
摘 要

变速器用来改变发动机传到驱动轮上的转矩和转速，是汽车总成部件中的重要组成部分，是主要的传动系统。变速器的结构要求对汽车的动力性、燃料经济性、换挡操纵的可靠性与轻便性、传动平稳性与效率等都有直接的影响。

本设计基于捷达变速器，结合机械变速器的设计方法，首先概述变速器的现状和发展趋势，介绍变速器领域的最新发展状况。其次，对工作原理做了阐述，对不同的变速器传动方案进行比较，选择合理的结构方案进行设计。再次，对变速器的各挡齿轮和轴以及轴承做了详细的设计计算，并进行了受力分析、强度和刚度校核计算，并为这些元件选择合适的工程材料及热处理方法。对一些标准件进行了选型以及变速器的传动方案设计。简单讲述了变速器中各部件材料的选择。最后，本文将对变速器换挡过程中的重要部件—同步器以及操纵机构进行阐述，讲述同步器的类型、工作原理、设计方法以及重要参数。

关键字：变速器；传动比；齿轮；轴；设计

ABSTRACT

Transmission to change the engine reached on the driving wheel torque and speed, Automotive transmission parts in the automobile assembly of an important part of the main drive system. Transmission of the power structure of the vehicle, economy, manipulation of the reliability and portability, the smooth drive and have a direct impact on efficiency.

The design is based on Jetta transmission, combined with mechanical transmission design. At first, I will give a summary of the current situation and the tendency of development of the vehicle transmission, and introduce the latest development state in the field of the transmission. The second, I will compare the transmitting scheme of different transmission, and choose a better structure scheme. Next, I will do some mechanic analyses, strength, stiffness check of the shafts and gears, which are the important parts of the transmission, and choose appropriate materials and heat treatment. At last, I will introduce the operation mechanism and the synchronizer, which plays an important role in changing gear. I will give an account of the type, operation, design procedure and major parameter of the synchronizer. At the supplement, I will write some thing like formula, tableau graph and so on. It may be helpful for the future design.

Keywords: Transmission; Gear ratio; Gear; Shaft; Design

目 录

摘要.....	I
Abstract.....	II
第 1 章 绪 论.....	1
1.1 概述.....	1
1.1.1 变速器的发展现状.....	3
1.1.2 研究的目的、依据和意义.....	3
1.1.3 研究的方法.....	4
第 2 章 变速器主要参数的选择与计算.....	5
2.1 设计初始数据.....	5
2.2 变速器各挡传动比的确定.....	5
2.3 变速器传动方案的确定.....	7
2.4 中心距 A 的确定.....	8
2.5 齿轮参数.....	8
2.5.1 模数.....	8
2.5.2 压力角 α	9
2.5.3 螺旋角 β	9
2.5.4 齿宽 b	9
2.5.5 齿顶高系数.....	10
2.6 本章小结.....	10
第 3 章 齿轮的设计计算与校核.....	11
3.1 齿轮的设计与计算.....	11
3.1.1 各挡齿轮齿数的分配.....	11
3.1.2 齿轮材料的选择原则.....	20
3.1.3 计算各轴的转矩.....	21
3.2 轮齿的校核.....	21
3.2.1 轮齿弯曲强度计算.....	21

3.2.2 轮齿接触应力 σ_f	25
3.3 本章小结.....	30
第4章 轴的设计与计算及轴承的选择与校核.....	31
4.1 轴的设计计算.....	31
4.1.1 轴的工艺要求.....	31
4.1.2 初选轴的直径.....	31
4.1.3 轴的强度计算.....	32
4.2 轴承的选择及校核.....	36
4.2.1 输入轴的轴承选择与校核.....	36
4.2.2 输出轴轴承校核.....	37
4.3 本章小结.....	38
第5章 变速器同步器与操纵机构的设计.....	39
5.1 同步器的结构.....	39
5.2 同步环主要参数的确定.....	40
5.3 变速器的操纵机构.....	41
5.4 本章小结.....	42
结 论.....	43
参考文献.....	44
致 谢.....	45
附 录.....	46



倒挡轴齿轮
AutoCAD 图形
72 KB



输出轴
AutoCAD 图形
115 KB



输出轴二挡齿轮
AutoCAD 图形
75 KB



输出轴三挡齿轮
AutoCAD 图形
77 KB



输出轴一档齿轮
AutoCAD 图形
77 KB



输入轴
AutoCAD 图形
121 KB



输入轴五挡齿轮
AutoCAD 图形
71 KB



图纸汇总
AutoCAD 图形
440 KB



装配图
AutoCAD 图形
241 KB



中期检查表
Microsoft Word 9.0
97 KB



任务书
Microsoft Word 9.0
114 KB



开题报告
Microsoft Word 9.0
139 KB



成绩评定表
Microsoft Word 9.0
96 KB



指导教师评分表
Microsoft Word 9.0
103 KB



答辩评分表
Microsoft Word 9.0
105 KB



评阅人评分表
Microsoft Word 9.0
101 KB



题目审定表
Microsoft Word 9.0
103 KB



设计说明书(论文)
Microsoft Word 9.0
2,876 KB



摘要
Microsoft Word 9.0
17 KB



文献翻译
Microsoft Word 9.0
11 KB



捷达汽车变速器的设计
WinRAR 压缩文件

第 1 章 绪 论

1.1 概述

本文以捷达汽车变速器为研究对象，变速器用来改变发动机传到驱动轮上的转矩和转速，目的是在原地起步，爬坡，转弯，加速等各种行驶工况下，使汽车获得不同的牵引力和速度，同时使汽车在最有利的工况范围内工作。变速器设有空挡和倒档。需要时，变速器还有动力输出功能。

一、对变速器如下基本要求：

- 1.保证汽车有必要的动力性和经济型。
- 2.设置空挡。用来切断发动机动力向驱动轮的传输。
- 3.设置倒档，使汽车能倒退行驶。
- 4.设置动力传输装置，需要时进行功率输出。
- 5.换挡迅速、省力、方便。
- 6.工作可靠，汽车行驶过程中，变速器不得有跳挡、乱挡以及换挡冲击等现象发生。
- 7.变速器应有高的工作效率。
- 8.变速器的工作噪声低。

除此之外，变速器还应该满足轮廓尺寸和质量小、制造成本低、拆装容易、维修方便等要求。

满足汽车必要的动力性和经济性指标，这与变速器挡数、传动比范围和各挡传动比有关。汽车工作的道路条件越复杂、比功率越小，变速器传动比范围越大。

二、变速器的类型：

(1) 手动变速器 (MT)：手动变速器应该说是最为节能的变速方式，另外由于中国企业已经掌握该技术，而且在生产方面也积累了长期经验，从而在价格和质量方面会有较大优势。所以在短期内仍将是变速器主流。其不足在于操控上的不便，尤其是在城市工况。

(2) 自动手动变速器 (AMT)：自动手动变速器实际上是由一个机器系统来完成操作离合器和选挡这两个动作。AMT 的汽车驾驶简单，省去了离合器踏板，驾驶者只要踩油门，选速器系统会自动选择换挡的最佳时机，从而消除了发动机、离合器和变速器的错误使用，以避免错换挡位。这一点对新手和整车的可靠性都非常重要。选速器

大大简化了驾驶的复杂性，令 AMT 汽车驾驶更加简便、省心，且能够保证最低的动力损耗。由选速器完成驾驶者踩离合器换挡的动作，选择的换挡时机要比驾驶者完成得更准确。因此，在能源日益紧缺和 CO₂ 排放压力越来越大这一背景下，AMT 顺应了“节能减排”这一趋势，是一项非常适合中国市场的先进技术。AMT 的制造成本远低于电液控自动变速器，国内的很多车型都准备采用这一领先技术，即有可能随着中国汽车工业的迅猛发展，将有更多车型采用 AMT。中国也将会取代欧洲和美洲，成为世界上最大的 AMT 的应用市场。

(3) 电子控制液力自动变速器 (AT)：电子控制液力自动变速器近些年新技术也不断在使用，它正朝着多挡位、数字化控制等方面发展。

日本最大的自动变速器生产商 AISIN AW 公司 2006 年成功推出型号为 AA80E 型 8 前速自动变速器，目前被使用在雷克萨斯 LS460 车上。这就形成了更大的总传动比范围，同时各个传动比之间也比 5 速变速器更加接近。因此，驾驶员几乎在各种行驶条件中都可以选择最佳传动比。电子控制模块可以选择更多的传动比，传动比取决于行驶条件，从而降低了油耗并提高了换挡平顺性。发动机转速与行驶状态的最优化匹配意味着发动机提高了动力、燃油经济性并降低了运行噪声。

(4) 无级变速器 (CVT)：无级变速器则只需两组可移动锥轮以及传动带或传动链，即可实现无数个前进挡的变速过程。CVT 采用传动带、传动链和可变槽宽的锥轮进行动力传递及传动比的选择，即当锥轮变化槽宽时，相应改变主动轮与从动轮上传动带的接触半径进行变速。CVT 是真正无级化了，与 AT 相比具有较高的运行效率，油耗较低。通过近几年市场上的应用看，其发展势头也比较迅猛，目前在我国应用的车型已迅速发展到了 5、6 种以上。

目前，全世界各大汽车厂商为了提高产品的竞争力都在大力进行 CVT 的研发工作，NISSAN、TOYOTA、FORD、GM、AUDI 等著名汽车品牌中都配备 CVT 的轿车销售，全世界 CVT 轿车的年产量已达到近 50 万辆。值得注意的一点是，装备有 CVT 的汽车市场，由最初的日本、欧洲已经渗透到北美市场，CVT 汽车已经成为当今汽车发展的主要趋势

三、变速器的工作原理

普通齿轮变速器也叫定轴式变速器，它由一个变速器壳、轴线固定的几根轴和若干齿轮等零件组成，可实现变速、变扭和改变旋转方向。

1. 变速原理

一对齿数不同的齿轮啮合传动时，设主动齿轮的转速为 n_2 ，齿数为 z_2 ，从动齿轮的转速为 n_3 ，齿数为 z_3 。若小齿轮带动大齿轮时，转速就降低了；若大齿轮带动小齿轮

时，转速即升高。在相同的时间内啮合的齿数相等，即 $n_2 z_2 = n_3 z_3$ 。齿轮的传动比为 $i = n_2 / n_3 = z_3 / z_2$ 。齿轮传动机构的传动比定义为主动齿轮的转速与从动齿轮的转速之比，它也等于从动齿轮的齿数与主动齿轮的齿数之比，即：

$$\text{传动比} = \frac{\text{主动齿轮的转速}}{\text{从动齿轮的转速}} = \frac{\text{从动齿轮的齿数}}{\text{主动齿轮的齿数}}$$

这就是齿轮传动的变速原理。汽车变速器就是根据这一原理利用若干大小不同的齿轮副传动而实现变速的。

2. 变向原理

汽车发动机在工作过程中是不能逆转的。为了能使汽车倒退行驶，在变速器中设置了倒挡（R）。倒挡传动机构是在主动齿轮与从动齿轮之间增加一个中间齿轮，利用中间齿轮来改变输出轴的转动方向，因此，这个中间齿轮油称之为倒挡换挡齿轮^[10]。

1.1.1 变速器的发展现状

变速器作为传递动力和改变车速的重要装置，国外对其操纵的方便性和挡位等方面的要求越来越高。目前对4挡特别是5挡变速器的应用有日渐增多的趋势，同时，6挡变速器的装车率也在上升。

中国汽车变速器市场正处于高速发展期。2010年中国汽车销售1800万辆，同比增长46.15%，2015年汽车销售规模将达到4000万辆。在汽车行业市场规模高速增长的情况下，中国变速器行业面临着重大的机遇。2009年中国汽车变速器市场规模达520亿元人民币，并且以每年超过20%的速度增长，预计2015年有望达到1500亿元。

由于近年来乘用车市场增长迅速，2007年中国乘用车变速器需求量在600万件以上，其中大部分为手动变速器，但是自动变速器的需求比例不断提高。与此同时随着商用车市场快速发展，2007年商用车变速器的市场需求量有200万件，其中轻型货车用变速器占市场主流，然而重型车变速器市场有望成为未来的新亮点。在手动变速器领域，国产品牌已占主导地位。但技术含量更高的自动变速器市场却是进口产品的天下，2007年中国变速器产品(变速器产品进口统计)进口额达到30亿美元。国内变速器企业未来面临严峻的挑战。

1.1.2 研究的目的、依据和意义

21世纪，汽车工业成为中国经济发展的支柱产业之一，汽车企业对各系统部件的设计需求旺盛。其实，汽车与人一样，也是有着整套健康系统的有机结合体。发动机是心脏，车轮、底盘与悬挂是躯干与四肢，然而连接它们的，是类似于人体经脉的变速器系统。

如果汽车丧失了变速器这个中心环节，心脏、四肢与躯干再好，汽车只能如同植物人般成为废铁一堆！可以说，变速器是伴随着汽车工业出现的必然产物，是汽车上的必需品。变速器是用来改变发动机传到驱动轮上的转矩和转速，因此它的性能影响到汽车的动力性和经济性指标，对轿车而言，其设计意义更为明显。在对汽车性能要求越来越高的今天，车辆的舒适性也是评价汽车的一个重要指标，而变速器的设计如果不合理，将会使汽车的舒适性下降，使汽车的运行噪声增大。通过本题目的设计，学生可综合运用《汽车构造》、《汽车理论》、《汽车设计》、《机械设计》、《液压传动》等课程的知识，达到综合训练的效果。由于本题目模拟工程一线实际情况，学生通过毕业设计可与工程实践直接接触，从而可以提高学生解决实际问题的能力。

1.1.3 研究的方法

本次设计主要是通过查阅近几年来有关国内外变速器设计的文献资料，结合所学专业知 识进行设计。通过比较不同方案和方法选取最佳方案进行设计，通过排量选择变速器中心距；各档传动比的计算；计算变速器的齿轮的结构参数并对其进行校核计算；计算选择轴与轴承，同时对其进行校核，对同步器、换挡操纵机构等结构件进行分析计算；另外，对现有传统变速器的结构进行改进、完善。

第 2 章 变速器主要参数的选择与计算

2.1 设计初始数据

最高车速: $u_{a\max}=160\text{Km/h}$

发动机功率: $P_{e\max}=75\text{KW}$

转矩: $T_{e\max}=150\text{N}\cdot\text{m}$

总质量: $m_a=1500\text{Kg}$

转矩转速: $n_T=3800\text{r/min}$

车轮: 185/60R14

2.2 变速器各挡传动比的确定

初选传动比:

$$u_{a\max} = 0.377 \frac{n_p r}{i_{g\min} i_0} \quad (2.1)$$

式中: $u_{a\max}$ —最高车速

n_p —发动机最大功率转速

r —车轮半径

$i_{g\min}$ —变速器最小传动比 乘用车取 0.85

i_0 —主减速器传动比

$$T_{e\max} = 9549 \times \frac{\alpha P_{e\max}}{n_p} \quad (\text{转矩适应系数 } \alpha = 1.1 \sim 1.3) \quad (2.2)$$

$$\text{所以, } n_p = 9549 \times \frac{1.2 \times 74}{150} = 5653.006 \text{r/min}$$

$n_p / n_T = 1.4 \sim 2.0$ 符合

$$i_0 = 0.377 \times \frac{n_p r}{i_{g\min} u_{a\max}} = 0.377 \times \frac{5653 \times 289 \times 10^{-3}}{0.85 \times 160} = 4.025 \quad (2.3)$$

双曲面主减速器，当 $i_0 \leq 6$ 时，取 $\eta = 90\%$

最大传动比 i_{g1} 的选择^[17]：

①满足最大爬坡度。

$$i_{g1} \geq \frac{Gr(f\cos\alpha + \sin\alpha)}{T_{e\max}i_0\eta_T} \quad (2.4)$$

式中： G —作用在汽车上的重力， $G = mg$ ， m —汽车质量， g —重力加速度，

$G = mg = 15000\text{N}$ ；

$T_{e\max}$ —发动机最大转矩， $T_{e\max} = 150\text{N}\cdot\text{m}$ ；

i_0 —主减速器传动比， $i_0 = 4.025$

η_T —传动系效率， $\eta_T = 90\%$ ；

r —车轮半径， $r = 0.289\text{m}$ ；

f —滚动阻力系数，对于货车取 $f = 0.0165 \times [1 + 0.01(u_{a\max} - 50)] = 0.03795$ ；

α —爬坡度，取 $\alpha = 16.7^\circ$

带入数值计算得 $i_{g1} \geq 2.551$ ①

②满足附着条件：

$$\frac{T_{e\max}i_{g1}i_0\eta_T}{r} \leq F_{z2} \cdot \phi \quad (2.5)$$

Φ 为附着系数，取值范围为 0.5~0.6，取为 0.6

F_{z2} 为汽车满载静止于水平面，驱动桥给地面的载荷，这里取 $70\%mg$ ；

计算得 $i_{g1} \leq 3.283$ ； ②

由①②得 $2.551 \leq i_{g1} \leq 3.283$ ；取 $i_{g1} = 3.2$ ；

校核最大传动比 $\frac{i_{g1}}{i_{g\max}} = \frac{3.2}{0.85} = 3.765$ ；

在 3.0~4.5 范围内，故符合。

其他各挡传动比的确定：

按等比级数原则，一般汽车各挡传动比大致符合如下关系：

$$\frac{i_{g1}}{i_{g2}} = \frac{i_{g2}}{i_{g3}} = \frac{i_{g3}}{i_{g4}} = \frac{i_{g4}}{i_{g5}} = q \quad (2.6)$$

式中： q —常数，也就是各挡之间的公比；因此，各挡的传动比为：

$$i_{g1} = q^4, \quad i_{g2} = q^3, \quad i_{g3} = q^2, \quad i_{g4} = q$$

$$q = \sqrt[n]{i_{g1}} = \sqrt[4]{3.2} = 1.337$$

所以其他各挡传动比为：

$$i_{g1}=3.2, \quad i_{g2}=q^3=2.390, \quad i_{g3}=q^2=1.788, \quad i_{g4}=q=1.337, \quad i_{g5}=0.85$$

2.3 变速器传动方案的确定

图 2.1a 为常见的倒挡布置方案。图 2.1b 所示方案的优点是换倒挡时利用了中间轴上的一挡齿轮，因而缩短了中间轴的长度。但换挡时有两对齿轮同时进入啮合，使换挡困难。图 2.1c 所示方案能获得较大的倒挡传动比，缺点是换挡程序不合理。图 2.1d 所示方案针对前者的缺点做了修改，因而取代了图 2.1c 所示方案。图 2.1e 所示方案是将中间轴上的一，倒挡齿轮做成一体，将其齿宽加长。图 2.1f 所示方案适用于全部齿轮副均为常啮合齿轮，换挡更为轻便。为了充分利用空间，缩短变速器轴向长度，有的货车倒挡传动采用图 2.1g 所示方案。其缺点是一，倒挡须各用一根变速器拨叉轴，致使变速器上盖中的操纵机构复杂一些^[18]。

本设计采用图 2.1f 所示的传动方案。

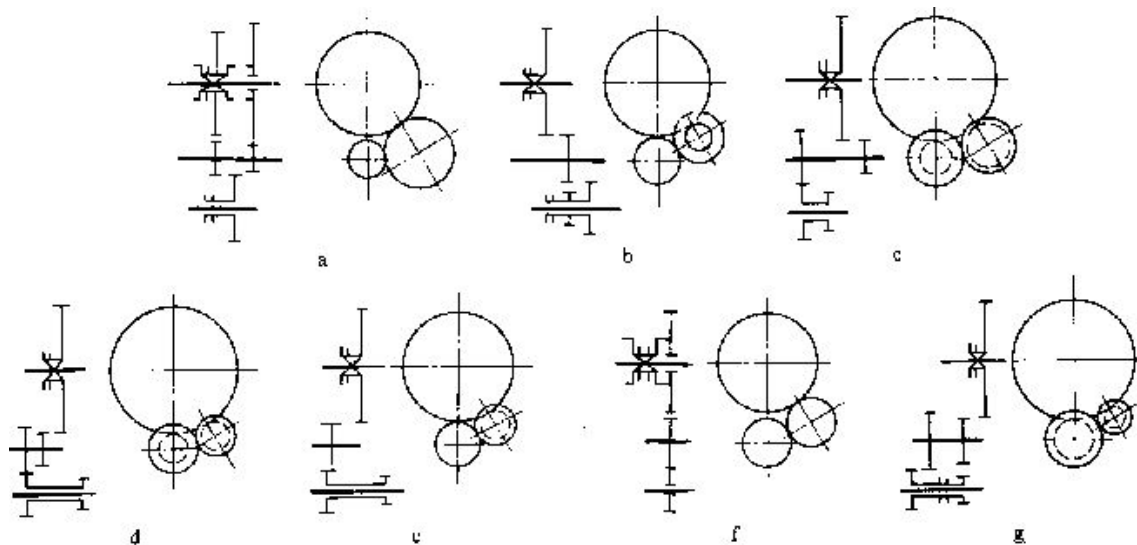
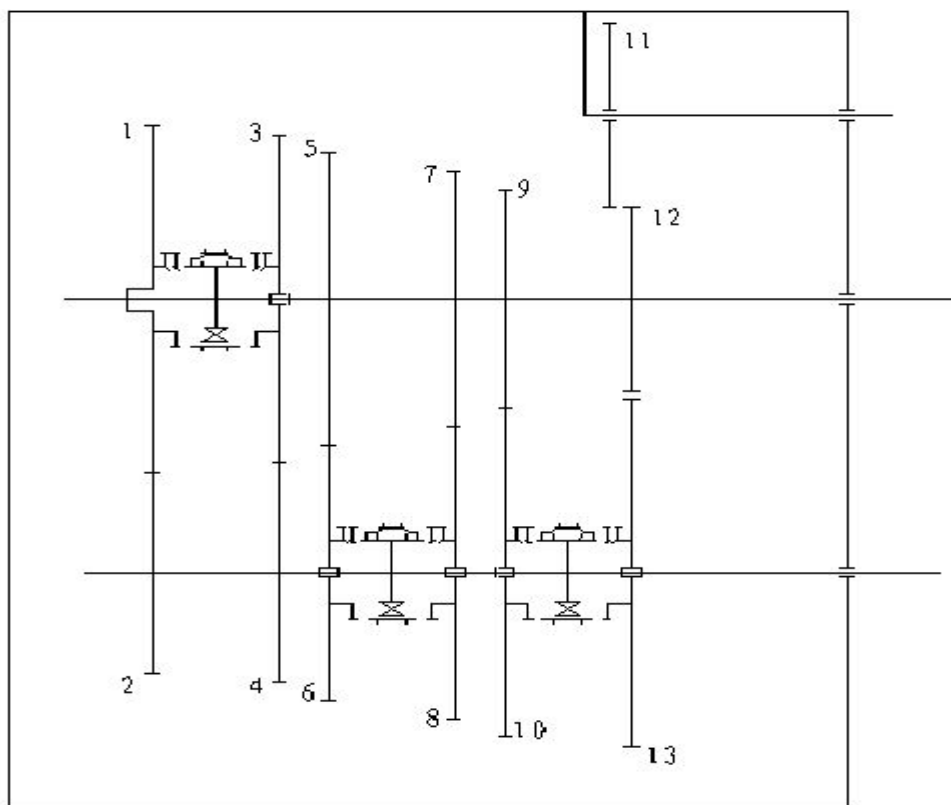


图 2.1 变速器倒挡传动方案

图 2.2 为变速器的传动路线示意图，因为变速器在一挡和倒挡工作时有较大的力，所以无论是两轴式变速器还是中间轴式变速器的低挡与倒挡，都应当布置在靠近轴

的支承处，以减少轴的变形，保证齿轮重合度下降不多，然后按照从低挡到高挡顺序布置各挡齿轮，这样做既能使轴有足够大的刚性，又能保证容易装配。倒挡的传动比虽然与一挡的传动比接近，但因为使用倒挡的时间非常短，从这点出发有些方案将一挡布置在靠近轴的支承处。



1. 输入轴五挡齿轮 2. 输出轴五挡齿轮 3. 输入轴四挡齿轮 4. 输出轴四挡齿轮
 5. 输入轴三挡齿轮 6. 输出轴三挡齿轮 7. 输入轴二挡齿轮 8. 输出轴二挡齿轮
 9. 输入轴一挡齿轮 10. 输出轴一挡齿轮 11. 倒挡齿轮 12. 输入轴倒挡齿轮 13. 输出轴倒挡齿

图 2.2 变速器传动示意图

2.4 中心距 A 的确定

初选中心距：发动机前置前驱的乘用车变速器中心距 A，可根据发动机排量与变速器中心距 A 的统计数据初选， $A=66\text{mm}$ 。

2.5 齿轮参数

2.5.1 模数

对货车，减小质量比减小噪声更重要，故齿轮应该选用大些的模数；从工艺方面考虑，各挡齿轮应该选用一种模数。

啮合套和同步器的接合齿多数采用渐开线。由于工艺上的原因，同一变速器中的接合齿模数相同。其取值范围是：乘用车和总质量 m_a 在 1.8~14.0t 的货车为 2.0~3.5mm；总质量 m_a 大于 14.0t 的货车为 3.5~5.0mm。选取较小的模数值可使齿数增多，有利于换挡。

表 2.1 汽车变速器齿轮法向模数

车型	乘用车的发动机排量 V/L		货车的最大总质量 m_a /t	
	$1.0 \leq V \leq 1.6$	$1.6 < V \leq 2.5$	$6.0 < m_a \leq 14$	$m_a > 14.0$
模数 m_n /mm	2.25~2.75	2.75~3.00	3.50~4.50	4.50~6.00

表 2.2 汽车变速器常用齿轮模数

一系类	1.00	1.25	1.50	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00	6.00
二系类	1.75	2.25	2.75	3.25	3.50	3.75	4.50	5.50	——

发动机排量为 1.6L，根据表 2.1 及 2.2，齿轮的模数定为 2.25~2.75mm。

2.5.2 压力角 α

理论上对于乘用车，为加大重合度降低噪声应取用 14.5°、15°、16°、16.5°等小些的压力角；对商用车，为提高齿轮承载能力应选用 22.5°或 25°等大些的压力角。

国家规定的标准压力角为 20°，所以变速器齿轮普遍采用的压力角为 20°。

2.5.3 螺旋角 β

实验证明：随着螺旋角的增大，齿的强度也相应提高。在齿轮选用大些的螺旋角时，使齿轮啮合的重合度增加，因而工作平稳、噪声降低。斜齿轮传递转矩时，要产生轴向力并作用到轴承上。

乘用车两轴式变速器螺旋角：20°~25°。

2.5.4 齿宽 b

直齿 $b = k_c m$ ， k_c 为齿宽系数，取为 4.5~8.0，取 7.0；

斜齿 $b = k_c m_n$ ， k_c 取为 6.0~8.5。

采用啮合套或同步器换挡时，其接合齿的工作宽度初选时可取为 2~4mm，取 4mm。

2.5.5 齿顶高系数

在齿轮加工精度提高以后，包括我国在内规定齿顶高系数取为 1.00。

2.6 本章小结

通过初始数据，首先确定变速器的最大传动比，然后根据最大传动比，确定挡数及各挡传动比的大小，然后根据变速器中心距 A 与发动机排量的关系，初选变速器的中心距。然后确定齿轮的模数，压力角，螺旋角，齿宽等参数，为下一章齿轮参数的计算做准备。

第 3 章 齿轮的设计计算与校核

3.1 齿轮的设计与计算

3.1.1 各挡齿轮齿数的分配

一挡齿轮为斜齿轮，模数为 2.5，初选 $\cos \beta_{9-10} = 22^\circ$

$$\text{一挡传动比为 } i_{g1} = \frac{Z_{10}}{Z_9} \quad (3.1)$$

为了求 Z_9 ， Z_{10} 的齿数，先求其齿数和 Z_h ，

$$\begin{aligned} \text{斜齿 } Z_h &= \frac{2A \cos \beta_{9-10}}{m_n} \\ &= \frac{2 \times 66 \cos 22^\circ}{2.5} = 48.96 \text{ 取整为 } 49 \end{aligned} \quad (3.2)$$

即 $Z_9 = 11.65$ 取 12 $Z_{10} = 49 - 12 = 37$

对中心距 A 进行修正

因为计算齿数和 Z_h 后，经过取整数使中心距有了变化，所以应根据取定的 Z_h 和齿轮变位系数重新计算中心距 A ，再以修正后的中心距 A 作为各挡齿轮齿数分配的依据。

$$A_0 = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \beta} = \frac{2.5 \times (12 + 37)}{2 \cos 22^\circ} = 66.06 \text{ mm} \quad (3.3)$$

对一挡齿轮进行角度变位：

$$\text{端面压力角 } \alpha_t : \quad \tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta_{9-10} = 0.392 \quad (3.4)$$

$$\therefore \alpha_t = 21.42^\circ$$

$$\text{啮合角 } \alpha_i : \quad \cos \alpha_i = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_t = 0.932 \quad (3.5)$$

$$\therefore \alpha_i = 21.29^\circ$$

$$\text{变位系数之和 } \xi_{n\Sigma} = \frac{(z_9 + z_{10})(\text{inv} \alpha_t' - \text{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} \quad (3.6)$$

$$=-0.11$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{z_{10}}{z_9} = 3.2 \quad \xi_9 = 0.41 \quad \xi_{10} = -0.52$$

计算一档齿轮 9、10 参数:

$$\text{分度圆直径} \quad d_9 = m_n z_9 / \cos \beta_{9-10} = 2.5 \times 12 / \cos 22^\circ = 32.356 \text{mm}$$

$$d_{10} = m_n z_{10} / \cos \beta_{9-10} = 2.5 \times 37 / \cos 22^\circ = 99.764 \text{mm}$$

$$\text{齿顶高} \quad h_{a9} = (h_{an}^* + \xi_9 - \Delta y_n) m_n = 3.74 \text{mm}$$

$$h_{a10} = (h_{an}^* + \xi_{10} - \Delta y_n) m_n = 1.415 \text{mm}$$

$$\text{式中:} \quad y_n = (A - A_0) / m_n = (66 - 66.06) / 2.5 = -0.024$$

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.11 + 0.024 = -0.086$$

$$\text{齿根高} \quad h_{f9} = (h_{an}^* + c^* - \xi_9) m_n = 2.1 \text{mm}$$

$$h_{f10} = (h_{an}^* + c^* - \xi_{10}) m_n = 4.425 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆直径} \quad d_{a9} = d_9 + 2h_{a9} = 39.836 \text{mm}$$

$$d_{a10} = d_{10} + 2h_{a10} = 102.062 \text{mm}$$

$$\text{齿根圆直径} \quad d_{f9} = d_9 - 2h_{f9} = 28.156 \text{mm}$$

$$d_{f10} = d_{10} - 2h_{f10} = 90.914 \text{mm}$$

$$\text{当量齿数} \quad z_{v9} = z_9 / \cos^3 \beta_{9-10} = 15.056$$

$$z_{v10} = z_{10} / \cos^3 \beta_{9-10} = 46.424$$

二挡齿轮为斜齿轮, 模数为 2.25, 初选 $\beta_{7-8} = 24^\circ$

$$i_{g2} = \frac{Z_8}{Z_7}$$

$$A = \frac{m_n (Z_7 + Z_8)}{2 \cos \beta_{7-8}}$$

$$Z_7 + Z_8 = \frac{2A \cos \beta_{7-8}}{m_n} = \frac{2 \times 66 \cos 24^\circ}{2.5} = 53.59 \text{ 取整为 } 54$$

$$Z_7 = 15.81, \text{ 取整为 } 17 \quad Z_8 = 37 \text{ 则, } i'_2 = \frac{Z_8}{Z_7} = \frac{37}{17} = 2.1765 \approx i_{g2} = 2.390$$

对二挡齿轮进行角度变位:

$$\text{理论中心距} \quad A_o = \frac{m_n (Z_7 + Z_8)}{2 \cos \beta_{7-8}} = 66.499 \text{mm}$$

$$\text{端面压力角} \quad \tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta_{7-8}$$

$$\alpha_t = 21.574^\circ$$

$$\text{端面啮合角} \quad \cos \alpha'_i = \frac{A_o}{A} \cos \alpha_t = \frac{66.499}{66} \cos 21.574^\circ$$

$$\alpha'_i = 20.451^\circ$$

$$\text{变位系数之和} \quad \xi_{n\Sigma} = \frac{(z_7 + z_8)(\text{inv} \alpha'_t - \text{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n}$$

$$= -0.216$$

$$\text{查变位系数线图得:} \quad u = \frac{z_8}{z_7} = 2.297 \quad \xi_{n\Sigma} = -0.216 \quad \xi_7 = 0.35$$

$$\xi_8 = \xi_{n\Sigma} - \xi_7 = -0.566$$

二挡齿轮参数:

$$\text{分度圆直径} \quad d_7 = \frac{z_7 m_n}{\cos \beta_{7-8}} = 41.870 \text{mm}$$

$$d_8 = \frac{z_8 m_n}{\cos \beta_{7-8}} = 91.128 \text{mm}$$

$$\text{齿顶高} \quad h_{a7} = (h_{an}^* + \xi_7 - \Delta y_n) m_n = 3.029 \text{mm}$$

$$h_{a8} = (h_{an}^* + \xi_8 - \Delta y_n) m_n = 0.9675 \text{mm}$$

$$\text{式中:} \quad y_n = (A - A_o) / m_n = -0.22$$

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.004$$

齿根高 $h_{f7} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_7)m_n = 2.025\text{mm}$

$$h_{f8} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_8)m_n = 4.086\text{mm}$$

齿顶圆直径 $d_{a7} = d_7 + 2h_{a7} = 47.928\text{mm}$

$$d_{a8} = d_8 + 2h_{a8} = 93.063\text{mm}$$

齿根圆直径 $d_{f7} = d_7 - 2h_{f7} = 37.370\text{mm}$

$$d_{f8} = d_8 - 2h_{f8} = 82.956\text{mm}$$

当量齿数 $z_{v7} = z_7 / \cos^3 \beta_{7-8} = 22.298$

$$z_{v8} = z_8 / \cos^3 \beta_{7-8} = 49.843$$

三挡齿轮为斜齿轮，初选 $\beta_{5-6} = 22^\circ$ 模数为 2.25

$$i_3 = \frac{Z_6}{Z_5}$$

$$= 1.649$$

$$A = \frac{m_n(Z_5 + Z_6)}{2 \cos \beta_{5-6}}$$

$$Z_h = Z_5 + Z_6 = 54.39, \text{ 取整为 } 55$$

得 $Z_5 = 19.727$ 取整为 21, $Z_6 = 34$

$$i'_{g3} = \frac{Z_6}{Z_5}$$

$$= \frac{34}{21}$$

$$= 1.619 \approx i_{g3} = 1.788$$

对三挡齿轮进行角度变为：

理论中心距 $A_o = \frac{m_n(Z_5 + Z_6)}{2 \cos \beta_{5-6}} = 66.734\text{mm}$

端面压力角 $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta_{5-6} = 0.388$

$$\alpha_t = 21.218^\circ$$

端面啮合角

$$\cos \alpha_t' = \frac{A_o}{A} \cos \alpha_t = \frac{66.734}{66} \cos 21.218^\circ = 0.9426$$

$$\alpha_t' = 19.511^\circ$$

变位系数之和

$$\xi_{n\Sigma} = \frac{(z_5 + z_6)(\operatorname{inv} \alpha_t' - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n}$$

$$= -0.31$$

查变位系数线图得：

$$u = \frac{z_5}{z_6} = 1.649$$

$$\xi_5 = 0.19$$

$$\xi_6 = -0.50$$

三挡齿轮 5、6 参数：

分度圆直径

$$d_5 = \frac{z_5 m_n}{\cos \beta_{5-6}} = 50.916 \text{mm}$$

$$d_6 = \frac{z_6 m_n}{\cos \beta_{5-6}} = 82.508 \text{mm}$$

齿顶高

$$h_{a5} = (h_{an}^* + \xi_5 - \Delta y_n) m_n = 2.642 \text{mm}$$

$$h_{a6} = (h_{an}^* + \xi_6 - \Delta y_n) m_n = 1.089 \text{mm}$$

式中：

$$y_n = (A - A_0) / m_n = -0.326$$

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = 0.016$$

齿根高

$$h_{f5} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_5) m_n = 2.385 \text{mm}$$

$$h_{f6} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_6) m_n = 3.938 \text{mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a5} = d_5 + 2h_{a5} = 56.245 \text{mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2h_{a6} = 84.686 \text{mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f5} = d_5 - 2h_{f5} = 46.191 \text{mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2h_{f6} = 74.633 \text{mm}$$

当量齿数

$$z_{v5} = z_5 / \cos^3 \beta_{5-6} = 26.389$$

$$z_{v6} = z_6 / \cos^3 \beta_{5-6} = 42.660$$

四挡齿轮为斜齿轮，初选 $\beta_{3-4} = 24^\circ$ 模数 $m_n = 2.5$

$$i_{g4} = \frac{Z_4}{Z_3}$$

$$= 1.184$$

$$A = \frac{m_n (Z_3 + Z_4)}{2 \cos \beta_{3-4}}$$

$$Z_3 + Z_4 = 48.24 \text{ 取整为 } 49$$

$$Z_3 = 20.614, \text{ 取整为 } 23 \quad Z_4 = 26$$

$$\text{则: } i'_{g4} = \frac{Z_4}{Z_3}$$

$$= \frac{26}{23}$$

$$= 1.1304 \approx i_{g4} = 1.377$$

对四挡齿轮进行角度变位:

$$\text{理论中心距} \quad A_o = \frac{m_n (Z_3 + Z_4)}{2 \cos \beta_{3-4}} = 67.064 \text{mm}$$

$$\text{端面压力角} \quad \tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta_{3-4} = 0.3922$$

$$\alpha_t = 21.42^\circ$$

$$\text{端面啮合角} \quad \cos \alpha'_t = \frac{A_o}{A} \cos \alpha_t = \frac{67.046}{66} \cos 21.42^\circ = 0.946$$

$$\alpha'_t = 21.02^\circ$$

$$\text{变位系数之和} \quad \xi_{n\Sigma} = \frac{(z_3 + z_4)(\text{inv} \alpha'_t - \text{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n}$$

$$= -0.39$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{z_4}{z_3} = 1.184 \quad \xi_3 = -0.03 \quad \xi_4 = -0.36$$

四挡齿轮 3、4 参数:

$$\text{分度圆直径} \quad d_3 = \frac{z_3 m_n}{\cos \beta_{3-4}} = 62.942 \text{mm}$$

$$d_4 = \frac{z_4 m_n}{\cos \beta_{3-4}} = 71.151 \text{mm}$$

$$\text{齿顶高} \quad h_{a3} = (h_{an}^* + \xi_3 - \Delta y_n) m_n = 2.375 \text{mm}$$

$$h_{a4} = (h_{an}^* + \xi_4 - \Delta y_n) m_n = 1.55 \text{mm}$$

$$\text{式中:} \quad y_n = (A - A_0) / m_n = -0.41$$

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.02$$

$$\text{齿根高} \quad h_{f3} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_3) m_n = 3.2 \text{mm}$$

$$h_{f4} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_4) m_n = 4.025 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆直径} \quad d_{a3} = d_3 + 2h_{a3} = 67.692 \text{mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4} = 74.251 \text{mm}$$

$$\text{齿根圆直径} \quad d_{f3} = d_3 - 2h_{f3} = 56.542 \text{mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_{f4} = 63.101 \text{mm}$$

$$\text{当量齿数} \quad z_{v3} = z_3 / \cos^3 \beta_{3-4} = 30.168$$

$$z_{v4} = z_4 / \cos^3 \beta_{3-4} = 34.103$$

五挡齿轮为斜齿轮, 初选 $\beta_{1-2} = 22^\circ$ 模数 $m_n = 2.25$

$$i_{g5} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$= 0.85$$

$$A = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta_{1-2}}$$

$$Z_1 + Z_2 = 54.39 \quad \text{取整为 } 55$$

$$Z_1 = 29.4, \quad \text{取整为 } 31 \quad Z_2 = 24$$

$$\begin{aligned} \text{则: } i'_{g5} &= \frac{Z_2}{Z_1} \\ &= \frac{24}{31} \\ &= 0.774 \approx 0.85 \end{aligned}$$

对五挡齿轮进行角度变位:

$$\text{理论中心距 } A_o = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta_{1-2}} = 66.734 \text{mm}$$

$$\text{端面压力角 } \tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta_{3-4} = 0.388$$

$$\alpha_t = 21.218^\circ$$

$$\text{端面啮合角 } \cos \alpha'_t = \frac{A_o}{A} \cos \alpha_t = \frac{66.734}{66} \cos 21.218^\circ = 0.9426$$

$$\alpha'_t = 19.511^\circ$$

$$\begin{aligned} \text{变位系数之和 } \xi_{n\Sigma} &= \frac{(z_3 + z_4)(\text{inv } \alpha'_t - \text{inv } \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} \\ &= -0.31 \end{aligned}$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{Z_1}{Z_2} = 1.292 \quad \xi_1 = 0.19 \quad \xi_2 = -0.50$$

五挡齿轮 1、2 参数:

$$\text{分度圆直径 } d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta_{1-2}} = 75.228 \text{mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta_{1-2}} = 80.512 \text{mm}$$

$$\text{齿顶高 } h_{a1} = (h_{an}^* + \xi_1 - \Delta y_n) m_n = 2.642 \text{mm}$$

$$h_{a2} = (h_{an}^* + \xi_2 - \Delta y_n) m_n = 1.089 \text{mm}$$

$$\text{式中: } y_n = (A - A_o) / m_n = -0.326$$

$$\Delta y_n = \xi_{n\Sigma} - y_n = -0.086$$

齿根高 $h_{f1} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_1)m_n = 2.385\text{mm}$

$$h_{f2} = (h_{an}^* + c_n^* - \xi_2)m_n = 3.938\text{mm}$$

齿顶圆直径 $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 80.512\text{mm}$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 60.419\text{mm}$$

齿根圆直径 $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 70.458\text{mm}$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 50.365\text{mm}$$

当量齿数 $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta_{1-2} = 38.896$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta_{1-2} = 30.112$$

确定倒挡齿轮齿数:

倒挡齿轮选用的模数与一挡相同, 倒挡齿轮 Z_{13} 的齿数一般在 21~23 之间, 初选 Z_{12} 后, 可计算出输入轴与倒挡轴的中心距 A' 。初选 $Z_{11}=21$, $Z_{12}=13$, 则:

$$\begin{aligned} A' &= \frac{1}{2}m(Z_{11} + Z_{12}) \\ &= \frac{1}{2} \times 2.5 \times (13 + 21) \\ &= 42.5\text{mm} \end{aligned}$$

为保证倒挡齿轮的啮合和不产生运动干涉, 齿轮 12 和 13 的齿顶圆之间应保持有 0.5mm 以上的间隙, 则齿轮 13 的齿顶圆直径 D_{e13} 应为

$$\frac{D_{e13}}{2} + 0.5 + \frac{D_{e12}}{2} = A$$

$$\begin{aligned} D_{e13} &= 2A - D_{e12} - 1 \\ &= 2 \times 66 - 2.5 \times (13 + 2) - 1 \\ &= 93.5\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_n &= \frac{D_{e13}}{m} - 2 \\ &= \frac{93.5}{2.5} - 2 \\ &= 35.4 \end{aligned}$$

为了保证齿轮 12 和 13 的齿顶圆之间应保持有 0.5mm 以上的间隙，取 $Z_{13}=34$

计算倒挡轴和输出轴的中心距 A''

$$\begin{aligned} A'' &= \frac{m(z_{13} + z_{11})}{2} \\ &= \frac{2.5 \times (21 + 34)}{2} \\ &= 68.75\text{mm} \end{aligned}$$

计算倒挡传动比

$$\begin{aligned} i_{\text{倒}} &= \frac{z_{11}}{z_{12}} \times \frac{z_{13}}{z_{11}} \\ &= 2.615 \end{aligned}$$

3.1.2 齿轮材料的选择原则

1、满足工作条件的要求

不同的工作条件，对齿轮传动有不同的要求，故对齿轮材料亦有不同的要求。但是对于一般动力传输齿轮，要求其材料具有足够的强度和耐磨性，而且齿面硬，齿芯软。

2、合理选择材料配对

如对硬度 $\leq 350\text{HBS}$ 的软齿面齿轮，为使两轮寿命接近，小齿轮材料硬度应略高于大齿轮，且使两轮硬度差在 $30\sim 50\text{HBS}$ 左右。为提高抗胶合性能，大、小轮应采用不同钢号材料。

3、考虑加工工艺及热处理工艺

变速器齿轮渗碳层深度推荐采用下列值：

$$m_{\text{法}} \leq 3.5 \text{ 渗碳层深度 } 0.8\sim 1.2$$

$$m_{\text{法}} \geq 3.5 \text{ 时渗碳层深度 } 0.9\sim 1.3$$

$$m_{\text{法}} \geq 5 \text{ 时渗碳层深度 } 1.0\sim 1.3$$

表面硬度 HRC58~63；心部硬度 HRC33~48

对于氰化齿轮，氰化层深度不应小于 0.2；表面硬度 HRC48~53。

对于大模数的重型汽车变速器齿轮，可采用 25CrMnMo，20CrNiMo，12Cr3A 等钢材，这些低碳合金钢都需随后的渗碳、淬火处理，以提高表面硬度，细化材料晶面粒。

3.1.3 计算各轴的转矩

发动机最大扭矩为 192N·m，齿轮传动效率 99%，离合器传动效率 98%，轴承传动效率 96%。

输入轴	$T_1 = T_{e\max} = 150\text{N}\cdot\text{m}$
输出轴	$T_2 = T_1 \eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}} = 150 \times 96\% \times 99\% = 142.56\text{N}\cdot\text{m}$
输出轴一档	$T_{21} = T_2 i_1 = 142.56 \times 3.2 = 456.129\text{N}\cdot\text{m}$
输出轴二挡	$T_{22} = T_2 i_2 = 142.56 \times 2.297 = 334.351\text{N}\cdot\text{m}$
输出轴三挡	$T_{23} = T_2 i_3 = 142.56 \times 1.649 = 240.028\text{N}\cdot\text{m}$
输出轴四挡	$T_{24} = T_2 i_4 = 142.56 \times 1.184 = 172.343\text{N}\cdot\text{m}$
输出轴五挡	$T_{25} = T_2 i_5 = 142.56 \times 0.85 = 123.726\text{N}\cdot\text{m}$
倒挡	$T_{\text{倒}} = T_1 (\eta_{\text{承}} \eta_{\text{齿}}) i_{\text{倒}} = 150 \times 0.96 \times 0.99 \times 30.85 = 372.849\text{N}\cdot\text{m}$

3.2 轮齿的校核

3.2.1 轮齿弯曲强度计算

1、倒档直齿 轮弯曲应力 σ_w

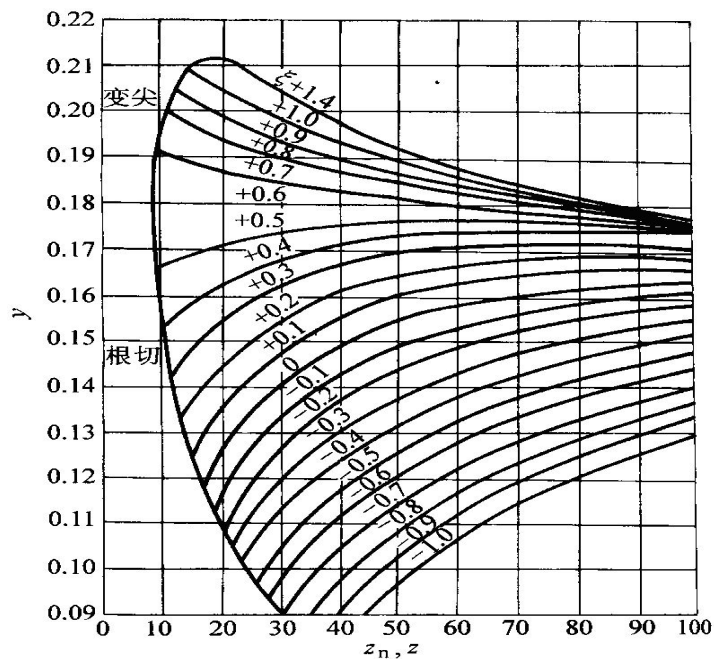


图 3.1 齿形系数图

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_\sigma K_f}{\pi m^3 z K_c y} \quad (3.8)$$

式中： σ_w —弯曲应力 (MPa)；

T_g —计算载荷 (N·mm)；

K_σ —应力集中系数，可近似取 $K_\sigma=1.65$ ；

K_f —摩擦力影响系数，主、从动齿轮在啮合点上的摩擦力方向不同，对弯曲应力的影响也不同；主动齿轮 $K_f=1.1$ ，从动齿轮 $K_f=0.9$ ；

b —齿宽 (mm)；

m —模数；

y —齿形系数，如图 3.1。

当计算载荷 T_g 取作用到变速器第一轴上的最大转矩 $T_{e\max}$ 时，一、倒挡直齿轮许用弯曲应力在 400~850MPa，货车可取下限，承受双向交变载荷作用的倒挡齿轮的许用应力应取下限。

计算倒挡齿轮 11，12，13 的弯曲应力 σ_{w11} ， σ_{w12} ， σ_{w13}

$$z_{11}=21, z_{12}=13, z_{13}=34, y_{11}=0.141, y_{12}=0.145, y_{13}=0.162, T_{\text{倒}}=372.849\text{N}\cdot\text{m},$$

$$T_2=142.56\text{N}\cdot\text{m}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{w11} &= \frac{2T K_\sigma K_f}{\pi m^3 z_{11} K_c y_{11}} \\ &= 719.114\text{MPa} < 400 \sim 850\text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{w12} &= \frac{2T_1 K_\sigma K_f}{\pi m^3 z_{12} K_c y_{12}} \\ &= \frac{2 \times 150 \times 1.65 \times 1.1}{\pi 2.5^3 \times 13 \times 8 \times 0.145} \times 10^3 \\ &= 735.948\text{MPa} < 400 \sim 850\text{MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{w13} = \frac{2T_{\text{倒}} K_\sigma K_f}{\pi m^3 z_{13} K_c y_{13}}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{2 \times 372.849 \times 1.65 \times 0.9}{\pi 2.5^3 \times 34 \times 8.0 \times 0.162} \times 10^3 \\
&= 512.219 \text{MPa} < 400 \sim 850 \text{MPa}
\end{aligned}$$

2、斜齿轮弯曲应力 σ_w

$$\sigma_w = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi z m_n^3 y K_c K_\varepsilon} \quad (3.9)$$

式中： T_g —计算载荷， N·mm；

m_n —法向模数， mm；

z —齿数；

β —斜齿轮螺旋角， °；

K_σ —应力集中系数， $K_\sigma=1.50$ ；

y —齿形系数， 可按当量齿数 $z_n = z / \cos^3 \beta$ 在图中查得；

K_c —齿宽系数

K_ε —重合度影响系数， $K_\varepsilon=2.0$ 。

当计算载荷 T_g 取作用到变速器第一轴上的最大转矩 $T_{e\max}$ 时，对乘用车常啮合齿轮和高挡齿轮，许用应力在 180~350MPa 范围，对货车为 100~250MPa。

(1) 计算一档齿轮 9，10 的弯曲应力 σ_{w9} ， σ_{w10}

$$z_9=12, \quad z_{10}=37, \quad y_9=0.118, \quad y_{10}=0.155, \quad T_{21}=456.129 \text{N}\cdot\text{m}, \quad T_1=150 \text{N}\cdot\text{m},$$

$$\sigma_{w9} = \frac{2T_1 \cos \beta_{9-10} K_\sigma}{\pi z_9 m_n^3 y_9 K_c K_\varepsilon}$$

$$= \frac{2 \times 150 \times \cos 22^\circ \times 1.50}{\pi 12 \times 2.5^3 \times 0.16 \times 7.0 \times 2.0} \times 10^3$$

$$= 316.37 \text{MPa} < 180 \sim 350 \text{MPa}$$

$$\sigma_{w10} = \frac{2T_{21} \cos \beta_{9-10} K_\sigma}{\pi z_{10} m_n^3 y_{10} K_c K_\varepsilon}$$

$$= \frac{2 \times 456.129 \times \cos 22^\circ \times 1.50}{\pi 37 \times 2.5^3 \times 0.127 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3$$

$$=344.001\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a$$

(2) 计算二挡齿轮 7, 8 的弯曲应力

$$z_7=17, z_8=37, y_7=0.164, y_8=0.122, T_{22}=334.351\text{N}\cdot\text{m}, T_1=150\text{N}\cdot\text{m},$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w7} &= \frac{2T_1 \cos \beta_{7-8} K_\sigma}{\pi z_7 m_n^3 y_7 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 150 \times \cos 24^\circ \times 1.50}{\pi 17 \times 2.25^3 \times 0.164 \times 7.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 294.47\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w8} &= \frac{2T_2 \cos \beta_{7-8} K_\sigma}{\pi z_8 m_n^3 y_8 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 334.351 \times \cos 24^\circ \times 1.50}{\pi 37 \times 2.25^3 \times 0.122 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 345.728\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

(3) 计算三挡齿轮 5, 6 的弯曲应力

$$z_5=21, z_6=34, y_5=0.152, y_6=0.121, T_{23}=240.028\text{N}\cdot\text{m}, T_1=150\text{N}\cdot\text{m}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w5} &= \frac{2T_1 \cos \beta_{5-6} K_\sigma}{\pi z_5 m_n^3 y_5 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 150 \times \cos 22^\circ \times 1.50}{\pi 21 \times 2.25^3 \times 0.152 \times 7.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 261.042\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{w6} &= \frac{2T_{23} \cos \beta_{5-6} K_\sigma}{\pi z_6 m_n^3 y_6 K_c K_\varepsilon} \\ &= \frac{2 \times 240.028 \times \cos 22^\circ \times 1.50}{\pi 34 \times 2.25^3 \times 0.121 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3 \\ &= 283.588\text{MP}_a < 180 \sim 350\text{MP}_a\end{aligned}$$

(4) 计算四挡齿轮 3, 4 的弯曲应力

$$z_3=23, z_4=26, y_3=0.145, y_4=0.125, T_{24}=172.343\text{N}\cdot\text{m}, T_1=150\text{N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_{w3} = \frac{2T_1 \cos \beta_{3-4} K_\sigma}{\pi z_3 m_n^3 y_3 K_c K_\varepsilon}$$

$$= \frac{2 \times 150 \times \cos 24^\circ \times 1.50}{\pi 23 \times 2.5^3 \times 0.145 \times 7.0 \times 2.0} \times 10^3$$

$$= 147.791 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a$$

$$\sigma_{w4} = \frac{2T_{24} \cos \beta_{3-4} K_\sigma}{\pi z_4 m_n^3 y_4 K_c K_\varepsilon}$$

$$= \frac{2 \times 172.343 \times \cos 24^\circ \times 1.50}{\pi 26 \times 2.5^3 \times 0.125 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3$$

$$= 185.136 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a$$

(5) 计算五挡齿轮 1, 2 的弯曲应力

$$z_1=31, z_2=24, y_1=0.156, y_2=0.148, T_1=150 \text{N}\cdot\text{m}, T_{25}=123.726 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_{w1} = \frac{2T_1 \cos \beta_{1-2} K_\sigma}{\pi z_1 m_n^3 y_1 K_c K_\varepsilon}$$

$$= \frac{2 \times 150 \times \cos 22^\circ \times 1.50}{\pi 31 \times 2.25^3 \times 0.156 \times 7.0 \times 2.0} \times 10^3$$

$$= 172.301 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a$$

$$\sigma_{w2} = \frac{2T_{25} \cos \beta_{1-2} K_\sigma}{\pi z_2 m_n^3 y_2 K_c K_\varepsilon}$$

$$= \frac{2 \times 123.726 \times \cos 22^\circ \times 1.50}{\pi 24 \times 2.25^3 \times 0.115 \times 8.0 \times 2.0} \times 10^3$$

$$= 217.892 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a$$

3.2.2 轮齿接触应力 σ_j

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{T_g E}{bd' \cos \alpha \cos \beta} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3.10)$$

式中: σ_j —轮齿的接触应力, MP_a ;

T_g —计算载荷, $\text{N}\cdot\text{mm}$;

d' —节圆直径, mm ;

α —节点处压力角, $^\circ$, β —齿轮螺旋角, $^\circ$;

E —齿轮材料的弹性模量, MP_a ;

b —齿轮接触的实际宽度, mm ;

ρ_z 、 ρ_b —主、从动齿轮节点处的曲率半径，mm，直齿轮 $\rho_z = r_z \sin \alpha$ 、 $\rho_b = r_b \sin \alpha$ ，斜齿轮 $\rho_z = (r_z \sin \alpha) / \cos^2 \beta$ 、 $\rho_b = (r_b \sin \alpha) / \cos^2 \beta$ ；

r_z 、 r_b —主、从动齿轮节圆半径(mm)。

将作用在变速器第一轴上的载荷 $T_{e_{\max}} / 2$ 作为计算载荷时，变速器齿轮的许用接触应力 σ_j 见表 3.2。

弹性模量 $E = 20.6 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ，齿宽 $b = K_c m = K_c m_n$

齿轮	σ_j / MPa	
	渗碳齿轮	液体碳氮共渗齿轮
一档和倒挡	1900~2000	950~1000
常啮合齿轮和高挡	1300~1400	650~700

表 3.2 变速器齿轮的许用接触应力

(1) 计算一档齿轮 9, 10 的接触应力

$$T_{21} = 456.192 \text{ N} \cdot \text{m}, T_1 = 150 \text{ N} \cdot \text{m}, z_9 = 12, z_{10} = 37, \beta_{9-10} = 22^\circ$$

$$d'_9 = 2A / (u + 1) = 31.429 \text{ mm},$$

$$d'_{10} = u d'_9 = 100.573 \text{ mm}$$

$$\rho_{z9} = \frac{d'_9}{2} \sin \alpha / \cos^2 22^\circ = 6.434 \text{ mm}$$

$$\rho_{b10} = \frac{d'_{10}}{2} \sin \alpha / \cos^2 22^\circ = 19.838 \text{ mm}$$

$$\sigma_{j9} = 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d'_9 \cos \alpha \cos \beta^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{b10}} + \frac{1}{\rho_{z9}} \right)}$$

$$= 0.418 \sqrt{\frac{150 \times 2.06 \times 10^5}{7 \times 2.5 \times 31.429 \cos 20^\circ \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{6.434} + \frac{1}{19.838} \right)} \times 10^3$$

$$= 1445.184 \text{ MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{ MP}_a$$

$$\sigma_{j10} = 0.418 \sqrt{\frac{T_{21} E}{b d'_{10} \cos \alpha \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{b10}} + \frac{1}{\rho_{z9}} \right)}$$

$$=0.418\sqrt{\frac{456.192 \times 2.06 \times 10^5}{8 \times 2.5 \times 100.573 \cos 20^\circ \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{6.434} + \frac{1}{19.838} \right) \times 10^3}$$

$$=1342.598 \text{MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{MP}_a$$

(2) 计算二挡齿轮 7, 8 的接触应力

$$T_{22}=334.351 \text{N}\cdot\text{m}, \quad T_1=150 \text{N}\cdot\text{m}, \quad z_7=17, \quad z_8=37, \quad \beta_{7-8}=24^\circ$$

$$d'_8 = 2A / (u + 1) = 40.036 \text{mm},$$

$$d'_7 = ud'_8 = 91.964 \text{mm}$$

$$\rho_{b8} = \frac{d'_8}{2} \sin \alpha / \cos^2 24^\circ = 18.672 \text{mm}$$

$$\rho_{z7} = \frac{d'_7}{2} \sin \alpha / \cos^2 24^\circ = 8.579 \text{mm}$$

$$\sigma_{j7} = 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{bd'_7 \cos \alpha \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{z8}} + \frac{1}{\rho_{b7}} \right)}$$

$$= 0.418 \sqrt{\frac{150 \times 2.06 \times 10^5}{7 \times 2.25 \times 40.036 \cos 20^\circ \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{18.672} + \frac{1}{8.579} \right) \times 10^3}$$

$$= 1212.385 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a$$

$$\sigma_{j8} = 0.418 \sqrt{\frac{T_{22} E}{bd'_8 \cos \alpha \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{b8}} + \frac{1}{\rho_{z7}} \right)}$$

$$= 0.418 \sqrt{\frac{334.351 \times 2.06 \times 10^5}{2.25 \times 8 \times 91.934 \cos 20^\circ \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{18.672} + \frac{1}{8.579} \right) \times 10^3}$$

$$= 1132.459 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a$$

(3) 计算三挡齿轮 5, 6 的接触应力

$$T_{23}=240.028 \text{N}\cdot\text{m}, \quad T_1=150 \text{N}\cdot\text{m}, \quad z_5=21, \quad z_6=34, \quad \beta_{5-6}=22^\circ$$

$$d'_5 = 2A / (u + 1) = 49.830 \text{mm},$$

$$d'_6 = ud'_5 = 84.412 \text{mm}$$

$$\rho_{b6} = \frac{d'_6}{2} \sin \alpha / \cos^2 22^\circ = 17.003 \text{mm}$$

$$\rho_{z5} = \frac{d'_5}{2} \sin \alpha / \cos^2 22^\circ = 10.134 \text{mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j5} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d'_5 \cos \alpha \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{b6}} + \frac{1}{\rho_{z5}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{150 \times 2.06 \times 10^5}{2.25 \times 7 \times 49.830 \cos 20^\circ \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{10.134} + \frac{1}{17.003} \right)} \times 10^3 \\ &= 1060.116 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j6} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_{23} E}{b d'_6 \cos \alpha \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{b6}} + \frac{1}{\rho_{z5}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{240.028 \times 2.06 \times 10^5}{2.25 \times 8 \times 84.412 \cos 20^\circ \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{10.134} + \frac{1}{17.003} \right)} \times 10^3 \\ &= 987.396 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa} \end{aligned}$$

(4) 计算四挡齿轮 3, 4 的接触应力

$$T_{24} = 172.343 \text{N}\cdot\text{m}, \quad T_1 = 150 \text{N}\cdot\text{m}, \quad z_3 = 23, \quad z_4 = 26, \quad \beta_{3-4} = 24^\circ$$

$$d'_3 = 2A / (u + 1) = 60.440 \text{mm},$$

$$d'_4 = u d'_3 = 71.560 \text{mm}$$

$$\rho_{b4} = \frac{d'_4}{2} \sin \alpha / \cos^2 24^\circ = 14.579 \text{mm}$$

$$\rho_{z3} = \frac{d'_3}{2} \sin \alpha / \cos^2 24^\circ = 12.897 \text{mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j3} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d'_3 \cos \alpha \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{b4}} + \frac{1}{\rho_{z3}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{150 \times 2.06 \times 10^5}{7 \times 2.5 \times 60.440 \cos 20^\circ \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{12.897} + \frac{1}{14.579} \right)} \times 10^3 \\ &= 873.056 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{j4} = 0.418 \sqrt{\frac{T_{24} E}{b d'_4 \cos \alpha \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{b4}} + \frac{1}{\rho_{z3}} \right)}$$

$$=0.418\sqrt{\frac{172.343 \times 2.06 \times 10^5}{2.5 \times 8 \times 71.560 \cos 20^\circ \cos 24^\circ} \left(\frac{1}{12.897} + \frac{1}{14.579} \right) \times 10^3}$$

$$=740.923 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a$$

(5) 五挡齿轮 1, 2 的接触应力

$$T_1=150\text{N}\cdot\text{m}, T_{25}=123.726\text{N}\cdot\text{m}, z_1=27, z_2=22, \beta_{1-2}=22^\circ$$

$$d'_1=2A/(u+1)=71.351\text{mm},$$

$$d'_2=ud'_1=60.649\text{mm}$$

$$\rho_{z1}=\frac{d'_1}{2}\sin\alpha/\cos^2 22^\circ=14.476\text{mm}$$

$$\rho_{b2}=\frac{d'_2}{2}\sin\alpha/\cos^2 22^\circ=11.796\text{mm}$$

$$\sigma_{j1}=0.418\sqrt{\frac{T_1 E}{bd'_1 \cos\alpha \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{z1}} + \frac{1}{\rho_{b2}} \right)}$$

$$=0.418\sqrt{\frac{150 \times 2.06 \times 10^5}{2.5 \times 7 \times 71.351 \cos 20^\circ \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{14.476} + \frac{1}{11.796} \right) \times 10^3}$$

$$=833.087 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a$$

$$\sigma_{j2}=0.418\sqrt{\frac{T_{25} E}{bd'_2 \cos\alpha \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{\rho_{z1}} + \frac{1}{\rho_{b2}} \right)}$$

$$=0.418\sqrt{\frac{123.726 \times 2.06 \times 10^5}{2.5 \times 8 \times 60.649 \cos 20^\circ \cos 22^\circ} \left(\frac{1}{14.476} + \frac{1}{11.796} \right) \times 10^3}$$

$$=783.954 \text{MP}_a < 1300 \sim 1400 \text{MP}_a$$

(6) 计算倒挡齿轮 11, 12, 13 的接触应力

$$T_{\text{倒}}=372.849\text{N}\cdot\text{m}, T_1=150\text{N}\cdot\text{m}, z_{11}=21, z_{12}=13, z_{13}=34$$

$$d'_{12}=32.5\text{mm}$$

$$d'_{13}=85\text{mm}$$

$$d'_{11}=52.5\text{mm}$$

$$\rho_{z12} = \frac{d'_{12}}{2} \sin 20^\circ = 5.558 \text{mm}$$

$$\rho_{b13} = \frac{d'_{13}}{2} \sin 20^\circ = 14.536 \text{mm}$$

$$\rho_{z11} = \rho_{b11} = \frac{d'_{11}}{2} \sin 20^\circ = 8.978 \text{mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j11} &= 0.418 \sqrt{\frac{T E}{b d'_{11} \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_{z12}} + \frac{1}{\rho_{b11}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{230.234 \times 2.06 \times 10^5}{2.5 \times 8 \times 52.5 \cos 20^\circ} \left(\frac{1}{5.558} + \frac{1}{8.978} \right)} \times 10^3 \\ &= 564.157 \text{MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{MP}_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j12} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d'_{12} \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_{z12}} + \frac{1}{\rho_{b11}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{150 \times 2.06 \times 10^5}{2.5 \times 8 \times 32.5 \cos 20^\circ} \left(\frac{1}{5.558} + \frac{1}{8.978} \right)} \times 10^3 \\ &= 1604.646 \text{MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{MP}_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j13} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_1 (z_{13} / z_{11}) E}{b d'_{13} \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_{z11}} + \frac{1}{\rho_{b13}} \right)} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{230.234 \times 2.06 \times 10^5}{2.5 \times 8 \times 52.5 \cos 20^\circ} \left(\frac{1}{8.978} + \frac{1}{14.536} \right)} \times 10^3 \\ &= 12303150 \text{MP}_a < 1900 \sim 2000 \text{MP}_a \end{aligned}$$

3.3 本章小结

本章首先根据所学汽车理论的知识计算出主减速器的传动比，然后计算出变速器的各挡传动比；接着确定齿轮的参数，如齿轮的模数、压力角、螺旋角、齿宽、齿顶高系数；介绍了齿轮变位系数的选择原则，并根据各挡传动比计算各挡齿轮的齿数，根据齿数重新计算各挡传动比，同时对各挡齿轮进行变位。然后简要介绍了齿轮材料的选择原则，即满足工作条件的要求、合理选择材料配对、考虑加工工艺及热处理，然后计算出各挡齿轮的转矩。根据齿形系数图查出各齿轮的齿形系数，计算轮齿的弯曲应力和接触应力。最后计算出各挡齿轮所受的力，为下章对轴及轴承进行校核做准备。

第 4 章 轴的设计与计算及轴承的选择与校核

4.1 轴的设计计算

4.1.1 轴的工艺要求

倒挡轴为压入壳体孔中并固定不动的光轴。变速器第二轴视结构不同，可采用渗碳、高频、氰化等热处理方法。对于只有滑动齿轮工作的第二轴可以采用氰化处理，但对于有常啮合齿轮工作的第二轴应采用渗碳或高频处理^[14]。第二轴上的轴颈常用做滚针的滚道，要求有相当高的硬度和表面光洁度，硬度应在 HRC58~63，表面光洁度不低于 ∇_8 。

对于做为轴向推力支承或齿轮压紧端面的轴的端面，光洁度不应低于 ∇_7 ，并规定其端面摆差。一根轴上的同心直径应可控制其不同心度^[15]。

对于采用高频或渗碳钢的轴，螺纹部分不应淬硬，以免产生裂纹。

对于阶梯轴来说，设计上应尽量保证工艺简单，阶梯应尽可能少^[16]。

4.1.2 初选轴的直径

传动轴的强度设计只需按照扭转强度进行计算，输入轴轴颈

$$d \geq c \sqrt[3]{\frac{p}{n}} = 103 \times \sqrt[3]{\frac{75}{5653}} = 24.27 \text{mm} \quad \text{取整后 } d=25 \text{mm} \quad (4.1)$$

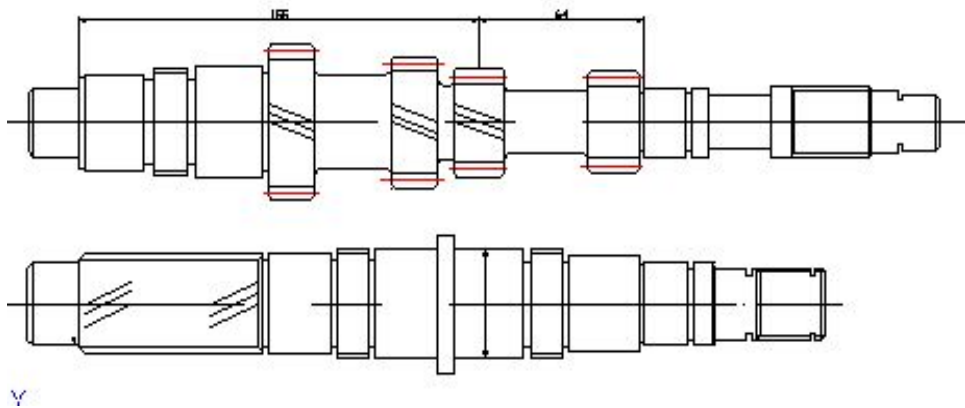


图 4.1 轴的示意图

4.1.3 轴的强度计算

轴的刚度验算

若轴在垂直面内挠度为 f_c ，在水平面内挠度为 f_s 和转角为 δ ，可分别用式计算

$$f_c = \frac{F_r a^2 b^2}{3EIL} = \frac{64F_r a^2 b^2}{3\pi E L d^4} \quad (4.2)$$

$$f_s = \frac{F_t a^2 b^2}{3EIL} = \frac{64F_t a^2 b^2}{3\pi E L d^4} \quad (4.3)$$

$$\delta = \frac{F_r a b (b - a)}{3EIL} = \frac{64F_r a b (b - a)}{3\pi E L d^4} \quad (4.4)$$

式中： F_r —齿轮齿宽中间平面上的径向力 (N)；

F_t —齿轮齿宽中间平面上的圆周力 (N)；

E —弹性模量 (MPa)， $E=2.1 \times 10^5$ MPa；

I —惯性矩 (mm^4)，对于实心轴， $I = \pi d^4 / 64$ ； d —轴的直径 (mm)，花键处按平均直径计算；

a 、 b —齿轮上的作用力距支座 A 、 B 的距离 (mm)；

L —支座间的距离 (mm)。

轴的全挠度为 $f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} \leq 0.2 \text{ mm}$ 。 (4.5)

轴在垂直面和水平面内挠度的允许值为 $[f_c] = 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$ ， $[f_s] = 0.10 \sim 0.15 \text{ mm}$ 。

齿轮所在平面的转角不应超过 0.002 rad 。

变速器中一所受力最大，故只需校核一档处轴的刚度与挠度

输入轴刚度：

$$F_{t9} = 9271.85 \text{ N}, \quad F_{r9} = 3635.38 \text{ N}$$

$$d_1 = 35 \text{ mm}, \quad a_9 = 64 \text{ mm}, \quad b_9 = 155 \text{ mm} \quad L = 219 \text{ mm}$$

$$f_{c9} = \frac{64F_{r9} a_9^2 b_9^2}{3\pi E L d_1^4} \quad (4.6)$$

$$= 0.035 \text{ mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{ mm}$$

$$f_{s9} = \frac{64F_{t9}a_9^2b_9^2}{3\pi d_1^4EL} \quad (4.7)$$

$$=0.090 \leq 0.10 \sim 0.15 \text{mm}$$

$$f_9 = \sqrt{f_{c9}^2 + f_{s9}^2} = 0.096 \text{mm} \leq 0.2 \text{mm}$$

$$\delta_9 = \frac{64F_{r9} a_9 b_9 (b_9 - a_9)}{3\pi ELd_1^4} = -0.000323 \text{rad} \leq 0.002 \text{rad} \quad (4.8)$$

一挡齿轮所受力:

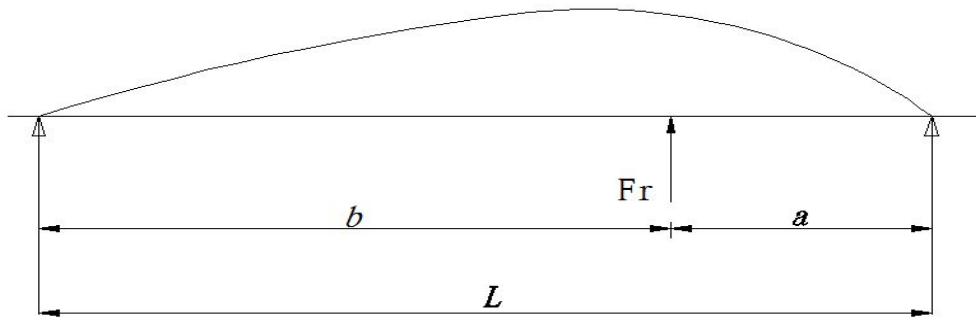


图 4.2 输入轴受力分析图

输出轴刚度

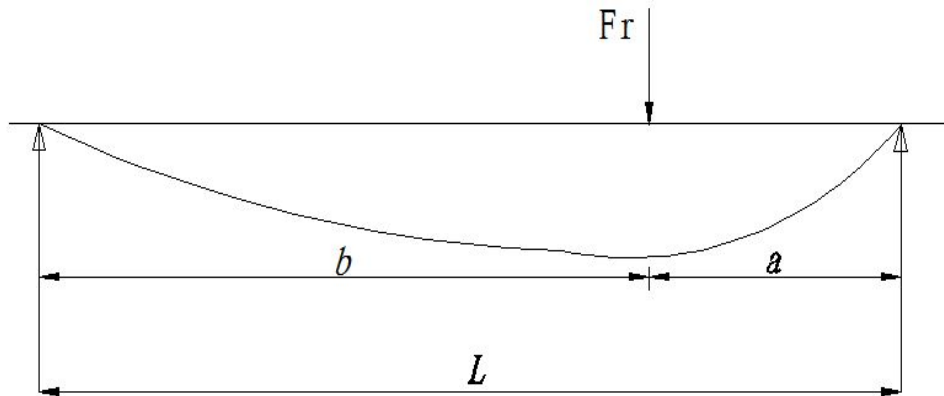


图 4.3 输出轴受力分析图

$$F_{t10} = 9144.16 \text{ N}, \quad F_{r10} = 3586.30 \text{ N}$$

$$d_{21} = 99.764 \text{ mm}, \quad a_{10} = 64 \text{ mm}, \quad b_{10} = 155 \text{ mm} \quad L = 219 \text{ mm}$$

$$f_{c10} = \frac{64F_{r10}a_{10}^2b_{10}^2}{3\pi ELd_{21}^4}$$

$$=0.020 \text{mm} \leq 0.05 \sim 0.10 \text{mm}$$

$$f_{s10} = \frac{64F_{t10}a_{10}^2b_{10}^2}{3\pi d_{21}^4EL}$$

$$= 0.052 \leq 0.10 \sim 0.15 \text{mm}$$

$$f_{10} = \sqrt{f_{c10}^2 + f_{s10}^2} = 0.056 \text{mm} \leq 0.2 \text{mm}$$

$$\delta_{10} = \frac{64F_{r10}a_{10}b_{10}(b_{10} - a_{10})}{3\pi ELd_{21}^4} = 0.00019 \text{rad} \leq 0.002 \text{rad}$$

输入轴的强度校核

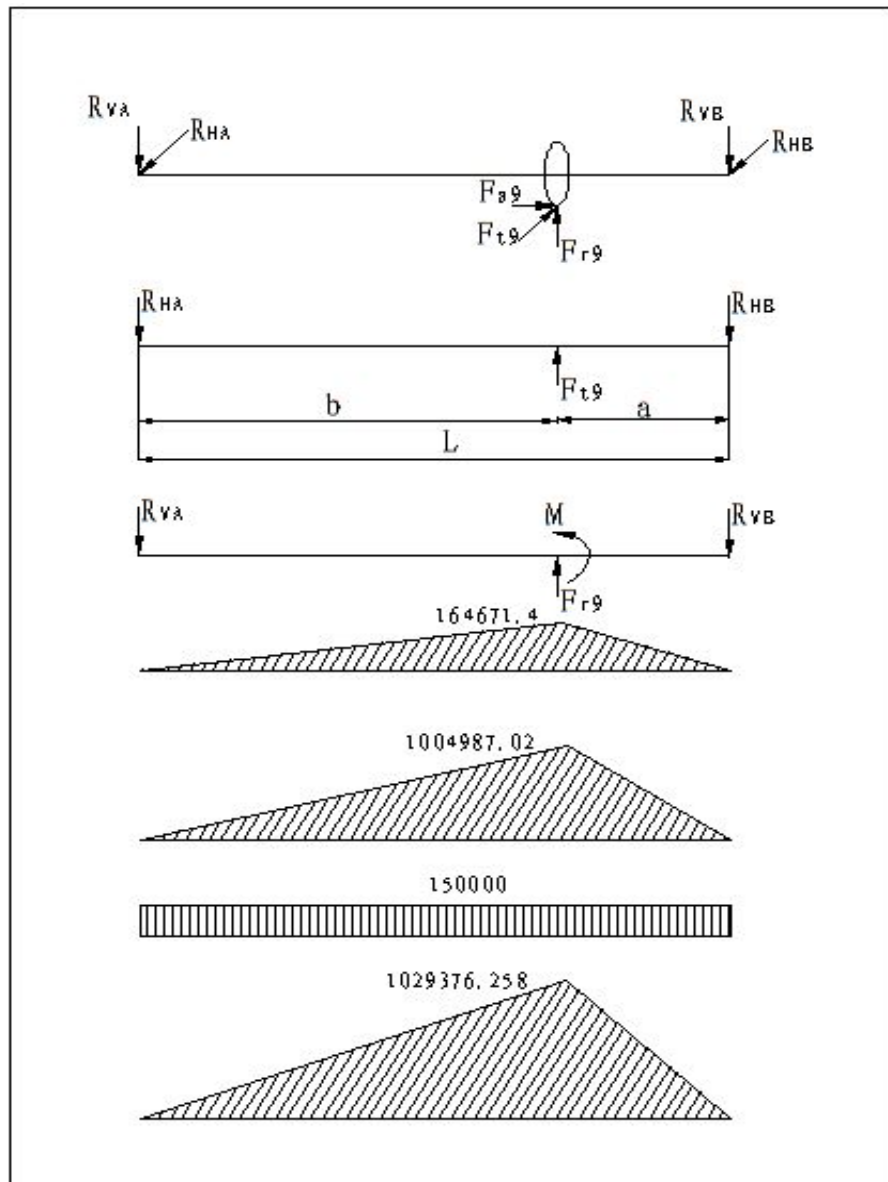


图 4.4 输入轴的强度分析图

一档时挠度最大，最危险，因此校核。

$$d_9 = 32.356\text{mm}$$

$$F_{t9} = \frac{2T_1}{d_9} = 9271.85\text{N}$$

$$F_{r9} = \frac{F_{t9} \tan \alpha}{\cos \beta} = 3635.38\text{N}$$

$$F_{a9} = F_{t9} \tan \beta = 3721.63\text{N}$$

1). 垂直平面面上

$$R_{VA}L = F_{r9}L_2$$

$$\text{得 } R_{VA} = 1062.39\text{N}$$

$$\text{垂直力矩 } M_C = 164971.09\text{N}\cdot\text{mm}$$

2). 水平面内上 R_{HA} 、 R_{HB} 和弯矩 M_S

$$F_{HA} = \frac{-F_a \frac{d}{2} + F_{t9} \times 155}{219}$$

$$\text{由以上两式可得 } R_{HA} = 6483.79\text{N}, \quad M_S = 1004987.02\text{N}\cdot\text{mm}$$

按第三强度理论得:

$$M = \sqrt{M_C^2 + M_S^2 + T_1^2} = \sqrt{164671.09^2 + 1004987.02^2 + 150000^2} = 1029376.25 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d_1^3} = 309.69\text{MPa} \leq [\sigma] = 400\text{MPa}$$

输出轴强度校核

$$d_{10} = 99.764\text{mm}$$

$$F_{t10} = \frac{2T_{21}}{d_{10}} = 9144.16\text{N}$$

$$F_{r10} = \frac{F_{t10} \tan \alpha}{\cos \beta} = 3586.30\text{N}$$

$$F_{a10} = F_{t10} \tan \beta = 3670.37\text{N}$$

1). 垂直平面面上

$$R_{VA1}L = F_{r10}L_2$$

$$\text{得 } R_{VA1} = 1048.05\text{N}$$

$$\text{垂直力矩 } M_C = 162447.93\text{N}\cdot\text{mm}$$

2). 水平面内上 R_{HA} 、 R_{HB} 和弯矩 M_S

$$F_{HA1} = \frac{-F_a \frac{d}{2} + F_{t10} \times 155}{219}$$

由以上两式可得 $R_{HA1} = 5653.89\text{N}$, $M_S = 873562.59\text{N}\cdot\text{mm}$

按第三强度理论得:

$$M = \sqrt{M_C^2 + M_S^2 + T_{21}^2} = \sqrt{1162447.93^2 + 5653.89^2 + 456129^2} = 998776.55 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d_1^3} = 10.25\text{MPa} \leq [\sigma] = 400\text{MPa}$$

4.2 轴承的选择及校核

4.2.1 输入轴的轴承选择与校核

由工作条件和轴颈直径初选输入轴的轴承型号, 30205 (左右), 由《机械设计手册》查得代号为 30205 的圆锥滚子轴承 $C_r = 32200\text{N}$, $C_{rv} = 37000\text{N}$, $e=0.37$, $Y=1.6$; 轴承的预期寿命: $L_h = 10 \times 300 \times 8 = 24000\text{h}$ 。

校核轴承寿命:

I)、求水平面内支反力 R_{H1} 、 R_{H2} 和弯矩 M_H

$$R_{H1} + R_{H2} = F_{t9}$$

$$F_{t9}L_1 = R_{H1}L$$

由以上两式可得 $R_{H1} = 2572.99\text{N}$, $R_{H2} = 1062.39\text{N}$

II)、内部附加力 F_{S1} 、 F_{S2} , 由机械设计手册查得 $Y=1.6$

$$F_{S1} = R_{H1} / 2Y = 804.06\text{N} \quad (4.9)$$

$$F_{S2} = R_{H2} / 2Y = 322.62\text{N} \quad (4.10)$$

III)、轴向力 F_{a1} 和 F_{a2}

由于 $F_{a9} + F_{S2} = 3721.62 + 322.62 = 4044.24\text{N} > F_{S1} = 804.06\text{N}$

所以左侧轴承被放松, 右侧轴承被压紧

$$F_{a1} = F_{a9} + F_{S2} = 3721.62 + 322.62 = 4044.24\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{S2} = 322.62\text{N}$$

IV)、求当量动载荷

查机械设计课程设计得

$$C_r = 32200N \quad C_{ro} = 37000N$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r9}} = 1.11 \geq e, \quad \frac{F_{a2}}{F_{r9}} \leq e, \text{ 故右侧轴承 } X=0.67 \text{ 左侧轴承 } X=0.4$$

$$\text{径向当量动载荷 } P_r = f_p(XF_{r1} + YF_{a2}) \quad (4.11)$$

$$= 1.2 \times (0.67 \times 2572.99 + 1.6 \times 322.62) = 2688.11N$$

校核轴承寿命

$$\text{预期寿命 } l_{h1} = 10 \times 300 \times 8 \times 1 = 24000h$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon, \quad \varepsilon \text{ 为寿命系数, 对球轴承 } \varepsilon=3; \text{ 对滚子轴承 } \varepsilon=10/3. \quad (4.12)$$

$$n = \frac{n_{e\max}}{i_{g1}} = \frac{3800}{3.2} = 1187.5r/\min$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 1187.5} \left(\frac{32200}{2688.11} \right)^{10/3} = 55229.2h > L_{h1} = 24000h \text{ 合格}$$

4.2.2 输出轴轴承校核

初选输出轴的轴承型号, 30206 (左右), 由《机械设计手册》查得代号为 30206 的圆锥滚子轴承 $C_r = 43200N$, $C_{ro} = 50500N$, $e=0.37$, $Y=1.6$; 轴承的预期寿命: $L_h = 10 \times 300 \times 8 = 24000h$

校核轴承寿命:

I)、求水平面内支反力 R_{H1} 、 R_{H2} 和弯矩 M_H

$$R_{H1} + R_{H2} = F_{t10}$$

$$F_{t10}L_1 = R_{H1}L$$

由以上两式可得 $R_{H1} = 2538.25N$, $R_{H2} = 1048.05N$

II)、内部附加力 F_{S1} 、 F_{S2} , 由机械设计手册查得 $Y=1.6$

$$F_{S1} = R_{H1} / 2Y = 793.20N$$

$$F_{S2} = R_{H2} / 2Y = 327.52N$$

III)、轴向力 F_{a1} 和 F_{a2}

由于 $F_{a10} + F_{S2} = 3670.37 + 327.52 = 3997.89N > F_{S1} = 793.20N$

所以右侧轴承被放松，左侧轴承被压紧

$$F_{a1} = F_{a9} + F_{S2} = 3997.89N$$

$$F_{a2} = F_{S2} = 327.52N$$

IV)、求当量动载荷

查机械设计课程设计得

$$C_r = 43200N \quad C_{ro} = 50500N$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r10}} \geq e, \frac{F_{a2}}{F_{r10}} \leq e, \text{故右侧轴承 } X=0.67 \text{ 左侧轴承 } X=0.4$$

$$\text{径向当量动载荷 } P_r = f_p(XF_{r1} + YF_{a2})$$

$$= 1.2 \times (0.67 \times 2538.25 + 1.6 \times 327.52) = 2669.59N$$

校核轴承寿命

$$\text{预期寿命 } l_{h1} = 10 \times 300 \times 8 \times 1 = 24000h$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\varepsilon, \quad \varepsilon \text{ 为寿命系数, 对球轴承 } \varepsilon=3; \text{ 对滚子轴承 } \varepsilon=10/3;$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 1187.5} \left(\frac{4320000}{2669.59} \right)^{10/3} = 150426.9h > L_{h1} = 24000h$$

故该轴承合格

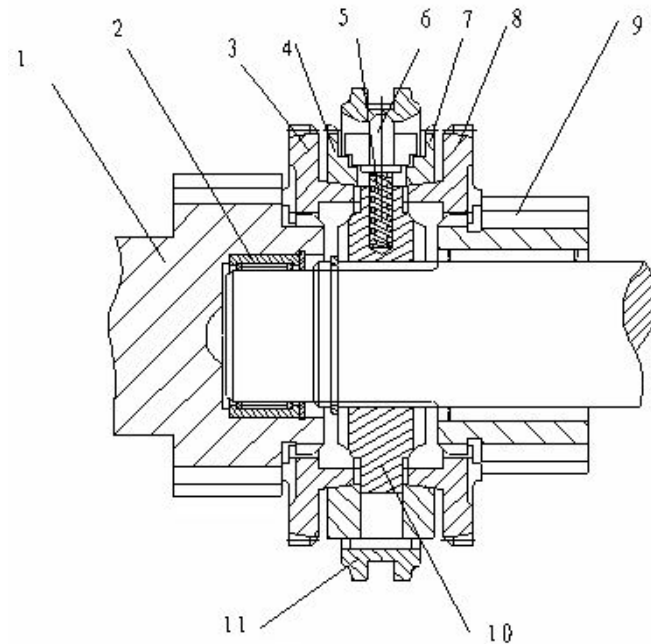
4.3 本章小结

本章首先简要介绍了轴的工艺要求，即满足工作条件的要求。通过计算，确定轴的最小轴颈，通过轴承等确定轴的轴颈和各阶梯轴的长度，然后对轴进行刚度和强度的验算校核。通过轴颈，选择合适的轴承，通过轴向力的大小对轴承进行寿命计算。

第 5 章 变速器同步器与操纵机构的设计

5.1 同步器的结构

在前面已经说明，本设计所采用的同步器类型为锁环式同步器，其结构如下图所示：



1、9-变速器齿轮 2-滚针轴承 3、8-结合齿圈 4、7-锁环（同步环）
5-弹簧 6-定位销 10-花键毂 11-结合套

图 5.1 锁环式同步器

如图 5.1，此类同步器的工作原理是：换档时，沿轴向作用在啮合套上的换档力，推啮合套并带动定位销和锁环移动，直至锁环锥面与被接合齿轮上的锥面接触为止。之后，因作用在锥面上的法向力与两锥面之间存在角速度差 $\Delta\omega$ ，致使在锥面上作用有摩擦力矩，它使锁环相对啮合套和滑块转过一个角度，并滑块予以定位。接下来，啮合套的齿端与锁环齿端的锁止面接触（图 5.2b），使啮合套的移动受阻，同步器在锁止状态，换档的第一阶段结束。换档力将锁环继续压靠在锥面上，并使摩擦力矩增大，与此同时在锁止面处作用有与之方向相反的拨环力矩。齿轮与锁环的角速度逐渐靠近，在角速度相等的瞬间，同步过程结束，完成换档过程的第二阶段工作。之后，摩擦力矩随之消失，而拨环力矩使锁环回位，两锁止面分开，同步器解除锁止状态，接合套上的接合齿在换档力的作用下通过锁环去与齿轮上的接合齿啮合图 5.2d，完成同步换档。

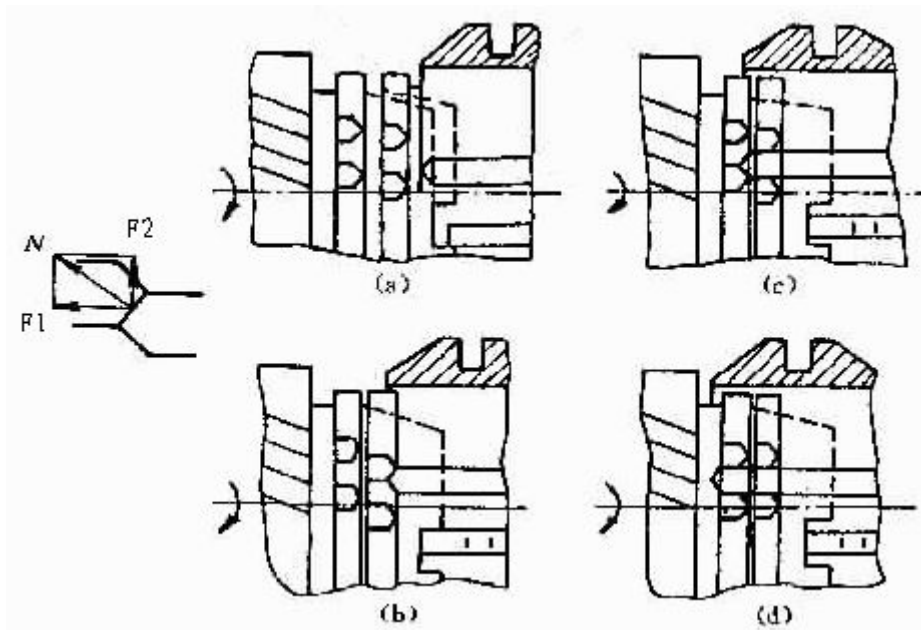


图 5.2 锁环工同步器工作原理

5.2 同步环主要参数的确定

(1). 同步环锥面上的螺纹槽

如果螺纹槽螺线的顶部设计得窄些，则刮去存在于摩擦锥面之间的油膜效果好。但顶部宽度过窄会影响接触面压强，使磨损加快。试验还证明：螺纹的齿顶宽对摩擦因数的影响很大，摩擦因数随齿顶的磨损而降低，换挡费力，故齿顶宽不易过大。螺纹槽设计得大些，可使被刮下来的油存于螺纹之间的间隙中，但螺距增大又会使接触面减少，增加磨损速度。图 5.3a 中给出的尺寸适用于轻、中型汽车；图 5.3b 则适用于重型汽车。通常轴向泄油槽为 6~12 个，槽宽 3~4mm。

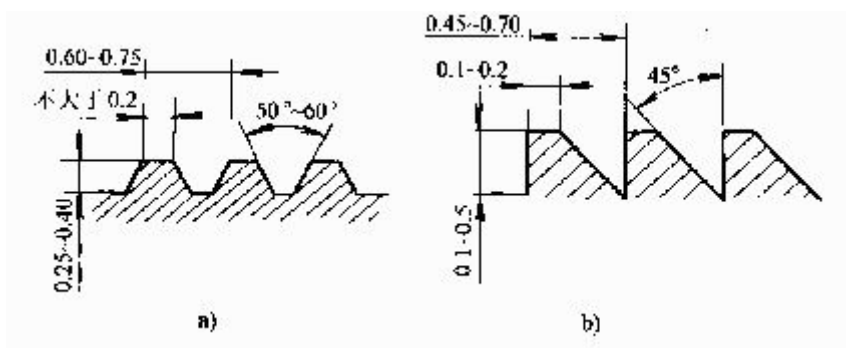


图5.3 同步器螺纹槽形式

(2). 锥面半锥角 α

摩擦锥面半锥角 α 越小，摩擦力矩越大。但 α 过小则摩擦锥面将产生自锁现象，避免

自锁的条件是 $\tan \alpha \geq f$ 。一般 $\alpha = 6^\circ \sim 8^\circ$ 。 $\alpha = 6^\circ$ 时，摩擦力矩较大，但在锥面的表面粗糙度控制不严时，则有粘着和咬住的倾向；在 $\alpha = 7^\circ$ 时就很少出现咬住现象。

(3). 摩擦锥面平均半径 R

R 设计得越大，则摩擦力矩越大。R 往往受结构限制，包括变速器中心距及相关零件的尺寸和布置的限制，以及 R 取大以后还会影响到同步环径向厚度尺寸要取小的约束，故不能取大。原则上是在可能的条件下，尽可能将 R 取大些。

(4). 锥面工作长度 b

缩短锥面工作长度，便使变速器的轴向长度缩短，但同时也减少了锥面的工作面积，增加了单位压力并使磨损加速。设计时可根据下式计算确定

$$b = \frac{M_m}{2\pi p f R^2} \quad (5.1)$$

(5). 同步环径向厚度

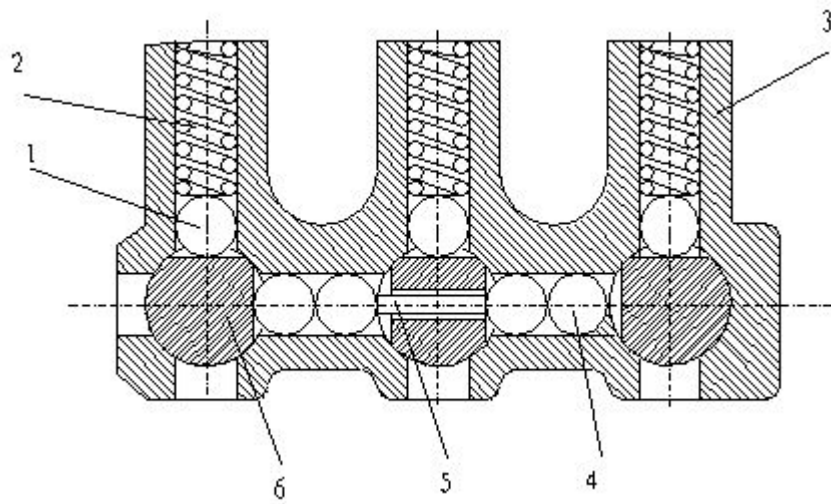
与摩擦锥面平均半径一样，同步环的径向厚度要受机构布置上的限制，包括变速器中心距及相关零件特别是锥面平均半径和布置上的限制，不宜取很厚，但是同步环的径向厚度必须保证同步环有足够的强度。

轿车同步环厚度比货车小些，应选用锻件或精密锻造工艺加工制成，可提高材料的屈服强度和疲劳寿命。货车同步环可用压铸加工。段造时选用锰黄铜等材料。有的变速器用高强度，高耐磨性的钢配合的摩擦副，即在钢质或球墨铸铁同步环的锥面上喷镀一层钼（厚约 0.3~0.5mm），使其摩擦因数在钢与铜合金摩擦副范围内，而耐磨性和强度有显著提高。也有的同步环是在铜环基体的锥空表面喷上厚 0.07~0.12mm 的钼制成。喷钼环的寿命是铜环的 2~3 倍。以钢质为基体的同步环不仅可以节约铜，还可以提高同步环的强度。

5.3 变速器的操纵机构

设计变速器操纵机构时，应满足以下要求：

1. 换挡时只允许挂一个档。这通常靠互锁装置来保证，其结构型式如下图所示。
 2. 在挂档的过程中，若操纵变速杆推动拨叉前后移动的距离不足时，齿轮将不能在完全齿宽上啮合而影响齿轮的寿命。即使达到完全齿宽啮合，也可能由于汽车震动等原因，齿轮产生轴向移动而减少了齿轮的啮合长度，甚至完全脱离啮合。为了防止这种情况的发生，应设置自锁装置（如图 5.4 所示）。
 3. 汽车行进中若误挂倒档，变速器齿轮间将发生极大冲击，导致零件损坏。汽车起步时如果误挂倒档，则容易出现安全事故。为此，应设置倒档锁。
-



1. 自锁钢球 2. 自锁弹簧 3. 变速器盖
4. 互锁钢球 5. 互锁销 6. 拨叉轴

图 5.4 变速器自锁与互锁结构

5.4 本章小结

本章简要介绍变速器锁环式同步器的结构、工作原理、参数选择等，以及变速器操纵机构的原理。

结 论

本次设计的变速器是以捷达参数为依据，捷达汽车两轴变速器，通过排量选择中心距的大小，齿轮的模数等，确定倒挡的布置形式，确定齿轮的压力角，螺旋角，齿宽，齿形系数等，然后计算变速器的各挡传动比，各齿轮的参数，通过变为系数图查找计算变为系数，然后对各挡齿轮进行变位。然后简要的介绍了齿轮材料的选择原则，对齿轮进行校核。通过最小轴颈的计算，选择轴承，确定轴各段的长度和轴颈大小。对轴和轴承进行校核计算。最后简要介绍了变速器同步器及操纵机构的工作原理。

对于本次设计的变速器来说，其特点是：扭矩变化范围大可以满足不同的工况要求，结构简单，易于生产、使用和维修，价格低廉，而且采用结合套挂挡，可以使变速器挂挡平稳，噪声降低，轮齿不易损坏。在设计中采用了 5+1 档手动变速器，通过较大的变速器传动比变化范围，可以满足汽车在不同的工况下的要求，从而达到其经济性和动力性的要求；变速器挂档时用同步器，虽然增加了成本，但是使汽车变速器操纵舒适度增加，齿轮传动更平稳。本着实用性和经济性的原则，在各部件的设计要求上都采用比较开放的标准，因此，安全系数不高，这一点是本次设计的不理想之处。

参考文献

- [1]郝京顺. 汽车变速器的发展[J]. 知识讲座, 2000(6): 158-200.
- [2]杨通顺. 变速器的黄金时代[J]. 汽车与配件, 2003: 106-126.
- [3]王尚军. DC6J80T 六档变速器设计[J]. 大同齿轮集团有限责任公司, 2002(1).
- [4]林绍义. 一种汽车变速器设计[J]. 机电技术, 2004(1): 32-81.
- [5]吴修义. 国内组合式机械变速器的现状与发展[J]. 现代零部件, 2005(1).
- [6]吴修义. 机械变速器系列化及与车辆的匹配[J]. 变通世界, 1999(9): 47-49.
- [7]殷浩东. 工程机械驱动桥、变速器产品现状与发展分析[J]. 工程机械与维修, 2006(4): 93-106.
- [8]张洪欣. 变速器优化设计[J]. 哈尔滨工业大学出版社, 2003.
- [9]王望予. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003: 47-49.
- [10]陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 40-61.
- [11]吴际璋. 汽车构造[M]. 北京: 人民交通出版社, 2004: 70-83.
- [12]张阳, 席军强, 陈慧岩. 半挂牵引车自动变速器换档策略研究[J]. 北京理工大学机械与车辆工程学院, 2006(2): 49-65.
- [13]余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 20-30.
- [14]刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001: 184-223.
- [15]王三民. 诸问俊. 机械原理与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001.
- [16]王世刚, 张秀亲, 苗淑杰. 机械设计实践[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2001.
- [17]Nakayama T, Suda E. The present and future of electric power steering. Int. J. Of Vehicle Design, 1994, 15(3, 4, 5):243~234.
- [18]Yasuo Shimizu ,Toshitake Kawai. Development of Electric Power Steering. SAE Paper No. 910014.
-

致 谢

转眼间，大学四年很快就要结束了。而作为大学生活的最后一个环节—毕业设计，经过近 17 周的紧张准备，也将接近尾声。在这次毕业设计中，我不但巩固了以前所学的知识，并从中学到了很多新的东西，尤其是《汽车设计》和《汽车理论》这两门课程。在这里，我向那些在这四年里给予过我巨大帮助的老师 and 同学们表示衷心的感谢，正是他们的帮忙才让我得以圆满的完成四年的学业和最后的毕业设计。

在这次设计的过程中，指导老师王悦新一直都关注着我的每一步进展，并给了我很多好的意见和建议，同时也对我提出了严格的要求。我之所以能很顺利地完成毕业设计任务，这与王老师的指导是分不开的，在此，我对他表示感谢。

另外，在这次毕业设计时，遇到很多问题，车辆工程老师和同学也给了我很大帮助，非常感谢帮助过我的老师与同学。

附录：中英文文献翻译名称——变速器介绍
