

第 1 章 绪论

1.1 课题背景

现在, 每当人们观看 F1 大赛, 总会被那种极速的感觉所折服。此刻, 大家似乎谈论得最多的就是发动机的性能以及车手的驾驶技术。而且, 不忘在自己驾车的时候体会一下极速感觉或是在买车的时候关注一下发动机的性能, 这几乎是判断汽车品质等级的一个硬性指标。因为它是动力的缔造者。但是, 掌控速度快慢的, 却是它身后的变速器。

从目前市场来看, 变速器主要分为: MT(手动变速器)、AT(自动变速器)、AMT(手动/自动变速器)以及 CVT(无级变速器)。

1.1.1 各种类型变速器分析

(1) 手动变速器

MT 变速器(Manual Transmission)使用的是齿轮组, 各档齿轮组齿数是固定的, 因此每个档位的速比是一定的。举例, 一档位速比是 3.85, 二档位是 2.55, 四档位是 1(直接当挡), 再到五档位的 0.75, 这些数字乘以主减速比之后所得结果即为总传动比, 共有 5 级, 可称为有级变速器。

之前有人说, 汽车复杂的操作, 稳定性差等不足之处, 阻滞了汽车向前发展的进程, MT 变速器会在将来凋亡, 从物质是向简便, 快捷, 先进的方向来说, 这话讲的有理有据。但是从现有市场的要和可行性角度来看, 我认为 MT 变速器是不会走下汽车历史这个舞台的。

首先, 以卡车为例, 卡车要用来运输数吨的重物, 必须要有变速器的全力协助以及发动机的巨大动力才能承受这么大的压力。MT 变速器的一档牵引力大, 那么汽车在起步的时候选择一档就有很大的动力性。在爬坡的过程中, MT 变速器的优越性能就真正体现出来了。其他种类变速器在这些方面跟 MT 变速器比起来就没有足够的优势了。

其次, 对于大部分男性驾驶者来说, 他们喜欢这种手动换挡的感觉, 因此对于这部分人来说, 他们为了追求这种换挡的感觉会更倾向于 MT 变速器。从目前我国汽车发展的具体情况来看, MT 变速器贯穿在整个汽车的发展进程中, 对于一些从中国汽车刚起步的时候就开始使用 MT 变速器的那些司机来说, 强迫他们使用其类型的变速器, 这显然是不合适的。虽然其他新型变速器已经非常普遍, 但是这些变速器根本满足不了大多数驾驶者使用 MT 变速器时候的那种快感。再就是现在的驾校的教练车都是手动型的, 教练通过教授手动型的车型的驾驶技能不仅可以提高初学者的驾驶能力, 还能提高驾驶者的协调性。

除了上述几点之外, 随着我国居民生活水平的不断提高, 目前我国汽车得销售已趋于家庭化。MT 变速器的高性价比给普通工薪阶层驾驶汽车带来希望, 而这种经济适用型的汽车销量也在逐步上升。对于吉利, 福特等手动经济实用型的车

型得到广大消费者青睐。它们其中的大部分车型都是 5 档手动型的。

(2) 自动变速器

AT 变速器(Automatic Transmission)之所以可以称为自动是因为它的速度是有行星齿轮进行控制的。驾驶者不需要操纵杆进行换挡变速,只需要控制加速踏板改变车速即可。自动变速器中有很多离合器,这些离合器根据速度的变化进行结合和离开,从而实现自动变换车速。

在中档车的市场上,自动变速器有着一片自己的天空。使用此类车型的用户希望在驾驶汽车的时候为了简便操作、降低驾驶疲劳,尽可能的享受高速驾驶时快乐的感觉。在高速公路上,这是个体现地非常完美。而且,以北京市来说,在堵车的时候,要不停地起步停步数次,司机如果使用手动档,则会反复地挂档摘档,操作十分烦琐,尤其对于新手来说更是苦不堪言。使用自动档,就不会这样麻烦了。

在市场上,此类汽车销售状况还是不错的,尤其是对于女性朋友比较适合,通常女性朋友驾车时力求便捷。而我国要普及这种车型,关键要解决的是路况问题,现在的路况状况不均匀,难以发挥自动档汽车的优势。

(3) 手动/自动变速器

其实通过对一些车友的了解,他们并不希望摒弃传统的手动变速器,而且在某些时候也需要自动的感觉。这样 AMT 变速器便产生了。AMT 变速器在德国生产的保时捷 911 车型上第一次被采用,它可使驾驶者在驾驶高性能跑车的时候既可以享受手动换挡带来的快感也不必受到自动变速器的限制。AMT 变速器有着 MT 变速器的特性,当操纵杆置于 D 位置时,可实现手动换挡。

自动—手动变速系统向人们提供两种驾驶方式—为了驾驶乐趣使用手动档,而在交通拥挤时使用自动档,这样的变速方式对于我国的现状还是非常适合的。笔者曾在上面提到,手动变速器有着很大的使用群体,而自动变速器也能适应女士群体以及解决交通堵塞带来的麻烦,这样对于一些夫妻双方均会驾车的家庭来说,可谓是兼顾了双方,体现了“夫妻档”。虽然这种二合一的配置拥有较高的技术含量,但这类的汽车并不会在价格上都高不可攀,比如广州本田飞度 1.3L CVT 两厢、南京菲亚特 2004 派力奥 1.3 HL Speedgear、南京菲亚特西耶那 Speedgear EL 这些“二合一”的车型价格均在 10 万元左右,这个价格层面还比较低的。所以,手动/自动车在普及上还是具有相当的优势。而汽车厂商和配套的变速器厂家应该以此为契机,根据市场要求精心打造此类变速器。因为这类变速器是有比较广阔的市场。

(4) 无级变速器

当今汽车产业的发展,是非常迅速的,用户对于汽车性能的要求是越来越高的。汽车变速器的发展也并不仅限于此,人们通过多年的努力达到了变速器的最高要求——无级变速器。荷兰人范·多尼斯最早通过不断研究创造了 CVT 变速器。上述三种类型的变速器是通过齿轮进行变速的,但 CVT 变速器不是,而是用两个滑轮和一个钢带来变速它是,其传动比可以随意变化,没有换挡的突跳感觉。它能克服普通自动变速器“突然换挡”、油门反应慢、油耗高等缺点。通常有些朋友

将自动变速器称为无级变速器,这是错误的。虽然它们通过两个挤压轮和一条金属带通过挤压来变换车速的。而无级变速器能在一定范围内实现速比的无级变化,并选定几个常用的速比作为常用的“档”。

从市场走向来看,虽然无级变速器是一个技术分量比较高的部件,但是也已经走进了普通轿车的“身体”之中,广本两厢飞度每个排量都有一款配置了 CVT 无级变速器,既方便又省油,且售价也仅在 9.68~11.68 万元。而且奇瑞汽车销售公司表示 QQ 无级变速器型年底上市。看来无级变速器在中档车中的运用将越为广泛。

本设计是根据福特嘉年华手动风尚型(2013 款)而开展的,设计中所采用的相关参数均来源于此种车型。

最高时速:185km/h 轮胎型号:185/55 R15

最大功率:88kw

最大扭矩:180 N•m /4500

最高转速:4800r/m

第 2 章 机械式变速器的概述及其确定的方案

2.1 变速器的功用和要求

我们知道,为了提高汽车的燃油经济性,充分利用汽车的功率,我们就要让发动机时时刻刻达到最好的状态,但是达到最好的车速需要在一定的转速下,此时就产生了一个矛盾,因为我们驾驶汽车需要时时刻刻变换车速。但是这个矛盾可以通过变速器来进行解决。

变速器的功用是改变发动机传到驱动轮上的转距和转速,使汽车在不同的使用条件下有不同的牵引力和速度,同时使发动机工作在最好的工况中。另外,还应设置空挡和倒挡使汽车在停车时动力停止向驱动轮传输以及让汽车有倒退行驶的能力。动力输出功能也是变速器必须具备的。

变速器的功用总结起来,就叫做变速变扭,为确保变速器保持良好的工作能力,设计变速器要满足下面的几点基本要求:

- (1)应正确选择变速器的档数和传动比,保证汽车有必要的动力性和经济性指标;
- (2)设置空档,用来切断发动机动力向驱动轮的传输
- (3)设置倒档,使汽车倒退行驶
- (4)设置动力输出装置,需要时可进行功率的输出。

- (5) 换档及时、省力, 便捷;
- (6) 工作可靠。驾驶汽车时变速器不能出现跳档, 乱挡以及换挡冲击
- (7) 变速器必须具有较高的工作效率
- (8) 变速器工作时噪声应保持很小

2. 2MT 变速器结构方案的设计与确定

常见的 MT 变速器含有三根轴, 分别称为输入轴、输出轴和中间轴, 因此也可称手动变速器为三轴式变速器, 另外还存在有倒档轴。三轴(输入轴、中间轴和输出轴)是变速器的主体结构, 也是基础结构, 发动机的动力直接传递给输入轴, 因此, 输入轴的转速和发动机的转速相等, 输出轴转速的变化则是由中间轴和输出轴两轴之间不同齿轮啮合形成不同的传动比从而所产生不同的输出轴转速。

当汽车启动, 司机选择 1 档时, 拨叉将 1/2 档同步器向后结合 1 档齿轮并将它锁定输出轴上, 动力通过输入轴、中间轴和输出轴上的 1 档位齿轮, 1 档从动齿轮带动输出轴, 输出轴再将动力传递到传动轴上。典型 1 档变速器齿轮传动轴是 3.545:1, 也就是说输入轴转动 3.5 圈, 输出轴转 1 圈。

当汽车增速, 司机选择 2 档时, 拨叉将 1/2 档同步器与 1 档分离后接合 2 档齿轮并锁定输出轴上, 动力传递路线相似, 所不同的是输出轴上的 1 档齿轮换成 2 档齿轮带动输出轴。典型 2 档变速齿轮传动比是 2.105:1, 输入轴转 2 圈, 输出轴转 1 圈, 比 1 档转速增加, 扭矩降低。

当汽车增速, 司机选择 3 档时, 拨叉将 1/2 档同步器回到空档位置, 同时又使得 3/4 档同步器移动直到将 3 档齿轮锁定在输出轴上, 使动力可以从输入轴-中间轴-输出轴上的 3 档变速齿轮, 通过 3 档变速齿轮带动输出轴。典型 3 档传动比是 1.5:1, 输入轴转 1.5 圈, 输出轴转 1 圈, 从而得到进一步的增速。如图所示:

图 2.1 齿轮布置

当汽车加油增速司机选择 4 档时, 拨叉将 3/4 档同步器脱离 3 档齿轮直接与输入轴主动齿轮接合, 动力直接从输入轴传递到输出轴, 此时传动比 1:1, 也就是说输出轴与输入轴转速一样。因为动力不经由中间轴, 又称直接档, 该档传动比的传动效率最高。汽车多数运行时间都用直接档以达到最好的燃料经济性。

换档时要先进入空档, 变速器处于空档时变速齿轮没有锁定在输出轴上, 输出轴上没有接收到动力, 因此不能转动。

一般汽车手动变速器传动比主要分上述 1-4 档, 通常设计者首先确定最低(1 档)与最高(4 档)传动比后, 中间各档传动比通常情况下都是按等比数列进行分配的。

倒档时输出轴要向相反的方向旋转。如果一对齿轮啮合时大家反向旋转,中间加一个齿轮就会变成同向旋转。利用这个原理,倒档就要添加一个齿轮做“媒介”,将轴的转动方向掉转,因此就有了一根倒档轴。倒档轴独立装在变速器壳内,与中间轴平行,当轴上齿轮分别与中间轴齿轮和输出轴齿轮啮合时,输出轴转向会相反。

通常倒档用的同步器也控制1档的接合,所以1档与倒档位置是在同一侧的。由于有中间齿轮,一般变速器倒档传动相近与1档传动比。

从驾驶平顺性考虑,变速器的档位应该设置的越多越好,因为档位越多,相邻两档之间的传动比的比值变化的越小,因此这种变速器在换档时就更加容易而且平顺。但档位多的变速器也有缺点,就是变速器结构相当复杂,体积大,现在轻型汽车变速器一般是4-5档。同时,变速器传动比都不是整数,而且都是带小数点的,这是因为啮合齿轮的齿数不是整倍数所致,轮齿数是整倍数就会导致两齿轮啮合面磨损不均匀,使得轮齿表面质量产生较大的差异。

根据前进挡数的不同,MT变速器的类型可分为三、四、五和多档多种。也可根据轴的形式不同将MT变速器分为两类,分别是旋转轴式和固定轴式。固定轴式变速器又可分为两轴式、中间轴式、两中间轴式和多中间轴式变速器。

固定轴式变速器应用最为广泛,其中两轴式变速器经常用于发动机前置前驱的汽车上,中间轴式变速器经常用于发动机前置后驱的汽车上。旋转轴式则经常用于液力机械式变速器。通过和中间轴式变速器作比较,两轴式变速器的优点有结构规模简单,轮廓尺寸以及轴向尺寸比较小,布置方便,效率高和噪声比较低等。由于直接档不能设置在两轴式变速器上,所以在这种变速器在高档工作时齿轮和轴承均承受一定的载荷,不仅工作噪声增大,而且变速器也容易损坏。除此之外,两轴式变速器由于受到结构的限制,一档传动比不可能设置的很大。

为发动机前置前驱轿车设置两轴式变速器,其特点是:变速器输出轴与主减速器主动轮可以做成一体,发动机纵向布置时,主减速器的齿轮应当采用弧齿锥齿轮或者是双曲面齿轮,发动机横置时则采用圆柱齿轮;常见方案中的倒档传动轴上的齿轮常用滑动齿轮,其他挡位的齿轮则经常采用常啮合齿轮;各档的同步器多数装在输入轴的后端。

中间轴式第四,五,六挡变速器传动方案。它们有着共同的特点,那就是:变速器第一轴的轴线和第二轴的轴线重合,都分布在同一直线上,第一轴和第二轴经啮合套连接后可以得到直接挡。使用直接挡时,变速器的齿轮和轴以及中间轴均不承受载荷,发动机动力经由变速器的第一轴以及第二轴直接输出,这种情况下变速器的传动效率高,可以达到90%以上,而且所产生的噪声低,齿轮和轴承之间的磨损也大大减少。因而提高了变速器的使用寿命;当其余前进挡位工作时,此时变速器传递的动力需要通过设置在三根轴上的两对齿轮传递,因此就算变速器中间轴和第二轴之间的距离不是很大,一挡位仍然具有较大的传动比;大多数传动方案中除了一挡以外,其他挡位的换挡机构都采用同步器或啮合套换挡,但是也有少数结构的一挡位也采用同步器或啮合套来进行换挡。在挡数相同的情况下,各种类型的中间轴式变速器主要是在常啮合齿轮对数,换挡的方式和倒档的传动

方案上有所不同。

2.3. 变速器零、部件结构方案分析

2.3.1 齿轮型式

变速器中的齿轮分斜齿圆柱齿轮和直齿圆柱齿轮。斜齿圆柱齿轮在制造的过程中虽然比较复杂、工作时也要承担一定的轴向力,但斜齿圆柱齿轮使用寿命长、啮合时噪音小等优点,仍然得到比较广泛的使用。直齿圆柱齿轮用于低档和倒档。

2.3.2 换档结构型式

变速器的换档结构型式有啮合套、直齿滑动齿轮和同步器等三种。

汽车行驶时各档齿轮因大小不一而有不同的角速度,因此采用轴向滑动齿轮方法进行换档时,肯定会在齿轮端面产生一定的冲击,并伴有噪音。这使齿轮端面磨损加剧并过早损坏。同时使驾驶员精神紧张,而换档时的噪音又使汽车的舒适度减低。只有驾驶员用熟练的技术,使齿轮换档时无冲击,才能克服上述缺点。但是,在变换档数的瞬间,驾驶员的注意力肯定会被分散,影响车辆的行使安全性。可见尽管这种换档方法结构简单,但还是具有一定的危险性。这种换档方法除一档、倒档外已很少使用。

变速器的第二轴齿轮和中间轴的齿轮处于啮合状态,所以可以使用啮合套进行换档。这时,因齿轮承受换档冲击的接合齿齿数较多,而轮齿又不参与换档。所以它们都不会过早损坏,但换挡造成的冲击一定不会被消除,所以要求驾驶员必须具备熟练的驾驶技术。除此之外,因变速器增设了啮合套和常啮合齿轮,从而增大了变速器旋转部分的惯性力矩。因此,这种换档方法,在当前情况下只适合在用在某些档位要求不高的大货车上使用。

但是使用同步器就能避免上述的各种换挡机构的缺点,保证换挡迅速、无冲击、无噪声,这种操纵方式不仅与操作技术熟练程度无关,还能大大提高汽车的经济性、加速性、和行使安全性。对比上述两种换档方法,虽然同步器制造精度要求高、轴向尺寸大、结构复杂、同步环使用寿命较短等缺点,但它的优点让广大消费者更加信赖同步器换挡这种换挡方式,从而仍然得到广泛的应用。

轴承形式

过去,变速器轴的支撑广泛用滚珠轴承。近来,变速器的设计趋势是增大其转递功率与质量之比,并要求它有更大的容量和更好的性能,而上述轴承型式已经不能满足变速器可靠性和寿命所要达到的要求,因此大多数变速器中的轴承多使用使用圆锥滚柱轴承。

因为变速器在低档工作时有较大的力,所以典型的中间轴式变速器的低档,布置在靠近后支撑处,其它各档按照从低档到高档顺序进行布置。这样的布置既能保证轴有足够大的刚性,同时还能保证变速器个零部件之间容易装配。多数情况下,中间轴和第二轴及凄伤的零部件是通过变速器壳体上方孔口设计在变速器壳替下方或者侧面。第一轴上的齿轮外径,应该比壳体前壁轴承孔的尺寸小,因为它

要经过该孔装。

变速器整体结构刚性与轴和壳体的结构有关系。对于典型的中间轴式变速器, **通过控制轴的长度既可以控制档数的多少, 也可以保证轴具有一定的刚度**。通常壳体是整体的, 有些地方设计有加强筋。壳体前或后壁轴承孔之间的连接部分应当留有足够的尺寸。内装操纵机构的变速器盖, 用螺栓固定到壳体上, 装配后的变速器结构刚度, 还与该螺栓的扭紧程度有关。

第 3 章 变速器主要参数选择和主要零部件设计

3.1 变速器主要参数选择

3.1.1 档数与传动比

通过增加变速器的档数能够很好的改善汽车的动力性和经济性。通过前两章的描述知道档数越多, 变速器的结构就会变得越复杂, 使轮廓尺寸和质量加大, 同时为了保证车辆工作在最佳状态, 换档频率也增高。

在一档传动比不变的情况下, 增加变速器档数的同时会使变速器相邻两档之间的传动比差值减小, 使换档工作更加顺利。

档数选择的要求:

(1) 相邻两档位之间的传动比比值应尽量保持在 1.8 以下;

(2) 高档区相邻两档位之间的传动比比值要应尽量低于低档区相邻档位之间的比值。

当今, 轿车一般都采用用 4~5 个档位变速器, 多档位变速器多用于重型货车和越野汽车。

传动比的范围是通过选定的发动机参数、使用条件和汽车的最高车速等因素确定的。现在的轿车的传动比范围在 3~4 之间, 大部分轻型货车的传动比在 5~6 之间, 其它货车则更大。

本次变速器设计通过与实际结合, 选用 5 档变速器, 并且最高档传动比确定为 1。

(1) 最低档传动比计算

一档传动比应该满足在一档下达到的最大驱动力能够克服汽车轮胎与路面之间的滚动阻力以及最大爬坡阻力,

(3.1)

(3.2)

式中:

——最大转矩,

——车轮半径, 由已知轮胎规格 R16 (8 级) 可知道为 320.47mm;

——主减速器传动比,

——传动系传动效率

mg ——汽车自重, $mg=54559.8\text{N}$;

代入公式 (3.2) 得到:

$=3.103$

根据车轮与路面的附着条件则:

(3.3)

(3.4)

在 0.5~0.6 之间取 0.55, $=31899\text{N}$

代入式 (3.3) 得到: $=4.5298$

所以

由于本车为轻型车且无超速档, 一档初选传动比取 4.2。

(2) 其余各挡传动比的初选

各挡传动比为等比分配[6], 则:

3.1.2 中心距 A 的选择

要选中心距 (A 为 mm) 时, 可根据下式计算:

(3.5)

式中 k ——中心系数。对轿车 $k=8.9\sim 9.3$, 对多档主变速 $k=9.5\sim 11$;

——变速器在一档, 第二轴输出的转矩, 其值为

——发动机最大转矩;

i ——变速器一档传动比;

——变速器转动效率, 取 0.96

$$(9.5 \sim 11) = (9.5 \sim 11) 8.9 = 84.55 \sim 97.9 \text{ mm}$$

轿车变速器的中心距在 85~100mm 范围内变化。初取 $A=96 \text{ mm}$ 。

3.1.3 变速器外形尺寸

货车变速器壳体的轴向尺寸与档数有关,可参照下列数据选用:

四档 $(2.2 \sim 2.7)A$

五档 $(2.7 \sim 3.0)A$

六档 $(3.2 \sim 3.5)A$

为了减小变速器的尺寸,取外形尺寸初选为 $2.9=278.4 \text{ mm}$ 。

3.1.4 确定齿轮参数

(1) 齿轮模数

选取齿轮模数是要注意保证齿轮除了要有足够的强度,同时还要兼顾它对噪声和质量的影响。减小模数,增加齿宽会使噪音减低,反之则能减轻变速器质量。减低噪音对轿车有较大意义,减轻质量对货车比较重要。

直齿轮模数 m 与弯曲应力 σ_w 之间有如下关系:

$$m = (3.6)$$

=

$$= 2.48 (\text{取 } k=1)$$

=

$$= 9.55$$

式中——计算载荷,为 $N \cdot \text{mm}$;

——摩擦力影响系数,主动齿轮和被动齿轮在啮合点上的摩擦力方向不同,对弯曲应力影响也不同;主动齿轮=1.1,被动齿轮=0.9;

——应力集中系数,其值可以近似取=1.65;

Z ——齿轮系数;

——齿宽系数;

Y ——齿形系数;

σ_{ω} ——弯曲应力, 当计算载荷取作发动机最大转;

一档倒直齿轮许用弯曲应力在 $400 \sim 850 \text{N/mm}^2$ 。

所取模数值应符合 JB111-60 规定的值, 综合考虑文中设计由于是轻型车, 变速器倒档模数取 3.5mm ; 其他各档为 3.0mm 。

(2) 齿宽选择

齿宽系数的选择应满足在减轻变速器质量的同时还能保证齿轮工作平稳的要求。如果齿宽太小, 会使齿轮的工作时的应力过大。为了减小工作过程中的应力, 必须增加中心距, 但此时还将出现一个严重的后果那就是变速器的质量增加。除了这个缺点之外, 因齿宽的减小, 斜齿轮传动平稳的优点也展示的不够全面。齿宽也能太大, 因为这样的话会增加变速器的轴向尺寸。如果要保持相同的用材量就必须减小中心距, 但是这样造成的结果会增大作用在轴承上的载荷, 轴的刚度和轴承外座圈尺寸都会被减小, 安全性降低。

齿宽的大小通常根据齿轮模数的大小来选定:

直齿 b , 可取为 $4.5 \sim 8.0$

斜齿 b , 可取为 $6.0 \sim 8.5$

第一轴的常啮合齿轮副的齿宽系数可适当取大些, 这样可使接触长度增加, 从而使产生的接触应力减低, 传动的平稳性和齿轮寿命也随之提高。

(3) 压力角

工作时要保证降低轿车的变速器齿轮产生的噪音, 因此高档位的齿轮采用 14.5° 、 15° 、 16° 、 16.5° 等较小压力角才能满足要求。采用 22.5° 或 25° 压力角齿轮, 可以明显提高中、重型汽车倒档齿轮的承载能力。但是国家规定的齿轮标准压力角为 20° , 所以变速器齿轮普遍的压力角应满足国家要通常取为 20° 。啮合套或同步器的压力角有 20° 、 25° 、 30° 等, 普遍采用 30° 压力角。

(4) 齿轮螺旋角

为了降低工作噪音和提高齿轮强度, 汽车的变速器齿轮多数用斜齿圆柱轮, 只有倒档齿轮以及货车的一档齿轮才用直齿齿轮。

选择时应注意下列问题:

首先, 齿轮螺旋角增大时、可以使齿轮啮合的重合度增加、降低变速器的工作噪声, 保证变速器工作平稳。

随着齿轮螺旋角的增大, 齿轮的强度也得到了相应的提高, 但是通过实验发现当螺旋角大于 30° 时, 齿轮的弯曲强度会急剧下降, 而接触疲劳强度则仍然继续上

升, 因此从提高低档齿轮的弯曲强度的角度出发, 并不希望齿轮螺旋角过大, 但是从提高高档齿轮的接触疲劳强度考虑, 应选取较大的值。

其次, 斜齿圆柱齿轮在传递动力时要产生轴向力。设计时为了保证应力与中间轴上的轴向力保持平衡, 我们应将中间轴上全部齿轮的螺旋方向全都做成右旋, 这样第一、第二轴上的斜齿圆柱齿轮取左旋, 其产生的轴向力经轴承盖由壳体承受。

斜齿轮螺旋角可在下面提供的范围选用:

轿车变速器:

中间轴变速器..... $22^{\circ} \sim 34^{\circ}$

两轴变速器..... $20^{\circ} \sim 25^{\circ}$

货车变速器..... $18^{\circ} \sim 26^{\circ}$

(5) 齿顶高系数

在齿轮加工的精度提高以后, 短齿制齿轮将不再被采用, 国际上, 包括我国在内, 都统一规定齿顶高系数取为 1.0。

为了提高齿轮啮合的重合度, 有些变速器则采用齿顶高系数大于 1 的细高齿制, 但是在采用细高齿制时, 必须通过多方面的计算, 从而保证齿顶的厚度不得小于 0.3m。除此之外, 还要保证齿轮之间没有根切和齿顶干涉。目前, 细高齿制的齿顶高系数还没有统一的标准, 由各企业根据自己的设计合理确定, 从小至 1.05 到大至 1.90 的都有, 且许多变速器的一对主、从动齿轮齿顶高系数不同。

3.2 各档齿轮齿数的分配

CA10501K26L4 变速器传动示意图

1——一轴常啮合齿轮 2——中间轴常啮合齿轮 3——第二轴四挡齿轮 4——中间轴四挡齿轮 5——第二轴三挡齿轮 6——中间轴三挡齿轮 7——第二轴二挡齿轮 8——中间轴二挡齿轮 9——第二轴一档齿轮 10——中间轴一档齿轮 11——第二轴倒挡齿轮 12——中间轴倒挡齿轮 13——惰轮

3.2.1 一档齿轮齿数的确定

设计轿车四档变速器, 已知: 发动机输出功率 $p=80$ 千瓦, 转速 $n=4800r/min$, 载荷平稳, 可靠性一般。

确定一档齿轮齿数:

一档传动比

$i_1=4.2$

取中间轴一档的齿数

货车在 12~17 个齿之间选用。由于所设计为一般轻形轿车, 载荷平稳、可靠性要求一般。所以选择一档齿轮传动比 $i=4.2$ 、一档主齿轮齿数 $Z_1=16$ 。初选, 计算一档齿轮齿数和

直齿 (3.7)

斜齿 (3.8)

代入公式 (3.7) 得到:

(3.9)

取整得 58, 则

3.2.2 对中心距 A 进行修正

上面根据初选的 A 及 m 计算出的可能不是整数, 将中心距 A 调整为整数后, 从式 (3-8) 看出中心距有了变化, 这时应根据齿轮变位系数倒过来计算中心距 A, 接着再以这个修正后的中心距作为以后计算的依据

(3.10)

将各已知条件代入式 (3.10) 得到:

mm, 取整为 96mm。

3.2.3 确定常啮合传动齿轮副的齿数

(3.11)

而常啮合齿轮的中心距与一档相等, 即:

(3.12)

已知各参数如下:

代入式 (3.12) 得到:

取整:

,

3.2.4 确定其他各档的齿数

(1) 二档齿数的确定

已知:

由式子：

(3. 13)

(3. 14)

(3. 15)

此外, 从抵消或减少中间轴上的轴向力出发, 还必须满足下列关系式：

(3. 16)

联解上述 (3. 13), (3. 14), (3. 15) 三个方程式, 可采用比较方便的试凑法。解得结果如下：

,

(2) 三档齿数的确定

已知：

由式子

(3. 17)

(3. 18)

(3. 19)

联解上式 (3. 17), (3. 18), (3. 19) 三个方程式, 可采用比较方便的试凑法, 解得：

(3) 四档齿数的确定

已知：

由式子

(3. 20)

(3. 21)

(3. 22)

联解上述 (3. 20), (3. 21), (3. 22) 三个式子, 可采用比较方便的试凑法, 解得：

3. 2. 5 确定倒档齿轮齿数

初选 (22-23) 之间, 小于取为 14,

中间轴与倒档轴之间的距离的确定：

取整 63mm。

为保证倒挡齿轮在啮合不发生干涉, 齿轮 11 和齿轮顶圆之间应保持有 0.5mm 以上的间隙。则齿轮 11 的齿顶圆直径 D_{e11} 为：

$D_{e11}=129.92\text{mm}$

$Z_{11}=35.12$ 取整为 $Z_{11}=35$

二轴与倒档轴之间的距离确定：

mm

取整 100mm。

3.3 变速器齿轮的变位

采用变位齿轮的原因：

(1) 配凑中心距；

(2) 增强齿轮的强度和提提高齿轮的使用寿命；

(3) 降低齿轮的啮合噪声。

变位齿轮主要可分为两类:高度变位和角度变位。高度变位齿轮副的一对啮合齿轮的变位系数之和等于零。通过高度变位可明显提高小齿轮的齿根强度, 从而保证它达到和大齿轮强度接近的程度。而角度变位系数之和就不能不等于零。通过角度变位可使齿轮获得良好的啮合性能以及传动质量指标, 故角度变位方式采用得较多。

变位系数的确定原则：

(1) 对于高档齿轮, 应按保证最大接触强度和抗胶合及耐磨损最有利的原则选择变位系数；

(2) 对于低档齿轮, 为增加小齿轮的齿根强度, 可根据危险断面的齿厚相等的条件来确定大、小齿轮的变位系数；

(3) 总的变位系数越小, 齿轮齿根抗弯曲强度就越低。但是齿轮容易吸收冲击, 从而使变速器产生的噪声要小一些。

为了降低噪声, 变速器中除去一、二档以外的其它各档位齿轮的变位系数要尽量选用较小一些的数值。通常情况下, 当档位逐渐降低时, 总变位系数应该逐档增大。一、二档和倒档齿轮, 应该选用较大的变位系数。本设计采用角度变位来调

整中心距。

1、一档齿轮的变位

已知条件：

,

由计算公式, 代入得到：

通过查阅《机械设计手册》中的齿轮变位系数表得到：

1、其余齿轮的变位, 计算过程同上, 计算结果见表 3. 5

表 3. 5 变速器各齿轮的变位系数

常啮合齿轮，二档齿轮，三档齿轮，四档齿轮，倒档齿轮

变位系数

0. 10. 130. 0230. 0090. 0210. 011-0. 103-0. 0830. 0460. 309-0. 22

第 4 章 变速器齿轮的强度计算与材料的选择

4. 1 齿轮的损坏原因及形式

齿轮的损坏形式分三种:轮齿折断、齿面疲劳剥落和移动换档齿轮端部破坏。

轮齿折断分两种:一种是轮齿受到足够大的冲击载荷的作用, 造成轮齿弯曲折断; 另一种则是轮齿在重复载荷作用下导致齿根产生疲劳裂纹, 重复载荷继续作用将导致裂纹扩展深度逐渐加大, 最后导致轮齿出现弯曲折断。前者在变速器中一般很少出现, 而后者这种断裂现象则出现的较多。

齿面疲劳剥落：相互啮合的一对齿轮工作时, 两齿轮齿面之间相互挤压, 这时齿面细小裂缝中的润滑油因挤压而导致油压升高, 最后导致裂缝扩展, 紧接着齿面表层就会出现块状脱落物, 从而形成齿面点蚀。这种情况使得齿形误差加大, 从而产生动载荷, 最后导致导致轮齿折断。

移动换档齿轮端部破坏：通过移动齿轮来完成换档, 由于换档时一对进入啮合的齿轮会存在角速度差, 换档瞬间就会在齿轮端部产生冲击载荷, 进而造成损坏。

4. 2 齿轮的强度计算与校核

与其他机械设备使用的变速器比较, 不同用途汽车的变速器齿轮使用条件仍是相似的。除此之外, 汽车变速器中所用齿轮的材料、热处理方法、支撑方式、加工方法、精度等级等也基本一致。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/678061067142006135>