

Continuous automatic gear transmission

Zhenqiang Huang

Fujian Chemical Geology Prospecting Institute, China Chemical Geology and Mine Bureau, Fuzhou

Email: kexuetansuoze@126.com

Abstract

The new step less gears transmission, it main are structure of the planetary gear row. Realize step less gear automatic transmission is the principle of the planetary gear row of gear rotating element does not occur idle. Configuration of the vehicle new step less gear transmission, it by two planetary gears row coaxial series composition. A planet gear row of sun wheel as power input element, planetary gear rack and inner ring gear respectively with the adjacent planetary gear row of sun wheel and planetary gear rack synchronous connection, inner ring gear as power output element in order to satisfy different gear rotating element does not occur idle conditions, can constitute a step less gear transmission.

Keywords

planetary gear; row series; step less gear transmission ; friction jaw combination clutch

Subject Areas: Physics

连续自动齿轮变速箱

黄振强

中化地质矿山总局福建化工地质勘查院，福州

Email: kexuetansuoze@126.com

收稿日期：2016年1月25日；发布日期：2016年1月25日

摘要

新型无级齿轮自动变速箱，主要结构由行星齿轮排组成。实现无级齿轮自动变速的原理是行星齿轮排中各种齿轮转动元件不发生空转。其中配置车辆的新型无级齿轮自动变速箱，仅由两个行星齿轮排同轴串联组成。一个行星齿轮排的太阳轮作为动力输入元件，行星齿轮架和内齿圈分别与相邻行星齿轮排的太阳轮和行星齿轮架同步连接，内齿圈作为动力输出元件，在满足各种齿轮转动元件不发生空转的条件下，就可构成无级齿轮自动变速箱。

关键词

行星齿轮排；串联；无级齿轮自动变速箱；摩擦牙嵌组合离合器

背景技术

现有国内外车辆配置的自动变速箱有：AT(自动)、CVT(无级变速)、AMT(手自一体)和DCT(双离合变速器)，它们各有优缺点。AT的节能效果差，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 钢带传输力矩有限，只能适合小型车。AMT 在换挡时还会有短暂的中断，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，是目前国际变速器的前沿水平。

上述各类自动挡或手动自动挡一体式变速箱，包括仍未淘汰的手动挡变速箱，都存在结构复杂，制造成本高，体积大，维修难，能耗高的缺陷。

发明内容

针对现有变速箱的众多缺陷，本发明仅由两个行星齿轮排同轴串联构成的无级齿轮自动变速箱，摩擦牙嵌组合离合器配件，能够顺利解决上述难题。而且能大幅度降低制造成本、体积和重量，能耗更低，更加坚固耐用、维修更加方便。下面进行图解和论证。

一. 新型无级齿轮自动变速箱的结构和工作原理

参见图 1, 2。将 A 行星齿轮排的太阳轮作为功率输入端，同轴串联的 B 行星齿轮排的内齿圈作为功率输出端，A、B 行星齿轮排剩余的各两个元件分别同步连接。在满足不发生空转的前提条件下，构成无级齿轮自动变速箱。

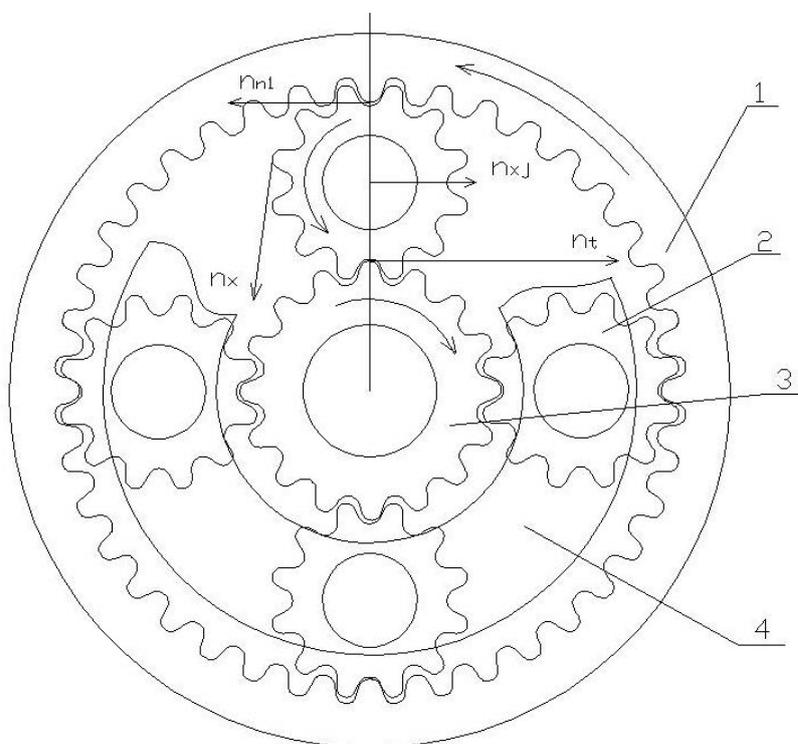


图 1. 行星齿轮排的结构和工作原理示意图。1. 内齿圈、2. 行星轮、3. 太阳轮、4. 行星齿轮架。

现有的齿轮传动特点，是轮齿相嵌之间通过相等的作用反作用力矩传递的。根据最基本的物理学能量守恒定律，只要齿轮加工工艺具有一定的精度，若忽略 <1% 的摩擦发热能量损耗（以下全文同），则齿轮输入端的机械能等于齿轮输出端的机械能。两轮齿相嵌之间的传动线速度相等，力矩与齿轮转速的乘积等于功率。

参见图 1，对单个行星齿轮排的中心太阳轮 3、行星齿轮架 4 和内齿圈 1 转动元件而言。只有当一个元件输入固定的功率和转速，一个元件固定不转，行星齿轮 2 才有作用反作用力矩支撑点，才能够连接太阳轮和内齿圈实现力矩和功率传输。第 3 个元件才能输出相同的功率和另一种力矩及转速。反之，如果将其中的两个元件同步接合，则它将成为直接挡，输出与输入元件相同的功率和转速。如果不将其中一个元件固定，则该齿轮排的行星齿轮就没有反作用力矩传输的支撑点，就会变成空转了。同理，在不发生空转的前提下，同样遵循物理学最基本的能量守恒定律。为了便于后续说明本发明工作原理，行星齿轮排各零件名称参数及符号下标表示见表 1。

行星齿轮排各零件名称参数及符号下标表示法 表 1

齿轮排元件名称 代表符号及下标	行星齿轮排各种参数名称				
	转速	齿数	力矩	功率	
太阳轮	n_t	Z_t	M_t	N_t	
行星齿轮	n_x	Z_x	M_x	N_x	
行星齿轮架	n_{xj}	Z_{xj}	M_{xj}	N_{xj}	
内齿圈	n_n	Z_n	M_n	N_n	
备注	A 表示输入功率的行星齿轮排，以下简称 A 排，以增加下标 1 表示。B 为输出功率的行星齿轮排，简称 B 排，以增加下标 2 表示。				

为了后续直观图解和论证说明，令 A、B 两个行星齿轮排的各参数和齿轮齿数分别相等，根据图 1 所示和行星齿轮排各转动元件的齿数关系求得：

$$\begin{cases} Z_{t1} = Z_{t2} = 16 \dots\dots\dots(1-1) \\ Z_{x1} = Z_{x2} = 12 \dots\dots\dots(1-2) \\ Z_{n1} = Z_{n2} = Z_{t1} + 2Z_{x1} = 40 \dots\dots\dots(1-3) \\ Z_{xj1} = Z_{xj2} = Z_{t1} + Z_{n1} = 56 \dots\dots\dots(1-4) \end{cases}$$

其中，当太阳轮元件输入功率，另一个元件制动不转时，第 3 个元件输出相同的功率和不同的转速时，与各转动元件的转速关系如下：

$$\left\{ \begin{array}{l} n_x = -\frac{n_t \times Z_t}{Z_x} = -\frac{4}{3}n_t \dots\dots\dots (\text{令 } n_{xj} = 0) \dots\dots\dots (2-1) \\ n_n = -\frac{n_t \times Z_t}{Z_n} = -\frac{2}{5}n_t \dots\dots\dots (\text{令 } n_{xj} = 0) \dots\dots\dots (2-2) \\ n_x = -\frac{n_t \times Z_t}{Z_x} = -\frac{4}{3}n_t \dots\dots\dots (\text{令 } n_n = 0) \dots\dots\dots (2-3) \\ n_{xj} = \frac{n_t \times Z_t}{Z_{xj}} = \frac{2}{7}n_t \dots\dots\dots (\text{令 } n_n = 0) \dots\dots\dots (2-4) \\ n_t = n_{xj} = n_n \dots\dots\dots (\text{令 } n_x = 0) \dots\dots\dots (2-5) \end{array} \right.$$

请注意，根据物理学最基本的能量守恒定律，从上述方程组中可以看出：当行星轮转速 $n_x < 0$ 时，相对于输入功率的太阳轮元件，输出功率元件都为减速转动，力矩变大，反之，当 $n_x > 0$ 时，应为加速转动，力矩变小。同理，当 $n_x = 0$ 时，应为等速转动，力矩也应相等。

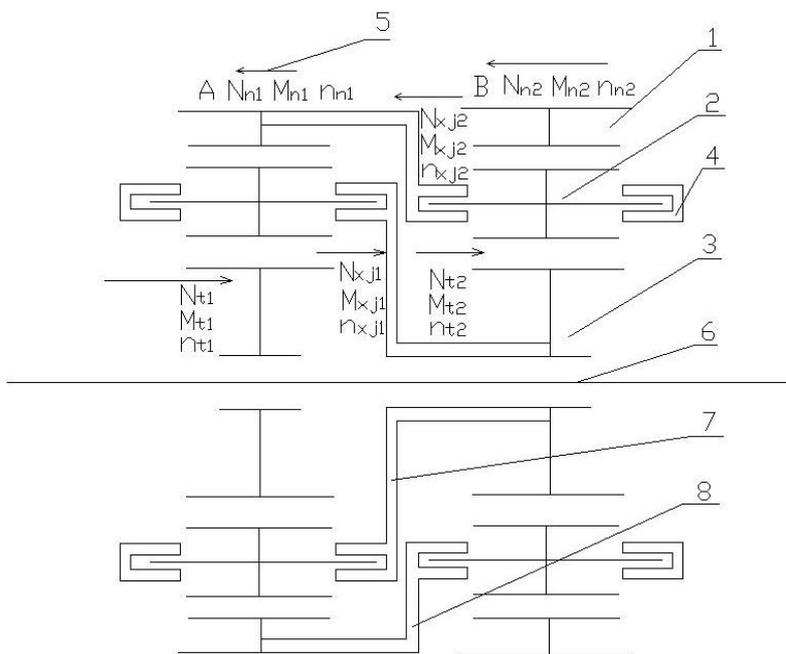


图 2. 两个行星齿轮排同轴串联连接和构成无级齿轮自动变速箱工作原理示意图。 5. 传输的功率和转动方向、6. 机轴、7. A 排行星齿轮架与 B 排太阳轮的同步连接、8. A 排内齿圈与 B 排行星齿轮架的同步连接。

参见图 2，我们采用两个同轴串联的行星齿轮排 A、B， A 排中太阳轮作为功

率输入轮，见图 2 的连接方式 7、8，将 A 排行星齿轮架和内齿圈分别与 B 排的太阳轮和行星齿轮架同步连接，B 排的内齿圈作为功率输出轮。这样，A 排就有行星齿轮架和内齿圈两个转动元件分别输出不同功率的转速和力矩，B 排也有太阳轮和行星齿轮架两个元件分别输入不同功率的转速和力矩。它们在满足不发生空转的前提下，根据上述物理学最基本的能量守恒定律，就能够构成本发明的无级齿轮自动变速箱的主体。

根据车辆从静止状态开始起步加速的特点，这时 B 排内齿圈必须从输出力矩最大，转动速度最小的状态开始，然后逐级自动加速，转动力矩逐渐减小。在自动变速的整个过程中，B 排内齿圈功率都为转速和力矩的乘积，应当始终等于 A 排太阳轮的输入功率，但是后者的功率、转速和力矩都是不变的固定值。相对于 A 排输入功率的太阳轮转动方向，A 排行星齿轮架和 B 排太阳轮为同方向、同力矩、同转速。A 排内齿圈和 B 排行星齿轮架虽然也为同方向、同力矩、同转速，但是与 A 排太阳轮的转动方向相反，与 B 排输出功率的内齿圈转动方向相同。为了具体说明本发明的无级齿轮自动变速过程工作原理，下面分成几个阶段说明：

第一阶段

汽车起步加速阶段，此时 A 排内齿圈和 B 排行星齿轮架都因为本排内部行星轮对它们施加作用的力矩方向相反，导致转动方向相反。且 B 排行星轮对行星齿轮架施加的正向力矩远大于 A 排行星轮对内齿圈施加的反向力矩，互相作用的抵消结果使 $n_{n1} = n_{xj2} \rightarrow 0$ 开始，随后 $n_{xj1} \rightarrow 0$ ，由方程组 1、2 得：

$$\begin{cases} n_{xj1} = \frac{n_{t1} \times Z_{t1}}{Z_{xj1}} = \frac{2}{7} n_{t1} \dots\dots\dots (n_{n1} = 0) \dots\dots\dots (3-1) \\ n_{x1} = -\frac{n_{t1} \times Z_{t1}}{Z_{x1}} = -\frac{4}{3} n_{t1} \dots\dots\dots (n_{n1} = 0) \dots\dots\dots (3-2) \\ n_{n2} = -\frac{n_{xj1} \times Z_{t2}}{Z_{n2}} = -\frac{4}{35} n_{t1} \dots\dots\dots (n_{n1} = n_{xj2} = 0) \dots\dots\dots (3-3) \\ n_{n1} = -\frac{n_{t1} \times Z_{t1}}{Z_{n1}} = -\frac{2}{5} n_{t1} \dots\dots\dots (n_{xj1} = n_{t2} = 0) \dots\dots\dots (3-4) \\ n_{n2} = \frac{n_{n1} \times Z_{xj2}}{Z_{n2}} = -\frac{14}{25} n_{t1} \dots\dots\dots (n_{xj1} = n_{t2} = 0) \dots\dots\dots (3-5) \end{cases}$$

由 (3-3) \rightarrow (3-5) 式可知，此时 B 排内齿圈输出的转速由 $-\frac{4}{35} n_{t1} \rightarrow -\frac{14}{25} n_{t1}$ 。

此时 B 排内齿圈的转速虽然大于 A 排内齿圈的转速,但仍小于 A 排太阳轮的转速。

第二阶段

随着汽车的初期加速后,继续加速的结果,是 B 排内齿圈的转速开始等于 A 排太阳轮的转速,此时开始 $n_{xj1} \leq 0$ 详见方程组 4;

$$\begin{cases} n_{x1} \leq -\frac{n_{t1} \times Z_{t1}}{Z_{x1}} \leq -\frac{4}{3}n_{t1} \dots\dots\dots (n_{xj1} \leq 0) \dots\dots\dots (4-1) \\ n_{n1} \leq -\frac{n_{t1} \times Z_{t1}}{Z_{n1}} \leq -\frac{2}{5}n_{t1} \dots\dots\dots (n_{xj1} \leq 0) \dots\dots\dots (4-2) \\ n_{n1} = n_{xj2} \dots\dots\dots (n_{t2} \leq 0) \dots\dots\dots (4-3) \\ n_{n2} \leq \frac{n_{xj2} \times Z_{xj2}}{Z_{n2}} + \frac{n_{t2} \times Z_{t2}}{Z_{n2}} \dots\dots\dots (n_{t2} \leq 0) \dots\dots\dots (4-4) \end{cases}$$

第三阶段

等功率自动变速传输的能量守恒阶段。根据上述分析的 A 排太阳轮输入功率通过行星轮作用反作用力矩对行星齿轮架和内齿圈自动进行功率分流传输原理,以及 B 排太阳轮和行星齿轮架的功率对内齿圈的自动合并传输输出原理。我们可以推断:不管 A 排内齿圈和行星齿轮的转动方向和转速大小,也不管 B 排行星齿轮的转动方向和转速大小,只要同时满足 A、B 排所有传动元件都不发生空转和都能同时对下一个元件传输功率的条件,因每一个元件的功率都等于本元件力矩与转速的乘积, $N_i = M_i \times n_i$, 所以, 下列方程组都能成立:

$$\begin{cases} N_{t1} = M_{t1} \times n_{t1} \dots\dots\dots (5-1) \\ N_{t1} = M_{xj1} \times n_{xj1} + M_{n1} \times n_{n1} \dots\dots\dots (5-2) \\ M_{xj1} \times n_{xj1} = M_{t2} \times n_{t2} \dots\dots\dots (5-3) \\ M_{n1} \times n_{n1} = M_{xj2} \times n_{xj2} \dots\dots\dots (5-4) \\ M_{t2} \times n_{t2} + M_{xj2} \times n_{xj2} = N_{n2} \dots\dots\dots (5-5) \\ N_{n2} = M_{n2} \times n_{n2} \dots\dots\dots (5-6) \end{cases}$$

由方程组 5 可知,我们可以完全不管 A 排内齿圈和行星齿轮的转动方向和转速大小,也不管 B 排行星齿轮的转动方向和转速大小,只要同时满足 A、B 排所有传动元件都不发生空转和都能同时对下一个元件传输功率的条件,只要输入 A 排太阳轮的功率大于 B 排内齿圈的输出功率,为了平衡行星轮的转动力矩,必将

迫使行星轮自动加速转动（在原来转动方向上）， $n_{xj1} = 0 \rightarrow n_{xj1} \leq 0$ ，并带动行星齿轮架和内齿圈的自动加速（在原来方向上）转动。反之，如果输入 A 排的太阳轮功率小于 B 排内齿圈的输出功率，则内齿圈和行星轮就为自动减速（在原来方向上）转动。行星轮的转速与其它元件的转速关系为：

$$n_{x1} = -\frac{n_{t1} \times Z_{t1}}{Z_{x1}} - \Delta n_{x1} \dots \dots \dots (n_{xj1} \leq 0) \dots \dots \dots (6-1)$$

$$n_{xj1} = -\frac{\Delta n_{x1} \times Z_{x1}}{Z_{xj1}} = -\frac{3}{14} \Delta n_{x1} \dots \dots \dots (n_{xj1} \leq 0) \dots \dots \dots (6-2)$$

$$n_{n1} = -\frac{n_{x1} \times Z_{x1}}{Z_{n1}} = -\frac{4n_{t1} + 3\Delta n_{x1}}{10} \dots \dots \dots (6-3)$$

$$n_{n2} = \frac{n_{n1} \times Z_{xj2}}{Z_{n2}} + \frac{n_{xj1} \times Z_{t2}}{Z_{n2}} = -\frac{196n_{t1} + 177\Delta n_{x1}}{350} \dots \dots \dots (6-4)$$

(6-4) 式中 $-\frac{196n_{t1}}{350} \geq n_{n2} \geq -\frac{196n_{t1} + 177 \times \infty}{350}$ ， Δn_{x1} 的取值范围为 $0 \leq \Delta n_{x1} \leq \infty$ 。

即本阶段的车辆行驶没有速度上限，只要 A 排太阳轮的输入功率大于 B 排内齿圈的输出功率，车辆就处于自动加速状态，反之则为自动减速状态。

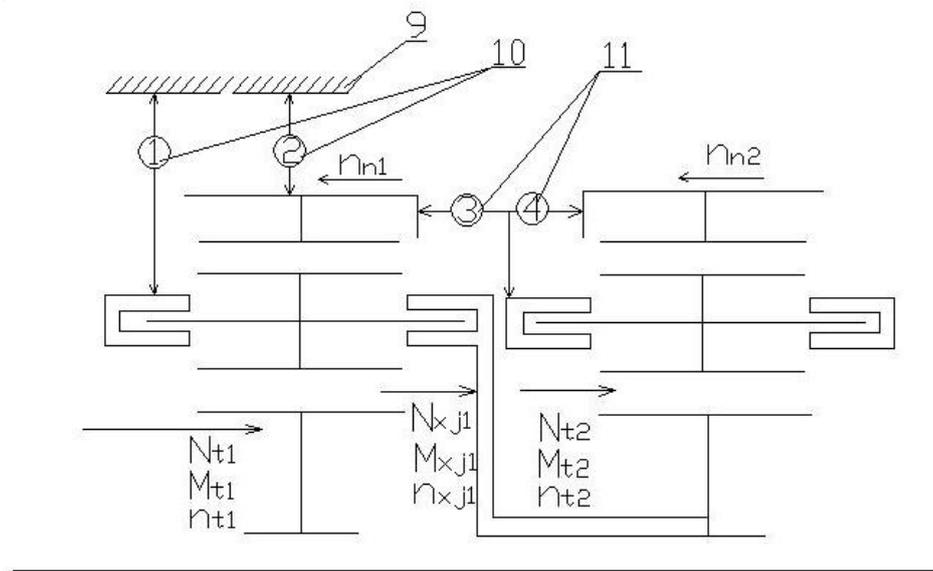


图 3 无级齿轮自动变速箱工作原理示意图。9. 自动变速箱内壁圆环型摩擦式离合器的固定处、10. 圆环型摩擦式离合器及代号、11. 摩擦牙嵌组合离合器及代号。

二、无级齿轮自动变速箱的其它档位设计

车辆配置的自动变速箱还必须有停车挡、空档、倒档和下坡低、中速减速挡。

我们可以直接通过 A、B 排各转动元件之间的分离、接合来实现。设本发明项目配置的圆环状摩擦式离合器和摩擦牙嵌组合同步离合器以①、②、③、④符号和编号表示，详见图 4。

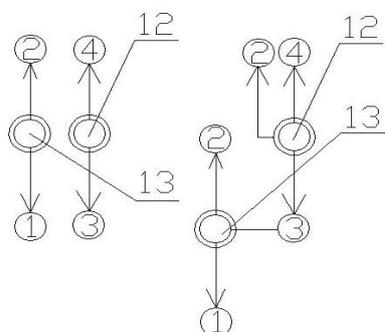


图 4 无级齿轮自动变速箱档位分配原理示意图。12. 摩擦牙嵌组合同步双向离合器档位、13. 圆环型摩擦式离合器档位。

1、如果将②、③号离合器同时接合，①、④号离合器都分离，此时 n_{n_2} 和 n_{t_1} 的传动比达 $\frac{n_{n_2}}{n_{t_1}} = -0.114$ ，为最小值，如果要想推动汽车，必须提供最大的推动力才能使发动机转动。实际上此时发动机根本无法启动，可作为停车挡。

2、如果①、②、③、④号离合器都处于分离状态，此时 A、B 两个行星齿轮排都处于空转状态，自然就可作为空档了。

3、如果将②、④两个离合器同时接合，①、③两个离合器同时处于分离状态，则 $n_{y_1} = n_{t_2} = n_{n_2}$ ， $\frac{n_{n_2}}{n_{t_1}} = 0.286n_{t_1}$ ，可以作为倒档。

4、如果仅将③号离合器接合，①、②、④号离合器都处于分离状态，则为正常行驶挡，也就是本发明的无级齿轮全自动变速箱了。由（3-5）式得，车辆起步初速为： $n_{n_2} = -0.114n_{t_1}$ 。

5、如果在③号离合器已接合的状态下再将①号离合器接合，②、④号离合器都处于分离状态，则： $n_{n_2} = -0.56n_{t_1}$ ，就可作为车辆下坡以发动机负荷来减速的中速制动挡。

6、如果在③号离合器已接合的状态下再将②号离合器接合，①、④号离合器都处于分离状态，则： $n_{n2} = -0.114n_{t1}$ ，可作为车辆下陡坡以发动机空转负荷来强制减速的低速制动挡。

参照现有的自动变速箱档位设计和位置安排，本发明的无级齿轮自动变速箱的档位设计和位置安排见图4。因为①号和②号离合器都是依靠变速箱内壁固定制动A排行星轮齿轮架和内齿圈的，建议①号和②号离合器使用现有的圆环型摩擦式离合器。③、④号离合器都是在车辆静止状态下进行同步接合挂档的，而且方向相反，刚好可以设计成双面摩擦牙嵌组合的同步离合器。参见附2、3、5。

由于倒档时必须同时操纵不处于同一档位的②、④号离合器，所以作了两种设计，见图4，左侧为两个操纵杆，右侧为一个操纵杆，但②号离合器应设计两个连接，分别受12、13两个操纵杆控制。

为了方便变速箱和驾驶员之间的相对空间位置变换和操纵换挡，变速箱的换挡离合器和操纵杆之间所有档位都可以用比较简单的伸缩弹簧、定长的钢丝绳和塑胶软管机械零件组合连接。对大型的、豪华型高档次的变速箱，换挡离合器也可以采用液压控制系统或电液自动控制系统方式进行近程或远程手动或自动化智能控制。

三. 摩擦牙嵌组合同步离合器结构和工作原理

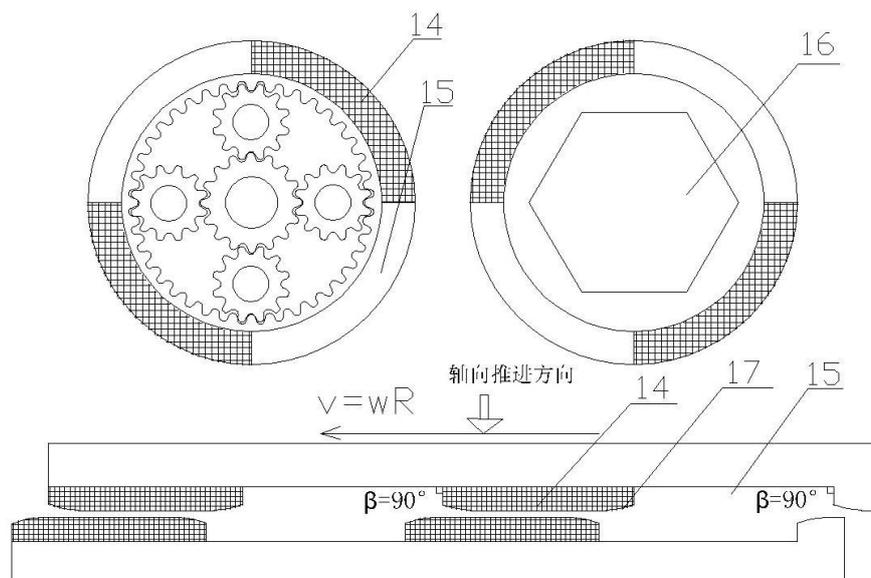


图 5. 摩擦牙嵌组合离合器结构和工作原理示意图。14. 内齿圈上的连体摩擦牙嵌离合器平顶宽牙端部、15. 内齿圈上的连体摩擦牙嵌离合器平顶宽牙根部、16. 套在 B 排六角形的行星齿轮架上的六角形同步套管、17. 离合器平顶宽牙端部的圆弧型过渡摩擦面。

参见图 5，与现有单一功能的摩擦或牙嵌离合器比较，特征是：牙嵌接合之前，先由摩擦式离合器进行过渡接合，利用平稳摩擦传递功率，待接近同步转速后再实现牙嵌平稳接合，这样就不会产生冲击力和顿挫感。该组合离合器能实现快速平稳地接合或分离，轴向进退操纵或自动控制就更容易了。

结论

综上所述，通过从车辆起步加速状态的第一阶段至全速行驶状态的第三阶段全程自动变速分析，A 排太阳轮的输入功率、转速和力矩均为固定值，B 排内齿圈却能够连续自动地输出与 A 排太阳轮相等的功率和不同的力矩和转速。而且，不论 A 排太阳轮输入功率大小和 B 排内齿圈的转速大小，只要 A 排太阳轮的输入功率大于 B 排内齿圈的输出功率，车辆都处于加速状态，就算发动机处于怠速运转时，输入的少许功率也可累积增加车辆的动能。如果驾驶员能够充分利用车辆可滑行的路段，关掉发动机，变速箱就会自动处于空档滑行状态。等到滑行路段结束后，只要将①号或②号离合器接合挂上，就可直接利用车辆的惯性重新启动发动机了。

所以，新型无级齿轮自动变速箱具有经济实用性，比现有的手动挡变速箱的结构还更简单，制造更容易，坚固耐用，维修更方便，自动无级变速性能更优越，

能耗更低。它的体积、重量和制造成本仅相当于现有的手动挡变速箱的四分之一。

参考文献

《新型无级齿轮自动变速箱》发明专利，国内申请号：CN201210035942.4， 国际：PCT/CN2012/000179。黄振强 2012.2.8。