 48  | § 5 - 5 滑动轴承的历史、现状与发展<br>趋势 ..... | 152 |
| § 2 - 2 重点与难点内容分析 .....           | 48  | 参考文献 .....                        | 153 |
| § 2 - 3 例题精选与解析 .....             | 53  | 第六章 滚动轴承 .....                    | 154 |
| § 2 - 4 习题与参考答案 .....             | 58  | § 6 - 1 主要内容与基本要求 .....           | 154 |
| § 2 - 5 蜗杆传动的历史、现状与发展<br>趋势 ..... | 70  | § 6 - 2 重点与难点内容分析 .....           | 155 |
| 参考文献 .....                        | 72  | § 6 - 3 几个问题的补充说明 .....           | 159 |
| 第三章 挠性传动 .....                    | 73  | § 6 - 4 例题精选与解析 .....             | 168 |
| § 3 - 1 主要内容与基本要求 .....           | 73  | § 6 - 5 习题与参考答案 .....             | 178 |
| § 3 - 2 重点与难点内容分析 .....           | 73  | § 6 - 6 滚动轴承的历史、现状与发展<br>趋势 ..... | 186 |
| § 3 - 3 例题精选与解析 .....             | 79  | 参考文献 .....                        | 190 |
| § 3 - 4 习题与参考答案 .....             | 85  | 第七章 机械设计综论 .....                  | 191 |
| § 3 - 5 挠性传动的历史、现状与发展<br>趋势 ..... | 98  | § 7 - 1 主要内容与基本要求 .....           | 191 |
| 参考文献 .....                        | 100 | § 7 - 2 重点与难点内容分析 .....           | 191 |
| 第四章 螺纹连接(含螺旋传动) .....             | 101 | § 7 - 3 例题精选与解析 .....             | 206 |
| § 4 - 1 主要内容与基本要求 .....           | 101 | § 7 - 4 习题与参考答案 .....             | 226 |
| § 4 - 2 重点与难点内容分析 .....           | 102 | 参考文献 .....                        | 235 |
| § 4 - 3 例题精选与解析 .....             | 105 | 机械设计教学指南名词术语中英文对照...237           |     |

# 第一章 齿轮传动

## § 1 - 1 主要内容与基本要求

### 一、本章主要内容

齿轮传动是机械传动中最重要和应用最广泛的一种传动形式。它也是机械设计课程教学中的重点内容之一,其主要内容为齿轮传动的的基本设计原理及强度计算方法,即:

- (1) 齿轮传动的失效(损伤)形式,各种失效的机理和特点,防止措施以及齿轮传动的计算准则。
- (2) 齿轮材料的基本要求,软齿面与硬齿面的常用热处理方法及材料选用原则。
- (3) 齿轮传动的受力分析,计算载荷,各种载荷系数的物理意义及影响因素。
- (4) 齿轮承载能力计算包括:直齿圆柱齿轮传动的齿面接触强度计算与齿根弯曲疲劳强度计算;斜齿圆柱齿轮传动和直齿锥齿轮传动的计算特点。
- (5) 齿轮传动设计中主要参数的选择原则及影响因素,各参数间的相互影响关系。

### 二、本章基本要求

(1) 掌握不同条件下齿轮传动的轮齿损伤与失效形式的特点、失效部位、失效机理、防止或减轻失效的措施,以及针对不同失效形式的设计计算准则。

(2) 掌握选用齿轮材料的基本要求,软齿面与硬齿面的常用材料及热处理方法,合理地选用齿轮的配对材料及热处理方法。

(3) 熟练掌握齿轮传动的受力分析方法。对于直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮和直齿锥齿轮所受各分力的大小与方向,一定要会计算和正确判断(包括在图上正确表示),否则会使轴与轴承的受力分析出错,后果是严重的。

(4) 理解齿轮计算中要用计算载荷而不用名义载荷的道理,了解四个载荷系数( $K_A$ 、 $K_v$ 、 $K_f$ 、 $K$ )的物理意义及其影响因素,采取哪些措施可减小载荷系数。

(5) 掌握直齿圆柱齿轮的齿面接触疲劳强度计算和齿根弯曲疲劳强度计算的理论依据,以及力学模型、应力的类型与变化特性;掌握推导公式的思路、公式中各参数的意义及应用公式的注意事项。对斜齿圆柱齿轮及直齿锥齿轮的强度计算,应根据它们的传动特点,转化为当量直齿圆柱齿轮后再进行强度计算,但需注意它们的计算与直齿圆柱齿轮计算的异同点。

## § 1 - 2 重点与难点内容分析

### 一、本章重点内容分析

本章重点内容是:掌握在不同工况下齿轮传动的失效形式;各类齿轮传动的受力分析;圆柱

齿轮强度计算中的重要基本概念。

### 1. 齿轮传动的失效形式分析

齿轮传动中轮齿的五种失效(损伤)形式为:齿根弯曲疲劳折断、齿面疲劳点蚀、齿面磨损、齿面胶合、齿面塑性变形。由于齿轮失效形式是强度计算的前提,因而对各种失效现象,损伤出现于轮齿的什么部位,损伤的机理(基本原因),防止和减轻各种失效的主要措施,以及采用的计算准则就成为分析的重点。

#### (1) 齿面疲劳点蚀(简称齿面点蚀)

轮齿工作时齿面受脉动循环变化的接触应力,在接触应力的反复作用下,当最大接触应力 $H_{\max}$ 超过材料的许用接触应力 $H_P$ 时,齿面就出现疲劳裂纹,并由于有润滑油进入裂纹,将产生很高的油压,促使裂纹扩展,最终形成点蚀。

点蚀首先出现在节线附近的齿根表面上。其原因为:节线附近常为单齿对啮合区,轮齿受力与接触应力最大;节线处齿廓相对滑动速度低,润滑不良,不易形成油膜,摩擦力较大;润滑油挤入裂纹,使裂纹扩张。

防止或减轻点蚀的主要措施:提高齿面硬度和降低表面粗糙度值;在许可范围内采用大的变位系数和(即 $x = x_1 + x_2$ ),以增大综合曲率半径;采用粘度较高的润滑油。

#### (2) 齿根弯曲疲劳折断(简称轮齿折断)

轮齿在变应力作用下,齿根受载大,又由于在齿根圆角处产生应力集中,轮齿长期工作后,当危险截面的弯曲应力 $F$ 超过材料的许用弯曲应力 $F_P$ 时,齿根出现疲劳裂纹,裂纹扩展后产生齿根断裂。由于轮齿材料对拉应力敏感,故疲劳裂纹往往从齿根受拉侧开始发生。

对于直齿圆柱齿轮,齿根裂纹一般从齿根沿齿向扩展,发生全齿折断;对于斜齿圆柱齿轮和人字齿轮,由于接触线为一斜线,因此裂纹往往从齿根沿着斜线向齿顶方向扩展,而发生轮齿的局部折断。

提高轮齿抗折断能力的主要措施:采用正变位齿轮,以增大齿根厚度;增大齿根圆角半径和降低表面粗糙度值;采用表面强化处理(如喷丸、辗压)等。

其他三种失效形式的失效机理、防止或减轻措施,参见有关教材。

#### (3) 齿轮传动在不同工况下的主要失效形式

齿面点蚀——闭式传动齿轮的主要失效形式,特别是在软齿面(硬度 $< 350$  HBS)上更容易产生,在一般的硬齿面(如表面淬火,特别是热处理硬度不均匀时)上也容易产生。

轮齿折断——闭式传动中的极硬齿面(硬度 $> 58$  HRC,如渗碳淬火、氮化等)的主要失效形式,也是短期过载或受严重冲击齿轮的主要失效形式。

齿面磨损——开式传动齿轮的主要失效形式。

齿面胶合——闭式传动的高速重载齿轮易产生热胶合,而低速重载齿轮易产生冷胶合。提高齿面抗胶合能力的主要措施:采用角度变位齿轮或对齿轮进行修形,以减小啮入始点和啮出终点处的滑动系数;提高齿面硬度和降低齿面粗糙度值;减小模数、降低齿高,以减小齿面间的滑动速度;采用抗胶合能力高的齿轮材料、极压润滑油等。

---

标准 GB T 3480—1997 中,许用接触应力记为 $H_P$ ,许用弯曲应力记为 $F_P$ ,但不少教材中将许用接触应力记为 $[ \sigma ]_H$ 或 $[ \sigma ]_H$ ,将许用弯曲应力记为 $[ \sigma ]_F$ 或 $[ \sigma ]_F$ 。

齿面塑性变形——软齿面硬度低(如正火齿轮)的重载齿轮才会发生这种失效。

## 2. 齿轮传动的受力分析

应以直齿圆柱齿轮为基础,而以斜齿圆柱齿轮为重点进行分析;从力的分解与平衡关系着手,但忽略齿面摩擦力的影响。分析时,必须对主动轮和从动轮上各力的大小进行计算,对各分力的方向和作用点十分清楚,而且能正确在图面上表达。

### (1) 斜齿圆柱齿轮的受力分析

斜齿圆柱齿轮的受力分析如图 1 - 1 所示,其分解顺序如下:

$$\begin{aligned}
 & F_1 = F_{n1} \cos \alpha_n & F_{t1} = F_1 \cos \alpha_n & = 2 T_1 / d_1 \\
 & \text{(法面内分解)} & \text{(切面内分解)} & F_{a1} = F_1 \sin \alpha_n = F_{t1} \tan \alpha_n & (1 - 1) \\
 & & & F_{r1} = F_{n1} \sin \alpha_n = F_{t1} \tan \alpha_n \cos \alpha_n
 \end{aligned}$$

图 1 - 1 斜齿圆柱齿轮的受力分析

这里注意:在切面内,  $F_1$  与  $F_{t1}$  的夹角为  $\alpha_n$ , 因此  $F_{a1}$  与  $F_{t1}$  的关系为  $F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha_n$ 。而在端面内,  $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_t$ , 根据  $\alpha_t$  与  $\alpha_n$  的关系  $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n \cos \alpha_n$ , 即可得到  $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_n \cos \alpha_n$ 。

作用在主动轮和从动轮上的各力均等值反向。各分力的方向判定为:

1) 圆周力  $F_t$ , 在主动轮上是阻力, 与其回转方向相反; 在从动轮上是驱动力, 与其回转

方向相同(简称为“主反从同”)。

2) 径向力  $F_r$ , 分别指向轮心(简称为“径向心”)。

3) 轴向力  $F_a$ , 取决于齿轮的回转方向与轮齿的螺旋线方向, 可用“主动轮左、右手定则”来判断。当主动轮为右旋时, 用右手四指弯曲的方向表示主动轮的回转方向, 则拇指表示它所受轴向力的方向; 当主动轮为左旋时, 则用左手定则来判断, 方法同上。从动轮上所受各分力的方向与主动轮上的各分力方向相反, 但大小相等, 即  $F_{r1} = -F_{r2}$ ,  $F_{t1} = -F_{t2}$ ,  $F_{a1} = -F_{a2}$ 。必须强调的是, 上述“左、右手定则”仅适用于主动轮。

口诀为: 径向心, 周相切(主反从同), 轴向力按主动轮“左、右手定则”进行分析。

### (2) 直齿圆柱齿轮的受力分析

当斜齿轮的螺旋角  $\beta = 0^\circ$  时, 即为直齿轮。故各分力的方向判定, 同样适用“径向心”与“周相切(主反从同)”的原则; 其力的大小为

$$\begin{aligned} F_{t1} &= 2 T_1 / d_1 \\ F_{r1} &= F_{t1} \tan \alpha \\ F_n &= F_{t1} / \cos \alpha = 2 T_1 / (d_1 \cos \alpha) \end{aligned} \quad (1 - 2)$$

### (3) 直齿锥齿轮的受力分析

直齿锥齿轮的受力分析如图 1 - 2 所示。分析力作用时, 假定载荷沿齿宽均布, 并集中作用于齿宽中点节线处的法向平面内。应注意掌握它与直齿圆柱齿轮的不同点。锥齿轮的轮齿比圆柱齿轮的轮齿向一端下倾了一个  $\delta$  角。法向力  $F_n$  亦分解为  $F_{t1}$ 、 $F_{r1}$ 、 $F_{a1}$  三个方向相互垂直的分力。

图 1 - 2 直齿锥齿轮的受力分析

必须注意: 直齿锥齿轮主、从动轮的轴线相互垂直 ( $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ ), 因此  $F_{r1}$  与从动轮的轴线平行(图 1 - 2b), 得  $F_{r1}$  与  $F_{a2}$  大小相等, 方向相反; 而  $F_{a1}$  则垂直于从动轴的轴线, 得  $F_{a1}$  与  $F_{r2}$  大小相等, 方向相反; 只有圆周力  $F_{t1}$  与  $F_{t2}$  大小相等, 方向相反; 锥齿轮的轴向力  $F_{a1}$ 、 $F_{a2}$  与回转方向无关, 总是从小端指向大端。

为什么轴向力恒指向大端呢? 当一对锥齿轮啮合时, 受轴向力后使两齿轮有分开或压紧的趋势。此时, 由轴承部件设计时的正确固定来保证锥齿轮正常工作。若轴向力指向小端, 则

两轮会自动挤紧,最终导致无法工作。

口诀为:径向心、周相切(主反从同)、轴向力恒指向大端。

$$\begin{aligned}
 F_{t1} &= 2 T_1 / d_{m1} = 2 T_1 [(1 - 0.5 \beta) / d_1] \\
 F_{r1} &= F_{t1} \tan \alpha \cos \beta_1 \\
 F_{a1} &= F_{t1} \tan \alpha \sin \beta_1 \\
 F_n &= F_{t1} \cos \beta_1
 \end{aligned}
 \tag{1-3}$$

各类齿轮轮齿受力分析可归纳于表 1 - 1。

表 1 - 1 各类齿轮的受力分析

| 齿轮类型       | 力的种类   |   |  |   |
|------------|--|---|--|---|
|            | 圆周力 $F_t$  | 径向力 $F_r$   | 轴向力 $F_a$  | 法向力 $F_n$   |
| 直齿<br>圆柱齿轮 | $F_{t1} = \frac{2 T_1}{d_1} = - F_{t2}$<br>(主反从同)    | $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = - F_{r2}$<br>(指向轮心)                      | 0  | $F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$<br>(指向受力面,切于基圆)              |
| 斜齿<br>圆柱齿轮 | $F_{t1} = \frac{2 T_1}{d_1} = - F_{t2}$<br>(主反从同)    | $F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = - F_{r2}$<br>(指向轮心) | $F_{a1} = F_{t1} \tan \beta = - F_{a2}$<br>(主动轮:按“左、右手定则”判断方向)     | $F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_n \cos \beta}$<br>(指向受力面,切于基圆) |
| 直齿锥<br>齿轮  | $F_{t1} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} = - F_{t2}$<br>(主反从同) | $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha \cos \beta_1 = - F_{a2}$<br>(指向轮心)         | $F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha \sin \beta_1 = - F_{r2}$<br>(从小端指向大端) | $F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}$<br>(指向受力面,切于基圆)              |

### 3. 各类齿轮传动受力的综合分析

在掌握了一对齿轮受力分析后,还应掌握各种齿轮传动的组合受力分析(如斜齿圆柱齿轮 - 直齿圆柱齿轮、二级斜齿圆柱齿轮、锥齿轮 - 斜齿圆柱齿轮),使传动方案受力合理。

#### (1) 二级斜齿圆柱齿轮传动(图 1 - 3)

设计时往往要求中间轴 上斜齿的轴向力相反而抵消一部分,从而使轴上受的综合轴向力减小,即轴承受的轴向力减小。故设计时应使中间轴 上的两个斜齿轮的螺旋线方向相同,且高速级 2 的  $\beta_2$  值取大些,而低速级 3 的  $\beta_3$  值取小些;当  $\beta_2$  与  $\beta_3$  选值恰当时,可使  $F_{a2} = - F_{a3}$ ,即轴向力全部抵消,而使轴承可不受外部轴向力的最佳效果(实例参见例 1 - 4)。

但  $\beta_2$  与  $\beta_3$  是同时选左旋或右旋则取决于轴的转向,根据分析与试算的结果,应使  $F_{a2}$  与  $F_{a3}$ “面对面”(图 1 - 3)。此时大多数情况下轴与轴承受力较小,故不应选用“背对背”的方案。

#### (2) 锥齿轮 - 斜齿圆柱齿轮传动(图 1 - 4)

图 1 - 3 二级斜齿圆柱齿轮传动受力分析

当要求中间轴上两齿轮轴向力抵消一部分时,不管  $n$  的转向如何,  $F_{a2}$  总是向右,因此要求  $F_{a3}$  向左,这样  $\beta_3$  的方向由  $n$  的转向决定,如图所示  $n$  方向,  $\beta_3$  一定为左旋。这时  $F_{a2}$  与  $F_{a3}$  只能是“背对背”。若要求达到“面对面”,则需将斜齿轮移至锥齿轮的右边,反而要增加中间轴的长度,这是不合适的。

#### 4. 圆柱齿轮强度计算中的重要基本概念及影响因素

##### (1) 齿面接触应力 $\sigma_H$ 的基本概念

进行齿面接触强度计算时,应特别注意接触应力  $\sigma_H$  的基本概念。按弹性力学给出的接触应力计算公式(H.Hertz 公式),略经简化可得

$$\sigma_H = \frac{F_n E}{2 b} \quad (1 - 4)$$

从式(1 - 4)中可以看出,影响接触应力的四个因素:

外载荷  $F_n: F_n$ , 则  $\sigma_H$  ;

接触宽度  $b: b$ , 则  $\sigma_H$  ;

综合曲率半径  $\rho: \rho$ , 则  $\sigma_H$  ;

综合弹性模量  $E: E$ , 则  $\sigma_H$  。

图 1 - 4 锥齿轮 - 圆柱齿轮传动受力分析

##### (2) 两齿轮啮合时的接触应力 $\sigma_H$ 与许用接触应力 $[\sigma_{HP}]$

1) 一对啮合齿轮的接触应力是相等的,即  $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 。这是由于齿轮啮合时的接触应力属于脉动循环应力,又因啮合时一对齿轮的接触面积相等,所以一对啮合齿轮的接触应力是大小相等、方向相反的作用力与反作用力。

2) 一对啮合齿轮的许用接触应力与接触强度。由于大小齿轮的材料与热处理硬度不一定相同,且寿命系数  $Z_N$  又不一定相等,因此许用接触应力就不一定相等,即  $[\sigma_{HP1}] \neq [\sigma_{HP2}]$ ,所以接触强度一般不相等,通常  $[\sigma_{HP1}] > [\sigma_{HP2}]$ 。这时大齿轮的接触强度弱,故在应用公式时应取两齿轮  $[\sigma_{HP}]$  值小者代入。

若一对齿轮的  $[\sigma_{HP1}] = [\sigma_{HP2}]$ ;则一对齿轮不但接触应力相等(即  $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ ),而且接触强度也相等。

##### (3) 齿根弯曲应力 $\sigma_F$ 、齿形系数 $Y_{Fa}$ 及等弯曲强度的概念

进行齿根弯曲强度计算时,将轮齿视为悬臂梁,齿根危险剖面处,弯矩最大时的齿根弯曲应力也最大。由于端面重合度  $\epsilon > 1$ ,当载荷作用于齿顶时虽然力臂最大,但由于两对轮齿分担载荷,弯矩不是最大;只有当力作用于单对齿啮合区上界点  $D$ (图 1 - 5),力由一对齿来承担时,弯矩才最大,这时  $\sigma_F$  亦最大。本来这才是计算的依据,但力作用点  $D$  的尺寸计算过于复杂,为了简化计算,以力作用于齿顶为计算依据,用重合度系数  $Y$  将力作用于齿顶时的齿根弯曲应力折算为单对齿啮合区上界点  $D$  时的齿根弯曲应力。

图 1 - 5 载荷作用点

直齿圆柱齿轮齿根弯曲疲劳强度计算公式为

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bz_1 m^2} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{FP} \quad (1-5)$$

从此式中可看出,影响弯曲应力的主要因素:

模数  $m$ : 因  $\sigma_F \propto 1/m^2$ , 则模数是影响弯曲强度的最重要因素, 当弯曲强度不足时, 首先应增大模数;

齿宽  $b$ : 当  $b$  增大, 则  $\sigma_F$  减小, 但  $b$  过大会使齿向载荷分布系数  $K_{F\beta}$  增大, 而使  $\sigma_F$  增大;

齿数  $z$  及变位系数  $x$ :  $z$  增大、 $x$  增大, 则  $Y_{Fa} Y_{Sa}$  减小,  $\sigma_F$  减小, 而使  $\sigma_F$  减小。

1) 一对标准齿轮啮合, 通常  $F_{F1} > F_{F2}$ ,  $FP1 > FP2$ 。这是由于一般  $z_1 < z_2$ , 则  $Y_{Fa1} > Y_{Fa2}$ ,  $Y_{Sa1} > Y_{Sa2}$ , 所以  $F_{F1} > F_{F2}$ 。一对大、小齿轮的材料和热处理硬度不同, 则弯曲疲劳极限  $\sigma_{Flim}$  也不同, 加之弯曲疲劳寿命系数  $Y_N$  的影响, 所以  $FP1 > FP2$ 。

2) 为什么说齿形系数  $Y_{Fa}$  与模数  $m$  无关。因  $Y_{Fa}$  是反映当力作用于齿顶时, 轮齿齿廓形状对齿根弯曲应力的影响系数, 它是指齿根厚度与齿高的相对比例关系。当齿高增大, 齿根厚度变小, 轮齿变为“瘦高型”, 即  $Y_{Fa}$  增大,  $\sigma_F$  增大, 抗弯曲能力差; 反之, 齿高减小, 齿厚增大, 则轮齿变为“矮胖型”, 即  $Y_{Fa}$  减小,  $\sigma_F$  减小, 抗弯曲能力强。因此  $Y_{Fa}$  是反映轮齿“高、矮、胖、瘦”程度的形态系数。而模数  $m$  的值是反映一个轮齿绝对尺寸的大小, 用标准刀具加工标准齿轮时, 若  $z$  相同仅  $m$  不同, 则加工出的轮齿都几何相似,  $m$  只是它们的放大比例。

3)  $Y_{Fa}$  的影响因素及其选择。标准直齿圆柱齿轮的  $Y_{Fa}$  只取决于齿数  $z$ 。当  $z$  增大, 渐开线越平坦齿根厚度增大, 则  $Y_{Fa}$  减小; 当  $z$  一定时, 采用正变位方法可使齿根厚度增大, 达到降低  $Y_{Fa}$  的效果, 而  $\sigma_F$  减小, 则抗弯强度提高。对于斜齿轮的  $Y_{Fa}$  应按当量齿数  $z_v = z \cos^3 \beta$  选取; 对于直齿锥齿轮,  $Y_{Fa}$  应按  $z_v = z \cos \beta$  选取。斜齿圆柱齿轮设计中, 若  $\beta$  增大、 $z_v$  减小, 则  $Y_{Fa}$  增大, 故斜齿轮的抗弯强度比直齿轮高。

4) 齿轮设计中, 一般  $F_{F1} > F_{F2}$ 、 $FP1 > FP2$ , 从弯曲强度计算公式知,  $Y_{Fa1} Y_{Sa1} FP1$  与  $Y_{Fa2} Y_{Sa2} FP2$  中比值大者, 其弯曲强度弱, 故设计时应以两者中的大值代入。只有当  $FP1 (Y_{Fa1} Y_{Sa1}) = FP2 (Y_{Fa2} Y_{Sa2})$  时, 才表示一对相啮合齿轮为等弯曲强度。

## 二、本章难点内容分析

本章难点内容是: 斜齿圆柱齿轮轴向力方向的判定; 载荷系数的影响因素及减小措施; 影响齿轮强度的因素分析及主要参数 ( $z$ 、 $m$ 、 $\beta$ 、 $d$ ) 的选择。

### 1. 斜齿圆柱齿轮 $F_a$ 方向的判定及各分力大小的计算

这一难点的主要内容已在前述“齿轮受力分析”中阐述, 但尚需注意以下两点:

(1) 对于齿轮受力的表达, 不但要练习在平面图上表示 3 个分力的方向 (如图 1-6 所示), 还要练习在一对齿轮的轴测图上表示 3 个分力的方向 (如图 1-7 所示)。特别要注意将力的作用点画在齿宽的中点上, 并规定: 垂直纸面向里的力用符号  $\ominus$  表示; 垂直纸面向外的力用符号  $\oplus$  表示。

若为斜齿圆柱齿轮, 则式(1-5)中的  $Y$  后面需乘以螺旋角系数  $Y_{\beta}$ 。

图 1 - 6 二维图形受力分析

图 1 - 7 三维图形受力分析

(2) 对斜齿轮(或锥齿轮)的三个要素(即轮齿螺旋线方向、齿轮回转方向及轴向力方向)知其二可求其一,应灵活运用。从比较图 1 - 6 与图 1 - 7 可知:两对齿轮螺旋线方向相同,但回转方向相反,结果  $F_t$  与  $F_a$  都要改变方向;若两对齿轮回转方向相同,但螺旋线方向相反,仅改变  $F_a$  的方向。

## 2. 载荷系数的主要影响因素及减小措施

(1) 动载系数  $K_v$   $K_v$  是考虑齿轮副本本身的啮合误差(基节误差、齿形误差、轮齿受载变形等)所引起的啮入、啮出冲击和振动而产生内部附加动载荷影响的系数。

影响动载系数  $K_v$  的主要因素有: 基节误差和齿形误差; 轮齿变形和刚度大小的变化; 齿轮转速的高低及变化。

基节误差引起内部附加动载荷的机理及减小动载荷的措施:一对理想的渐开线齿廓的齿轮,只有基圆节距相等( $p_{b1} = p_{b2}$ )时才能正确啮合,瞬时传动比才恒定。但由于制造误差及轮齿的弹性变形等原因,基圆齿距不可能完全相等,即产生基节误差。如图 1 - 8 所示: 当  $p_{b1} < p_{b2}$  (图 1 - 8a),使即将进入啮合的一对齿轮尚未进入啮合区就提前在  $A$  开始啮合,节点  $C$  移至  $C'$ ,从而改变了两轮的节圆直径,瞬时传动比也随之改变。 当  $p_{b1} > p_{b2}$  (图 1 - 8b),即第一对齿在  $E$  点脱离啮合时,第二对齿轮尚未进入啮合,则前一对轮齿离开啮合线后仍继续保持接触,直至后一对轮齿进入啮合时,前一对轮齿,才在  $E$  点脱离接触(图 1 - 8c)。此时,节点  $C$  移至  $C'$ ,也

图 1 - 8 基节误差产生动载荷的分析

改变了两轮的节圆直径,瞬时传动比也随之改变。

这种瞬时传动比的变化,使得  $i_2$  突然增大或减小,而产生内部附加动载荷,产生振动与噪声。

减小动载荷的措施有: 提高制造精度以减小基节误差与齿形误差; 对轮齿进行适当的修形(也有称为修缘),以减小轮齿的啮入、啮出冲击; 增大轴和轴承的刚度,以减小系统的变形。

(2) 齿向载荷分布系数  $K_H$   $K_H$  是考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀影响的系数。

影响  $K_H$  的主要因素: 齿轮的制造与安装误差; 轴的弯曲变形与扭转变形; 齿宽  $b$  的大小选用不当等。这些因素都将使得齿向载荷分布不均(也称为“偏载”)。

减小齿轮传动偏载的措施有: 提高支承(轴承、箱体)的刚度,减少变形; 综合考虑弯曲变形与扭转变形的影响,齿轮在轴上尽可能对称布置,并应尽可能将齿轮布置在远离转矩输入端,以缓和载荷分布不均匀现象; 针对不同工况,恰当选择齿宽系数  $\phi_d = b/d_1$ ; 提高制造精度与安装精度; 对轮齿进行沿齿宽方向修形。

(3) 齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha}$   $K_{H\alpha}$  是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀影响的系数。

影响  $K_{H\alpha}$  的主要因素有: 齿轮在啮合线上不同啮合位置,轮齿的弹性变形及刚度大小变化的影响; 齿轮制造误差,特别是基节误差,使载荷在齿间分布不均匀; 重合度、齿顶修形也影响齿间载荷分布不均匀。

### 3. 齿轮强度计算中主要参数的选择

#### (1) 齿数 $z$ 的选择

对于闭式软齿面齿轮传动,其主要失效形式是齿面疲劳点蚀。设计时,首先从保证齿轮的接触强度出发来确定齿轮直径(或中心距)。这时齿数的多少,主要影响齿轮的模数及弯曲疲劳强度。故其选择原则为:在满足弯曲强度的条件下, $z$  尽可能选多些有利。其原因为:  $z$  大,则重合度  $\epsilon_H$  大,使传动平稳,降低齿轮传动的振动与噪声;  $z$  大,则重合度系数  $Z_H$  小而使  $\sigma_H$  小,可提高齿轮的接触强度;  $z$  小,则  $m$  大,可减轻齿轮的重量和减小金属切削量,节省工时和费用;  $z$  大还能降低齿高,减少滑动系数,减少磨损,提高传动效率和抗胶合能力。一般取  $z_1 = 20 \sim 40$ 。

对于闭式硬齿面齿轮传动,其主要失效形式是轮齿折断。设计时,首先从保证轮齿弯曲强度出发,确定齿轮的模数  $m$ 。这时  $z$  的多少直接影响齿轮结构尺寸的大小,故其选择原则为:在保证足够的接触疲劳强度的前提下,齿数不宜过多,一般  $z_1 \leq 17$ 。

开式齿轮传动的尺寸主要取决于轮齿的弯曲疲劳强度,故  $z$  也不宜过多,对标准直齿轮,  $z_1 \leq 17$ ,以避免根切。

#### (2) 齿宽系数 $\phi_d$ 的选择

为什么设计齿轮时,所选的齿宽系数  $\phi_d$  既不能太大,又不能过小?

当载荷一定时,  $\phi_d$  选大值,可使  $d$  (或  $a$ ) 降低齿轮圆周速度,而且能在一定程度上减轻整个传动装置的重量,但使  $b$  大,轴向尺寸增大,因而增加了载荷沿齿宽分布的不均匀性,故  $\phi_d$  不能选太大;若  $\phi_d$  过小,则  $d$  (或  $a$ ) 大,增加了整个传动装置的重量,故  $\phi_d$  又不能选得太小。因此,在设计时可把软齿面齿轮的  $\phi_d$  值比硬齿面齿轮的  $\phi_d$  值选大一些。

一般齿轮制造、安装精度高,轴的刚度大,齿轮对称于轴承布置时,齿宽  $b$  或  $\phi_d$  可以取大些;

相反,  $b$  与  $d$  应选小些。

### (3) 螺旋角 $\beta$ 的选择

可使  $\beta$  增大, 提高传动的平稳性与承载能力, 但  $\beta$  过大, 轴向力增加, 轴承装置复杂; 若  $\beta$  过小, 斜齿轮的优点不明显。一般取  $\beta = 10^\circ \sim 25^\circ$ ; 对于振动噪声要求高的齿轮, 可取  $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ ; 但制造精度要相应地提高; 对于人字齿轮, 因轴向力可相互抵消, 故  $\beta$  可选大些。

### (4) 变位系数 $x$ 的选择

选用正变位 ( $x > 0$ ) 齿轮, 则齿厚增加, 使  $Y_{Fa}$  减小, 并使  $F$  减小, 可提高齿轮的弯曲强度; 采用  $x_1 + x_2 > 0$  的角度变位齿轮, 可增大啮合角, 使  $H$  减小, 可提高轮齿的接触强度; 采用  $x_1 = -x_2$ , 可使大、小齿轮在齿顶及齿根啮合时, 滑动速度近似相等, 从而可提高齿轮的抗胶合与抗磨损能力; 调整大小齿轮的  $x_1$ 、 $x_2$  及热处理硬度值, 可实现等弯曲强度。

在什么条件下, 一对齿轮的弯曲强度相等? 设计时, 通过调整一对齿轮的变位系数  $x_1$ 、 $x_2$  和热处理硬度值, 来达到大、小齿轮弯曲疲劳等强度条件式(参见例 1 - 10)

$$\frac{FP1}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = \frac{FP2}{Y_{Fa2} Y_{Sa2}} \quad (1 - 6)$$

## 三、齿轮传动设计时应注意的事项

齿轮设计时应注意的事项, 有些在本章有关部分已作过介绍, 有些则属于新的内容, 择其要点介绍如下。

### 1. 设计的关键问题

在很多情况下, 齿轮设计的关键问题并不是强度计算方法, 而是在确定尺寸时如何综合考虑使用条件、失效、材料、热处理、加工方法等对它的影响, 不断反复、协调、比较、修正。例如高速齿轮, 必须注意齿轮的参数选择并进行胶合计算; 对于大功率硬齿面齿轮, 必须进行热平衡计算; 对于尺寸无特别限制的齿轮, 按一般的简化方法就已足够; 对于许用应力的选择, 必须考虑材料的熔炼方法、热处理方法及设备、材质、机床类型及精度等, 不能随意取值; 对于最后计算结果, 必须根据使用条件、生产批量、可靠性、经济性等予以综合评估。

### 2. 合理选用齿轮的材料及热处理

材料的选用, 主要应适合齿轮传动的工况, 满足强度要求并注意其经济性原则; 热处理的确一定注意与材料的性能相对应, 以充分发挥材料的潜力, 提高其力学性能。

一般说来, 大型齿轮只能用铸钢, 有时也可用球墨铸铁。如为单件生产, 则腹板可用钢板焊接; 对于大量生产并要求尺寸紧凑、重量轻、有竞争力的齿轮如汽车齿轮, 则一般都用渗碳钢, 在渗碳前剃齿, 而不采用生产率低的磨齿; 对于以传递运动为主, 对尺寸和重量无严格限制的齿轮, 则材料的选择主要以价格低廉、易于供应为原则; 对于交货期较紧的齿轮, 一般不用铸件; 对于生产批量大、功率小、要求噪声低的齿轮, 一般都用有色金属或塑料; 对于单件生产的、在尺寸和重量上无严格限制的中小型中低速齿轮, 一般以低合金钢、结构钢的锻件为主, 等等。

### 3. 合理选择主要参数

设计之初, 所有参量均为未知, 要先预选主要参数(如  $z_1$ 、 $z_2$ 、 $\beta$ 、 $x_1$ 、 $x_2$ 、 $d$  或  $R$ )。然后, 根据强度条件初步计算齿轮的分度圆直径或模数, 再进一步计算出齿轮的主要尺寸。而所有参数

根据不同工况,又推荐在一定范围内选用。因此满足同一数据的设计题目,会出现多个方案。设计者通过评价决策从中择优作为最终的设计方案。

具体参数如  $u$ 、 $z_1$ 、 $z_2$ 、 $d$ (或  $r$ )、 $x$  的选择原则,此前已有介绍。

#### 4. 斜齿轮传动设计中的参数协调和圆整

(1) 按齿面接触强度确定  $d_1$  后,计算  $m_n = \frac{d_1 \cos \alpha}{z_1}$ ,取标准模数。若计算值与标准值相差较大时,为使尺寸不增加太大,可由标准的  $m_n$  与  $d_1$  反求  $z_1$ ,再反算  $d_1$ ,使标准的  $m_n$  略大于计算值。

(2) 对于中心距  $a = m_n(z_1 + z_2) / (2 \cos \alpha)$ ,为制造、检测方便,需将  $a$  圆整为整数,需要时,末位数最好取为“0”或“5”。

(3) 圆整后, $a$  发生变化,故需要调整螺旋角  $\alpha = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$ , 的取值要求精确到秒 ( $\times \times ^\circ \times \times \times \times$ )。

(4)  $d_1$ 、 $d_2$  要用调整后的  $\alpha$  计算,  $d_1 = z_1 m_n \cos \alpha$ ,  $d_2 = z_2 m_n \cos \alpha$ 。  $d_1$ 、 $d_2$  的有效数据应保留小数后三位,并使  $d_1$ 、 $d_2$  小数后两值之和为零。例如:

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \alpha} = \frac{39 \times 4}{\cos 9^\circ 22'} \text{ mm} = 158.108 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \alpha} = \frac{109 \times 4}{\cos 9^\circ 22'} \text{ mm} = 441.892 \text{ mm}$$

#### 5. 多方案设计及评价

任何设计实质上都是多方案设计,通过对多方案的分析、比较和评价,可得出可行方案或最优方案。关于评价和决策有关内容,参见彭文生等主编的《机械设计》(2002年,高等教育出版社)教材第二十三章。

#### 6. 齿轮装置安装、使用方面应注意的事项

(1) 一对直齿轮的理论中心距为  $a$ 。实际工作时,由于要求齿轮有一定侧隙以储油润滑,故安装中心距  $a$  应严格保证在传动中心距极限偏差 ( $f_a$ ) 范围之内,即满足  $a = a \pm f_a$ 。

(2) 通常动力传动用齿轮装置的浸油深度,以大齿轮浸入油中约 25 mm 左右为宜。

(3) 对于一对人字齿轮,设计时除轴承部件设计成两端游动式外,还必须考虑能进行轴向的精密调整,否则将使全部载荷由部分齿承担。

(4) 锥齿轮设计中,为保证良好的接触、精确的啮合,在装配时要严格保证锥顶重合。而欲达到这一要求,除保证齿轮的公差外,还必须严格控制角度公差和精确的轴向定位。又由于锥齿轮所受轴向力恒指向大端,使两锥齿轮有分离的趋势,故轴及轴承部件应设计成刚性大并能承受轴向力的结构。

## § 1 - 3 例题精选与解析

例 1 - 1 为什么轮齿的弯曲疲劳裂纹首先发生在齿根受拉伸一侧?

解题要点:

- (1) 齿根弯曲疲劳强度计算时,将轮齿视为悬臂梁,受载荷后齿根处产生的弯曲应力最大。
- (2) 齿根过渡圆角处尺寸发生急剧变化,又由于沿齿宽方向留下加工刀痕产生应力集中。
- (3) 在反复变应力的作用下,由于齿轮材料对拉应力敏感,故疲劳裂纹首先发生在齿根受拉伸一侧。

**例 1 - 2** 有一闭式齿轮传动,满载工作几个月后,发现硬度为 200 ~ 240 HBS 的齿轮工作表面上出现小的凹坑。试问:(1)这是什么现象?(2)如何判断该齿轮是否可以继续使用?(3)应采取什么措施?

解题要点:

- (1) 已开始产生齿面疲劳点蚀,但因“出现小的凹坑”,故属于早期点蚀。
- (2) 若早期点蚀不再发展成破坏性点蚀,该齿轮仍可继续使用。
- (3) 采用高粘度的润滑油或加极压添加剂于油中,均可提高齿轮的抗疲劳点蚀的能力。

**例 1 - 3** 一对齿轮传动,如何判断大、小齿轮中哪个齿面不易产生疲劳点蚀?哪个轮齿不易产生弯曲疲劳折断?并简述其理由。

解题要点:

(1) 大、小齿轮的材料与热处理硬度及循环次数  $N$  不等,通常  $H_{P1} > H_{P2}$ ,而  $H_1 = H_2$ ,故小齿轮齿面接触强度较高,则不易出现疲劳点蚀。

(2) 比较大、小齿轮的  $\frac{F_{P1}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}$  与  $\frac{F_{P2}}{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}$ ,若  $\frac{F_{P1}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} < \frac{F_{P2}}{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}$ ,则表明小齿的弯曲疲劳强度低于大齿轮,易产生弯曲疲劳折断;反之亦然。

**例 1 - 4** 例 1 - 4 图所示为两级斜齿圆柱齿轮减速器,已知条件如图所示。试问:

- (1) 低速级斜齿轮的螺旋线方向应如何选择才能使中间轴上两齿轮上所受的轴向力相反?
- (2) 低速级小齿轮的螺旋角  $\beta_2$  应取多大值,才能使轴上轴向力相互抵消?

解题要点:

- (1) 轴上小齿轮为左旋; 轴上大齿轮为左旋。
- (2) 若要求 轴上轮 1、2 的轴向力能互相抵消,则必须满足下式:

$$F_{a1} = F_{a2}$$

即  $F_{t1} \tan \beta_1 = F_{t2} \tan \beta_2, \tan \beta_2 = \frac{F_{t1}}{F_{t2}} \tan \beta_1$

由中间轴的力矩平衡,得

$$F_{t1} \frac{d_1}{2} = F_{t2} \frac{d_2}{2} \quad \text{例 1 - 4 图}$$

则  $\tan \beta_2 = \frac{F_{t1}}{F_{t2}} \tan \beta_1 = \frac{d_2}{d_1} \tan \beta_1 = \frac{5 \times 17 \cos \beta_2}{3 \times 51 \cos \beta_1} \tan \beta_1$

得  $\sin \beta_2 = \frac{5 \times 17}{3 \times 51} \sin 15^\circ = 0.1438$