如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

汽车手动变速器设计

摘 要:本设计的任务是设计一台用于轿车上的 FR 式的手动变速器。本设计采用中间轴式变速器，该变速器具有两个突出的优点：一是其直接档的传动效率高，磨损及噪声也最小；二是在齿轮中心距较小的情况下仍然可以获得较大的一档传动比。根据轿车的外形、轮距、轴距、最小离地间隙、最小转弯半径、车辆重量、满载重量以及最高车速等参数结合自己选择的适合于该轿车的发动机型号可以+得出发动机的最大功率、最大扭矩、排量等重要的参数。再结合某些轿车的基本参数，选择适当的主减速比。根据上述参数，再结合汽车设计、汽车理论、机械设计等相关知识，计算出相关的变速器参数并论证设计的合理性。

关键词：变速器，锁环式同步器，传动比，中间轴

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

The design of saloon gearbox

ABSTRACT: The duty of this design is to design a FR type manual transmission used in the saloon,It’s the countershaft-type transmission gearbox.This transmission has two prominent merits: Firstly,the transmission efficiency of the direct drive keeps off high, the attrition and the noise are also slightest;Secondly ,it’s allowed to obtain in the biger gear ratio of the first gear when the center distance is smaller.According to the contour,track, wheel base, the smallest ground clearance,the smallest turning radium,the vehicles weight, the all-up weight as well as the highest speed and so on, union the choosing engine model we can obtain the important parameters of the max power,the max torque, the displacement and so on. According to the basic parameters of the certain saloon,choose the suitable final drive ratio.According to the above parameters,combining the knowledge of automobile design, automobile theory, machine design and so on, calculate the correlated parameters of the gearbox and proof the rationality of the design.

Key words: transmission, inertial type of synchronizer,gear ratio, countershaft

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

目　录

前　言 1
1 机械式变速器的概述及其方案的确定 2
1.1 变速器的功用和要求 2
1.2 变速器结构方案的确定 2
1.2.1　变速器传动机构的结构分析与型式选择 2
1.2.2　倒档传动方案 5
1.3　变速器主要零件结构的方案分析 6
2 变速器主要参数的选择与主要零件的设计 10
2.1 变速器主要参数的选择 10
2.1.1　档数和传动比范围 10
2.1.2 中心距 11
2.1.3 轴向尺寸 11
2.1.4 齿轮参数 12
2.2 各档传动比及其齿轮齿数的确定 13
2.2.1 确定一档齿轮的齿数 13
2.2.2 确定常啮合齿轮副的齿数 14
2.2.3 确定其他档位的齿数 15
2.2.4 确定倒档齿轮的齿数 15
2.3 齿轮变位系数的选择 16
3 变速器齿轮的强度计算与材料的选择 17
3.1 齿轮的损坏原因及形式 17
3.2 齿轮的强度计算与校核 17
3.2.1 齿轮弯曲强度计算 17
4 变速器轴的强度计算与校核 21
4.1 变速器轴的结构和尺寸 21

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

4.1.1 轴的结构 21
4.1.2 确定轴的尺寸 22
4.2 轴的校核 22
4.2.1 第一轴的强度与刚度校核 22
4.2.2 第二轴的校核计算 23
4.3 变速箱总体装配图： 26
5 变速器同步器的设计 27
5.1 同步器的结构 27
5.2 同步环主要参数的确定 28
6 变速器的操纵机构 31
结 论 32
参考文献 33
致 谢 34
附 录 35

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

前　言

从现在市场上不同车型所配置的变速器来看，主要分为：手动变速器（MT）、自动变速器（AT）、手动/自动变速器（AMT）、无级变速器（CVT）。

手动变速器（Manual Transmission）采用齿轮组，每档的齿轮组的齿数是固定的，所以各档的变速比是个定值(也就是所谓的“级”)。比如，一档变速比是 3.85,二档是 2.55,再到五档的 0.75,这些数字再乘上主减速比就是总的传动比，总共只有 5 个值(即有 5 级)，所以说它是有级变速器。

曾有人断言，繁琐的驾驶操作等缺点，阻碍了汽车高速发展的步伐，手动变速器会在不久“下课”，从事物发展的角度来说，这话确实有道理。但是从目前市场的需求和适用角度来看，笔者认为手动变速器不会过早的离开。

首先，从商用车的特性上来说，手动变速器的功用是其他变速器所不能替代的。以卡车为例，卡车用来运输，通常要装载数吨的货品，面对如此高的“压力”，除了发动机需要强劲的动力之外，还需要变速器的全力协助。我们都知道一档有“劲”，这样在起步的时候有足够的牵引力量将车带动。特别是面对爬坡路段，它的特点显露的非常明显。而对于其他新型的变速器，虽然具有操作简便等特性，但这些特点尚不具备。

其次，对于老司机和大部分男士司机来说，他们的最爱还是手动变速器。从我国的具体情况来看，手动变速器几乎贯穿了整个中国的汽车发展历史，资历郊深的司机都是“手动”驾车的，他们对手动变速器的认识程度是非常深刻的，如果让他们改变常规的做法，这是不现实的。虽然自动变速器以及无级变速器已非常的普遍，但是大多数年轻的司机还是崇尚手动，尤其是喜欢超车时手动变速带来的那种快感，所以一些中高档的汽车（尤其是轿车）也不敢轻易放弃手动变速器。另外，现在在我国的汽车驾驶学校中，教练车都是手动变速器的，除了经济适用之外，关键是能够让学员打好扎实的基本功以及锻炼驾驶协调性。

第三，随着生活水平的不断提高现在轿车已经进入了家庭，对于普通工薪阶级的老百姓来说，经济型轿车最为合适，手动变速器以其自身的性价比配套于经济型轿车厂家，而且经济适用型轿车的销量一直在车市名列前茅。例如，夏利、奇瑞、吉利等国内厂家的经济型轿车都是手动变速的车，它们的各款车型基本上都是 5 档手动变速。

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

1 机械式变速器的概述及其方案的确定

1.1 变速器的功用和要求

变速器的功用是根据汽车在不同的行驶条件下提出的要求，改变发动机的扭矩和转速，使汽车具有适合的牵引力和速度，并同时保持发动机在最有利的工况范围内工作。为保证汽车倒车以及使发动机和传动系能够分离，变速器具有倒档和空档。在有动力输出需要时，还应有功率输出装置。

对变速器的主要要求是：

（1）应保证汽车具有高的动力性和经济性指标。在汽车整体设计时，根据汽车载重量、发动机参数及汽车使用要求，选择合理的变速器档数及传动比，来满足这一要求。

（2）工作可靠，操纵轻便。汽车在行驶过程中，变速器内不应有自动跳档、乱档、换档冲击等现象的发生。为减轻驾驶员的疲劳强度，提高行驶安全性，操纵轻便的要求日益显得重要，这可通过采用同步器和预选气动换档或自动、半自动换档来实现。

（3）重量轻、体积小。影响这一指标的主要参数是变速器的中心距。选用优质钢材，采用合理的热处理，设计合适的齿形，提高齿轮精度以及选用圆锥滚柱轴承可以减小中心距。

（4）传动效率高。为减小齿轮的啮合损失，应有直接档。提高零件的制造精度和安装质量，采用适当的润滑油都可以提高传动效率。

（5）噪声小。采用斜齿轮传动及选择合理的变位系数，提高制造精度和安装刚性可减小齿轮的噪声。

1.2 变速器结构方案的确定

变速器由传动机构与操纵机构组成。

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

1.2.1 变速器传动机构的结构分析与型式选择

有级变速器与无级变速器相比，其结构简单、制造低廉，具有高的传（η=0.96~0.98），因此在各类汽车上均得到广泛的应用。

设计时首先应根据汽车的使用条件及要求确定变速器的传动比范围、档位数及各档的传动比，因为它们对汽车的动力性与燃料经济性都有重要的直接影响。

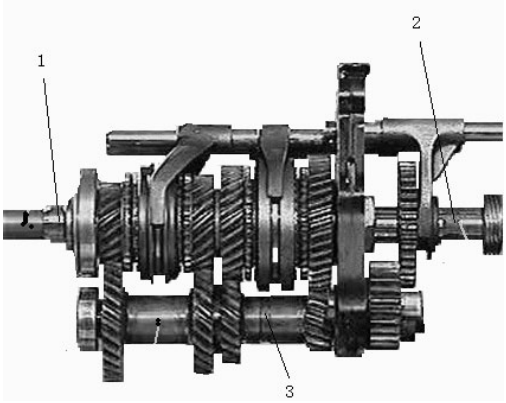
传动比范围是变速器低档传动比与高档传动比的比值。汽车行驶的道路状况愈多样，发动机的功率与汽车质量之比愈小，则变速器的传动比范围应愈大。目前，轿车变速器的传动比范围为 3.0~4.5；一般用途的货车和轻型以上的客车为 5.0~8.0；越野车与牵引车为 10.0~20.0。

通常，有级变速器具有 3、4、5 个前进档；重型载货汽车和重型越野汽车则采用多档变速器，其前进档位数多达 6~16 个甚至 20 个。

变速器档位数的增多可提高发动机的功率利用效率、汽车的燃料经济性及平均车速，从而可提高汽车的运输效率，降低运输成本。但采用手动的机械式操纵机构时，要实现迅速、无声换档，对于多于 5 个前进档的变速器来说是困难的。因此，直接操纵式变速器档位数的上限为 5 档。多于 5 个前进档将使操纵机构复杂化，或者需要加装具有独立操纵机构的副变速器，后者仅用于一定行驶工况。

三轴式和两轴式变速器得到的最广泛的应用。

三轴式变速器如图 1.1 所示，其第一轴的常啮合齿轮与第二轴的各档齿轮分别与中间轴的相应齿轮相啮合，且第一、第二轴同心。将第一、第二轴直接连接起来传递扭矩则称为直接档。此时，齿轮、轴承及中间轴均不承载，而第一、第二轴也传递转矩。因此，直接档的传递效率高，磨损及噪音也最小，这是三轴式变速器的主要优点。其他前进档需依次经过两对齿轮传递转矩。因此。在齿轮中心距（影响变速器尺寸的重要参数）较小的情况下仍然可以获得大的一档传动比，这是三轴式变速器的另一优点。其缺点是：除直接档外其他各档的传动效率有所下降。



如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

图 1.1　轿车中间轴式五档变速器

1—第一轴；2—第二轴；3—中间轴

由于所设计的汽车是发动机前置，后轮驱动，因此采用中间轴式变速器。

图 1.2 示出了几种中间轴式五档变速器传动方案。它们的共同特点是：变速器第一轴和第二轴的轴线在同一直线上，经啮合套将它们连接得到直接档。使用直接档，变速器的齿轮和轴承及中间轴均不承载，发动机转矩经变速器第一轴和第二轴直接输出，此时变速器的传动效率高，可达 90%以上，噪声低，齿轮和轴承的磨损减少因为直接档的利用率高于其它档位，因而提高了变速器的使用寿命；在其它前进档位工作时，变速器传递的动力需要经过设置在第一轴，中间轴和第二轴上的两对齿轮传递，因此在变速器中间轴与第二轴之间的距离（中心距）不大的条件下，一档仍然有较大的传动比；档位高的齿轮采用常啮合齿轮传动，档位低的齿轮（一档）可以采用或不采用常啮合齿轮传动；多数传动方案中除一档以外的其他档位的换档机构，均采用同步器或啮合套换档，少数结构的一档也采用同步器或啮合套换档，还有各档同步器或啮合套多数情况下装在第二轴上。再除直接档以外的其他档位工作时，中间轴式变速器的传动效率略有降低，这是它的缺点。在档数相同的条件下，各种中间轴式变速器主要在常啮合齿轮对数，换档方式和到档传动方案上有差别。

图 1.2a 所示方案，除一，倒档用直齿滑动齿轮换档外，其余各档为常啮合齿轮传动。图 1.2b、c、d 所示方案的各前进档，均用常啮合齿轮传动；图 1.2d 所示方案中的倒档和超速档安装在位于变速器后部的副箱体内，这样布置除可以提高轴的刚度，减少齿轮磨损和降低工作噪声外，还可以在不需要超速档的条件下，很容易形成一个只有四个前进档的变速器。

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

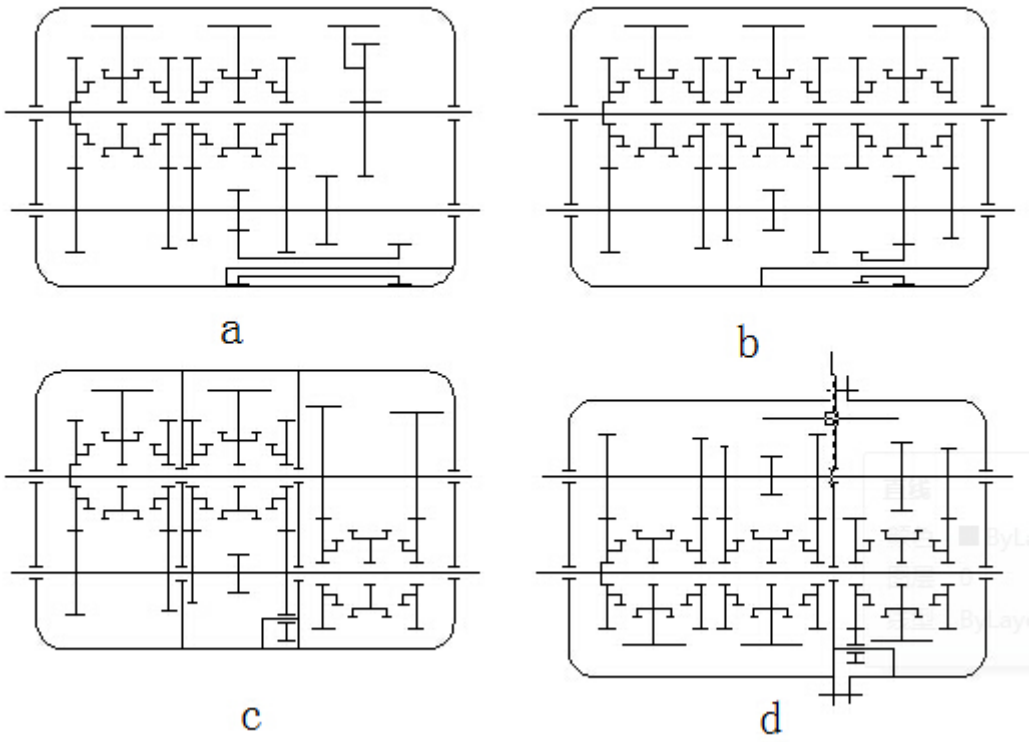


图 1.2 中间轴式五档变速器传动方案

以上各种方案中，凡采用常啮合齿轮传动的档位，其换档方式可以用同步器或啮合套来实现。同一变速器中，有的档位用同步器换档，有的档位用啮合套换档，那么一定是档位高的用同步器换档，档位低的用啮合套换档。

发动机前置后轮驱动的轿车采用中间轴式变速器，为缩短传动轴长度，可将变速器后端加长。伸长后的第二轴有时装在三个支承上，其最后一个支承位于加长的附加壳体上。如果在附加壳体内，布置倒挡传动齿轮和换挡机构，还能减少变速器主体部分的外形尺寸。

综上所述选择第 1.2b 种传动方案，前进挡，均用常啮合齿轮传动

1.2.2 倒档传动方案

本设计采用图 1.3f 所示的传动方案。

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

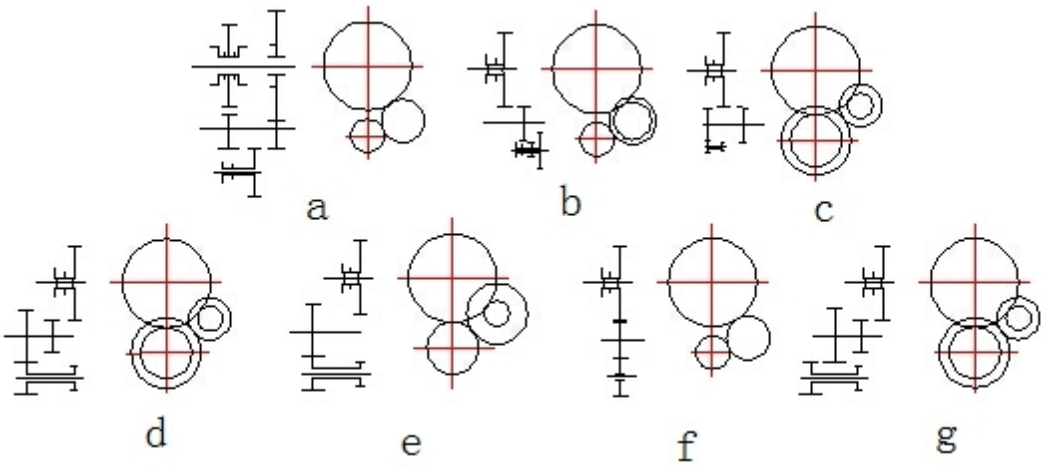


图 1.3 变速器倒档传动方案

图 1.3 为常见的倒挡布置方案。图 1.3b 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 1.3c 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 1.3d 所示方案针对前者的缺点做了修改，因而取代了图 1.3c 所示方案。图 1.3e 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 1.3f 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 1.3g 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。

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档与倒挡，都应当布置在在靠近轴的支承处，以减少轴的变形，保证齿轮重合度下降不多，然后按照从低档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。

1.3 变速器主要零件结构的方案分析

变速器的设计方案必需满足使用性能、制造条件、维护方便及三化等要求。在确定变速器结构方案时，也要考虑齿轮型式、换档结构型式、轴承型式、润滑和密封等因素。

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

（1）齿轮型式

与直齿圆柱齿轮比较，斜齿圆柱齿轮有使用寿命长，工作时噪声低等优点；缺点是制造时稍复杂，工作时有轴向力。变速器中的常啮合齿轮均采用斜齿圆柱齿轮，尽管这样会使常啮合齿轮数增加，并导致变速器的转动惯量增大。直齿圆柱齿轮仅用于低档和倒挡。但是，在本设计中由于倒档采用的是常啮合方案，因此倒档也采用斜齿轮传动方案，即除一档外，均采用斜齿轮传动。

(2)换档结构型式

换档结构分为直齿滑动齿轮、啮合套和同步器三种。

直齿滑动齿轮换档的特点是结构简单、紧凑，但由于换档不轻便、换档时齿端面受到很大冲击、导致齿轮早期损坏、滑动花键磨损后易造成脱档、噪声大等原因，除一档、倒档外很少采用。

啮合套换档型式一般是配合斜齿轮传动使用的。由于齿轮常啮合，因而减少了噪声和动载荷，提高了齿轮的强度和寿命。啮合套有分为内齿啮合套和外齿啮合套，视结构布置而选定，若齿轮副内空间允许，采用内齿结合式，以减小轴向尺寸。结合套换档结构简单，但还不能完全消除换档冲击，目前在要求不高的档位上常被使用。

采用同步器换档可保证齿轮在换档时不受冲击，使齿轮强度得以充分发挥，同时操纵轻便，缩短了换档时间，从而提高了汽车的加速性、经济性和行驶安全性，此外，该种型式还有利于实现操纵自动化。其缺点是结构复杂，制造精度要求高，轴向尺寸有所增加，铜质同步环的使用寿命较短。目前，同步器广泛应用于各式变速器中。

自动脱档是变速器的主要障碍之一。为解决这个问题，除工艺上采取措施外，在结构上，目前比较有效的方案有以下几种：

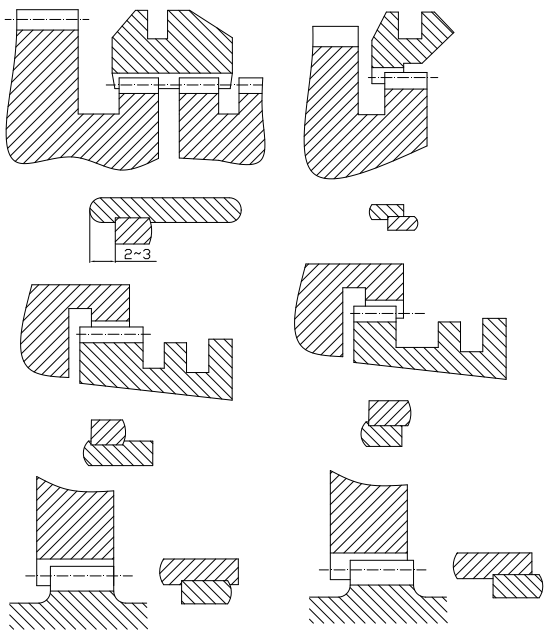


图 1.4 防止自动脱档的结构措施 I

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

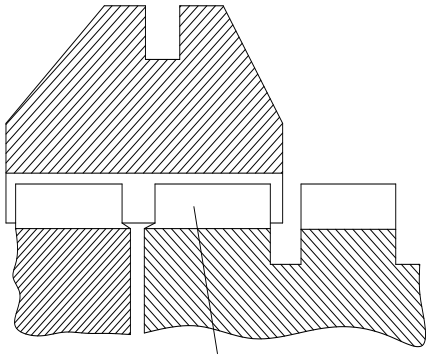
①将啮合套做得长一些，如图 1.4a，或者两接合齿的啮合位置错开，如图图 1.4b，这样在啮合时使接合齿端部超过被接合齿约 1~3mm。使用中因接触部分挤压和磨损，因而在接合齿端部形成凸肩，以阻止自动脱档。

②将啮合套齿座上前齿圈的齿厚切薄（0.3~0.6mm），这样，换档后啮合套的后端面便被后齿圈的前端面顶住，从而减少自动脱档，如图 1.5。

③将接合齿的工作面加工成斜齿面，形成倒锥角（一般倾斜 2^0~3^0），使接合齿面产生阻止自动脱档的轴向力

图 1.6 这种结构方案比较有效，

Ⅰ采用较多。



此段切薄

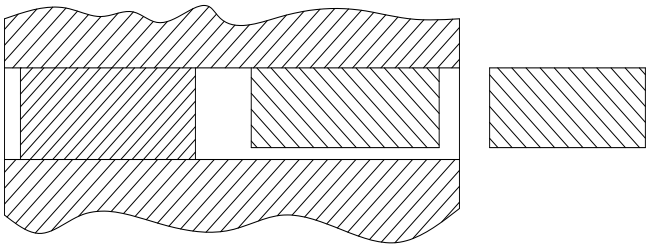
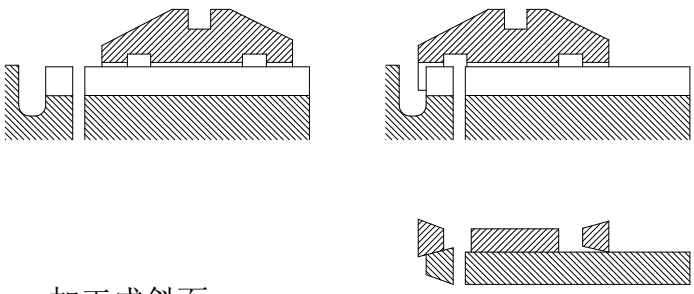


图 1.5 防止自动脱档的结构措施Ⅱ

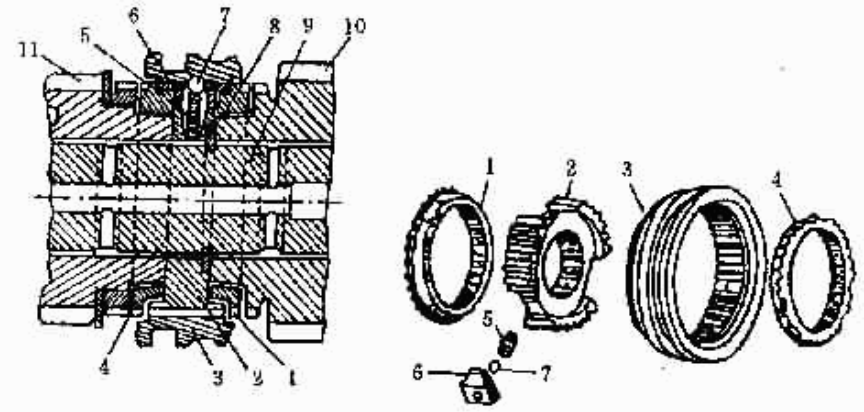


加工成斜面

图 1.6 防止自动脱档的结构措施Ⅲ

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

在本设计中所采用的是锁环式同步器，该同步器是依靠摩擦作用实现同步的。但它可以从结构上保证结合套与待啮合的花键齿圈在达到同步之前不可能接触，以免齿间冲击和发生噪声。同步器的结构如图 1.7 所示：



1、4-同步环;2-同步器齿鼓;3-接合套;5-弹簧;6—滑块;

7-止动球;8-卡环;9—输出轴;10、11-齿轮

图 1.7 锁环式同步器

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

2 变速器主要参数的选择与主要零件的设计

2.1 变速器主要参数的选择

2.1.1 档数和传动比范围

近年来，为了降低油耗，变速器的档数有增加的趋势。目前，乘用车一般用 4 到 5 个档位的变速器。本设计也采用 5 个档位。

选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动轮与路面的附着力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和驱动轮的滚动半径等来综合考虑、确定。

则由最大爬坡度要求的变速器 I 档传动比为

$$i \geq \frac{mg\psi_{\max}\gamma}{T_{\max}i_0\eta} \tag{2.1}$$

式中 m----汽车总质量；

g----重力加速度；

ψ_{max}----道路最大阻力系数；

r_r----驱动轮的滚动半径；

T_{emax}----发动机最大转矩；

i_0----主减速比；

η----汽车传动系的传动效率。

根据驱动车轮与路面的附着条件

$$\frac{T_{\max}i\eta}{r_r} \leq G_2\varphi$$

求得的变速器 I 档传动比为：

$$i \leq \frac{G_2\varphi r}{T_{\max}i_o\eta} \tag{2.2}$$

式中 G_2----汽车满载静止于水平路面时驱动桥给路面的载荷；

ϕ----路面的附着系数，计算时取 ϕ=0.5~0.6。

由已知条件：满载质量 1800kg；

r_r=337.25mm；

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

$T_{e\ max}$=170Nm；

i_0=4.782；

η=0.95。

根据公式（2.2）可得：i_{gI}=3.85。

超速档的的传动比一般为0.7~0.8，本设计取五档传动比 i_{gV}=0.75。

中间档的传动比理论上按公比为：

$$q=\sqrt[-1]{\frac{i_{g\max}}{i_{g\min}}} \tag{2.3}$$

其等比数列，实际上与理论上略有出入，因齿数为整数且常用档位间的公比宜小些，另外还要考虑与发动机参数的合理匹配。根据上式可的出：q=1.51。

故有：$i_{gII}=2.55$

$i_{gIII}=1.69$

$i_{gIV}=1.12$（修正为1）

2.1.2 中心距

中心距对变速器的尺寸及质量有直接影响，所选的中心距、应能保证齿轮的强度。三轴式变速器的中心局 A（mm）可根据对已有变速器的统计而得出的经验公式初定：

$$A=K_A\sqrt[3]{T_{I\max}} \tag{2.4}$$

式中 K_A----中心距系数。对轿车，K_A=8.9~9.3；对货车，K_A=8.6~9.6；对多档主变速器，K_A=9.5~11；

$T_{I\ max}$----变速器处于一档时的输出扭矩：

$$T_{I}\ max=Te\ max\ igI\ \eta\ =628.3N\cdot m$$

故可得出初始中心距 A=77.08mm。

2.1.3 轴向尺寸

变速器的横向外形尺寸，可根据齿轮直径以及倒档中间齿轮和换档机构的布置初步确定。

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

轿车四档变速器壳体的轴向尺寸 3.0 到 3.4A。货车变速器壳体的轴向尺寸与档数有关：

四档(2.2~2.7)A

五档(2.7~30)A

六档(3.2~3.5)A

当变速器选用常啮合齿轮对数和同步器多时，中心距系数 K_A 应取给出系数的上限。为检测方便，K_A 取整。

本次设计采用 5+1 手动挡变速器，其壳体的轴向尺寸是 3×77.08mm=231.24mm，变速器壳体的最终轴向尺寸应由变速器总图的结构尺寸链确定。

2.1.4 齿轮参数

（1）齿轮模数

建议用下列各式选取齿轮模数，所选取的模数大小应符合 JB111-60 规定的标准值。

第一轴常啮合斜齿轮的法向模数 m_n

$$m_n = 0.47\sqrt[3]{T_{e\max}}\,mm \tag{2.5}$$

其中 $T_{e\max}$=170Nm，可得出 m_n=2.5。

一档直齿轮的模数 m

$$m = 0.33\sqrt[3]{T_{1\max}}\;mm \tag{2.6}$$

通过计算 m=3。

同步器和啮合套的接合大都采用渐开线齿形。由于制造工艺上的原因，同一变速器中的结合套模数都相同，轿车和轻型货车取 2~3.5。本设计取 2.5。

（2）齿形、压力角 α 、螺旋角 β 和齿宽 b

汽车变速器齿轮的齿形、压力角、及螺旋角按表 2.1 选取。

表 2.1 汽车变速器齿轮的齿形、压力角与螺旋角

项目 / 车型	齿形	压力角 α	螺旋角 β

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

轿车	高齿并修形的齿形	14.5°，15°，16° 16.5°	25°~45°
一般货车	GB1356-78 规定的标准齿形	20°	20°~30°
重型车	同上	低档、倒档齿轮 22.5°,25°	小螺旋角

压力角较小时，重合度大，传动平稳，噪声低；较大时可提高轮齿的抗弯强度和表面接触强度。对轿车，为加大重合度已降低噪声，取小些；对货车，为提高齿轮承载力，取大些。在本设计中变速器齿轮压力角 α 取 20°，啮合套或同步器取 30°；斜齿轮螺旋角 β 取 30°。

应该注意的是选择斜齿轮的螺旋角时应力求使中间轴上轴向力相互抵消。为此，中间轴上的全部齿轮一律取右旋，而第一轴和第二轴上的的斜齿轮取左旋，其轴向力经轴承盖由壳体承受。

齿轮宽度 b 的大小直接影响着齿轮的承载能力，b 加大，齿的承载能力增高。但试验表明，在齿宽增大到一定数值后，由于载荷分配不均匀，反而使齿轮的承载能力降低。所以，在保证齿轮的强度条件下，尽量选取较小的齿宽，以有利于减轻变速器的重量和缩短其轴向尺寸。

通常根据齿轮模数的大小来选定齿宽：

直齿　b=(4.5~8.0) mm

斜齿　b=(6.0~8.5) mm

第一轴常啮合齿轮副齿宽的系数值可取大一些，使接触线长度增加，接触应力降低，以提高传动的平稳性和齿轮寿命。

2.2 各档传动比及其齿轮齿数的确定

在初选了中心距、齿轮的模数和螺旋角后，可根据预先确定的变速器档数、传动比和结构方案来分配各档齿轮的齿数。下面结合本设计来说明分配各档齿数的方法。

2.2.1 确定一档齿轮的齿数

一档传动比

$$i_{gI}=\frac{Z_2}{Z_1}\cdot\frac{Z_9}{Z_{10}} \tag{2.7}$$

为了确定 Z_9 和 Z_{10} 的齿数，先求其齿数和 Z_Σ：

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

$$Z_{\Sigma}=\frac{2A}{m} \tag{2.8}$$

其中 A =77.08mm、m =3；故

有 $Z_{\Sigma}=51.4$。

当轿车三轴式的变速器 $i_{gI}=3.5\sim3.9$时，则 Z_{10}可在15～17范围内选择，此处取 Z_{10}=16，则可得出 Z_9=35。

上面根据初选的 A 及 m 计算出的 Z_{Σ} 可能不是整数，将其调整为整数后，从式 2.8 看出中心距有了变化，这时应从 Z_{Σ} 及齿轮变位系数反过来计算中心距 A，再以这个修正后的中心距作为以后计算的依据。

这里 Z_{Σ} 修正为 51，则根据式 2.8 反推出 A=76.5mm。

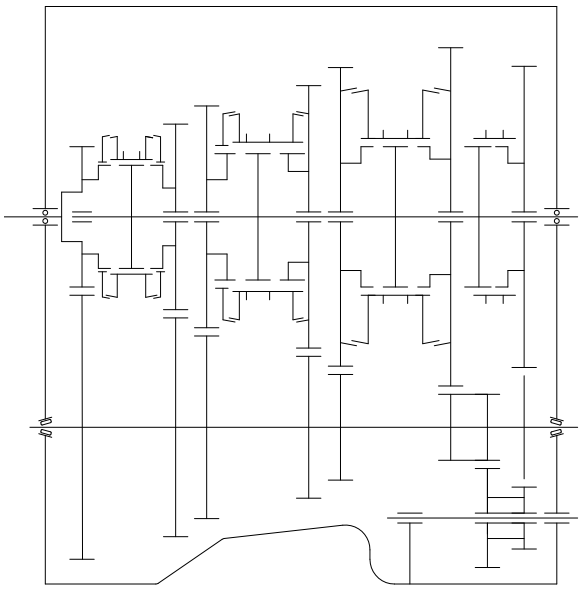


图 2.1 五档变速器示意图

2.2.2 确定常啮合齿轮副的齿数

由式 2.7 求出常啮合齿轮的传动比

$$\frac{Z_2}{Z_1}=i_{gI}\times\frac{Z_{10}}{Z_9} \tag{2.9}$$

由已经得出的数据可确定

$$\frac{Z_2}{Z_1}=1.76 \qquad ①$$

而常啮合齿轮的中心距与一档齿轮的中心距相等

$$A=\frac{m_n(Z_1+Z_2)}{2\cos\beta} \tag{2.10}$$

由此可得：

$$Z_1+Z_2=\frac{2A\cos\beta}{m_n} \tag{2.11}$$

而根据已求得的数据可计算出：$Z_1+Z_2=53$ 。 ②

如不慎侵犯了你的权益，请联系我们告知！

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/758131113024007035