

第 14 章 变速器与分动器

教学提示：变速器是汽车底盘传动系统的重要部件。驾驶员通过拨动变速杆挂入不同的挡位，从而适应经常变化的行驶条件，使发动机在有利的工况下工作。

教学目标：要求学生掌握变速器及操纵机构、同步器和分动器的构造、工作原理及类型，了解有关车型变速器及其操纵机构的构造。

14.1 概 述

变速器(transmission)是汽车传动系统的主要总成之一。

汽车的实际情况非常复杂，如起步、怠速停车、低速或高速行驶、加速、减速、爬坡和倒车等，这就要求汽车的驱动力和车速能在相当大的范围内变化，而目前广泛采用的活塞式发动机的输出转矩和转速变化范围较小。为了适应经常变化的行驶条件，同时使发动机在有利的工况下(功率较高、油耗较低)工作，在传动系统中设置了变速器。

14.1.1 变速器的功用

- (1) 改变传动比，改变汽车的行驶速度和牵引力；
- (2) 在发动机的旋转方向不变的情况下使汽车倒退行驶；
- (3) 在汽车启动、怠速、换挡、滑行或进行动力输出时，都需要切断发动机与传动系统的动力传递。

14.1.2 变速器的类型

1. 按传动比变化方式分类

按变速器传动比变化方式分有级式、无级式和综合式三种。

1) 有级式变速器 它采用齿轮传动，有几个可选择的固定传动比。轿车和轻、中型货车变速器多采用 3~5 个前进挡和一个倒挡(一个挡位对应一个传动比)。重型汽车上的变速器挡位较多，有的还装有副变速器。

如夏利 2000 轿车变速器有五个挡，传动比分别是： $i_1=3.090$ 、 $i_2=1.842$ 、 $i_3=1.230$ 、 $i_4=0.864$ 、 $i_5=0.707$ 、倒挡 $i_R=3.142$ 。

按变速器所用齿轮轮系形式不同，可以分为轴线固定式(普通齿轮变速器)和轴线旋转式(行星齿轮变速器)。前者将若干对圆柱齿轮安装在固定的平行轴上组成变速传动机构，机械变速器大多属于这种结构形式。后者采用行星齿轮机构组成变速传动机构，此种形式在自动变速器中应用。

齿轮式变速器具有结构简单、易于制造、工作可靠和传动效率高等优点,其应用最为广泛。

2) 无级式变速器 CVT(Continuously Variable Transmission) 其传动比在一定数值范围内可连续无限多级变化,常见的有电力式和液力式两种。电力式无级变速器的变速传动部件为直流串激电动机(无轨电车、超重型自卸车)。液力式无级变速器的变速传动部件是液力变矩器。

3) 综合式变速器 由液力变矩器和行星齿轮式变速器组成的液力机械式变速器。其传动比可在最大值和最小值之间的几个间断范围内作无级变化,目前应用较多。

2. 按变速器操纵机构分类

按变速器操纵机构分强制操纵式(手动变速器)、自动操纵式(自动变速器)和半自动操纵式(半自动变速器)三种。

(1) 手动变速器 MT(Manual Transmission) 由驾驶员直接操纵换挡杆来选定挡位,并拨动变速器换挡装置变换挡位。

(2) 自动变速器 AT(Automatic Transmission) 在某一传动范围内(一般是在前进挡),由变速器的自动控制系统根据发动机的负荷和车速的变化自动选定挡位并变换挡位,即自动地改变传动比。驾驶员只需要操纵加速踏板以便控制车速。

如丰田轿车自动变速器有 OD 挡(超速挡,在一、二、三、四挡之间进行无级变速), I 挡(锁定在一挡), II 挡(在一、二挡之间进行无级变速), D 挡(在一、二、三挡之间进行无级变速), N 挡(空挡), P 挡(驻车挡)和 R 挡(倒挡)。

本章只介绍普通齿轮强制操纵式变速器和分动器。

14.1.3 普通齿轮式变速器的工作原理

1. 变速原理

图 14.1a 所示为齿轮传动机构的变速原理图,图 14.1b 所示为传动简图。I 是主动轴(动力输入轴 input shaft), II 是从动轴(动力输出轴 output shaft)。设主动齿轮 1 的齿数为 Z_1 , 转速为 n_1 , 转矩为 M_1 , 逆时针方向转动;从动齿轮 2 的齿数为 Z_2 , 转速为 n_2 , 转矩为 M_2 。

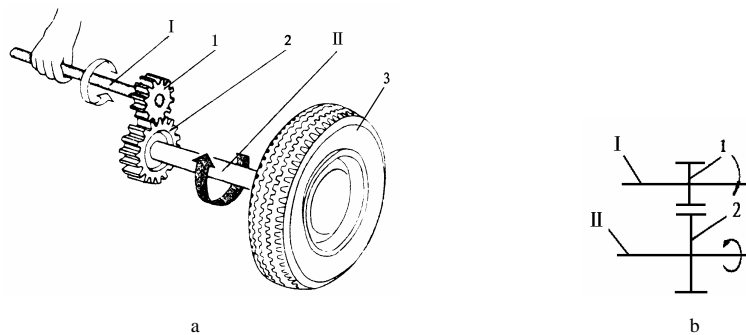


图 14.1 齿轮传动机构的变速原理

I—主动轴 II—从动轴 1—主动齿轮 2—从动齿轮 3—车轮

齿轮传动机构的传动比(gear ratio) i 可以用主动齿轮的转速 n_1 与从动齿轮转速 n_2 之比表

示,也可以用从动齿轮齿数 Z_2 与主动齿轮齿数 Z_1 之比表示,还可以用从动齿轮轴的转矩 M_2 与主动齿轮轴的转矩 M_1 之比表示。其关系式为:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{M_2}{M_1} \quad (*)$$

当动力由 I 轴经过齿轮机构传递给 II 轴时,由于 $Z_1 < Z_2$,则 $n_2 < n_1$, $M_2 > M_1$,且 II 轴为顺时针方向转动。即当主动齿轮齿数小于被动齿轮齿数时,则减速、增矩,变向。反之,则增速、降矩、变向。

一对齿轮传动只能得到一个固定的传动比,构成一个挡位。为了扩大变速器输出转速的变化范围,普通齿轮变速器通常采用多组大小不同的齿轮啮合传动,构成多个不同的挡位,其传动比为各级齿轮传动的连乘积。挡位不同传动比不同,则可得到多种不同的输出转速和转矩。

变速器的挡位是按传动比由大到小的次序命名,分别为:一档(低速挡)(1st gear)、二挡(2nd gear)、三挡(3rd gear)、四挡(4th gear)、五挡(高速挡)(5th gear)等。传动比 $i=1$ 称为直接挡(direct gear),即发动机曲轴的转速和转矩没变,直接传递给变速器输出轴;传动比 $i < 1$ 为超速挡(overdrive gear),此时变速器输出轴的转速大于发动机曲轴转速,变速器输出转矩变小;传动比 $i > 1$ 为减速挡,即变速器输出轴的转速小于发动机曲轴转速,变速器输出转矩变大。一般汽车上设有 3~6 个前进挡和 1 个倒挡。

2. 换挡原理

图 14.2 所示是三轴式变速器。动力由轴 I 传递给齿轮 1,再由齿轮 1 传递给齿轮 2;由于齿轮 2、3 同在轴 III 上,它们以相同转速转动,然后由齿轮 3 传递给齿轮 4,最后由轴 II 输出。此时,传动比为 $i=Z_2/Z_1 \times Z_4/Z_3$ 。如果用换挡装置将齿轮 4 与齿轮 3 脱开,并将其向右拉动,使与齿轮 4 一体的齿轮 6 与齿轮 5 啮合,传动比变为 $i=Z_2/Z_1 \times Z_6/Z_5$,输出轴 II 的转速、转矩将发生变化,即改变挡位。

当齿轮 4 和齿轮 6 不与中间轴(Countershaft)上的齿轮 3 和 5 中的任何一个啮合时,动力不能传到输出轴,此时就是变速器的空挡。

3. 变向原理

由齿轮传动原理可知,一对相啮合的外齿轮旋向相反,每经过一个传动副,轴改变一次旋向。汽车的倒挡就是再加上一根倒挡轴(reverse idler shaft),如图 14.3 所示。

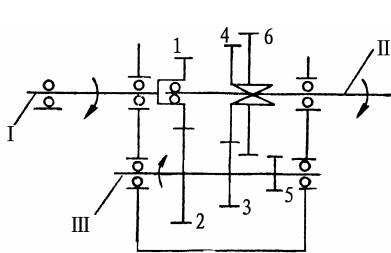


图 14.2 齿轮传动的换挡原理(三轴两级)

I—主动轴 II—从动轴 III—中间轴
1、2、3、4、5、6—传动齿轮

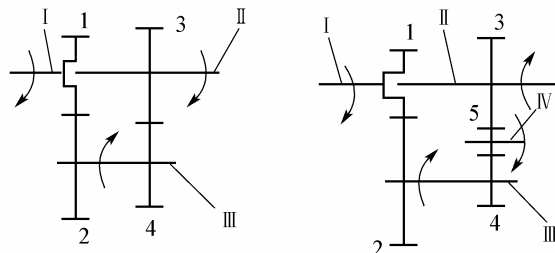


图 14.3 齿轮传动的变向原理

I—主动轴 II—从动轴 III—中间轴 IV—倒挡轴
1、2、3、4、5—传动齿轮

14.2 普通齿轮变速器的变速传动机构

普通齿轮变速器由变速器壳体、变速传动机构、变速操纵机构和换挡装置等组成。按工作轴的数量(不包括倒挡轴)可分为三轴式变速器和两轴式变速器。变速器壳体是变速器其他部件的安装基础;变速传动机构用来改变传动比、转矩和旋转方向;变速操纵机构和换挡装置用来实现换挡。

14.2.1 三轴式变速器

1. 三轴式齿轮传动(两级齿轮传动)的特点

图 14.2 所示为三轴式齿轮传动形式。其特点是有三根轴:输入轴 I, 输出轴 II 和中间轴 III。输入轴 I 与输出轴 II 的轴线在同一条直线上, 中间轴 III 的轴线与输入轴轴线平行。输入轴主动齿轮 1 与中间轴从动齿轮 2 是常啮合传动齿轮, 中间轴主动齿轮 3 与输出轴从动齿轮 4 啮合。每一个挡位采用两对齿轮传动, 变速器输出轴的转动方向与输入轴(发动机曲轴)的转动方向相同。三轴式齿轮传动主要应用于发动机前置后轮驱动的汽车变速器上。其传动比按下式计算:

$$i_{14} = i_{12} \times i_{34} = \frac{n_1}{n_2} \times \frac{n_3}{n_4} = \frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_4}{Z_3}$$

在中、轻型货车上广泛采用三轴式变速器, 这样可以通过两级齿轮传动得到较大的传动比。例如, 解放 CA1091 型货车六挡变速器, EQ1141G、EQ1128G、EQ1090E 型货车五挡变速器等均采用。

2. 三轴式五挡变速器

图 14.4 所示为 EQ1141G 型汽车的 TMH421 型五挡变速器。它有三根传动齿轮轴: 第一轴(输入轴)1、中间轴 16、和第二轴(输出轴)26。

第一轴 1 的前端用向心球轴承支承在飞轮的中心孔内, 后端用向心球轴承支承在变速器前壳的轴承孔中, 并以轴承盖 27 的外圆面与离合器壳相应的孔配合, 以保证第一轴和曲轴的轴线重合; 中间轴的前端用滚柱轴承、后端用向心球轴承支承于变速器壳体上; 第二轴前端用滚针轴承支承在第一轴齿轮 3 的内圆孔中, 后端用向心球轴承支承在变速器壳体上, 后部的花键上装有用以连接万向传动装置的凸缘 15。三根轴都是靠其后轴承进行轴向定位, 轴承的外圈用弹性挡圈和轴承盖轴向限位, 内圈被卡环固定在轴上。

齿轮 3 与第一轴制成一体, 与齿轮 25 构成常啮合传动齿轮副。齿轮 17、18、22 与中间轴制成一体, 以提高轴的刚度和强度, 齿轮 23、24 用键固定在中间轴上。齿轮 5、6、8、9、11 通过滚针轴承空套在第二轴上, 齿轮上制有外接合齿圈, 以便与该挡同步器上的接合套内齿圈相啮合。同步器 4、7 及接合套 10 的花键毂以其内花键与第二轴上的外花键相连接。

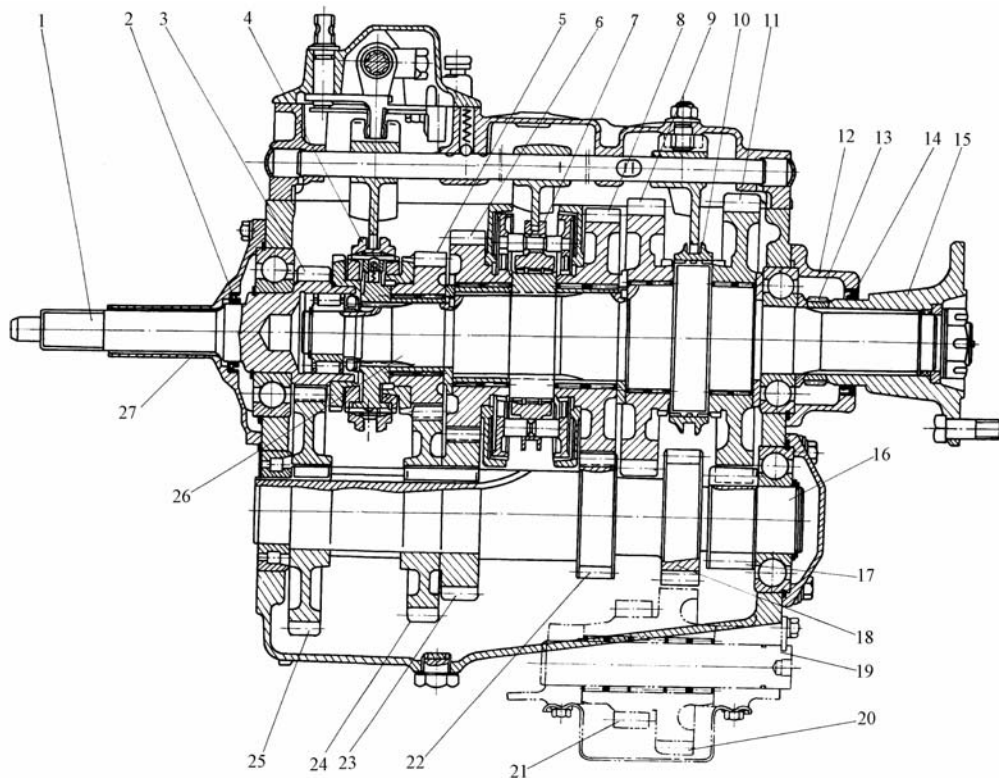


图 14.4 东风 EQ1141G 型汽车变速器

- 1—第一轴 2—第一轴油封 3—第一轴常啮合齿轮 4—四、五挡锁环式同步器 5—第二轴四挡齿轮
 6—第二轴三挡齿轮 7—二、三挡锁销式同步器 8—第二轴二挡齿轮 9—第二轴倒挡齿轮
 10—一、倒挡接合套 11—第二轴一挡齿轮 12—第二轴后轴承盖 13—速度表蜗杆 14—油封
 15—第二轴凸缘 16—中间轴 17—中间轴一挡齿轮 18—中间轴倒挡齿轮 19—倒挡轴
 20、21—倒挡中间双联齿轮 22—中间轴二挡齿轮 23—中间轴三挡齿轮 24—中间轴四挡齿轮
 25—中间轴常啮合传动齿轮 26—第二轴 27—轴承盖

变速器齿轮副、轴和轴承等零件的工作表面采用飞溅润滑。壳体底部有放油塞，壳体一侧有加油口，油面高度由加油口位置控制。在各传动齿轮上有径向油孔或开有径向油槽，以便润滑所在部位的滚针轴承。为防止润滑油从轴和轴承盖之间的间隙流出，在第一轴和第二轴的轴承盖内装有自紧式油封 2 和 14。在各轴承盖、后盖、上盖等结合面间装入密封垫片，并涂密封胶，以防漏油。为防止变速器工作时油温升高、气压增大而造成润滑油渗漏，在变速器盖上装有通气塞。

图 14.5 所示为东风 EQ1141G 型汽车变速器的传动示意图，图示为变速器的空挡位置。当第一轴旋转时，通过齿轮 2 带动中间轴 17 及其上的各齿轮旋转。由于第二轴 15 上的齿轮是空套的，所以不能驱动第二轴。

欲挂上一挡，可操纵变速杆，通过拨叉使接合套 14 右移，与一挡齿轮接合齿圈接合，此时，动力从第一轴依次经齿轮 2、25，中间轴 17，齿轮 16、齿轮 13 的接合齿圈、接合套 14、花键毂 26，再通过第二轴上的外花键传给第二轴 15。一挡传动比为：

$$i_1 = \frac{Z_{23}}{Z_2} \times \frac{Z_{13}}{Z_{15}} = 6.540$$

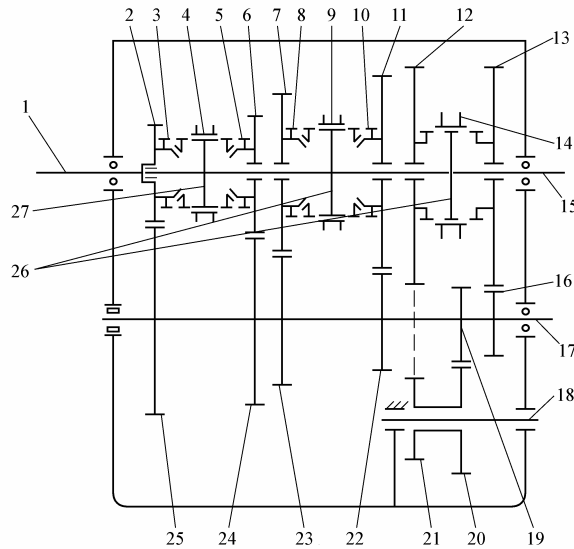


图 14.5 东风 EQ1141G 型汽车变速器的传动示意图

1—第一轴(输入轴) 2—第一轴常啮合传动齿轮 3—第一轴齿轮接合齿圈 4、9、14—接合套 5—四挡齿轮接合齿圈
6—第二轴四挡齿轮 7—第二轴三挡齿轮 8—三挡齿轮接合齿圈 10—二挡齿轮接合齿圈 11—第二轴二挡齿轮
12—第二轴倒挡齿轮 13—第二轴一挡齿轮 14—接合套 15—第二轴(输出轴) 16—中间轴一挡齿轮 17—中间轴
18—倒挡轴 19—中间轴倒挡齿轮 20—倒挡大齿轮 21—倒挡小齿轮 22—中间轴二挡齿轮 23—中间轴三挡齿轮
24—中间轴四挡齿轮 25—中间轴常啮合传动齿轮 26、27—花键毂

欲脱开一档，可通过拨叉使接合套 14 左移，使接合套与接合齿圈脱离啮合，则变速器退回到空挡位置。

同理，用拨叉拨动二、三挡同步器 9 的接合套，使接合套向右或向左移动与相应的接合齿圈接合，即可挂入二挡或三挡。其传动比分别为：

$$i_2 = \frac{Z_{23}}{Z_2} \times \frac{Z_{11}}{Z_{20}} = 3.807$$

$$i_3 = \frac{Z_{23}}{Z_2} \times \frac{Z_7}{Z_{21}} = 2.168$$

用拨叉拨动四、五挡的同步器 4 的接合套右移，便可挂上四挡，其传动比为：

$$i_4 = \frac{Z_{23}}{Z_2} \times \frac{Z_6}{Z_{22}} = 1.442$$

使同步器 4 的接合套左移与其对应的接合齿圈接合，则挂入五挡。此时动力从第一轴经齿轮 2、接合齿圈 3、接合套 4 和花键毂 27 直接传给第二轴，而不经中间轴齿轮传动。称这种挡位为直接挡，其传动比 $i_5=1$ 。

为实现汽车倒向行驶，在中间轴一侧还设有一根较短的倒挡轴 18。倒挡轴用锁片固定在壳体上，不能转动或轴向移动。倒挡轴上空套有中间双联齿轮 20、21，与第二轴倒挡齿轮 12 及中间轴倒挡齿轮 19 常啮合。

欲挂倒挡时，使接合套 14 左移，与倒挡齿轮 12 的接合齿圈接合，即得到倒挡。其传动比为：

$$i_R = \frac{Z_{23}}{Z_2} \times \frac{Z_{18}}{Z_{17}} \times \frac{Z_{12}}{Z_{19}} = 6.553$$

东风 EQ1141G 型汽车变速器各挡齿轮的动力传递路线及传动比如表 14-1 所示。

表 14-1 东风 EQ1141G 型汽车变速器各挡齿轮的动力传递路线及传动比

挡 位	动力传递路线	传 动 比
空挡	操纵变速杆，使各挡同步器接合套处于中间位置，此时，动力不传给输出轴	
一档	操纵变速杆，使接合套 14 右移，动力由输入轴依次经齿轮 2、25，中间轴 17，齿轮 16、13 经花键毂传给第二轴输出	6.540
二挡	操纵变速杆，使接合套 9 右移，动力由输入轴依次经齿轮 2、25，中间轴 17，齿轮 22、11 经花键毂传给第二轴输出	3.807
三挡	操纵变速杆，使接合套 9 左移，动力由输入轴依次经齿轮 2、25，中间轴 17，齿轮 23、7 经花键毂传给第二轴输出	2.168
四挡	操纵变速杆，使接合套 4 右移，动力由输入轴依次经齿轮 2、25，中间轴 17，齿轮 24、6 经花键毂传给第二轴输出	1.442
五挡(直接挡)	操纵变速杆，使接合套 4 左移，动力由输入轴依次经齿轮 2 经接合齿圈 3、接合套 4 经花键毂传给第二轴输出	1
倒挡	操纵变速杆，使接合套 14 左移，动力由输入轴依次经齿轮 2、25，中间轴 17，齿轮 19、20、21、12 经花键毂传给第二轴输出	6.553

14.2.2 两轴式变速器

1. 两轴式齿轮传动(一级齿轮传动)的特点

图 14.1 所示是两轴式齿轮传动形式。其特点是有两根轴：输入轴Ⅰ和输出轴Ⅱ，且两轴相互平行。动力从输入轴输入，经一对齿轮传动后，直接由输出轴输出。每一个挡位采用一对齿轮传动，输出轴(变速器输出轴)的转动方向与输入轴(发动机曲轴)的转动方向相反。两轴式变速器主要应用于发动机前置前轮驱动的汽车变速器上。其传动比按式(*)计算。

在发动机前置前轮驱动和发动机后置后轮驱动的中、轻型轿车上，由于总体结构布置的需求，采用两轴式变速器，其结构简单、紧凑。例如，奥迪 100 型、捷达、红旗、富康、桑塔纳及夏利等轿车均采用。

前置发动机又有纵向布置和横向布置两种类型，与其配用的两轴式变速器结构形式也有差异。

2. 与前置发动机横向布置形式相配用的两轴式变速器

1) 雪铁龙毕加索两轴式五挡变速器图 14.6 所示为雪铁龙毕加索轿车采用的 BE4 两轴式五挡变速器。

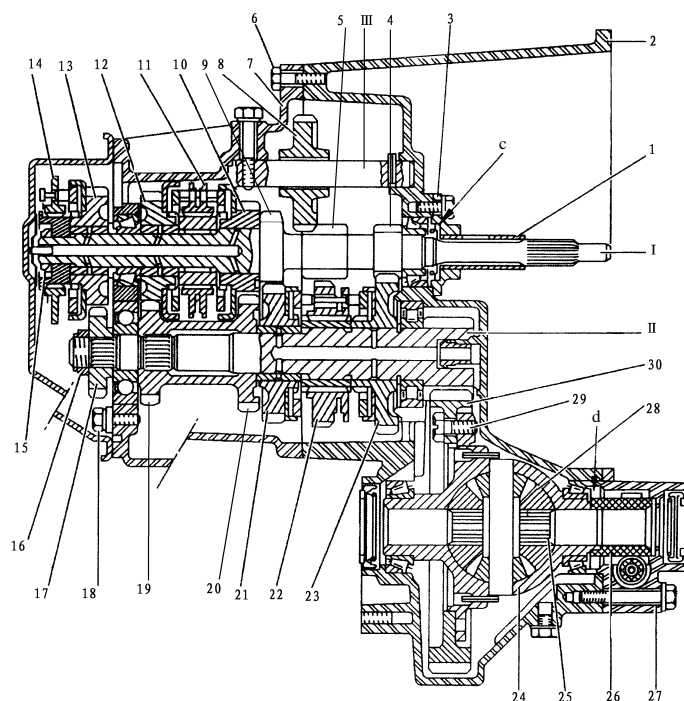


图 14.6 雪铁龙毕加索轿车 BE4 两轴式五挡变速器

- 1—导向套 2—离合器壳体 3—导向块 4—一档主动齿轮 5—倒挡主动齿轮 6—离合器壳体螺栓 7—变速器壳体
 8—倒挡齿轮 9—二挡主动齿轮 10—三挡主动齿轮 11—三、四挡同步器 12—四挡主动齿轮 13—五挡主动齿轮
 14—五挡同步器 15—第一轴螺母 16—第二轴螺母 17—五挡从动齿轮 18—卡环定位螺栓 19—四挡从动齿轮
 20—三挡从动齿轮 21—二挡从动齿轮 22—一、二挡同步器和倒挡从动齿轮 23—一档从动齿轮 24—差速器壳体
 25—半轴齿轮 26—里程表主动齿轮 27—里程表从动齿轮 28—行星齿轮 29—主减速器齿轮螺栓
 30—主减速器主动齿轮 c、d—调节垫片

变速器的输入轴 I 通过离合器与横向布置的发动机曲轴相连，两端通过圆锥滚子轴承支承在变速器壳体上。一、倒、二挡主动齿轮 4、5、9 分别与输入轴 I 固连；三、四、五挡主动齿轮 10、12、13 分别通过滚针轴承空套在输入轴 I 上；变速器输出轴 II 左端通过球轴承、右端通过圆柱滚子轴承支承在变速器壳体上。一、二挡从动齿轮 23、21 分别通过滚针轴承空套在输出轴 II 上，三、四和五挡从动齿轮 20、19、17 与输出轴 II 固连；在输入轴、输出轴一侧装有倒挡轴 III，倒挡轴固定在壳体上，轴上滑套着一个倒挡齿轮 8。三、四挡同步器 11、五挡同步器 14 分别通过花键与输入轴 I 相连；一、二挡同步器 22 通过花键与输出轴 II 相连，其上有与倒挡齿轮 8 啮合的齿轮。同步器均为锁环式。各前进挡主、从动齿轮均处于常啮合状态。

图 14.7 所示是该变速器的传动示意图。换挡时，只要拨动拨叉使接合套轴向移动即可脱挡和换挡。

当同步器 14 的接合套向右或向左移动到与相应的接合齿圈相接合时，便得到一档或二挡；而向右或向左移动同步器 6 的接合套时，则挂上三挡或四挡；向右移动同步器 9 的接合套，则挂上五挡。各挡传动比是：

$$i_1 = \frac{Z_{15}}{Z_1}, i_2 = \frac{Z_{13}}{Z_4}, i_3 = \frac{Z_{12}}{Z_5}, i_4 = \frac{Z_{11}}{Z_7}, i_5 = \frac{Z_{10}}{Z_8}$$

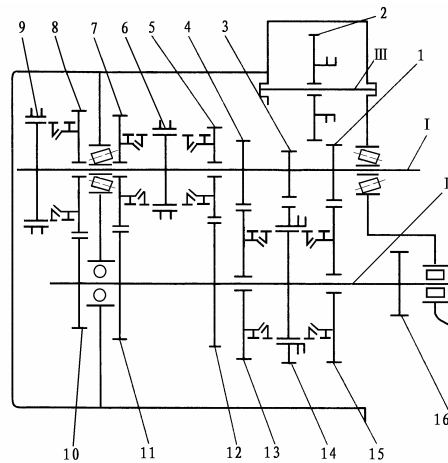


图 14.7 雪铁龙毕加索轿车 BE4 两轴式五挡变速器传动示意图

1—一档主动齿轮 2—倒挡齿轮 3—倒挡主动齿轮 4—二挡主动齿轮 5—三挡主动齿轮 6—三、四挡同步器
7—四挡主动齿轮 8—五挡主动齿轮 9—五挡同步器 10—五挡从动齿轮 11—四挡从动齿轮 12—三挡从动齿轮
13—二挡从动齿轮 14—一、二挡同步器和倒挡从动齿轮 15—一档从动齿轮 16—主减速器主动齿轮

当移动倒挡齿轮 2，使之同时与齿轮 3 和齿轮 14 啮合时，即为倒挡传动。其传动比是：

$$i_R = \frac{Z_2}{Z_3} \times \frac{Z_{14}}{Z_2}$$

图 14.8 和图 14.9 分别是该变速器第一轴和第二轴的零件分解图。

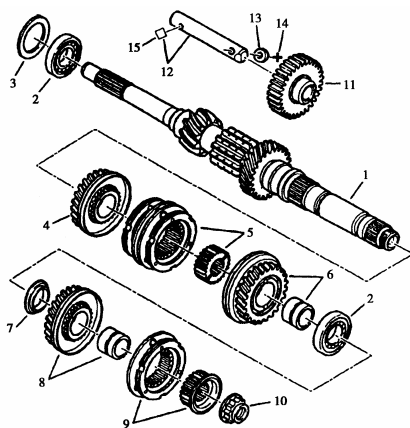


图 14.8 BE4 五挡变速器第一轴零件分解图

1—第一轴 2—球轴承 3、13—垫圈 4—三挡主动齿轮
5—三、四挡同步器 6—四挡主动齿轮 7—隔套 8—五挡主动齿轮 9—五挡同步器 10—固定螺母 11—倒挡齿轮
12—锁紧螺母 13—倒挡轴 14—六角头螺栓 15—定位销

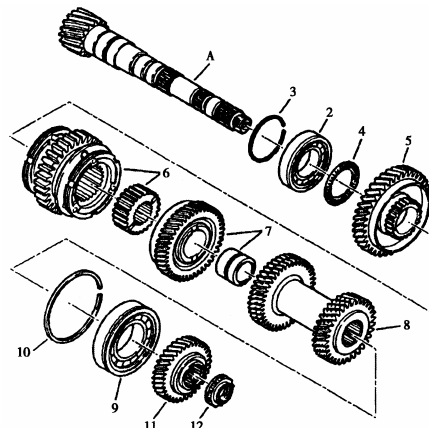


图 14.9 BE4 五挡变速器第二轴零件分解图

1—第二轴 2、9—球轴承 3—锁止卡环 4—锥形垫圈
5—一档从动齿轮 6—一、二挡同步器 7—二挡从动齿轮
8—三、四挡从动齿轮 10—锁止卡环 11—五挡从动齿轮

2) 捷达王轿车两轴式五挡变速器 图 14.10a 和图 14.10b 所示为捷达王轿车五挡变速器传动机构结构简图和传动示意图。

其动力传递路线(齿轮传动顺序)及传动比为：

一档 i_1 (同步器 19 右移): 5—6—4—19—3 $i_1 = Z_4/Z_6 = 3.455$

- 二挡 i_2 (同步器 19 左移): 5—8—18—19—3 $i_2=Z_{18}/Z_8=1.944$
 三挡 i_3 (同步器 10 右移): 5—10—9—17—3 $i_3=Z_{17}/Z_9=1.370$
 四挡 i_4 (同步器 10 左移): 5—10—11—16—3 $i_4=Z_{16}/Z_{11}=1.032$
 五挡 i_5 (同步器 13 右移): 5—13—12—15—3 $i_5=Z_{15}/Z_{12}=0.850$ (超速挡)
 倒挡 i_R (倒挡齿轮 20 右移): 5—7—20—19 上的齿轮—3 $i_R=Z_{20}/Z_7 \times Z_{19}/Z_{20}=3.167$

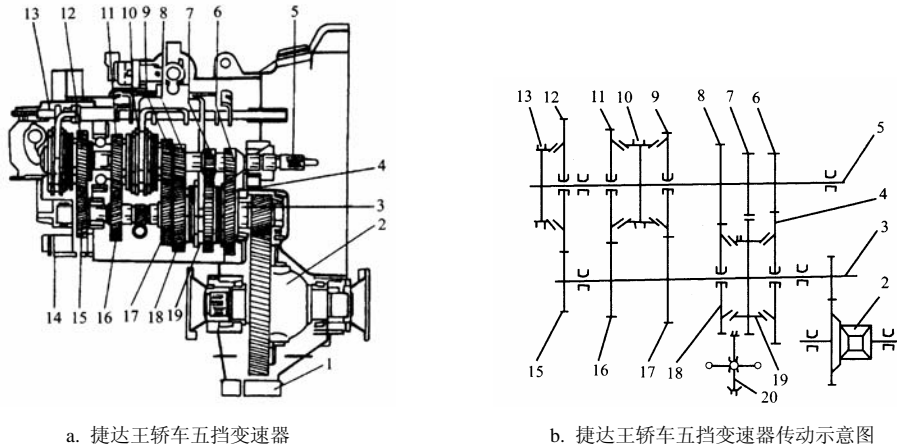


图 14.10 捷达王轿车五挡变速器

- 1—离合器壳体 2—差速器 3—输出轴 4—一、15、16、17、18—五、四、三、二挡从动齿轮
 5—输入轴 6、7、8、9、11、12—一、倒、二、三、四、五挡主动齿轮 10—三、四挡同步器
 13—五挡同步器 14—变速器壳体盖 19—一、二挡同步器 20—倒挡轴倒挡齿轮

3. 与前置发动机纵向布置形式相配用的两轴式变速器

图 14.11 所示是一汽奥迪 100 型轿车采用的两轴式 012 五挡变速器。

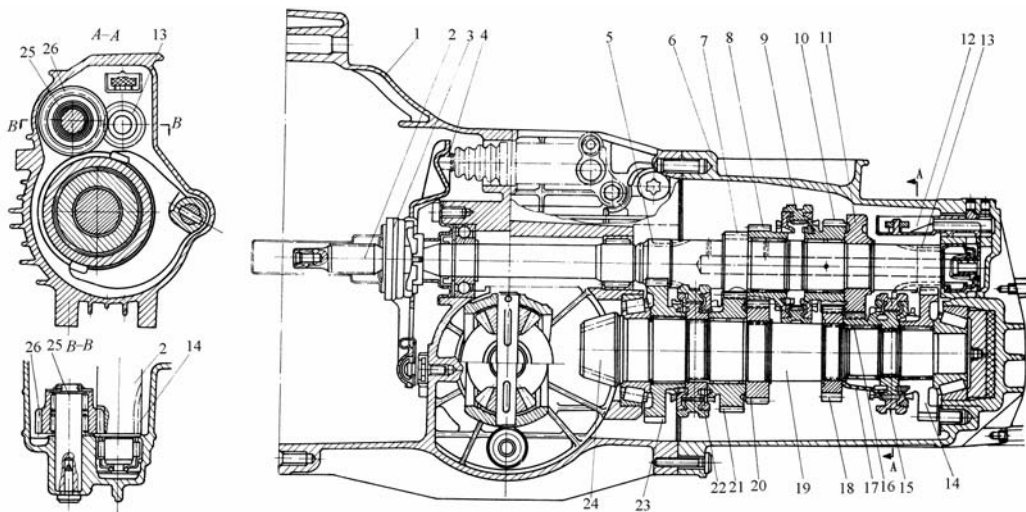


图 14.11 一汽奥迪 100 型轿车两轴式 012 五挡变速器

- 1—变速器前壳 2—输入轴 3—分离轴承 4—分离杠杆 5—输入轴一档齿轮 6—变速器后壳 7—输入轴二挡齿轮
 8—输入轴三挡齿轮 9、15、22—同步器 10—输入轴四挡齿轮 11—输入轴五挡齿轮 12—集油器 13—输入轴倒挡齿轮
 14—输出轴倒挡齿轮 16—输出轴五挡齿轮 17—隔离套 18—输出轴四挡齿轮 19—输出轴 20—输出轴三挡齿轮
 21—输出轴二挡齿轮 23—输出轴一档齿轮 24—主减速器主动锥齿轮 25—倒挡轴 26—倒挡轴倒挡齿轮

变速器的输入轴 2 通过离合器与纵向布置的发动机曲轴相连。输入轴 2 和输出轴 19 上的各挡齿轮均为常啮合齿轮, 在输出轴 19 的一、二挡齿轮 23、21 和五、倒挡齿轮 16、14 以及输入轴 2 的三、四挡齿轮 8、10 之间分别装有锁环式惯性同步器 22、15 和 9, 五个前进挡都通过这三个同步器进行换挡。主减速器的主动锥齿轮 24 与输出轴 19 制成一体, 由变速器输出的动力直接经齿轮 24 传给主减速器和差速器。

图 14.12 所示是该变速器的传动示意图, 图中各部分名称与图 14.11 的相同。其各挡传动比是: $i_1=Z_{23}/Z_5=39/11=3.545$, $i_2=Z_{21}/Z_7=40/19=2.105$, $i_3=Z_{20}/Z_8=40/28=1.429$, $i_4=Z_{18}/Z_{10}=40/19=2.105$, $i_5=Z_{16}/Z_{11}=31/37=0.838$, $i_R=(Z_{26}/Z_{13}) \times (Z_{14}/Z_{26})=35/10=3.5$ 。

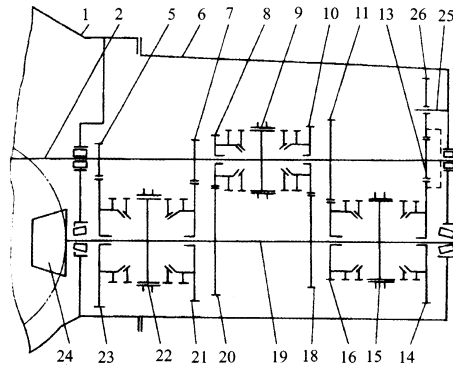


图 14.12 一汽奥迪 100 型轿车两轴式 012 五挡变速器传动示意图

14.2.3 组合式变速器

1. 功用与分类

重型货车的装载质量大, 使用条件复杂。欲保证重型车具有良好的动力性、经济性, 须有更多的挡位和更大的传动比。为避免变速器的结构过于复杂和利于系列化生产, 多采用组合式变速器, 即以 1~2 种四挡或五挡变速器为主体, 通过更换齿轮副和配置不同的副变速器(一般为两挡), 得到一组不同挡数不同传动比范围的变速器系列。

副变速器有普通齿轮式和行星齿轮式两种。普通齿轮式副变速器结构简单, 传力时齿轮的机械负荷较大; 行星齿轮机构同时啮合的齿数多, 能传递较大的转矩。

2. 结构特点

副变速器多与主变速器制成一体, 它与主变速器的区别是没有倒挡。副变速器传动比较小时多串联在主变速器之前, 传动比较大的副变速器多串联在主变速器之后, 以利于减小主变速器的质量和尺寸。

3. 组合式变速器

1) 普通齿轮式副变速器

图 14.13 所示为常见的一种组合式变速器的传动机构示意图。它是由四挡主变速器 I 和两挡(高速挡和低速挡)副变速器 II 串联而成。副变速器位于主变速器之后, 主变速器的输出轴 21 为副变速器的输入轴, 动力由副变速器输出轴 17 输出。组合式变速器的传动比为 $i = i_{\text{主}} \times i_{\text{副}}$ 。

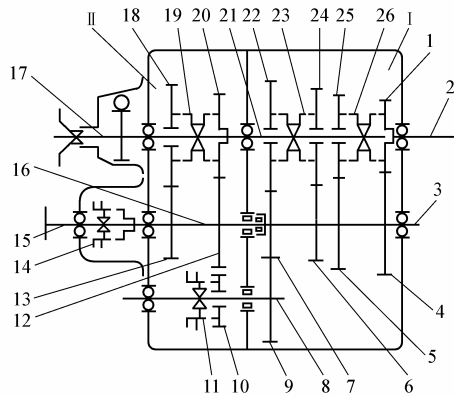


图 14.13 组合式变速器传动机构示意图

- 1—主变速器输入轴常啮合齿轮 2—输入轴 3—主变速器中间轴 4—主变速器中间轴常啮合齿轮 5—主变速器中间轴三挡齿轮
6—主变速器中间轴二挡齿轮 7—主变速器中间轴一档齿轮 8—倒挡轴 9—倒挡传动齿轮 10—倒挡空套齿轮 11—接合套
12—副变速器中间轴常啮合齿轮 13—副变速器中间轴低速挡齿轮 14.动力输出接合套 15—动力输出轴 16—副变速器中间轴
17—副变速器输出轴 18—副变速器输出轴低速挡齿轮 19、23、26—接合套 20—副变速器输入轴常啮合齿轮
21—主变速器输出轴(副变速器输入轴) 22—主变速器输入轴一档齿轮 24—主变速器输入轴二挡齿轮 25—主变速器输入轴三挡齿轮

当副变速器接合套 19 右移与齿轮 20 的接合齿圈接合时，副变速器即挂入直接挡(高速挡)，其传动 $i_{副2}=1$ 。此时，主变速器的四个挡位传动比 $i_{主1} \sim i_{主4}$ ，即分别等于组合式变速器的四个高档传动比 $i_5 \sim i_8 (i_8=1)$ 。其动力传递路线分别为：

五挡 i_5 (接合套 23 左移)：2—1—4—3—7—22—23—21—20—19—17

六挡 i_6 (接合套 23 右移)：2—1—4—3—6—24—23—21—20—19—17

七挡 i_7 (接合套 26 左移)：2—1—4—3—5—25—26—21—20—19—17

八挡 i_8 (接合套 26 右移)：2—1—26—21—20—19—17

传动比分别为： $i_5=i_{副2} \times i_{主1}=(Z_4/Z_1) \times (Z_{22}/Z_7)$

$$i_6=i_{副2} \times i_{主2}=(Z_4/Z_1) \times (Z_{24}/Z_6)$$

$$i_7=i_{副2} \times i_{主3}=(Z_4/Z_1) \times (Z_{25}/Z_5)$$

$$i_8=i_{副2} \times i_{主4}=1$$

当副变速器接合套 19 左移与齿轮 18 的接合齿圈接合时，副变速器即挂入低速挡，其传动 $i_{副1}=(Z_{12}/Z_{20}) \times (Z_{18}/Z_{13})$ 。此时，将主变速器分别挂入一、二、三、四挡，便可得到组合式变速器的四个低速挡传动比 $i_1 \sim i_4$ 。其动力传递路线分别为：

一档 i_1 (接合套 23 左移)：2—1—4—3—7—22—23—21—20—12—16—13—18—19—17

二挡 i_2 (接合套 23 右移)：2—1—4—3—6—24—23—21—20—12—16—13—18—19—17

三挡 i_3 (接合套 26 左移)：2—1—4—3—5—25—26—21—20—12—16—13—18—19—17

四挡 i_4 (接合套 26 右移)：2—1—26—21—20—12—16—13—18—19—17

传动比分别为： $i_1=i_{副1} \times i_{主1}=(Z_{12}/Z_{20}) \times (Z_{18}/Z_{13}) \times (Z_4/Z_1) \times (Z_{22}/Z_7)$

$$i_2=i_{副1} \times i_{主2}=(Z_{12}/Z_{20}) \times (Z_{18}/Z_{13}) \times (Z_4/Z_1) \times (Z_{24}/Z_6)$$

$$i_3=i_{副1} \times i_{主3}=(Z_{12}/Z_{20}) \times (Z_{18}/Z_{13}) \times (Z_4/Z_1) \times (Z_{25}/Z_5)$$

$$i_4=i_{副1} \times i_{主4}=(Z_{12}/Z_{20}) \times (Z_{18}/Z_{13}) \times 1$$

倒挡轴 8 上有两个齿轮。其中倒挡传动齿轮 9 与主变速器中间轴一档齿轮 7 啮合，从而保证了倒挡轴 8 随输入轴 2 旋转。另一倒挡齿轮 10 空套在倒挡轴上，与副变速器输入轴

齿轮 20 常啮合。欲将组合式变速器挂入倒挡, 应先将主变速器置于空挡, 再将接合套 11 右移, 使之与齿轮 10 的接合齿圈接合。于是动力便可从输入轴 2 依次经齿轮 1、4、7、9、倒挡轴 8、接合套 11、齿轮 10 传到齿轮 20。此时若将接合套 19 右移, 便得高速倒挡; 左移便得低速倒挡。为了保证倒车安全, 常用低速倒挡。其动力传递路线分别为:

低速倒挡 $i_{R低}$ (主变速器空挡、接合套 11 右移、接合套 19 左移):

$$2-1-4-3-7-9-8-11-10-12-16-13-18-19-17$$

高速倒挡 $i_{R高}$ (主变速器空挡、接合套 11 右移、接合套 19 右移):

$$2-1-4-3-7-9-8-11-10-20-19-17$$

其传动比为: $i_{R低} = (Z_{18}/Z_{13}) \times (Z_{12}/Z_{10}) \times (Z_9/Z_7) \times (Z_4/Z_1)$

$$i_{R高} = (Z_{20}/Z_{12}) \times (Z_{12}/Z_{10}) \times (Z_9/Z_7) \times (Z_4/Z_1)$$

动力输出轴 15 (驱动其他装置) 与第二中间轴 16 的接合和分离, 由接合套 14 操纵。

2) 行星齿轮式副变速器

图 14.14 所示为行星齿轮机构副变速器, 它有两个挡位, 传动比分别是 i_L 、 i_H 。

当副变速器换入低速挡 (见图 14.15) 时, 齿圈 2 被固定, 动力传递路线是 1—9—3—10—8, 传动比大于 1, 副变速器对主变速器输出转速和转矩再进行减速增矩。

当变速器换入高速挡时, 即换挡齿套 5 与齿圈 7 啮合, 行星齿轮机构连锁成一个整体一起旋转, 副变速器传动比为 1。

若主变速器为四挡变速器, 传动比分别为 i_1 、 i_2 、 i_3 、 i_4 , 则与二挡副变速器组合后的挡位为: 一档 = $i_1 \times i_L$, 二挡 = $i_2 \times i_L$, 三挡 = $i_3 \times i_L$, 四挡 = $i_4 \times i_L$, 五挡 = $i_1 \times i_H$, 六挡 = $i_2 \times i_H$, 七挡 = $i_3 \times i_H$, 八挡 = $i_4 \times i_H$ 。

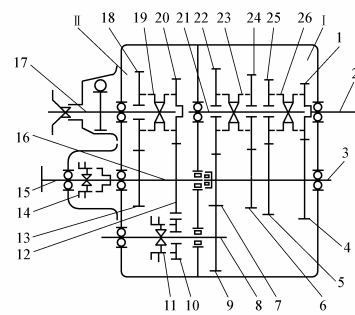


图 14.14 行星齿轮式副变速器

1—主变速器输出轴 2—齿圈 3—行星齿轮 4—固定齿套
5—换挡齿套 6—齿套 7—接合齿圈 8—副变速器输出轴
9—太阳轮 10—行星架

14.3 同 步 器

14.3.1 无同步器的换挡过程

变速器的换挡装置分为直齿滑动齿轮换挡 (见图 14.7 的倒挡)、接合套换挡 (见图 14.5 的一挡) 和同步器 (synchronizer) 换挡 (图 14.12 的所有挡)。

采用直齿滑动齿轮和接合套换挡时, 必须等到将要啮合的一对齿轮的轮齿 (或接合套与接合齿圈上相应的内、外花键齿) 的圆周速度相等 (同步), 才能平顺地进入啮合而挂上挡。否则, 如果没有达到同步就强制换挡, 将使两齿轮发出冲击和噪声, 影响齿轮的使用寿命, 严重时甚至会折断轮齿。

图 14.15 所示是无同步器(接合套)五挡变速器的四、五挡结构简图。以此图分析这两个挡位的换挡过程。

1. 低挡换高档(四挡换五挡)

变速器在四挡工作时,接合套 3 与齿轮 4 的接合齿圈啮合,两者圆周速度相等 $V_3=V_4$ 。欲从四挡换入五挡,驾驶员应踩下离合器,断开发动机与变速器的联系,再通过变速操纵机构将接合套 3 左移,先使变速器处于空挡位置。

当接合套 3 刚与齿轮 4 脱离接合的瞬间,仍然是 $V_3=V_4$,而四挡齿轮 4 的转速低于齿轮 2 的转速,圆周速度 $V_4<V_2$,所以,此时有 $V_3<V_2$ 。为避免齿轮冲击,不应立即换入五挡,要在空挡停留片刻,等待 $V_3=V_2$ 的时刻到来。

空挡时,齿轮 2 只与中间轴及其齿轮、第一轴和离合器从动盘相联系,惯性质量小,再加上中间轴齿轮有搅油阻力,所以 V_2 下降较快;接合套 3 因与整个汽车联系在一起,惯性质量很大,所以 V_3 下降较慢。这样,在变速器推入空挡后的某个时刻,必然会有 $V_3=V_2$ (同步点)的情况出现。此时将接合套 3 左移与齿轮 2 上的接合齿圈啮合就可以挂入五挡,不会产生冲击。

但是,自然减速出现同步的时刻太晚,使换挡过程延长。为此,实际换挡操作过程中,应在摘下四挡后,立即抬起离合器踏板,利用发动机怠速迫使第一轴更快地减速,使 V_2 快速下降,同步点尽快出现,缩短了换挡时间。

2. 高档换低挡(五挡换四挡)

同理,变速器在五挡工作以及由五挡换入空挡的瞬间,接合套 3 与齿轮 2 接合齿圈圆周速度相等,即 $V_3=V_2$ 。因 $V_2>V_4$,因而有 $V_3>V_4$,所以此时不能挂入四挡。但在空挡时 V_4 下降得比 V_3 快,不会出现 $V_3=V_4$ (同步点)的情况。为此,应将 V_4 增速,使 V_4 能与 V_3 相等。其做法是,驾驶员在变速器由高速挡退入空挡时随即抬起离合器踏板,使离合器重新接合,同时踩一下加速踏板,使发动机连同离合器从动盘、第一轴以及齿轮 4 等加速到 $V_4>V_3$,然后再踏下离合器踏板稍等片刻,等 $V_4=V_3$ (同步点)时即可挂入低速挡。

由此可见,欲使无同步器变速器换挡时不产生齿轮冲击,需采取较复杂的操作,既增加了驾驶员的劳动强度,又容易加速齿轮的损坏。因此,同步器换挡装置得到广泛应用。

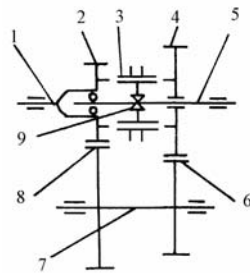


图 14.15 无同步器的五挡变速器示意图结构简图

1—第一轴 2—第一轴常啮合齿轮 3—接合套
4—第二轴四挡齿轮 5—第二轴 6—中间轴四挡齿轮
7—中间轴 8—中间轴常啮合齿轮 9—花键毂

14.3.2 同步器的构造及其工作原理

同步器的功用是使接合套与待啮合的齿圈迅速同步,并阻止二者在同步前进入啮合,从而消除换挡时的冲击,缩短换挡时间,简化换挡过程,使换挡操作简捷轻便,并可延长变速器的使用寿命。

同步器有多种结构形式,目前汽车上广泛采用摩擦惯性式同步器。它是依靠摩擦作用实现同步的。结构上除有接合套、花键毂、对应齿轮上的接合齿圈外,还增设了使接合套与对应齿圈的圆周速度迅速达到同步的机构,以及阻止两者在达到同步之前接合以防止冲击的机构。

1. 锁环式惯性同步器(inertial synchronizer with lock-ring)

1) 锁环式惯性同步器的构造

图 14.16a 所示是锁环式惯性同步器的结构分解图,图 14.16b 所示是其装配图。其主要由花键毂 4、接合套 5、锁环(同步环)1 和 6、滑块 2 以及弹簧圈 3 等组成。

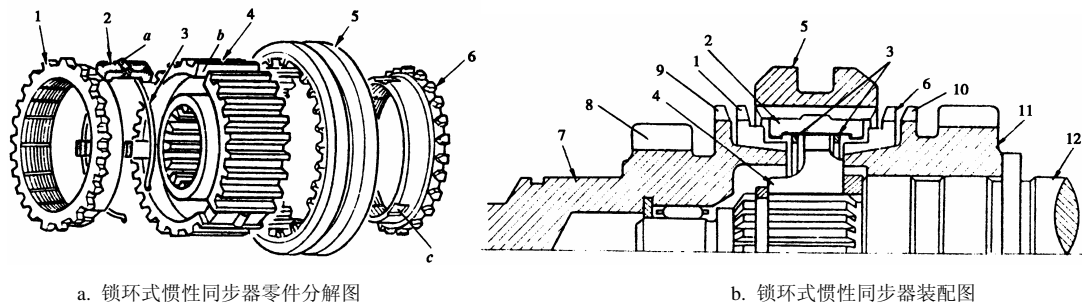


图 14.16 锁环式惯性同步器零件

- 1、6—同步环 2—滑块 3—弹簧圈 4—花键毂 5—接合套 7—第一轴 8—第一轴齿轮 9、10—接合齿圈
11—三挡齿轮 12—第二轴 a—滑块中部凸起 b—花键毂轴向槽 c—同步环缺口

花键毂 4 的内孔和外圆柱面上都加工有花键,其内花键与第二轴 12 连接,并用垫圈和卡环作轴向定位,外花键与接合套的内花键作滑动连接。接合套 5 的外圆柱面加工有与换挡拨叉配合的环槽,拨动换挡拨叉可使接合套沿花键毂做轴向移动。

花键毂 4 的两侧与齿轮 8 和 11 之间各有一个锁环 1 和 6。锁环有内锥面,齿圈 9、10 的端部有相同的外锥面,两者之间通过锥面相接触,组成锥面摩擦副。通过这对摩擦副的摩擦,可使转速不等的两个齿轮在接合之前迅速达到同步。为了增强锥面之间的摩擦作用,一般在锁环的内锥面上制造出细密的螺纹槽,以使两锥面接触后破坏油膜,提高摩擦系数。锁环的外圆柱面上有短花键齿圈,花键齿的断面形状和尺寸与齿轮 8、11 上的接合齿圈 9、10 的外花键齿均相同。两个齿圈和锁环上的花键齿,在对着接合套 5 的一端都制有倒角,并且与接合套 5 内花键齿齿端的倒角相同,称为锁止角。两个锁环的端部沿圆周方向均布有三个缺口 c。

三个滑块 2 分别装在花键毂 4 的三个轴向槽 b 中,滑块可沿槽 b 做轴向移动。滑块的中部有凸起 a,在两个弹簧圈 3 的作用下,将滑块压在接合套的内表面上,使滑块中部凸起 a 正好嵌在接合套中部的内环槽中,保证接合套在空挡时处于正中位置。滑块的两端伸入锁环的缺口 c 中,滑块的宽度小于缺口 c,只有当滑块位于缺口 c 的中央时,接合套才能与锁环接合。

2) 锁环式惯性同步器的工作过程

图 14.17 所示为锁环式惯性同步器的工作过程示意图(变速器由三挡换入四挡(直接挡)),以此图为例来说明锁环式惯性同步器的工作过程。

空挡位置:当接合套 5 刚从三挡退到空挡时(图 14.17a),与齿轮 8 制成一体的接合齿圈

9、接合套 5 和锁环 1 都在其自身及其所联系的一系列运动件的惯性作用下,继续沿原方向转动。设它们的转速分别是 n_9 、 n_5 、 n_1 , 则此时 $n_1 = n_5$, $n_9 > n_5$, 即 $n_9 > n_1$ 。接合套 5 及滑块 2 都处于中间位置, 并由弹簧圈 3(图 14.16)定位; 锁环 1 在轴向是自由的, 它的内锥面与接合齿圈 9 的外锥面不接触, 如图 14.17a 中两条虚线所示。

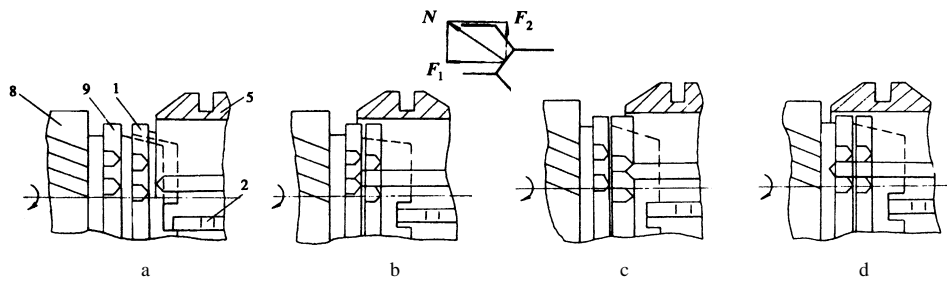


图 14.17 锁环式惯性同步器工作过程示意图

1—同步环 2—滑块 5—接合套 8—第一轴齿轮 9—接合齿圈

摩擦力矩的形成与锁止过程: 若要挂入直接挡, 驾驶员通过操纵机构拨动接合套 5 并带动滑块 2 一同向左移动。当滑块左端面与锁环 1 的缺口的内端面接触时, 便同时推动锁环移向接合齿圈 9, 两者($n_9 > n_1$)一经接触便产生摩擦力矩; 接合齿圈 9 便通过摩擦力矩的作用带动锁环相对于接合套 5 及花键毂超前一个角度; 当锁环缺口的一个侧面与滑块接触时, 锁环便与接合套同步转动。由于滑块未位于缺口中央, 接合套花键齿相对于锁环花键齿错开了约半个齿厚, 使接合套的齿端倒角与锁环上相应的齿端倒角恰好互相抵住而不能再向左移动进入接合, 如图 14.17b 所示。

可以看出, 此时如果要使接合套的花键齿圈与同步环的花键齿圈进入啮合, 必须使锁环相对于接合套向后倒转一个角度。如图 14.17 的齿端局部放大图所示, 由于在接合套与锁环齿端倒角相抵触时, 驾驶员始终对接合套施加一个轴向推力, 该轴向推力使接合套的齿端倒角面与锁环的齿端倒角面之间产生正压力 N , 力 N 可分解为轴向力 F_1 和切向力 F_2 。 F_2 形成一个试图拨动锁环相对于接合套反转的力矩, 称为拨环力矩 M_2 。 F_1 使锁环 1 和齿圈 9 的锥面进一步压紧, 产生摩擦力矩 M_1 , 该力矩使两者转速迅速接近。由于锁环通过接合套、花键毂、第二轴与整个汽车相联系, 转动惯量大, 锁环的转速 n_1 下降慢。而齿圈 9 与离合器从动部分相联系, 转动惯量小, n_9 下降得快。因为齿圈 9 是减速转动, 则产生一个与转动方向相同的惯性力矩 M_j 。此惯性力矩通过摩擦锥面以摩擦力矩的方式传到锁环上, 阻碍锁环相对于接合套反向转动。在齿圈 9 与锁环 1 未达到同步之前, 摩擦锥面的摩擦力矩在数值上等于惯性力矩($M_1 = M_j$)。

可见, 在待接合齿圈与锁环未达到同步之前, 锁环上作用着两个方向相反的力矩: F_2 产生的拨环力矩 M_2 和惯性力矩 M_j (摩擦力矩 M_1)。如果 $M_2 > M_1$, 锁环即可相对于接合套向后倒转一个角度, 以便二者进入啮合; 如果 $M_2 < M_1$, 锁环则不能倒转, 而通过其齿端锁止角阻止接合套进入啮合, 这就是锁环的锁止作用。由于锁环的锁止作用是接合齿圈 9 及其相联系零件的惯性力矩形成的, 因此称为惯性同步器。

对于一定的轴向推力, 拨环力矩 M_2 的大小取决于锁环与接合套齿端倒角(锁止角)的大小, 而惯性力矩 M_j 的大小则取决于摩擦锥面的锥角大小。实际上在设计同步器时, 都经过适当地选择齿端倒角和摩擦面锥角, 保证在达到同步之前始终保持 $M_2 > M_1$, 驾驶员轴向作

用力的加大只能加快同步的速度，缩短换挡的时间。

同步啮合：随着驾驶员施加于接合套上的推力加大，摩擦力矩不断增加，使齿圈 9 的转速迅速降低。当与锁环 1、接合套 5 达到同步时，作用在锁环上的惯性力矩消失。但是，由于轴向分力 F_1 的作用，两个摩擦锥面以静摩擦方式接合在一起。因而此时切向力 F_2 形成的拨环力矩 M_2 ，便使锁环 1、齿圈 9 及与之相连的各零件一起相对于接合套向后倒转一个角度，滑块 2 处于锁环缺口的中央，两花键齿不再抵触，此时接合套 5 压下弹簧圈 3 继续左移，而与同步环的花键齿进入啮合，同步环的锁止作用消失，如图 14.17c 所示。

接合套与同步环接合后，轴向分力 F_1 已不存在，锥面之间的摩擦力矩也消失。此时如果接合套花键齿与接合齿圈花键齿发生抵触，如图 14.17c 所示，则与上述相似，靠齿圈 9 花键齿端斜面上切向分力，使齿圈 9 及与之相连各零件一起相对于接合套向后倒转一个角度，使接合套 5 与接合齿圈 9 进入啮合，如图 14.17d 所示，最后完成了换入直接挡的全过程。

若由直接挡换入三挡，上述过程也适用，所不同的是，齿轮 8 及上面的接合齿圈 9 被加速到与锁环 1、接合套 5 同步，接合套再进入啮合换入三挡。

锁环式惯性同步器结构紧凑，但径向尺寸小、锥面间摩擦力矩较小，所以多用于传递转矩不大的轿车和轻型货车的变速器。

2. 锁销式惯性同步器(inertial synchronizer with lock-pin)

1) 锁销式惯性同步器的构造

图 14.18 所示是锁销式惯性同步器的结构图。其主要由花键毂 9、接合套 5、摩擦锥环 3、摩擦锥盘 2、锁销 8、定位销 4 以及钢球 10、弹簧 11 等组成。

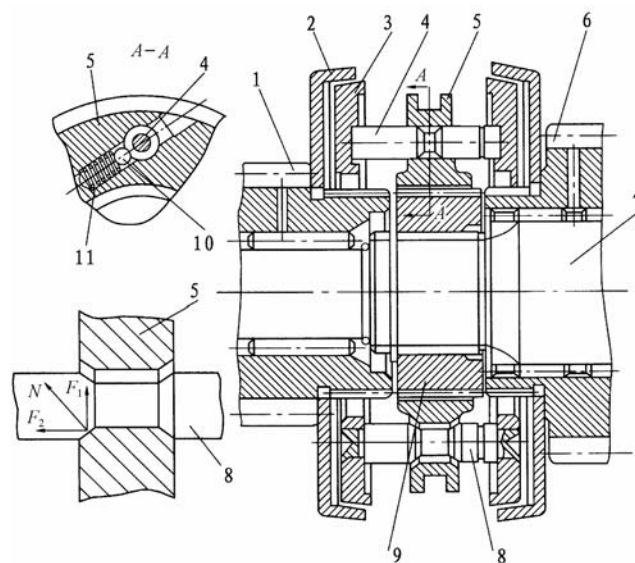


图 14.18 锁销式惯性同步器

1—第一轴齿轮 2—摩擦锥盘 3—摩擦锥环 4—定位销 5—接合套
6—第二轴五挡齿轮 7—第二轴 8—锁销 9—花键毂 10—钢球 11—弹簧

两个有内锥面的摩擦锥盘 2 分别固定在带有外花键齿圈的齿轮 1 和 6 上，随齿轮一同旋转。与之相配合的两个有外锥面的摩擦锥环 3，通过三个锁销 8 和三个定位销 4 与接合

套 5 连接。锁销 8 与定位销 4 在同一圆周上相互间隔地均匀分布。锁销 8 的两端固定在摩擦锥环 3 的孔中, 两端的工作表面直径与接合套上孔的内径相等, 而中部直径则小于孔径。锁销 8 中部和接合套 5 上相应的销孔两端有角度相同的倒角——锁止角。只有在锁销与接合套孔对中时, 接合套才能沿锁销轴向移动。在接合套上定位销孔中部有斜孔, 内装弹簧 11, 把钢球 10 顶向定位销中部的环槽(如 A—A 所示), 以保证同步器处于正确的空挡位置。定位销 4 两端伸入锥环内侧面, 但有周向间隙, 锥环相对接合套在一定范围内作周向摆动。

2) 锁销式惯性同步器的工作过程

在空挡位置时, 摩擦锥环 3 与摩擦锥盘 2 之间有一定间隙, 定位销 4 可随接合套轴向移动。由四挡换入五挡时, 接合套 5 受到拨叉的轴向推力作用, 通过钢球 10 和定位销 4 带动摩擦锥环 3 左移, 使之与对应的摩擦锥盘接触。因摩擦锥环与锥盘有转速差, 接触后的摩擦作用使锥环和锁销相对于接合套转过一个角度, 锁销 8 轴线与接合套上相应孔的轴线偏移, 于是锁销中部倒角与销孔端的倒角互相抵触, 以阻止接合套继续前移。此时锁止面上的法向压紧力 N 的轴向分力 F_1 作用在摩擦锥环上并使之与锥盘压紧, 使接合套与待啮合的齿圈迅速达到同步。达到同步时, 起锁止作用的齿轮 1 的惯性力矩消失, 作用在锁销上的切向力 F_2 产生的拨销力矩通过锁销使摩擦锥环 3、摩擦锥盘 2 和齿轮 1 相对于接合套转过一个角度, 锁销与接合套的相应孔对中, 接合套克服弹簧 11 的弹力压下钢球而沿锁销移动, 直到与齿轮 1 的接合齿圈啮合, 顺利挂上五挡。

锁销式惯性同步器在结构上允许采用直径较大的摩擦锥面, 摩擦锥面间可产生较大的摩擦力矩, 缩短了同步时间, 多用在中型和重型汽车上。

14.4 变速器操纵机构

14.4.1 变速器操纵机构的功用和类型

1. 功用

变速器操纵机构的功用是进行挡位变换, 即根据汽车行驶条件的需要改变变速器传动机构的传动比、变换传动方向或中断发动机的动力传递。

2. 类型

变速操纵机构根据变速杆距离变速器的远近分直接操纵式、半直接操纵式和远距离操纵式三种类型。

1) 直接操纵式

如图 14.19 所示, 直接操纵式变速器操纵机构的变速杆及所有换挡操纵装置都设置在变速器盖上。变速器布置在驾驶员座位的近旁, 变速杆由驾驶室地板伸出, 驾驶员可直接操纵变速杆来拨动换挡装置换挡。直接操纵式变速操纵机构结构简单, 变速操纵手感好, 但易受发动机振动的影响。一般应用于发动机前置后轮驱动的汽车上。

2) 半直接操纵式

在一些轿车上, 为了使变速杆的位置靠近驾驶员, 在拨叉轴的后部伸出端增设杆件与变速器连接, 形成半直接操纵形式, 如图 14.20 所示。

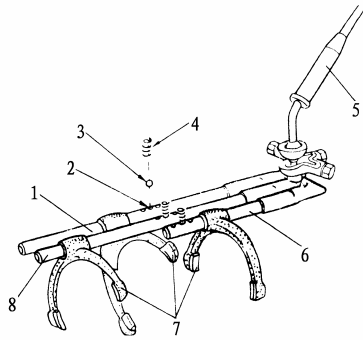


图 14.19 直接操纵式

1—一、二挡拨叉轴 2—凹槽 3—钢球 4—弹簧 5—变速杆
6—五、倒挡拨叉轴 7—拨叉 8—三、四挡拨叉轴

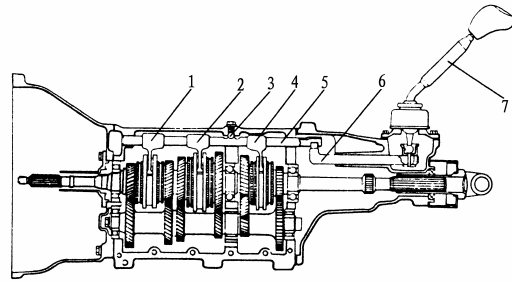


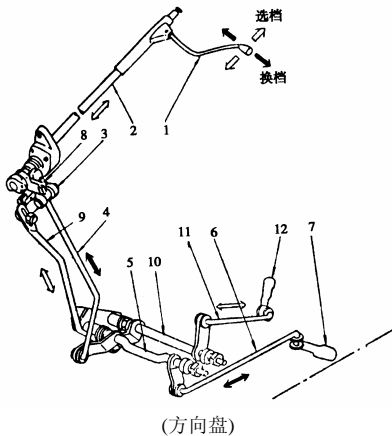
图 14.20 半直接操纵式

1—三、四挡拨叉 2—一、二挡拨叉 3—自锁装置
4—五、倒挡拨叉轴 5—拨叉轴 6—变速联动杆 7—变速杆

3) 远距离操纵式

有些汽车上, 变速器的安装位置离驾驶员座位较远, 需要在变速杆与拨叉之间加装一些辅助杠杆或一套传动机构, 构成远距离操纵机构。

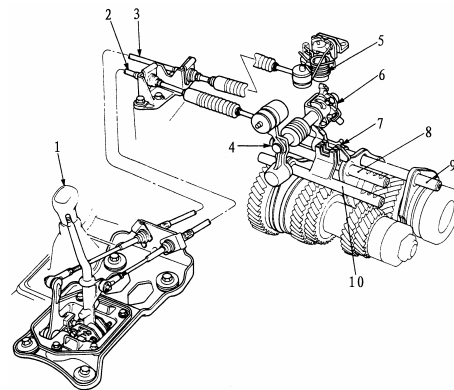
远距离操纵机构分为变速杆布置在转向盘旁边(见图 14.21)和变速杆布置在驾驶座椅旁边的地板上(见图 14.22)两种类型。



(方向盘)

图 14.21 丰田克罗拉轿车变速器远距离操纵

1—变速杆 2—控制轴 3—换挡摆杆 4—换挡连杆
5—换挡横轴 6—换挡拨块 7—外换挡杆 8—换挡摆杆
9—换挡连杆 10—换挡横轴 11—换挡拨块 12—外换挡杆



远距离操纵(地板)

图 14.22 本田阿科德轿车 H2J4 型变速器

1—变速杆 2—换挡拉线 3—选挡拉线 4—换挡臂
5—选挡复位弹簧 6—倒挡锁装置 7—换挡拨块 8—三、四
挡拨叉轴 9—五倒挡拨叉轴 10—一、二挡拨叉轴

远距离操纵应具有足够的刚性, 且各连接件间隙不能过大, 否则换挡时手感不明显。

14.4.2 变速器操纵机构的构造

变速操纵机构通常由换挡拨叉机构和定位锁止装置两部分组成。

1. 换挡拨叉机构

图 14.23 所示为解放 CA1091 型汽车六挡变速器直接操纵机构, 由变速杆、拨叉、拨叉轴及安全装置等组成。变速杆 12 的上部是驾驶员直接操纵的部分, 伸到驾驶室内。拨叉轴

7、8、9、10 的两端均支承于变速器盖的相应孔中,可轴向移动,所有的拨叉和拨块都以弹性销固定于相应的拨叉轴上,拨块的顶部制有凹槽,变速杆的下端就嵌在这些凹槽内。变速器处于空挡时,各凹槽在横向平面内对齐(图示位置)。拨叉的叉口卡在同步器接合套或滑动齿轮的环槽中。选挡时,驾驶员操纵变速杆使其下端球头对准所选挡位相应的拨块凹槽,然后沿纵向摆动,带动拨叉轴及拨叉沿轴向前后移动,从而实现换挡。

各种变速器由于挡位数及挡位排列位置不同,其拨叉和拨叉轴的数量及排列位置也不同。图 14.23 所示的六挡变速器的六个前进挡有 8、9、10 三根拨叉轴,倒挡独立使用一根拨叉轴 7,共四根拨叉轴。图 14.19 所示的五挡变速器具有三根拨叉轴,其一、二挡和三、四挡各有一根拨叉轴,五挡和倒挡共用一根拨叉轴。

2. 定位锁止装置

为了保证变速器能够准确、安全、可靠地工作,变速器操纵机构必须具有自锁、互锁和倒挡锁装置。

1) 自锁装置

能够对各挡拨叉轴进行轴向定位锁止,防止其自动产生轴向移动而造成自动挂挡和自动脱挡,并保证各挡传动齿轮(接合齿圈)以全齿长啮合。

如图 14.24 所示,多数变速器自锁装置由钢球 1 和弹簧 2 组成。

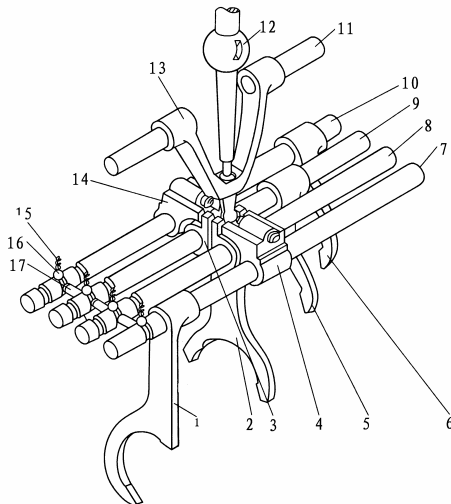


图 14.23 解放 CA1091 型汽车六挡变速器直接操纵机构

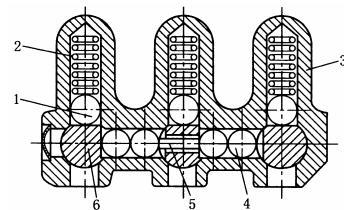


图 14.24 变速器自锁装置

1—倒挡拨叉 2—三、四挡拨叉 3—一、二挡拨块 4—倒挡拨块 5—一、二挡拨叉 6—五、六挡拨叉 7—倒挡拨叉轴 8—三、四挡拨叉轴 9—一、二挡拨叉轴 10—五、六挡拨叉轴 11—换挡轴 12—变速杆 13—叉形拨杆 14—五、六挡拨块 15—自锁弹簧 16—自锁钢球 17—互锁柱销

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

在变速器盖 3 的前端凸起部钻有三个深孔,位于三根拨叉轴 6 的正上方,孔中装入自锁钢球 1 及自锁弹簧 2。每根拨叉轴对着钢球 1 的一面有三个凹槽(槽的深度小于钢球半径),中间凹槽对正钢球时是空挡位置,左或右凹槽对正钢球时则处于某一工作位置,相邻凹槽之间的距离等于接合套(或滑动齿轮)由空挡换入相应挡(保证全齿长啮合)的距离。自锁钢球被自锁弹簧压入拨叉轴的相应凹槽内,起到锁止挡位的作用,防止自动换挡和自动脱挡。

换挡时驾驶员通过变速杆对拨叉轴施加一定的轴向力, 该力克服弹簧的压力而将自锁钢球从拨叉轴凹槽中挤出并推回孔中, 拨叉轴滑过钢球进行轴向移动, 并带动拨叉及相应的接合套(或滑动齿轮)轴向移动, 当拨叉轴移至其另一凹槽与钢球对正时, 钢球压入该凹槽中, 此时拨叉所带动的接合套(或滑动齿轮)被拨入空挡或另一挡位。

另外, 还采取一些防止自动跳挡(接合套与齿圈脱离啮合)的措施。常见的结构有齿端倒斜面式和减薄齿式。

图 14.25a 所示为齿端倒斜面式防跳挡结构示意图。它是将接合套外齿 2 的两端及接合齿圈 1、4 的齿端都制有相同斜度的倒斜面。当接合套左移与接合齿圈 1 接合时(图示位置), 接合齿圈将转矩传到接合套的一侧, 再经接合套的另一侧传给花键毂 3。由于接合齿圈 1 与接合套 2 齿端是斜面接触, 便产生一个垂直斜面的正压力 F_N , 其分力分别为 F_F 和 F_Q , 轴向分力 F_Q 即可防止自动跳挡。

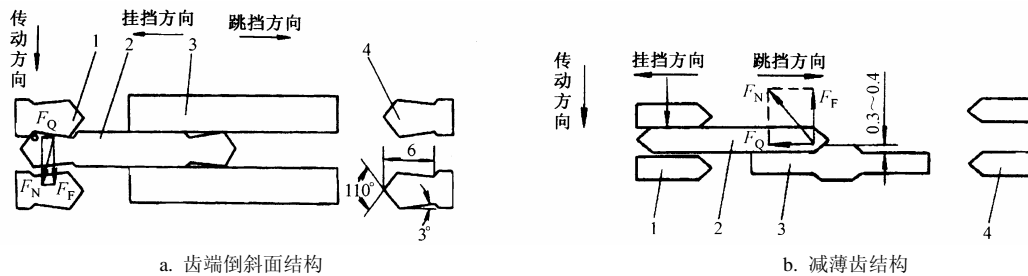


图 14.25 齿轮的防自动跳挡结构

1、4—接合齿圈 2—接合套齿 3—花键毂 F_F —圆周力 F_N —齿面上正压力 F_Q —防止跳挡的轴向力

图 14.25b 所示是减薄齿式防跳挡结构措施示意图。它是将花键毂 3 的外齿圈两端齿厚各减薄 0.3~0.4mm, 使各齿中部形成一个凸台。当同步器的接合套 2 左移与接合齿圈 1 接合时(图示位置), 接合齿圈将转矩传到接合套的一侧, 再经接合套的另一侧传给花键毂。由于接合套的后端被花键毂中部凸台挡住, 在接合面上便产生一个正压力 F_N , 其轴向分力 F_Q 即可防止自动跳挡。

2) 互锁装置

其作用是阻止两个拨叉轴同时移动, 即当拨动一根拨叉轴轴向移动时, 其他拨叉轴被锁止, 可防止同时挂入两个挡。

互锁装置的结构形式很多, 最常用的有锁球式、锁销式和钳口式。

锁球互锁装置: 图 14.26 所示的互锁装置为锁球和锁销式。它由互锁钢球 4 和互锁销 6 组成。每根拨叉轴朝向互锁钢球的侧表面上都制有一个深度相等的凹槽, 中间拨叉轴上两个凹槽之间有孔相通, 孔中有一根可以移动的互锁销 6, 销的长度等于拨叉轴的直径减去一个凹槽的深度。变速器在空挡时, 所有拨叉轴的侧面凹槽与钢球、互锁销都在一条直线上。两个互锁钢球的直径之和正好等于相邻两轴之间的距离加上一个凹槽的深度。

互锁装置工作情况如图 14.26 所示。当移动拨叉轴 3 时(见图 14.26a), 其两侧的内钢球从侧凹槽中被挤出, 而两侧的外钢球 2、4 分别嵌入拨叉轴 1、5 的侧面凹槽中, 将轴 1、5 锁止在空挡位置。同样, 欲移动拨叉轴 5, 应先将拨叉轴 3 退回到空挡位置(见图 14.26b), 拨叉轴 5 移动时钢球 4 从凹槽挤出, 通过互锁销 6 推动另一侧两个钢球移动, 拨叉轴 1、3 都被锁止在空挡位置上。移动拨叉轴 1 时(见图 14.26c), 拨叉轴 3、5 被锁止在空挡位置。

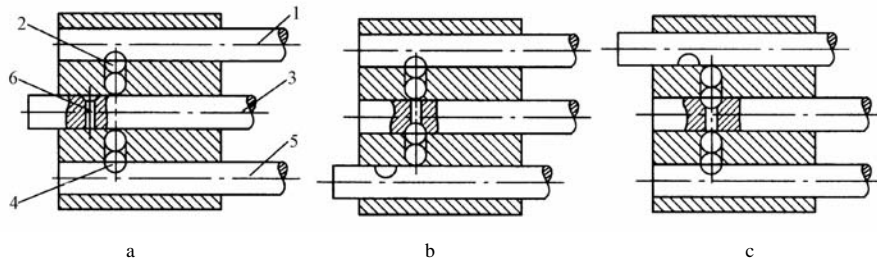


图 14.26 互锁装置工作情况

1、3、5—拨叉轴 2、4—互锁钢球 6—互锁销

锁销式互锁装置：图 14.27 所示为三挡变速器，其操纵机构有两根拨叉轴，自锁和互锁合二为一。两个空心锁销 1 内装有弹簧 2，在图示位置(空挡)时，两锁销内端面的距离 a 等于槽深 b ，不可能同时拨动两根拨叉轴(互锁)。自锁弹簧 2 的预压力和锁销对拨叉轴起自锁作用。

钳口式互锁装置：图 14.28 所示为转动钳口式互锁装置。钳形板 3 用销轴 4 固定在变速器盖内，钳形板可以绕销轴转动，变速操纵杆 1 下端的头部位于钳形板的钳口中，三个换挡拨块 2 分别固定在三根拨叉轴上。当变速杆头部进入某一换挡拨块的凹槽内时，钳形板的一个钳爪或两个钳爪将挡住其余换挡拨块的凹槽，使之不能移动而起互锁作用。

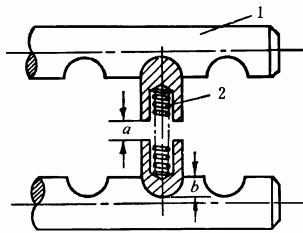


图 14.27 同时起自锁互锁作用的装置

1—锁销 2—自锁弹簧

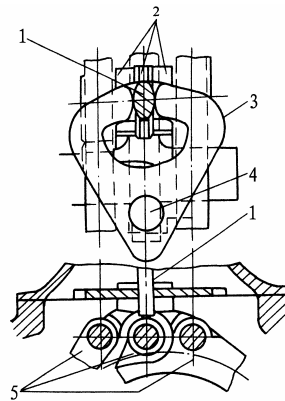


图 14.28 转动钳口式互锁装置

1—变速操纵杆 2—换挡拨块 3—钳形板 4—销轴 5—拨叉

3) 倒挡锁

其作用是提醒驾驶员，防止误挂倒挡，提高安全性。即挂倒挡时，驾驶员必须进行与挂前进挡不同的操纵方式或对变速杆施加较大的力，才能挂入倒挡。

倒挡锁也有多种类型，常用的是弹簧锁销式。

图 14.29 所示为 EQ1090E 型汽车五挡变速器中常用的倒挡锁装置。它由一档、倒挡拨块中的倒挡锁销 1 及弹簧 2 组成。驾驶员选一档或倒挡时，必须有意识地用较大的力向侧面摆动变速杆(图示向左)，使其下端球头右移压缩弹簧 2，将锁销 1 推向右方，变速杆下端才能进入倒挡拨块 3 的凹槽内，以拨动一档、倒挡轴 5 而挂入一档或倒挡。

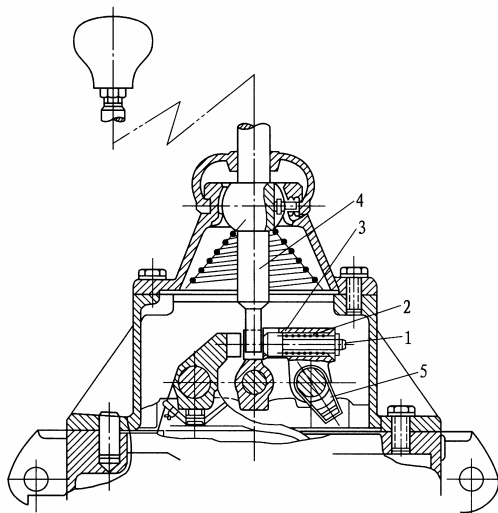


图 14.29 弹簧锁销式倒挡锁

1—倒挡锁销 2—倒挡锁弹簧 3—倒挡拨块 4—变速杆 5—一档、倒挡轴

14.4.3 副变速器的操纵机构

为了改善重型货车组合式变速器的操纵轻便性，副变速器多用预选气动换挡，常见的有机械—气动和电控—气动两种方式。

1. 预选机械-气动控制

如图 14.30 所示，预选开关位于驾驶员座位右侧，驾驶员拉出手柄为高速挡。只有在踩下离合器踏板 1，控制阀 5 活塞左移时，气路才能接通。于是压缩空气从储气筒 9 经控制阀 5 和预选开关 6，沿气管 10 进入换挡汽缸 11 右腔，推动活塞并带动副变速器的变速叉轴左移而换入高速挡。同时汽缸左腔的空气沿气管 8 通过预选开关排到大气中。若将预选开关 6 推到底，则预选了低速挡。当踩下离合器踏板时，压缩空气经控制阀、预选开关、气管 8 进入汽缸右腔，使活塞右移换入低速挡。

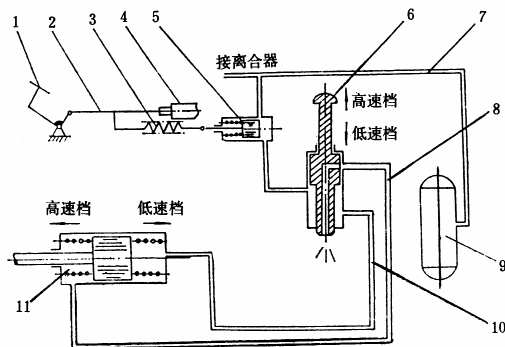


图 14.30 机械-气动式副变速器操纵机构

1—离合器踏板 2—拉杆 3—弹簧 4—离合器操纵助力汽缸 5—控制阀
6—预选开关 7、8、10—气管 9—储气筒 11—换挡汽缸

采用这种预选装置，只有在踩下离合器时才能使副变速器换挡。保证换挡前分离离合器，以减小副变速器输入端零件的转动惯量，便于换挡。

2. 电控-气动控制

如图 14.31 所示为由低速挡换入高速挡的情况。当主变速器处于空挡位置时，推下预选开关 4，当踩下离合器踏板 3 时，接通了电路，高速挡电磁阀 5 动作，储气筒的压缩空气经电磁阀 5 进入操纵缸 7，推动活塞 8 左移，挂入高速挡。同理，当拉出预选开关 4 时，踩下离合器踏板，压缩空气经低速挡电磁阀 6 进入操纵缸 7，推动活塞右移，挂入低速挡。

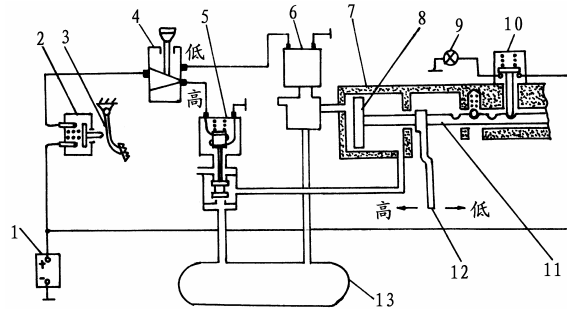


图 14.31 电控-气动式副变速器操纵机构

1—蓄电池 2—换挡动作开关 3—离合器踏板 4—预选开关 5—高速挡电磁阀 6—低速挡电磁阀
7—操纵缸 8—活塞 9—指示灯 10—指示灯开关 11—拨差轴 12—拨差 13—储气筒

有的副变速器还装有速度限制器，即车速较高时自动切断通往电磁阀 6 的电流，不能换入低速挡。

14.5 分 动 器

14.5.1 分动器的功用

分动器用于多轴驱动的越野汽车。其输入轴直接或通过万向传动装置与变速器第二轴相连，其输出轴则有几个，分别经万向传动装置与各驱动桥相连。其功用为：

- (1) 将变速器输出的动力分配给各驱动桥；
- (2) 当分动器有两个挡位时兼起副变速器的作用。

14.5.2 分动器的构造

分动器由齿轮传动机构和操纵机构两部分组成。

1. 齿轮传动机构

分动器的齿轮传动机构由齿轮、轴和壳体组成，有的还装有同步器。

1) 两个输出轴式分动器

用于前后桥都为驱动桥的轻型越野汽车。齿轮传动机构常采用普通齿轮式和行星齿轮式两种。

普通齿轮两轴式分动器：图 14.32 所示为普通齿轮式分动器。其输入轴 3 用凸缘通过万向传动装置与变速器输出轴连接，输出轴 9、6 分别经万向传动装置通往前、后驱动桥，各轴的支承采用圆锥滚子轴承。输入轴齿轮 2、中间轴高速挡齿轮 12 及输出轴高速挡齿轮 10 为常啮合齿轮。齿轮 2 通过花键与输入轴相连，齿轮 12 和齿轮 10 均空套在轴上。中间轴低速挡齿轮 4 和齿轮 12 制成一体。变速滑动齿轮 11 通过花键与后桥输出轴 6 相连。

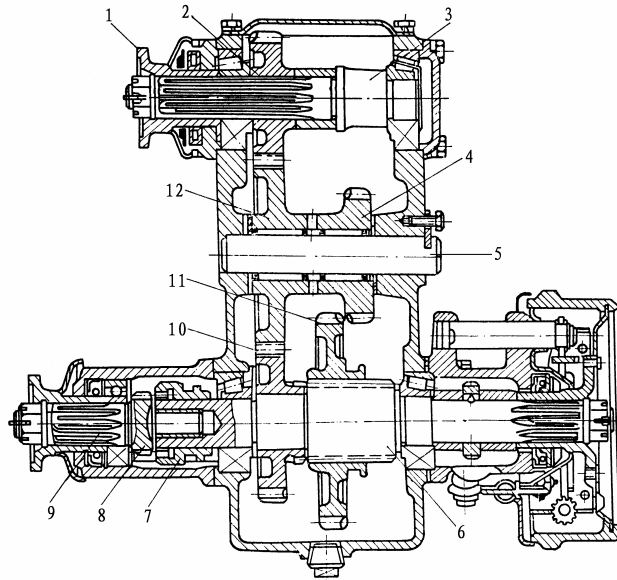


图 14.32 两轴式普通齿轮式分动器

1—凸缘盘 2—主动齿轮 3—输入轴 4—中间轴小齿轮 5—中间轴 6—后桥输出轴 7—前桥接合套
8—花键齿轮 9—前桥输出轴 10—常啮合高速挡齿轮 11—变速滑动齿轮 12—中间轴高速挡齿轮

高速挡(2H)：当滑动齿轮 11 向左移动，其内花键齿与齿轮 10 右端的接合齿圈接合时即为高速挡，动力传递路线为：1—2—12—10—11—6—后桥。

低速挡(4L)：先向左拨动前桥接合套 7，与前桥输出轴上的花键齿轮接合，前桥参与驱动。然后再向右拨动滑动齿轮 11，使其外齿轮与齿轮 4 相啮合即挂上低速挡，动力传递路线为：1—2—12—4—11—6—后桥；1—2—12—4—11—6—7—8—前桥。

行星齿轮两轴式分动器：图 14.33 所示为行星齿轮式分动器传动示意图。由太阳轮 6、行星齿轮 3(三个或四个)、行星架 5 和齿圈 4(固定在壳体上)组成行星齿轮传动机构。

两轮驱动高档(2H)：当换挡齿毂 7 左移

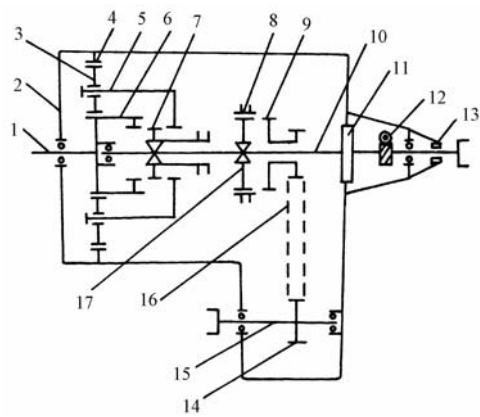


图 14.33 行星齿轮两轴式分动器

1—输入轴 2—分动器壳 3—行星齿轮 4—齿圈 5—行星架
6—太阳轮 7—换挡齿毂 8—接合套 9、14—齿轮
10—后桥输出轴 11—转子式油泵 12—里程表驱动齿轮
13—油封 15—前桥输出轴 16—锯齿式链条 17—花键毂

与太阳轮 6 的内齿接合时为两轮驱动高速挡($i=1$)，动力传递路线为 1—6—7—10。此时行星齿轮 3 及行星架 5 空转不传力。

四轮驱动高档(4H)：当接合套 8 右移与齿轮 9 接合，齿毂 7 左移与太阳轮 6 接合时为四轮驱动高档，动力传递路线为：1—6—7—10—后桥；1—6—7—10—17—8—9—16—14—15—前桥。

四轮驱动低速挡(4L)：当接合套 8 右移与齿轮 9 接合，齿毂 7 右移与行星架 5 接合时为四轮驱动低速挡，动力传递路线为：1—6—3—5—7—10—后桥；1—6—3—5—7—10—17—8—9—16—14—15—前桥。

2) 三个输出轴式分动器

图 14.34 所示为东风 EQ 2080 型 6×6 三轴越野汽车的两挡分动器，其动力传递简图为图 14.35。它有输入轴 1、中间轴 11、后桥输出轴 8、中桥输出轴 12 和前桥输出轴 17 四根轴，各轴均通过圆锥滚子轴承支承在壳体上。在中间轴 11 和前桥输出轴 17 上有接合套 4 和 16，齿轮 3 和 15、5 和 9、6 和 10、10 和 13 为常啮合。

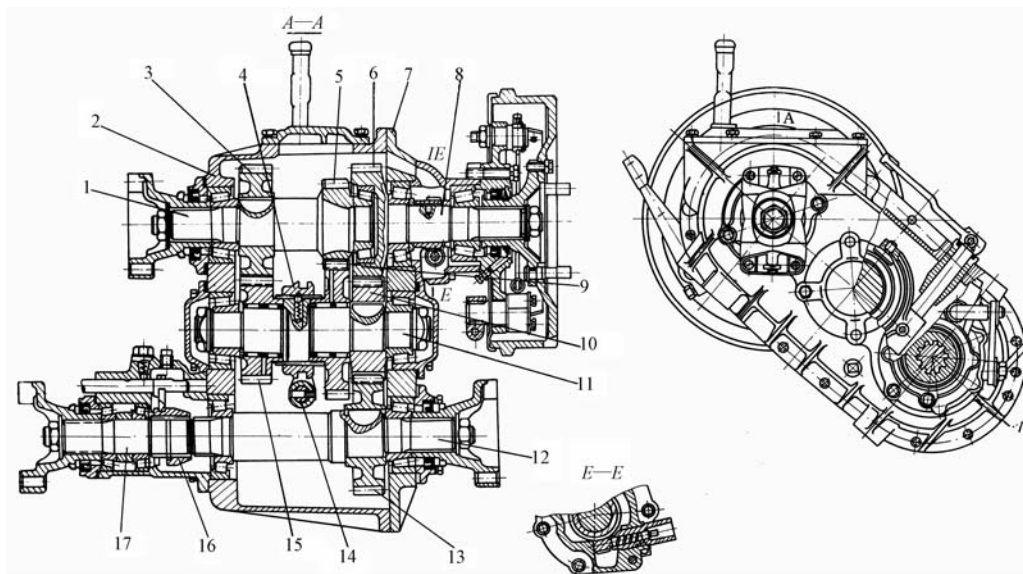


图 14.34 三轴式普通齿轮分动器

1—输入轴 2—分动器壳 3、5、6、9、10、13、15—齿轮 4—换挡接合套 7—分动器盖
8—后桥输出轴 11—中间轴 12—中桥输出轴 14—换挡拨叉轴 16—前桥接合套 17—前桥输出轴

高速挡：当换挡接合套 4 左移与齿轮 15 的接合齿圈接合后为高速挡 6×4，动力传递路线为：1—3—15—4—11—10—6—8—后桥；1—3—15—4—11—10—13—12—中桥。

低速挡：先向左拨动前桥接合套 16，与前桥输出轴上的花键齿轮接合，前桥参与驱动。然后再将换挡接合套 4 右移与齿轮 9 的接合齿圈接合后为低速挡 6×6，动力传递路线为：1—5—9—4—11—10—6—8—后桥；1—5—9—4—11—10—13—12—中桥；1—5—9—4—11—10—13—12—16—17—前桥。

综上所述，在坏路或无路情况下行驶时，为使汽车有足够的动力，全轮驱动(6×6 或 4×4)；而在好路上行驶时，为减小功率消耗和轮胎及传动系统零件的磨损，前桥为从动桥，中、后桥为驱动桥(6×4)或后桥驱动(4×2)。

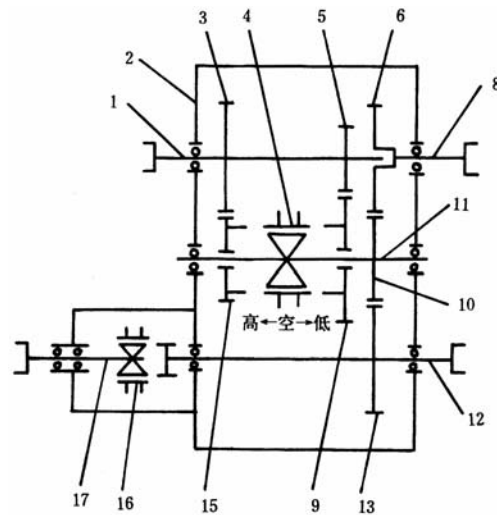


图 14.35 三轴式普通齿轮分动器传动示意图

1—输入轴 2—分动器壳 3、5、6、9、10、13、15—齿轮 4—换挡接合套
8—后桥输出轴 11—中间轴 12—中桥输出轴 16—前桥接合套 17—前桥输出轴

2. 操纵机构

分动器操纵机构应具有自锁、互锁装置。

1) 互锁装置

因为分动器换入低速挡时输出转矩较大，为避免中、后桥超载，操纵机构必须保证：换入低挡前应先接上前桥，摘下前桥前应先从低挡退出，即应具有互锁功能。互锁装置有钉、板式，球销式和摆板滑槽凸面式。

钉、板式互锁装置：如图 14.36 所示，轴 7 通过两个支承臂 8 固定在变速器壳体上，轴与前桥操纵杆 2 固定在一起可在支承臂上转动，换挡操纵杆 1 松套在轴 7 上。在前桥操纵杆的下端装有互锁螺钉 3，其头部顶靠在换挡操纵杆 1 的下部而互相锁止。只有前桥操纵杆向前移动接上前桥后，换挡操纵杆才能换低挡，同样只有先退出低挡才能摘下前桥。
钉、板式互锁装置多用于两拨叉轴距离较远的操纵机构
球销式互锁装置：如图 14.37 所示，在两根拨叉轴 1、3 之间装有互锁销 2，图示位置未接上前桥，由于互锁销 2 的锁止作用，换挡拨叉轴 3 只能向右移动挂入高速挡，而不能向左移动挂低挡，所以保证了未挂前桥不能挂低速挡的要求。当将前桥接合拨叉轴 1 向右移动挂上前桥后，轴 1 上方的凹槽对准了互锁销，轴 3 便可向左移动将互锁销从轴 3 的长凹槽中挤出推入轴 1 的凹槽中，可以挂入低速挡。同时，轴 1 被锁住而不能摘下前桥。只有将轴 3 再向右移动到空挡或高档位置时，互锁销 2 又伸入轴 3 的长凹槽中，才能移动轴 1 摘下前桥，保证了摘下前桥之前必须先退出低速挡的要求。
球销式互锁装置多用在两拨叉轴距离较近的操纵机构。

摆板滑槽凸面式：如图 14.38 所示，摆板 3 绕转轴 8 的中心线转动，转轴与操纵杆(一根)相连；滑槽 4 驱动高低挡拨叉，凸面 7 驱动接摘前桥拨叉，两拨叉在同一根轴上前后移动，其中拨叉 6 被弹簧压靠在凸面上。各挡位两拨叉的相对位置已在图中表明。两者的运动关系是相互对应的，所以摆板兼起互锁作用。

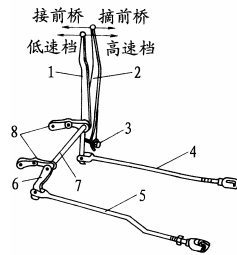


图 14.36 钉、板式互锁装置

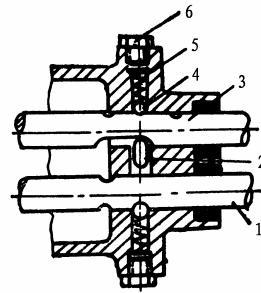


图 14.37 球销式互锁装置

- 1—换挡操纵杆 2—前桥操纵杆 3—螺钉 1—前桥接合拨叉轴 2—互锁销 3—高低挡变速拨叉轴
4、5—传动杆 6—摇臂 7—轴 8—支承臂 4—自锁钢球 5—弹簧 6—螺塞

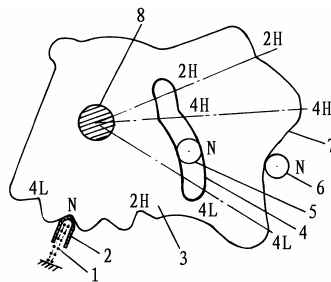


图 14.38 摆板滑槽凸面式互锁装置

- 1—自锁弹簧 2—自锁销 3—摆板 4—滑槽 5—高低挡拨叉 6—接、摘前桥驱动拨叉
7—凸面 8—转轴 N—空挡 4H—四轮驱动高档 2H—两轮(后轮)驱动高档 4L—四轮驱动低挡

思考题

1. 变速器的功用和类型有哪些？
2. 画简图说明变速器的变速原理。
3. 三轴式变速器和两轴式变速器的区别是什么？
4. 说明 EQ1141G 型汽车变速器和奥迪 100 型汽车变速器各挡位的动力传递路线。
3. 变速器换挡装置有哪些类型？防止自动脱挡的结构有哪些？
4. 同步器的功用和类型有哪些？
5. 变速器定位锁止装置有哪些？作用是什么？
6. 分动器的作用和其操纵特点是什么？