

编号: _____



桂林电子科技大学
GUILIN UNIVERSITY OF ELECTRONIC TECHNOLOGY

毕业设计（论文）说明书

题 目: 机械式六档变速器设计

院（系）: 机电工程学院

专 业: 机械设计制造及其自动化

学生姓名: 刘京华

学 号: 1000110124

指导教师: 彭晓楠

职 称: 副教授

题目类型: ☐理论研究 ☐实验研究 ☒工程设计 ☐工程技术研究 ☐软件开发

2014 年 5 月 26 日

摘 要

变速器是汽车中非常重要的组成部分。虽然机械式变速器换挡时冲击比较大，操纵繁琐，但其传动效率高、生产制造简单以及成本低，所以仍广泛应用在现代汽车上。在变速器中增加一个档位，由于变速器相邻档之间的传动比变化更小，所以汽车换挡时的冲击较小。本文根据市场上的五档汽车，设计一个机械式六档变速器，依据机械设计基本原理和方法主要设计变速器的传动机构、同步器和换挡操纵机构等，然后对齿轮和轴进行校核。

关键词：变速器，六档，机械式

Abstract

Transmission is a very important component in automobile. Although the impact of the mechanical transmission is relatively large and has complex manipulation, but the transmission is efficient and simple and also has a low manufacturing cost, so it is still widely used in modern vehicles. An increase in the transmission gear, because the transmission ration between adjacent transimission gear become smaller, so the impact of the shift become smaller when the car change the gears. Based on the five-speed car on the market, the article designs a mechanical six-speed transmission according to the mechanical design of the basic principles and methods.The design contains transmission main mechanism design, synchronizer and shift control mechanism, etc., and then check the gear and shaft.

KeyWords: Transmission; six-speed; mechanical

目录

引言.....	1
1 变速器设计方案分析.....	2
1.1 传动结构的分析与选择	2
1.2 换挡结构的分析与选择	3
1.3 倒档结构布置.....	5
1.4 换挡操纵结构.....	6
1.5 其他零部件分析和选择	9
2 变速器主要参数的选择.....	10
2.1 主要输入参数	10
2.2 变速器传动比的选择	10
2.3 中心距初步计算	12
2.4 齿轮参数选择	12
2.5 齿轮齿数的分配.....	13
3 变速器主要零部件的设计与计算.....	17
3.1 齿轮的几何尺寸设计计算.....	17
3.2 齿轮损坏的形式及原因	19
3.3 齿轮的材料选择和处理工艺	20
3.4 变速器齿轮强度计算.....	20
3.5 轴的结构设计与校核.....	22
3.6 花键.....	24
4 同步器设计与计算.....	26
4.1 同步器结构.....	26
4.2 同步器工作原理.....	27
4.3 同步器主要尺寸确定	28
4.4 同步器主要参数确定	30
5 变速器的润滑和密封.....	32
5.1 润滑.....	32
5.2 密封.....	32
结论.....	33
谢 辞.....	34
参考文献.....	35

引言

车在不同使用场合有不同的要求，采用往复式活塞式内燃机为动力的汽车，其在实际工况下所要求的性能与发动机的动力性、经济性之间存在着较大的矛盾。例如，受到载运量、道路坡度、路面质量、交通状况等条件的影响，汽车所需的牵引力和车速需要在较大范围内变化，以适应各种使用要求；此外，汽车还需要能倒向行驶，发动机本身是不可能倒转的，只有靠变速箱的倒挡齿轮来实现。上述发动机牵引力、转速、转向与汽车牵引力、车速、行驶方向等之间的矛盾，单靠发动机本身是难以解决的，车用变速器应运而生，它与发动机匹配，通过多挡位切换，可以使驱动轮的扭矩增大到发动机扭矩的若干倍，同时又可使其转速减小到发动机转速的几分之一。

变速器是汽车非常重要配置，它对汽车的操控性、舒适性以及燃油经济性都起到很重要的作用，它占汽车制造成本的 7%。随着我国汽车消费者对汽车认识的不断提升，变速器已经开始影响消费者的购车观念。在过去的几十年我国主要致力于研究开发发动机技术，而变速器已是现在的研发热点。现在市场上主要的几种变速器是手自一体变速器（AMT）、自动变速器（AT）、无级变速变速器（CVT）和双离合变速器（DCT），它们各有优缺点。AT 的节能效果差一些，但是舒适性好，元器件可靠性高，其生产历史长，使用范围大。CVT 适合小型车，AMT 在换档时会有短暂的中断，舒适性差一些。DCT 结合了手动变速器的燃油经济性和自动变速器的舒适性，它是从传统的手动变速器演变而来。

在我国，据调查 2008 年手动变速器的市场比重为 74%，占据较大的市场份额。虽然自动变速器市场占有率会不断的增加，但是由于手动变速器的燃油经济性、节能性、技术的高度成熟以及它给驾驶者带来的全方位的驾驶乐趣决定了其在变速器市场上不可取代的地位。

目前，国内机械式变速器主要采用齿轮传动机构传递动力。齿轮是手动变速器的主要传动部件，由于其具有结构紧凑、效率高、寿命长、工作可靠和维修方便等特点，在运动和动力的传递等方面得到了非常普遍的应用，并且有关齿轮的设计方法也已经有了相应的规范和标准。

1 变速器设计方案分析

变速器设计方案主要有传动结构设计、换挡结构设计、倒档结构设计和换挡操纵机构等设计。这些都是变速器中的重要组成部分。

1.1 传动结构的分析与选择

变速器传动布置方案主要有两种：两轴式布置和三轴式布置。变速器的传动布置方案对变速器的传动效率、尺寸结构、传动比有直接影响。

1.1.1 两轴式变速器

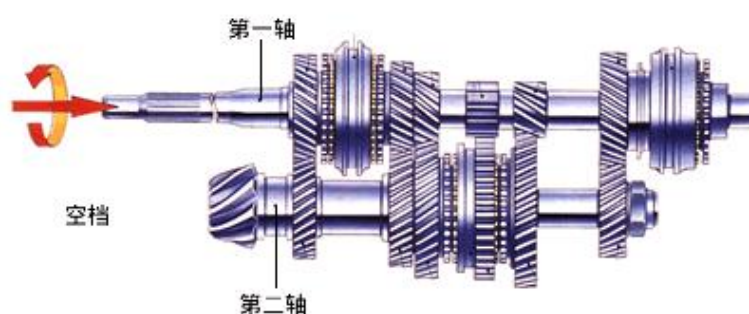


图 1.1 二轴结构

如图 1.1 是一个两轴式变速器的传动布置方案。两轴式布置方案的变速器的主要特点是结构简单、空间尺寸小。发动机前置且前轮驱动的轿车，这种布置使汽车传动系统紧凑、操纵性能好并且可使汽车重量降低 6%~10%。如图 1.1 所示。两轴式变速器是没有直接挡，所以汽车在高挡运行时，齿轮和轴承都有承载，因此产生的噪声较大，也加大了齿轮磨损，这是它的缺点。另外，变速器的低挡传动比上限也受到较大限制。两轴式变速器的优点是结构简单，空间紧凑，缺点是没有直接挡、低挡传动比小。

1.1.2 三轴式变速器

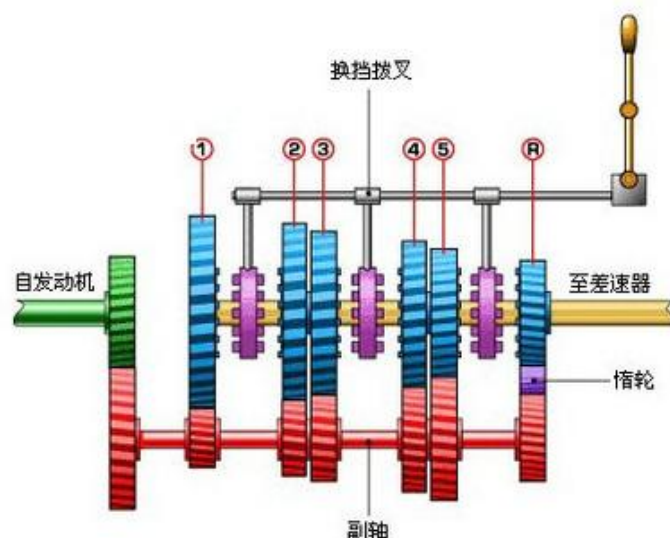


图 1.2 三轴式结构

如图 1.2 是三轴式变速器的示意图。从图中我们可以看到，变速器的第一轴（接发动机的轴）常啮合齿轮与第二轴（至变速器的轴）的各挡齿轮分别与中间轴上相应的齿轮相互啮合，并且第一、第二轴同心。如果将第一、第二轴直接连起来时称为直接挡。使用直接挡时，齿轮、轴承及中间轴均不承受载荷，第一、第二轴之间直接传递动力。所以，挂直接挡时，变速器传递效率高，齿轮磨损和噪音也比较小，这是三轴式变速器的一个优点。在其他档位时需要经过中间轴的两对齿轮传递动力，所以在齿轮中心距（第二轴与中间的中心距）比较小的情况下依然可以获得比较大传动比，这是三轴式变速器的另外一个优点。但是它其缺点是：除直接挡外其他各挡需要经过中间轴，传动效率有所下降。

为了汽车在高速运行时具有较高的效率，减少噪声，在低速运行时有较大传动比，所以综合二轴式变速器和三轴式变速器的优点和缺点，在本设计中使用三轴式布置方案。

1.2 换挡结构的分析与选择

常用的换挡结构有同步器、啮合套和直齿滑动齿轮三种。

1.2.1 直齿滑动齿轮换挡

直齿轮滑动换挡结构制造方便，结构简单。但是这种结构缺点比较多：汽车运行时各挡的齿轮有不同的角速度，使用用滑动直齿齿轮换挡，会在齿轮端面产生较大冲击，并有巨大的噪声，另外这种结构齿轮端面容易磨损，导致变速器容易损坏。换挡时产生冲击和噪声使乘坐体验大大地降低。要克服上述特点要求驾驶员用较熟练的驾驶技术（如恰当地控制离合器），使齿轮换挡时产生冲击较小。所以，这种直齿轮滑动换挡结构简单，但是在现代汽车中已经很少使用。

1.2.2 啮合套换挡

变速器输出轴齿轮和中间轴齿轮是常啮合的，因此可以使用啮合套来换挡。变速器中的齿轮不再参与换挡，齿轮端面与换挡机构没有接触，所以齿轮不像直齿滑动齿轮换挡那样齿轮容易损坏。但是由于啮合换挡时，输出轴的转速与即将被啮合的齿轮的转速不相同，在换挡时会产生较大换挡冲击。对汽车安全性和乘坐体验仍有影响。同时，依然要求驾驶员有比较熟练的驾驶技术。

1.2.3 同步器换挡

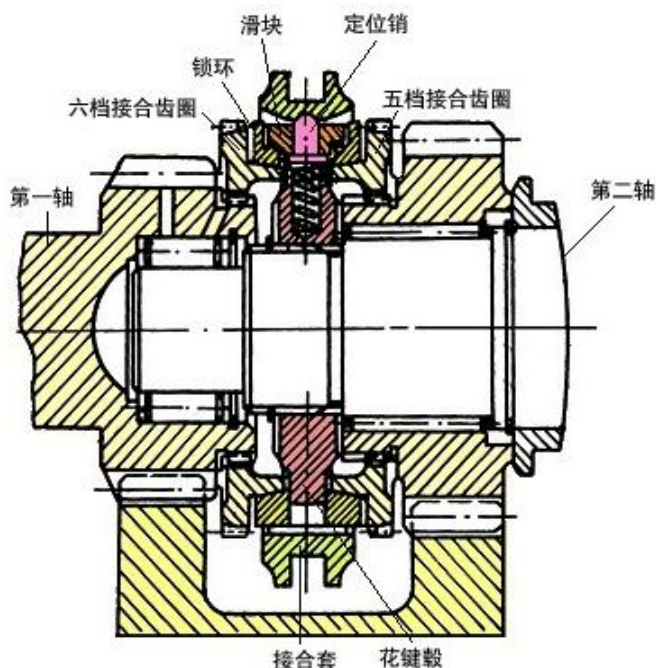


图 1.3 同步器

如图 1.3 同步器在啮合套和啮合齿轮之间增加了一个同步环（即锁环）。在换挡时，在换挡拨叉的作用下，啮合套和同步环一起移向被啮合齿轮。在啮合套与齿轮啮合之前，同步环的锥面先与齿轮上的锥面接触，在换挡拨叉的作用力下，同步环锥面与齿轮上的锥面产生摩擦力，使输出轴的转速与被啮合齿轮的转速相同。这样在啮合时，啮合齿之间的冲击减少，这样在换挡时就没有较大的换挡冲击。

虽然同步器的结构比较复杂，制造的精度高，并且轴向尺寸大，但由于它能够在换挡时操作轻便、迅速，并且换挡冲击小、无噪声，并且在驾驶时换挡技术要求不高，从而有显著提高汽车的加速性能、与汽车驾驶安全性，亦可以延长齿轮使用寿命，故在现代汽车上得到广泛地使用。

在本设计中，所有的换挡结构都是使用同步器换挡。

1.4 换挡操纵结构

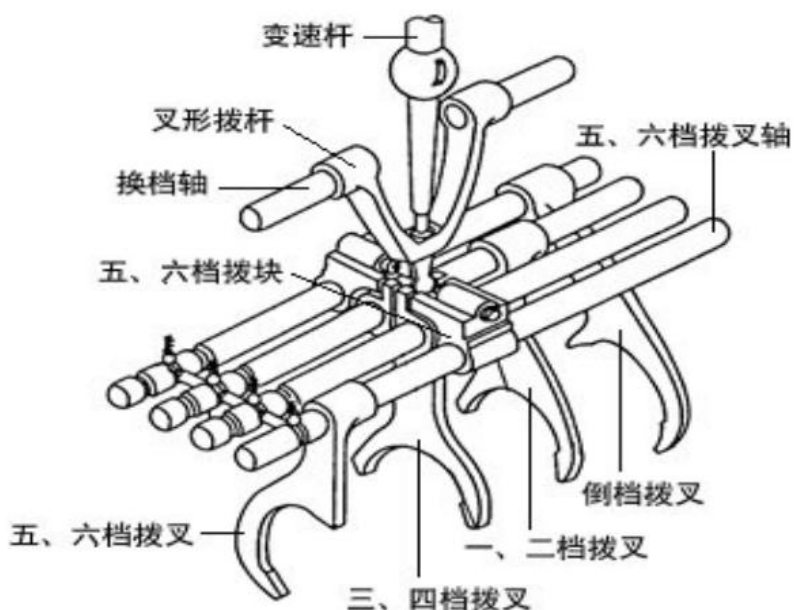


图 1.5 操纵器

如图 1.5 所示是变速器的操纵机构。主要由拨叉、拨叉轴和变速杆组成。变速器的操纵机构主要有两种：直接操纵式和远距离操纵式。一般的汽车的变速器安放在驾驶员位置附近，这样变速杆可以放在驾驶员附近，驾驶员可以直接操纵变速器。另外有些汽车的驾驶员座位远离变速器，这时通过在变速杆和换挡拨叉间加几个传动结构，实现远距离操作变速器。

另外，在设计变速器时还要考虑几个问题。一是操纵结构中应该设置自锁装置，以防变速器自动换挡或者挂档后脱档。二是操纵结构中应该设置互锁装置，防止变速器同时挂上两个档位，导致变速器损坏。三是设置倒档安全机构，防止汽车在高速运行时，驾驶员不小心挂上倒档。

1.4.1 自锁结构

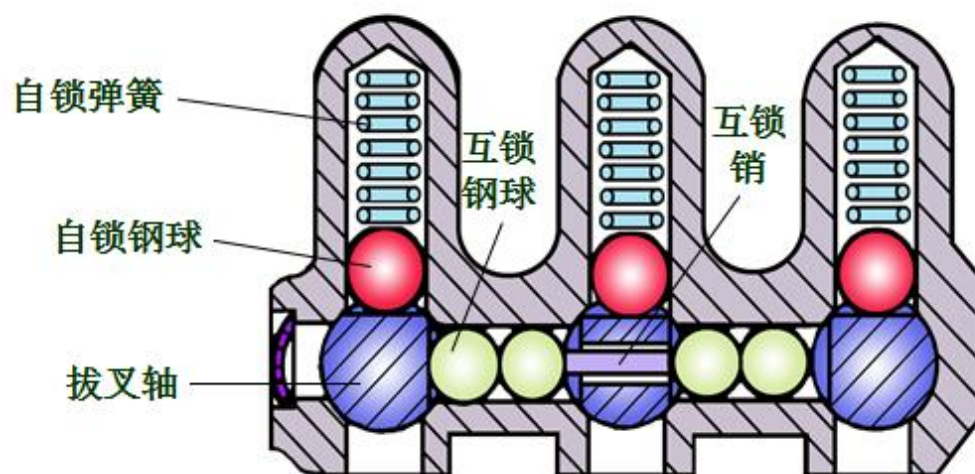


图 1.6 自锁结构

如图 1.6 所示，自锁结构由自锁弹簧、自锁钢球、和拨叉轴上的凹槽组成。当换挡时，拨叉轴在换挡拨叉的作用力下移动，自锁钢球向上运动。挂好档之后，钢球在弹簧的作用力下压在拨叉轴的另一个凹槽中，锁住拨叉轴，防止拨叉轴移动。

1.4.2 互锁结构

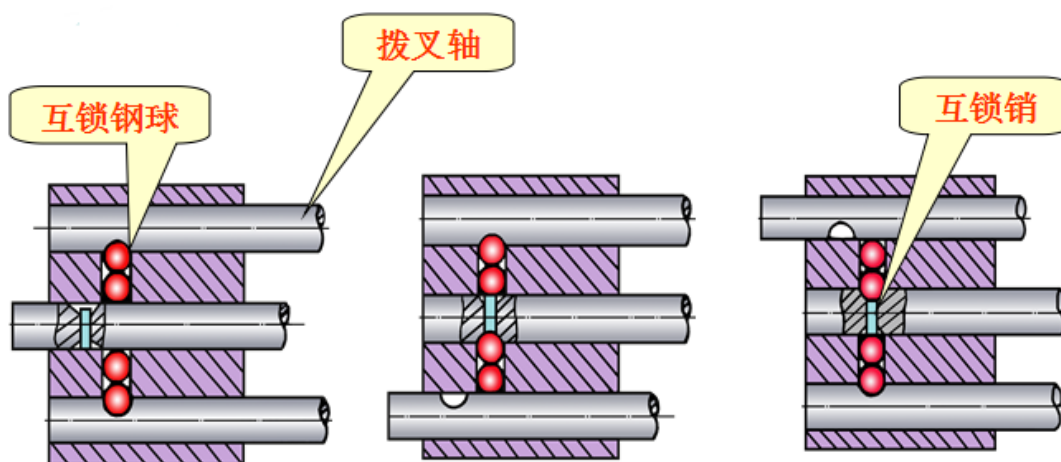


图 1.7 互锁结构

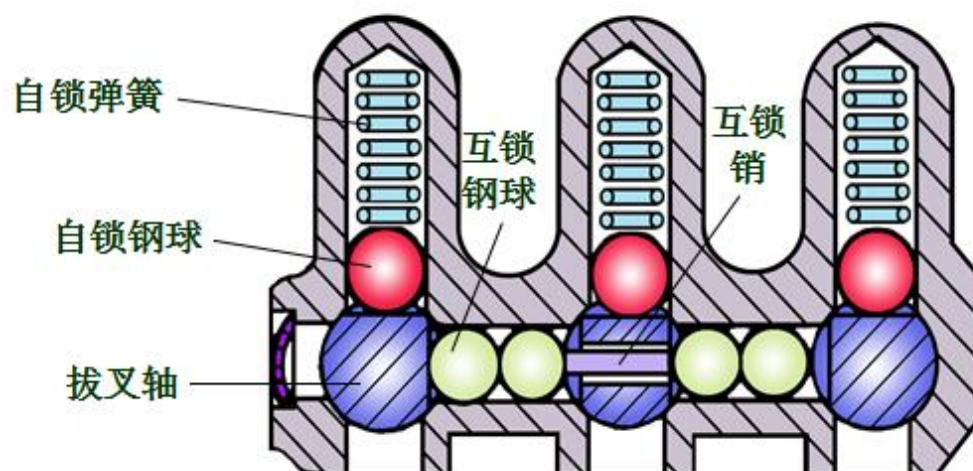


图 1.8 自锁与互锁

如图 1.7 和图 1.8 所示，互锁结构由互锁钢球、互锁销和拨叉轴上的凹槽组成。在换挡时，拨叉轴在换挡拨叉的作用力下移动，互锁钢球和互锁销随着移动。挂好档之后，互锁钢球和互锁销会把其他的拨叉轴锁住，这样其他拨叉轴就不能移动。

1.5 其他零部件分析和选择

变速器的主要零部件有齿轮、轴和轴承。

1.5.1 齿轮

虽然斜齿圆柱齿轮在传动时产生轴向力，并且加工比直齿圆柱齿轮加工复杂。但是与直齿轮传动相比较，斜齿轮的啮合性能好，传动比较平稳，噪声小，重合度大，大大降低了每对齿轮的载荷，提高了齿轮的承载能力和寿命。另外，斜齿轮不产生根切的最少齿数也较小^[1]。因为斜齿轮的这些优点，斜齿轮在变速器中得到广泛应用。直齿圆柱齿轮仅用于变速器的一档和倒档。

所以在本设计中，一档和倒档都是使用直齿圆柱齿轮，其他各档都是使用斜齿圆柱齿轮。

1.5.2 轴

机械式变速器的轴在工作时要承受转矩和弯矩，如果轴有比较明显的变形将会影响齿轮正常啮合传动，并且产生噪声，会降低轴和齿轮的使用寿命。在设计轴的结构形状时，除了要保证轴的强度和刚度外，还要综合考虑齿轮、轴承及同步器等零部件的安装。另外与轴的制造工艺也有密切联系^[2]。

第一轴一般和齿轮做一个齿轮轴，轴的长度由离合器总成的轴向尺寸确定。第一轴上的花键尺寸应该和离合器从动盘上的内花键尺寸相适应。

为了方便齿轮、轴承和同步器的安装，第二轴设计成阶梯轴。另外依据轴受力情况和合理地利用材料来看，将第二轴设计成阶梯轴也是合理的。但是第二轴上的各个截面尺寸不能相差太大。为了方便各档齿轮的轴向定位和阶梯轴的设计，齿轮上的轴向定位都是使用弹性挡圈。另外第二轴上安装同步器的花键毂的花键都是使用矩形花键。

为了方便变速器的安装，减少不必要的零部件，变速器的中间设计为齿轮轴的阶梯轴。

1.5.3 轴承

作高速旋转运动的机械式变速器轴支承在箱体上或者其他部位以及齿轮与轴不做固定连接处都应该安装轴承。一轴、二轴和中间轴支撑在箱体上，轴上有斜齿轮，所以可以使用角接触轴承。角接触轴承可以同时承受径向载荷以及轴向载荷，也可以单独承受轴向载荷。能在较高转速下正常工作^[2]。在输出轴上，齿轮并不随轴一起转动，所以使用滚针轴承。

2 变速器主要参数的选择

以汽车发动机的输出参数作为变速器的输入参数，然后计算变速器的传动比。最后依据传动比选择中心距和齿轮的参数等。

2.1 主要输入参数

在本设计中，变速器的主要输入参数依据目前市场热销的汽车来选择。主要的设计参数如表 2.1 所示。

表 2.1 变速器主要输入参数

主减速比	4.11
最高时速 (km/h)	210
轮胎型号	215/60 R16
发动机型号	EA888
最大扭矩 (N·m)	250
最大功率 (kw)	118
最大功率转速	4500-6200rpm
马力 (ps)	161
整车质量 (kg)	1500
满载质量 (kg)	2040

2.2 变速器传动比的选择

在本节内容中主要讨论了机械式变速器的传动比范围，然后计算机械式变速器的各档的传动比。

2.2.1 传动比范围

机械师变速器的传动比范围是指变速器最低档的传动比与最高档的转动比的比值。一般情况下最高档是直接档，其传动比为 1，在本文设计中，最高档的传动比也是设置为 1；有的机械式变速器的最高档是超速档，其传动比为 0.7~0.8。影响汽车最低档的传动比的因素有：在发动机的最大转矩和最低稳定转速时所要求的汽车最大爬坡能力、驱动轮与路面间的摩擦力、主减速比和驱动轮的滚动半径以及所要求的最低稳定行驶车速等。现代轿车的传动比范围一般在 3.0~4.5 之间，轻型货车的传动比在 5.0~8.0 之间，商用车的传动比则更大。本文设计变速器是安装在现代轿车上的，所以其传动比范围在 3.0~4.5 之间。

2.2.2 一档传动比计算

在选择变速器一档的传动比时，要综合考虑汽车的最大爬坡度、车轮与路面的摩擦力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和车轮的半径。汽车在使用一档爬陡坡时，车速一般不会很高，空气阻力可忽略不计，那么发动机提供的最大驱动力主要用于克服轮胎与路面间的滚动阻力及爬坡阻力。故有

$$\frac{T_{emax}i_0i_1\eta}{r} \geq mg(f\cos\alpha_{max} + f\sin\alpha_{max}) \quad (2-1)$$

即

$$i_1 \geq \frac{mgr(f\cos\alpha_{max} + f\sin\alpha_{max})}{T_{max}i_0\eta} \quad (2-2)$$

在上式中

T_{emax} ----- 发动机最大转矩;

i_0 ----- 主减速比;

i_1 ----- 一档传动比;

η ----- 传动效率 (在本设计中, 传动效率为 96%);

α_{max} ----- 最大爬坡度 (在本设计中, 最大爬坡度为 20°);

r ----- 轮胎半径

f ----- 滚动阻力系数

下面计算轮胎半径。根据轮胎的型号 215/60 R16, 215 是指轮胎横截面宽度为 215 毫米, 55 是指高宽比为 55%, R 表示子午线轮胎结构, 16 是指轮辋直径为 16 英寸。另外, 1 英寸约等于 25.4 毫米。所以可以得到轮胎的半径为

$$r = 215 \times 5\% + 16 \times 25.4 \div 2 \text{ mm} = 535.4 \text{ mm}$$

根据变速器的主要输入参数 (表 2.1) 和公式 2.2 可以计算出变速器的一档传动比为:

$$i_1 = 3.96$$

2.2.3 其他各档传动比的计算

在传统的机械式变速器中各档传动比之间一般是按照等比级数来分配, 用等比级数分配传动比方法可以使发动机在接近外特性的最大功率附近运转, 增大汽车后备功率, 提高汽车的爬坡性能^[3]。

按等公比原则来分配传动比, 所以各档的传动比是一个等比数列。即:

$$i_1/i_2 = i_2/i_3 = \dots = q$$

等比级数分配各档传动比只是理论上的传动比分配原则, 而在实际设计中由于齿轮齿数只能是整数, 实际的传动比会与理论值有点偏离。另外按照等比级数来分配各档传动比主要目的是在于改善汽车的性能, 充分发挥发动机的动力。

另外现代的汽车研究理论认为传动比之间的比值越小汽车越省油, 换挡也将会更加容易。在汽车实际行驶过程中, 多数时间汽车是处在高档位, 高档之间的换挡频率也比低档之间换挡频率要高很多, 所以, 在设计时高档传动比之间的比值应该要小于低档^[4]。

现在先根据等比级数分配各档传动比的原则粗略计算其他各档传动比, 最后根据齿轮的齿数计算实际的传动。

在本设计中, 最高档六档的传动比为 1。各档之间的传动比公比 q 为:

$$q = \sqrt[5]{\frac{i_1}{i_6}} = 1.32$$

由此得到其他各档传动比： $i_2=3.00$

$$i_3=2.28$$

$$i_4=1.73$$

$$i_5=1.32$$

在传统的变速器中倒档齿轮的传动比与一档的传动相近，所以在本设计中倒档传动比取与 3.90。

变速器各档传动比如下表：

表 2.2 传动比

	倒档	一档	二档	三档	四档	五档	六档
传动比	3.90	3.96	3.00	2.28	1.73	1.32	1.00

2.3 中心距初步计算

在三轴式变速器中，变速器中心距 A 是指中间轴与第二轴之间的轴线距离距 A。中心距是三轴式变速器的一个重要参数，它的大小不仅对变速器的结构尺寸有影响，而且它对齿轮的接触强度有重要影响。变速器的中心距越小，齿轮的接触压力越大，齿轮寿命就越短。所以最小的中心距要保证轮齿的接触强度。另外还要考虑轴在箱体上的安装。为了方便安装轴，中心距应该设计大一点。在考虑箱体的强度时，最好也是将中心设计大一点。现在先根据对实际生产的变速器的统计而得到的经验公式初选：

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{\max} i_0 \eta} \quad (2-3)$$

在上面的公式中

A-----中心距

K_A -----中心距系数。（对轿车， $K_A=8.9 \sim 9.3$ 。在本设计中 $K_A=9.0$ ）

所以得到初选中心距为 88.15mm

2.4 齿轮参数选择

在本节中主要齿轮的模数、齿轮齿形、压力角和螺旋角等。这些都是齿轮的重要参数。

2.4.1 齿轮模数

齿轮的模数是由轮齿的弯曲疲劳强度或者在最大载荷作用下的静强度确定的。选择齿轮模数时应该考虑到适当增大齿轮齿宽而减小齿轮模数时可以降低变速器的噪声，然而为了减小变速器的重量，则可以通过增大齿轮模数和减小齿轮齿宽和中心距实现。对于轿车而言降低噪声很重要，而对于货汽车则应该减小变速器的重量^[5]。对于机械式变

速器齿轮应采用小模数, 多齿数来获得 2~3 的重合系数和良好的运行平稳性和较小的噪声, 且可增加接触寿命。机械式变速器低档齿轮模数应该比高档的齿轮大一点。

一般机械式变速器齿轮模数可以根据经验公式求得:

$$m = (0.4 \sim 0.6) \sqrt[3]{T_{max}} \quad (2-4)$$

其中 $T_{max} = 201 \text{ N} \cdot \text{m}$ 所以 $m = 2.97 \text{ mm}$ 。另外选择的模数应该符合国标 GB1357-1987 规定并满足强度要求。所以在本设计中模数初选结果如下表 2.3 所示。

表 2.3 模数

	倒档	一档	二档	三档	四档	五档	六档
模数 (mm)	3.0	3.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0

2.4.2 齿轮齿形、压力角和斜齿轮螺旋角的选择

斜齿轮在传递转矩时, 会产生轴向力并作用到轴承上。在设计变速器时应尽量使中间轴上工作的两对斜齿轮产生的轴向力相互抵消, 以降低轴承载荷, 提高轴承的使用寿命。所以, 中间轴上不同档位的齿轮的螺旋角应该是相同的。但是为了简化工艺和设计, 中间轴上的斜齿轮的螺旋方向都取为右旋, 那么第一轴和第二轴上的斜齿轮则取为左旋。另外, 一档和倒档设计为直齿。

机械式变速器中的齿轮都使用渐开线齿廓。国家标准规定的齿轮标准压力角是 20° 。增大压力角会使齿根圆齿厚和节圆处渐开线曲率半径增大, 所以齿轮的弯曲强度与接触强度得到提高, 但是不根切的最少齿数变小, 重合度减小, 噪声也会随之增大。所以在本设计中使用国家标准压力角 20° 。

斜齿轮的螺旋角也要选择合适。斜齿轮的螺旋角太小时, 发挥不了斜齿轮的优点。当斜齿轮的螺旋角太大是, 斜齿轮产生的轴向力又非常大, 将会降低轴承的寿命。另外, 增大齿轮的螺旋角会使齿轮啮合时重合系数增大, 工作平稳、噪声减小, 齿轮的强度也会得到提高, 但是当螺旋角 $> 30^\circ$ 时, 虽然齿轮的接触强度将会提高, 但是齿轮的弯曲强度则会突然下降^[6]。所以, 考虑到提高低档齿轮的弯曲强度, 螺旋角不能太大。所以本设计中的斜齿轮的螺旋角在 $8^\circ \sim 20^\circ$ 之间选择。

2.5 齿轮齿数的分配

在初步选择中心距、齿轮模数和斜齿轮的螺旋角之后, 可根据机械变速器的档数、传动比和传动方案来分配各档齿轮的齿数^[26]。本文设计的机械式变速器的传动方案如下图 2.1 所示, 另外应该注意的是, 各档齿轮间的齿数比应尽量不是整数, 以使齿面磨损均匀。

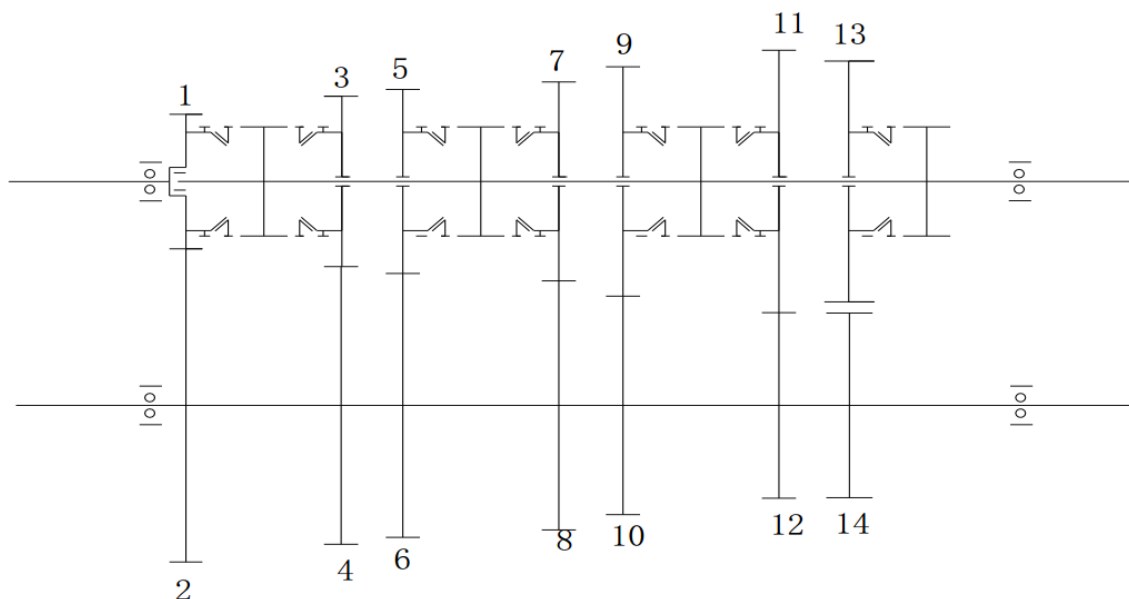


图 2.1 结构简图

2.5.1 一档齿轮齿数

一档齿轮的传动比：

$$i_1 = \frac{z_2 z_{11}}{z_1 z_{12}} \quad (2-5)$$

如果 z_{11} 和 z_{12} 的齿数确定， z_1 和 z_2 就可以算出来了。为了计算 z_{11} 和 z_{12} ，可以先求出它们的齿数之和 z_h 。

$$z_h = \frac{2A}{m} \quad (2-6)$$

代入数据后计算得 $z_h=50.37$ ，取整后 $z_h=50$ 。 z_h 取整之后，对中心距修正得 $A=87.5\text{mm}$ 。

下面对 z_{11} 和 z_{12} 这一对齿轮的齿数进行分配。为了使一档的传动比大一些，中间轴上的一档小齿轮的齿数尽可能取小些。在一档传动比 i_1 已经确定的情况下，中间轴上的一档小齿轮的齿数取小一些，使 z_{11}/z_{12} 的值尽可能大，这样第一轴上的常啮合齿轮的齿数会多些，以便在第一轴的内腔设置第二轴的前轴承并保证第一轴轴有足够的厚度。另外，中间轴上一档齿轮的最少齿数还要受中间轴的轴径大小限制，也就是受中间轴的刚度限制。所以要对轴的尺寸和齿轮的齿数统一考虑。在本设计中取中间轴上一档齿轮 z_{11} 的齿数为 17。 $z_{12}=z_h-z_{11}=50-17=33$ 。

2.5.2 常啮合传动齿轮副的齿数

常啮合齿轮的传动比为：

$$\frac{z_2}{z_1} = i_1 \frac{z_{12}}{z_{11}} \quad (2-7)$$

另外常啮合齿轮的中心距与一档齿轮的中心距相等。所以得到

$$A = \frac{m_n(z_1+z_2)}{2\cos\beta} \quad (2-8)$$

先初选螺旋角 $\beta_1=20^\circ$ 。算得 $z_1=18.12$, $z_2=38.32$ 。然后对齿数取整。得 $z_1=18$, $z_2=38$ 。对齿数取整后, 对螺旋角修正得 $\beta_1=19^\circ 28'$ 。

2.5.2 其他档的齿轮的齿数

二档中两对啮合的斜齿轮满足下面两个等式:

$$i_2 = \frac{z_2 z_9}{z_1 z_{10}} \quad (2-9)$$

$$A = \frac{m_n(z_9 + z_9)}{2 \cos \beta} \quad (2-10)$$

另外斜齿轮传递转矩时, 要产生轴向力并作用到轴承上。在设计变速器斜齿轮时, 应该使同时工作的两对齿轮的轴向力相互抵消。为了使两个轴向力平衡必须满足下面等式:

$$\frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_9} = \frac{z_2}{(z_1 + z_2)} \left(1 + \frac{z_9}{z_{10}}\right) \quad (2-11)$$

联立上面三个方程解得: $z_9=32.86$, $z_{10}=24.12$, 取整后得 $z_9=33$, $z_{10}=24$, 螺旋角 $\beta=12^\circ 16'$ 。

依照同样的方法可以计算其他档的齿轮的齿数和螺旋角。求得的结果如下:

三档齿轮: 齿数 $z_7=30$ 齿数 $z_8=27$ 螺旋角 $\beta=12^\circ 16'$

四档齿轮: 齿数 $z_5=26$ 齿数 $z_6=31$ 螺旋角 $\beta=16^\circ 16'$

五档齿轮: 齿数 $z_3=22$ 齿数 $z_4=34$ 螺旋角 $\beta=16^\circ 16'$

2.5.3 齿轮的齿宽

齿轮的齿宽对变速器的轴向尺寸、传动平稳性和齿轮寿命情况都有影响。齿轮的齿宽减小将影响到变速器的传动平稳, 小的齿宽加大了齿轮应力。但是为了减小变速器的轴向尺寸以及减小变速器质量, 宜采用小的齿宽。当齿轮的齿宽度较大, 齿轮的承载能力会提高。但是当齿轮承载后, 由于轴的挠曲变形和齿轮的形状误差等因素, 会造成齿宽方向的受力不均, 所以齿轮的齿宽也不宜过大。这些都应该综合考虑。

在本设计中根据下面的经验公式来计算齿轮齿宽。

$$b = k_c m_n \quad (2-12)$$

其中 k_c 是齿宽系数 (直齿轮取 $4.5 \sim 8.0$, 斜齿轮取 $6.0 \sim 8.5$)。为了简化制造工艺和设计, 齿宽都取 $b=26\text{mm}$ 。

2.5.4 倒档的齿轮的齿数

倒档的传动比跟一档的传动比非常接近, 所以中间轴上的倒档齿轮取 $z_{14}=17$ 。然后根据倒档的传动比:

$$i_{\text{倒}} = \frac{z_{13}}{z_{14}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad (2-13)$$

可以求得 $z_{13}=31$ 。

由于惰轮只是用于转换输出轴的转向, 所以本设计中惰轮的齿数 $z_{\text{惰}}=23$ 。

根据倒档上三个齿轮的齿数, 可以计算出中间轴与倒档轴的中心距:

$$A = \frac{1}{2}m(z_{14} + z_{惰}) \quad (2.14)$$

代入数据算得 $A=60\text{mm}$

同理得输出轴与倒档轴的中心距：

$$A = \frac{1}{2}m(z_{13} + z_{惰}) \quad (2.15)$$

代入数据算得 $A=81\text{mm}$

综合上面的计算可以得到变速器中所有齿轮的齿数和螺旋角。如下表 2.4 所示。

表 2.4 齿数和螺旋角

齿轮	齿数	螺旋角
齿轮 1	18	$19^{\circ} 28'$
齿轮 2	38	$19^{\circ} 28'$
齿轮 3	22	$16^{\circ} 16'$
齿轮 4	34	$16^{\circ} 16'$
齿轮 5	26	$16^{\circ} 16'$
齿轮 6	31	$16^{\circ} 16'$
齿轮 7	27	$12^{\circ} 16'$
齿轮 8	30	$12^{\circ} 16'$
齿轮 9	33	$12^{\circ} 16'$
齿轮 10	24	$12^{\circ} 16'$
齿轮 11	33	0°
齿轮 12	17	0°
齿轮 13	31	0°
齿轮 14	17	0°
惰轮	23	0°

根据齿轮的实际齿数可以修正变速器的传动比，修正结果如下表：

表 2.5 修正传动比

	一档	二档	三档	四档	五档	六档	倒档
传动比	3.99	2.83	2.28	1.78	1.33	1.00	3.75

3 变速器主要零部件的设计与计算

变速器需要设计的主要零部件有齿轮的几何尺寸、齿轮的校核、轴的设计、轴的校核、花键的设计和花键的校核等。

3.1 齿轮的几何尺寸设计计算

机械式变速器的齿轮均为渐开线齿轮。渐开线齿轮除了能满足传动平稳、传动比恒定不变等基本要求之外，还具有互换性好、中心距具有可分离性及切齿刀具制造容易等优点。渐开线齿轮的正确啮合条件是：两齿轮的模数、分度圆压力角必须分别相等，两斜齿轮的螺旋角必须相等而方向相反^[7]

下面表 3.1 是齿轮的几何尺寸计算公式

表 3.1 齿轮计算公式

名称	符号	计算公式
基圆柱螺旋角	β_b	$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$
端面模数	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
端面压力角	α_t	$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$
法面齿距	p_n	$p_n = \pi m_n$
端面齿距	p_t	$p_t = p_n / \cos \beta$
法面基圆齿距	p_{bn}	$p_{bn} = p_n \cos \alpha_n$
分度圆直径	d	$d = z m_t$
基圆直径	d_b	$d_b = d \cos \alpha_t$
齿顶高	h_a	$h_a = m_n h_{an}^*$
齿根高	h_f	$h_f = m_n (h_{an}^* + c_n^*)$
齿顶圆直径	d_a	$d_a = d + 2h_a$
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - 2h_f$

其中 h_{an}^* 是法面齿顶高系数， c_n^* 是法面顶隙系数。 β 是螺旋角

根据表 1.3 的计算公式计算各个齿轮的几何尺寸。如表 3.2 和表 3.3 所示

表 3.2 齿轮几何尺寸-1

名称	齿轮 1	齿轮 2	齿轮 3	齿轮 4	齿轮 5	齿轮 6	齿轮 7
齿数	18	37	22	34	26	30	30
法面模数 (mm)	3	3	3	3	3	3	3
螺旋角 (deg)	19.46	19.46	16.26	16.26	16.26	16.26	12.27
基圆柱螺旋角 (deg)	18.75°	18.75	15.52	15.52	15.52	15.52	11.61
端面模数 (mm)	3.19	3.19	3.19	3.19	3.19	3.19	3.19
端面压力角 (deg)	22.11°	22.11	21.72	21.72	21.72	21.72	21.34
法面齿距 (mm)	9.42	9.42	9.42	9.42	9.42	9.42	9.42
端面齿距 (mm)	10.00	10.00	9.81	9.81	9.81	9.81	9.64
法面基圆齿距 (mm)	8.86	8.86	8.86	8.86	8.86	8.86	8.86
分度圆直径 (mm)	57.27	111.72	68.75	106.25	81.25	93.75	92.10
基圆直径 (mm)	53.06	109.06	60.86	98.70	75.48	87.09	85.79
齿顶高 (mm)	3	3	3	3	3	3	3
齿根高 (mm)	3.75	3.75	3.75	3.75	3.75	3.75	3.75
齿顶圆直径 (mm)	63.27	123.72	74.75	112.25	84.25	99.75	98.10
齿根圆直径 (mm)	49.77	110.23	61.25	98.75	73.75	86.25	84.60

表 3.3 齿轮几何尺寸-2

名称	齿轮 8	齿轮 9	齿轮 10	齿轮 11	齿轮 12	齿轮 13	齿轮 14
齿数	27	33	24	33	17	31	17
法面模数 (mm)	3	3	3	3.5	3.5	3	3
螺旋角 (deg)	12.27	12.27	12.27				
基圆柱螺旋角 (deg)	11.61	11.61	11.61				
端面模数 (mm)	3.19	3.19	3.19				
端面压力角 (deg)	21.34	21.34	21.34				
法面齿距 (mm)	9.42	9.42	9.42	10.99	10.99	9.42	9.42
端面齿距 (mm)	9.64	9.64	9.64				
法面基圆齿距 (mm)	8.86	8.86	8.86	10.33	10.33	8.85	8.85
分度圆直径 (mm)	82.89	101.31	73.68	115.5	59.5	93.051	69
基圆直径 (mm)	77.21	94.36	68.63	107.93	55.60	86.90	47.65
齿顶高 (mm)	3	3	3	3.5	3.5	3	3
齿根高 (mm)	3.75	3.75	3.75	4.36	4.36	3.75	3.75
齿顶圆直径 (mm)	88.89	107.31	79.68	122.5	66.5	99	57
齿根圆直径 (mm)	75.39	93.81	66.18	106.75	50.75	85.5	43.5

3.2 齿轮损坏的形式及原因

机械式变速器的齿轮损坏形式主要有：轮齿折断、齿面疲劳剥落、移动换档齿轮端部破坏以及齿面胶合^[8]。

轮齿折断主要发生在下面的几种情况：轮齿受到的冲击载荷太大，导致轮齿弯曲折断；在齿轮的啮合过程中，轮齿根部会产生弯曲应力，另外在轮齿过渡圆角处又会产生应力集中，所以当齿轮受到太大的载荷作用时，轮齿根部的弯曲应力超过了材料的许用应力，轮齿就会断裂。这种由于齿轮强度不够而产生的轮齿断裂，在机械式变速器中这种断裂情况是较少发生。在变速器中常见的轮齿断裂情况主要是因为在重复载荷的作用下使齿根受拉面的最大应力区出现了疲劳裂缝而逐渐扩大到一定深度后导致折断，其破坏断面在疲劳裂缝部分是呈光滑表面，而突然断裂的断面呈粗粒状表面。变速器中低档的小齿轮由于载荷较大而齿数较少、齿根较弱，其主要破坏形式就是这种弯曲疲劳断裂。

齿面点蚀是变速器中高速档齿轮齿面接触疲劳的破坏形式。齿轮的齿面长期在脉动的接触应力作用下，会产生大量与齿面成尖角的小裂缝。齿轮在啮合时由于齿面之间的相互挤压，使填满了润滑油的裂缝内油压增高，导致裂缝的进一步加大，最后在齿面产生剥落，使齿面上形成许多小点，即所谓点蚀^[9]。齿轮的点蚀使齿轮齿形误差加大进而

产生动载荷，甚至可能引起齿轮轮齿折断。一般是靠近节圆根部的齿面处点蚀比靠近节圆顶部的点蚀严重；主动小齿轮比被动大齿轮点蚀严重。

对于高速重载齿轮，由于齿面间的相对滑动速度快、接触压力大，在齿轮接触区产生高温进而破坏掉齿面间的润滑油膜，使两个齿轮的齿面直接接触。在局部高温、高压下的条件下，齿面熔焊粘连在一起，齿面沿滑动方向形成撕伤痕迹的损坏形式称为齿面胶合。在一般的汽车机械式变速器中，产生胶合损坏的现象时很少见的。

加大齿轮的轮齿根部齿厚，增大齿轮齿根圆角半径，采用高齿，提高齿轮重合度，增加同时轮齿啮合对数，提高轮齿柔度，采用优质材料等，这些方法都是提高齿轮轮齿弯曲强度的重要措施。合理选择齿轮参数，增大齿廓曲率半径，降低接触应力，提高齿面硬度等，可以提高齿面的接触强度。采用黏度大、耐高温、耐高压的润滑油，可以提高油膜强度，提高齿面硬度，或者选择适当的齿面表面处理和镀层等，是防止齿面胶合的措施。

3.3 齿轮的材料选择和加工工艺

变速器齿轮多数采用渗碳合金钢制造，它表层的硬度高，芯部的韧性大，能大大提高齿轮的耐磨性、抗弯曲疲劳和接触疲劳的能力^[10]。在选用齿轮的钢材和热处理工艺时，对齿轮的切削加工性能及制造成本也应综合考虑。另外，通过对齿轮进行强力喷丸处理后，能提高齿轮弯曲疲劳寿命及接触疲劳寿命。齿轮在热处理之后可以进行磨齿，能消除齿轮热处理产生的变形；经过磨齿后得齿轮其精度高于热处理前剃齿和挤齿齿轮精度，提高齿轮传动平稳性和效率；在同样载荷的条件下，经过磨齿的齿轮弯曲疲劳寿命比剃齿的要高。

目前国内汽车变速器齿轮的材料主要用 20CrMnTi、20Mn2TiB、16MnCr5、20MnCr5、25MnCr5 等钢材，这些低碳合金钢都需要进行渗碳、淬火处理，以提高表面硬度细化材料晶粒^[11]。为消除内应力，还要进行回火处理。渗碳处理齿轮表面硬度为 58~63HRC，芯部硬度为 33~48HRC。

在本设计中齿轮的材料选用 20CrMnTi。

3.4 变速器齿轮强度计算

和其他的机械行业相比，不同用途的汽车机械式变速器齿轮使用条件基本上是相同的。另外，变速器齿轮使用的制造材料、热处理方法、加工方法、精度级别、支承方式也基本相同。一般的机械式变速器齿轮用低碳钢制作，采用剃齿和磨齿进行精加工，齿轮表面使用渗碳淬火热处理工艺，齿轮精度不低于 7 级等。因此，使用比计算通用齿轮强度公式更为简化的计算公式来计算汽车变速器的齿轮，一样可以获得比较准确的结果。因此本设计中使用简化的计算公式来计算变速器齿轮强度

3.4.1 变速器齿轮弯曲疲劳 σ_w 计算

$$\sigma_w = \frac{F_t K_\sigma}{b t y K_\epsilon} \quad (3-1)$$

式中 σ_w -----弯曲应力 (Mpa) ;

F_t -----圆周力 (N) , $F_t = \frac{2T_g}{d}$;

T_g -----计算载荷 (N•m), 取 $T_g = \frac{T_{emax}}{2}$;

d -----分度圆直径 (mm), $d=mz$;

K_σ -----应力集中系数, 可以近似取 1.65;

K_f -----摩擦力影响系数, 主动齿轮取 1.1, 从动齿轮取 0.9;

b -----齿宽 (mm);

t -----端面齿距 (mm);

y -----齿形系数, 取 0.133;

K_ϵ -----重合度影响系数, 取 2.0。

将有关参数代入上式, 得到齿轮的弯曲应力为^[12]

$$\sigma_w = \frac{2T_g \cos \beta K_\sigma}{\pi z m_n^2 b y K_\epsilon} \quad (3-2)$$

通过上面的方法计算齿轮的弯曲应力。结果如下表 3.4:

表 3.4 弯曲应力

	一档	二档	三档	四档	五档	常啮合齿	倒档
弯曲应力 (Mpa)	191.74	168.64	152.16	129.95	115.10	208.27	178.32

对于汽车变速器齿轮的许用应力在 250Mpa 左右, 各档的弯曲应力都在许用应力之内, 满足设计要求。

3.4.2 变速器轮齿接触应力 σ_j 计算

轮齿接触应力计算的简化公式如下

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3-3)$$

式中

σ_j -----齿轮接触应力 (MPa);

F -----齿面上的法向力 (N); $F = \frac{F_t}{\cos \alpha \cos \beta}$;

F_t -----圆周力 (N) , $F_t = \frac{2T_g}{d}$;

T_g -----计算载荷 (N•m), 取 $T_g = \frac{T_{emax}}{2}$;

d -----分度圆直径

E -----材料的弹性模量 (MPa), 取 $E=200000\text{MPa}$

b -----齿轮的实际齿宽 (mm)，取 $b=26\text{mm}$;

ρ_z 、 ρ_b -----主、从动齿轮节点处的曲率半径 (mm)

在直齿轮中 $\rho_z = r_z \sin \alpha$ 、 $\rho_b = r_b \sin \alpha$ (r_z 、 r_b 为主、从动齿轮节圆半径 (mm))。

在斜齿轮中 $\rho_z = \frac{r_z \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$ 、 $\rho_b = \frac{r_b \sin \alpha}{\cos^2 \beta}$ (r_z 、 r_b 为主、从动齿轮节圆半径 (mm))。

将各参数代入公式，整理后得到接触应力为：

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{T_{\max} E}{m z b \cos \alpha \cos \beta} \left(\frac{1}{\rho_z} + \frac{1}{\rho_b} \right)} \quad (3-4)$$

将各档齿轮的参数代入上面公式，计算出各档齿轮的接触应力如下表：

表 3.5 接触应力

	一档	二档	三档	四档	五档	常啮合齿	倒档
接触应力 (MPa)	555.85	387.70	533.39	429.05	521.72	528.14	619.30

渗碳齿轮的许用接触应力 1300~1400Mpa,通过上面的计算，各档齿轮都满足要求。

3.5 轴的结构设计与校核

中间轴式变速器有三根轴，三根轴应该同步设计，以满足安装轴上齿轮以及同步器的需要，轴的初取最小直径取 $\varnothing 30$ 设计，所有的齿轮宽度取为 26mm。然后根据实际装配情况设计轴。

3.5.1 轴的刚度验算

对齿轮工作影响最大的是轴在垂直面内产生的挠度和轴在水平面内的转角。前者使齿轮中心距发生变化，破坏了齿轮的正确啮合；后者使齿轮相互歪斜。

确定轴的尺寸以后，可对轴进行刚度和强度验算。欲求中间轴式变速器第一轴的支点反作用力，必须先求第二轴的支点反力，因为第二轴是架在第一轴上的。档位不同，不仅齿轮上的圆周力、径向力和轴向力不同，而且力到支点的距离也有变化，所以应当对每个档位都进行验算。作用在第一轴上的转矩应取发动机最大扭矩 $T_{\max}$ 。轴的挠度和转角计算时仅计算齿轮所在位置处轴的挠度和转角。第一轴常啮合齿轮副，因距离支承点近、负荷又小，通常挠度不大，故可以不必计算。

轴在垂直面内的挠度为 f_c ，在水平面内挠度为 f_s 和转角 δ ，可分别用下式计算^[12]：

$$f_c = \frac{F_t a^2 b^2}{3 E I L} \quad (3-5)$$

$$f_s = \frac{F_r a^2 b^2}{3 E I L} \quad (3-6)$$

$$\delta = \frac{F_t a b (b-a)}{3 E I L} \quad (3-7)$$

式中 F_t -----齿轮的径向力 (N)

F_r -----齿轮的圆周力 (N)

E -----弹性模量 (MPa)，取 $E=2.1 \times 10^5 \text{ Mpa}$

I -----惯性矩 (mm^4), 对于实心轴, $I = \frac{\pi d^4}{64}$;

d -----轴的直径 (mm)。

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)。

$$\text{轴的全挠度 } f = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} \leq 0.2\text{mm}。 \quad (3-8)$$

齿轮所在平面的转角不应该超过 0.002rad 。

根据上面的计算公式可以得到在各档工作时, 输出轴和中间轴的挠度和转角。如下表 1.6 所示。

表 3.6 轴的挠度和转角

		一档	二档	三档	四档	五档	倒档
挠度 (mm)	输出轴	0.043	0.096	0.10	0.059	0.068	0.082
	中间轴	0.084	0.12	0.11	0.094	0.17	0.78
转角 (rad)	输出轴	0.0001	0.0004	0.0001	0.00013	0.0002	0.00018
	中间轴	0.0002	0.0001	0.0004	0.00017	0.0003	0.0003

通过分析上面的分析得到各档工作时, 各轴的刚度满足要求。

3.5.2 轴的强度验算

变速器上的轴收到弯矩和扭矩, 所以按弯扭合成来校核轴。因为一档的齿轮的受力最大, 所以只校验一档时的轴强度即可。

一档上使用的是直齿轮, 齿轮啮合的圆周力 F_t 、径向力 F_r 以及轴向力 F_a 按下面的公式计算^[7]:

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (3-9)$$

$$F_r = F_t \tan \alpha \quad (3-10)$$

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad (3-11)$$

T -----转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)

d -----节圆直径 (mm)

α -----压力角 ($^\circ$)

计算轴的弯扭合成强度, 先做出轴的计算简图, 然后分别按水平面和垂直面计算各力产生的弯矩, 并按计算结果分别做出水平面上的弯矩 M_H 和垂直面上的弯矩 M_V 。然后按照下面的公式计算弯矩。

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} \quad (3-12)$$

式中, M -----轴所受的弯矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

M_H -----轴的水平方向弯矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

M_V -----轴的垂直方向弯矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

已知轴的弯矩和扭矩之后，可针对某些危险的截面做弯扭合成强度校核计算。计算公式为：

$$\sigma = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \quad (3-13)$$

式中， σ ----- 轴的计算应力，Mpa；

M ----- 轴所受的弯矩，N · mm；

T ----- 轴所受的扭矩，N · mm；

W ----- 轴的抗弯截面系数，mm³；

α ----- 折合系数；

因为轴的扭转切应力和弯曲应力都是对称循环应力，所以取折合系数 $\alpha = 1$ 。轴的抗弯截面系数 W 可以按下面的公式计算：

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (3-14)$$

式中，d 是轴的直径。

根据上面的计算方法，计算的结果为：输出轴的应力为 172Mpa，中间轴的应力为 187Mpa。所以轴的强度满足要求。

3.6 花键

输出轴上的同步器周向定位是用矩形花键定位。下面进行花键的设计和校核。

3.6.1 花键的设计

根据轴的实际情况，在五六档处和倒档上连接同步器的花键小径 $d=26\text{mm}$ ，大径 $D=30\text{mm}$ ，花键齿数 $z=6$ ，齿宽 $B=6\text{mm}$ 。在三四档和一二档上连接同步器的花键小径 $d=34\text{mm}$ ，大径 $D=38\text{mm}$ ，花键齿数 $z=6$ ，齿宽 $B=6\text{mm}$ 。

3.6.2 花键的校核

花键的主要失效形式是工作面被压溃（静连接）或工作面过度磨损（动连接）。因此，静连接通常按工作面上的挤压应力进行强度计算，动连接则按工作面上的压力进行条件性的强度计算^[7]。

本设计中同步器与花键是静连接，花键的强度按下面的公式计算^[7]：

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{\psi z h l d_m} \leq [\sigma_p] \quad (3-15)$$

式中：

ψ ----- 载荷分布不均系数，取 $\psi = 0.7$ ；

z ----- 花键的齿数；

l ----- 齿的工作长度（mm）；

h ----- 花键齿侧面的工作高度（mm）；

d_m ----- 花键的平均直径（mm）；

$[\sigma_p]$ ----- 花键连接的许用压力（MPa），取 $[\sigma_p] = 140\text{MPa}$ ；

代入数据计算得到四个花键强度如下表：

表 1.7 花键强度

	五六档花键	三四档花键	一二档花键	倒档花键
强度（MPa）	65.25	74.43	88.56	94.12

通过分析上面的分析花键满足设计要求。

4 同步器设计与计算

同步器的设计主要有同步器的尺寸和同步器的参数选择等。

4.1 同步器结构

同步器结构如下图 4.1 所示

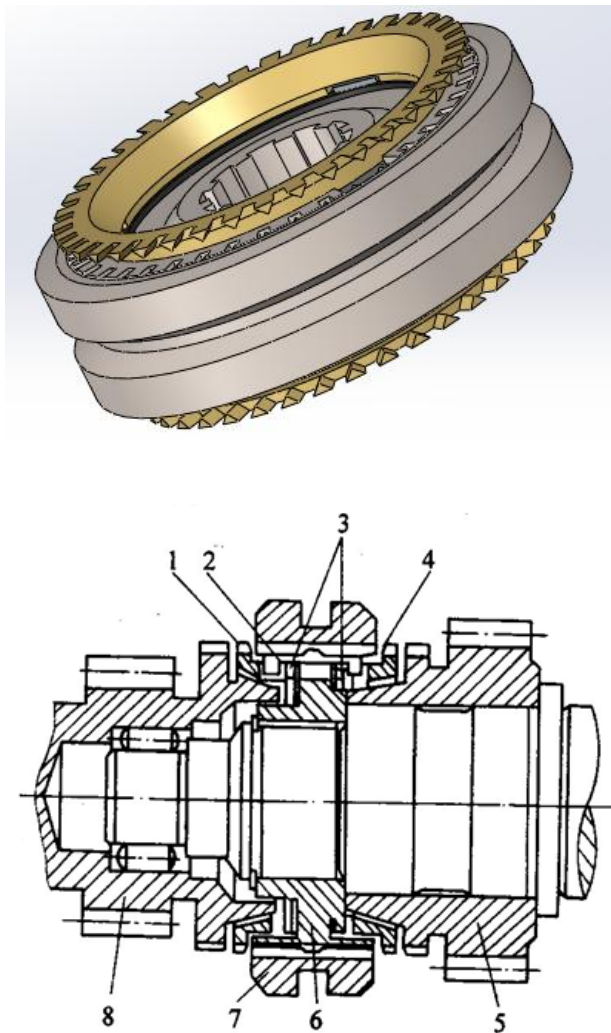


图 4.1 同步器

1, 4-同步环；3-滑块；5-啮合套座；6-花键毂；7-啮合套；8-输入轴；

同步器主要由同步环、滑块、花键毂和啮合套组成。同步器工作可靠、耐用，在现代汽车机械式变速器中得到广泛使用。

4.2 同步器工作原理

同步器的工作原理是利用被接合件的惯性防止同步前挂档。同步器挂档过程可以分为三个阶段^[13]。第一阶段，在变速器换档拨叉的推动下，啮合套离开中间位置作轴向移动，使摩擦元件的两摩擦表面相接触，惯性力矩引起的转速差产生的摩擦力矩使锁止元件转至锁止位置，完成锁止过程，以阻止同步前挂档，这时摩擦力矩大于脱锁力矩，使锁止可靠。如图 4.2；第二阶段，在继续施加的轴向力作用下，经锁止面传至摩擦表面的正压力不断加大，使摩擦副在滑磨过程中的两摩擦表面的角速度逐渐接近，当摩擦力矩克服了被接合部分的惯性力矩后，两摩擦表面间的转速差及摩擦力矩均消失，完成同步过程；第三阶段，摩擦力矩消失后，轴向力仍作用在锁止元件上，锁止面正压力的切向分力产生的脱锁力矩使锁止元件倒转某个角度，使两锁止面脱离接触，完成脱锁过程，让同步器顺利地同步，如图 4.2。所示

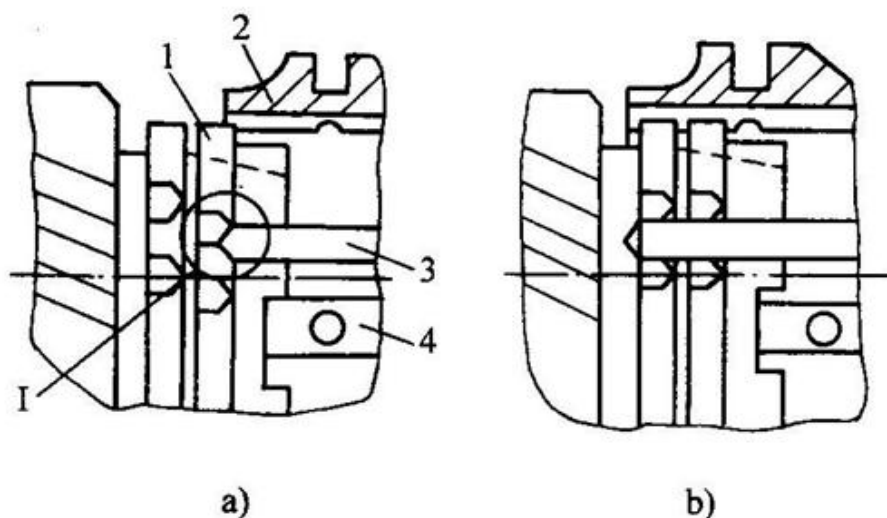


图 4.2 同步器啮合过程
a-同步器锁止；b-同步器换挡

4.3 同步器主要尺寸确定

(1) 接近尺寸

同步器换挡的第一阶段中间，在滑块侧面压在锁环缺口侧边的同时，且啮合套相对滑块做轴向移动前，啮合套接合齿与锁环接合齿倒角之间的轴向距离 b ，称为接近尺寸，如图 4.3 所示。尺寸 b 应大于零，取 $b=0.2 \sim 0.3\text{mm}$ 。

(2) 分度尺寸

滑块侧面与锁环缺口侧边接触时，啮合套接合齿与锁环接合齿中心线间的距离 a ，称为分度尺寸，如图 4.3 所示。分度尺寸 a 应该等于接合齿齿距的 $1/4$ 。

$$a = \frac{1}{4}p = \frac{1}{4}\pi m \quad (4-1)$$

式中取 $m=3$ ，得 $a=2.36$

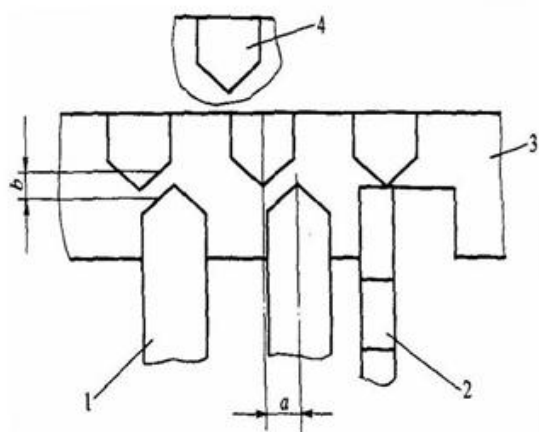


图 4.3 捏合器间隙

1- 啮合套接合齿；2-滑块；3-同步环；4-齿轮接合齿

（3）滑块转动距离 c

滑块在锁环缺口内转动距离 c 如图 4.4 所示。

滑块转动距离 c 与接合齿齿距 t 的关系如下：

$$c = \frac{R_1 t}{4R_2} \quad (4-2)$$

式中 R_1 -----滑块轴向移动后的外半径；

R_2 -----接合齿分度圆半径。

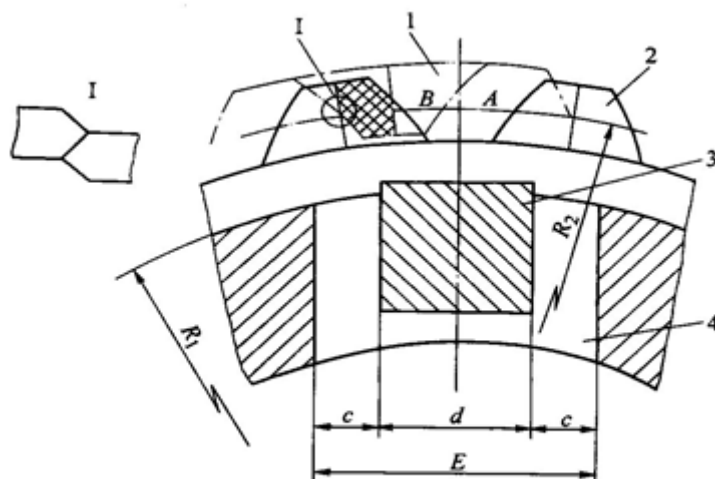


图 4.4 转动距离

1- 啮合套；2-锁环；3-滑块；4-锁环缺口

（4）滑块间隙

滑块端隙 δ_1 是指滑块端面与锁环缺口端面之间的间隙。同时啮合套端面与锁环端面间隙为 δ_2 。要求 $\delta_2 > \delta_1$ 。如果 $\delta_2 < \delta_1$ 则换档时，在摩擦锥面尚未接触时，啮合套接合齿与锁环接合齿的锁止面已位于接触位置，接合尺寸 $b < 0$ ，此刻因锁环浮动，摩擦面处无摩擦力矩作用，致使啮合套可以通过同步环，而使同步器失去锁止作用。为保证 $b > 0$ ，应该使 $\delta_2 > \delta_1$ 。为保证 $\delta_2 > \delta_1$ 取 $\delta_1 = 0.5$ ， $\delta_2 = 1.5$ 。

滑块端面与齿轮接合齿端面应留有间隙 δ_3 ，称之为后备行程。取 $\delta_3 = 2.0$ 。

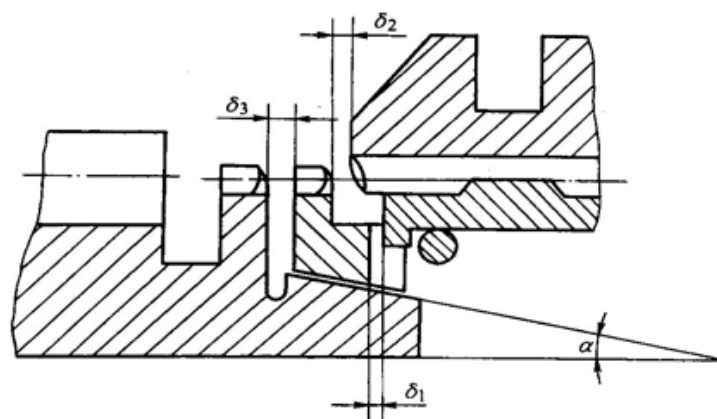


图 4.5 滑块间隙

4.4 同步器主要参数确定

(1) 摩擦因素 f

同步环与连接齿轮之间由黄铜合金与钢材构成的摩擦副，在油中工作的摩擦因数 f 取为 0.1。

摩擦因数 f 对换档齿轮和轴的角速度能迅速达到相同有重要作用^[14]。摩擦因数大，换档省力或缩短同步时间；摩擦因数小则反之，甚至失去同步作用。为此，在同步环锥面处制有破坏油膜的细牙螺纹槽及与螺纹槽垂直的泄油槽，用来保证摩擦面之间有足够的摩擦因数。

(2) 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^[14]。试验还证明：螺纹的齿顶宽对 f 的影响很大， f 随齿顶的磨损而降低，换档费力，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。

这本设计中选用图 a 所示的螺纹槽，个数取 10 个，槽宽取 3mm。

(3) 锥面半锥角 α

锥面半锥角如图 4.6 所示。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 $\tan \alpha > f$ 。在本设计中取锥面半锥角 $\alpha = 7^\circ$ 。

(4) 摩擦锥面平均半径 R

摩擦锥面平均半径如图 4.6 所示。 R 越大，则摩擦力矩越大^[14]。但是 R 会受结构的限制。在可能的条件下尽可能的取大些。在本设计中半径 R 取 $R=44\text{mm}$ 。

(5) 锥面工作长度 b

锥面工作长度 b 如图 4.6 所示。缩短锥面工作长度 b ，可以使变速器的轴向长度缩短，但是同时也减小了锥面的工作面积，增加了单位压力并使磨损加速。

在本设计中 $b=5.5\text{mm}$

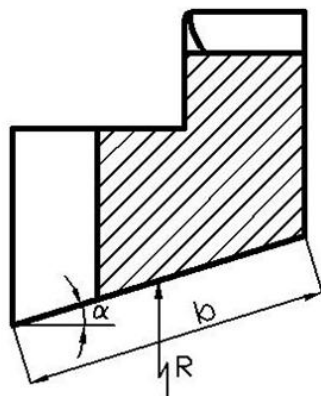


图 4.6 锥面工作长度

（6）锁止角 β

锁止角 β 如图 4.7 所示。锁止角 β 选取的正确，可以保证只有在换挡的两个部分之间角速度差达到零值才能进行换挡。影响锁止角 β 选取的因素主要有摩擦因数 f 、擦锥面的平均半径 R 、锁止面平均半径和锥面半锥角 α 。现有结构的锁止角在 $26^\circ \sim 42^\circ$ 范围内。本设计取 $\beta = 30^\circ$ 。

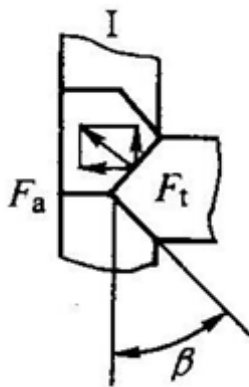


图 4.7 锁止角

5 变速器的润滑和密封

5.1 润滑

在变速器中，齿轮和轴承都需要良好的润滑。润滑是为了减少零部件间的摩擦，提高传动效率。另外润滑还可以起到冷却和散热的作用。

在本设计中，齿轮使用飞溅润滑。箱体内要有充足的润滑油，以保证润滑和散热的需要。轴承使用脂润滑。

5.2 密封

为防止变速器内的润滑剂泄出，防止空气中的灰尘和水分进入箱体内，变速器必须进行必要的密封，以保持良好的润滑条件和工作环境。

在端盖和箱体接触面上使用垫片来密封。通过垫片的弹性变形填满密封表面上的微小不平处。

端盖与轴之间通过毛毡圈来密封。毛毡圈能够防止润滑油漏出，防止外部的灰尘和杂质渗入。

结论

变速器是汽车传动系统的重要组成部分, 主要用来改变从发动机传来的扭矩和转速, 使汽车能够在不同的道路和使用情况下以不同的车速平稳运行。汽车变速器的结构对整车的动力性、燃油经济性、工作噪声和工作效率等有很大的影响。

在变速器中增加一个挡位, 由于变速器相邻档之间的传动比变化更小, 所以汽车换挡时的冲击较小。另外在汽车加速、超车时, 多档位汽车比档位少的汽车快, 也更省油, 乘坐体验更好。本文主要对现代汽车机械式变速器进行设计。通过查阅大量关于变速器设计的资料, 根据市场上五档汽车作为变速器的输入数据, 设计一个六档变速器。由输入数据分配各档的传动比, 并选择齿轮的相关参数, 然后设计轴的相关尺寸并对齿轮和轴等重要零部件进行校核最后选择变速器中的同步器参数。

本变速器的特点是: 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, 而且采用同步器换挡, 可以使变速器换挡平稳, 噪声降低, 轮齿不易损坏。在设计中采用了六档挡手动变速器, 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; 变速器换挡时用同步器, 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。

谢 辞

毕业设计是大学生即将完成学业的最后一个重要的教学实践环节，它不仅是对大学四年所学知识的全面总结和综合应用，而且为今后走向社会实际工作提供了一个良好的开端。毕业设计时我对以往所学知识理论的检验和总结，不仅培养和提高我独立分析问题和解决问题的能力，是我学习并初步掌握了科学研究、工程设计和撰写技术报告的基本方法。毕业设计强调设计的独创性和实用性。要求具备清晰的设计思路，具体的设计方案和步骤，准确设计参数和计算分析。我大学四年中所学的知识的基本体现在本次毕业设计中。

在本次毕业设计中，学校为我们提供了便利的条件，监督我们的进度，帮助我们顺利完成毕业设计，在此感谢学校校领导的关怀和帮助。在半年的毕业设计过程中，我遇到了很多困难，但是得到了我的指导老师彭晓楠许多帮助，帮我顺利完成了毕业设计，在此特别感谢我的指导老师。

参考文献

- [1] 孙桓. 机械原理, 7 版[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006:174-209.
- [2] 濮良贵. 机械设计, 8 版[M]. 北京: 高级教育出版社, 2006: 103-357.
- [3] 余乐. 某型汽车变速器设计研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2007.
- [4] 赵娥. 汽车变速器优化设计与有限元分析[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2004: 5-26.
- [5] 胡海. EQ3092 型载货汽车手动变速器设计及有限元仿真[D]. 2006.
- [6] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 25-73.
- [7] 蔡炳炎. 机械式汽车变速器速比优化设计及扭转振动分析[J]. 现代制造工程, 2006, 6, 92-93.
- [8] 刘惟信. 机械最优化设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004:75-82.
- [9] 张在美, 李坤山. 载重汽车变速器齿轮的可靠性优化设计[J]. 机械传动, 2005, 2, 50-52.
- [10] 张国芬, 张文明. SGA3722 矿用汽车变速器优化设计[J]. 机械设计与制造, 2006, 3, 54-58.
- [11] 蒋春明, 阮米庆. 汽车机械式变速器多目标可靠性优化设计[J]. 汽车工程, 2007, 4, 23-26
- [12] 张禹. 汽车零部件参数化设计[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2003: 41-50.
- [13] 赵桂范. 渐开线直齿圆柱齿轮接触应力分析[J]. 机械设计与制造, 2008, 6, 56-58.
- [14] 吉林工业大学汽车教研室. 汽车设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983:40-75.
- [15] Thomas Vietor, Simon van den Akker. Optimization of mechanical structures under special consideration of materials[J]. GAMM-Mitteilungen 2007.