

文章编号 1000-5013(2003) 01-0087-05

汽车自动变速器行星齿轮新轮系的研究

郑 宜 青

(福建农林大学机电工程学院, 福建 福州 350002)

摘要 研究和阐述一种适用于汽车自动变速器的行星齿轮新轮系. 该轮系的基本结构是由2个行星排和4个换挡执行元件(2个离合器、2个制动器), 以适当方式连接组成. 它可得到3个前进档和1个倒档的传动. 只要增设1个制动器和2个单向离合器, 即成为具有优良的传动和变速性能的行星齿轮变速机构. 采用该机构的汽车自动变速器, 结构简单紧凑、档位数多、传动效率高、换挡平稳、操纵性能好, 而且此轮系各档都有很宽的传动比范围, 可以适应不同汽车的传动要求.

关键词 行星齿轮, 汽车, 变速器, 自动变速器

中图分类号 U 463.212⁺ TH 13

文献标识码 A

行星齿轮自动变速器, 即由行星齿轮机构及换挡执行元件组成的行星齿轮变速机构. 由于其传动和变速的优越性能, 在汽车自动变速器上被普遍采用. 至今, 世界各种汽车、拖拉机、军用车辆和工程机械的变速器上, 运用最广的是著名的辛普森(Simpson)轮系^[1]. 较辛普森轮系结构稍复杂、效率略低、但有其结构特点的拉威挪(Ravigneavx)轮系^[1]. 国外也有许多轿车加以采用. 不过, 辛普森轮系前进档的传动比范围为4.75~1.00之间, 而拉威挪轮系前进档的传动比范围在4.0~1.0之间. 它们都比本文提出的新轮系的传动比范围16.0~1.0小得多. 因此, 本文提出的新轮系, 对于不同汽车的传动要求, 具有更大的适应性, 可作为各种车辆的自动变速器或自动变速器的一个基本组成部分.

1 行星齿轮新轮系的基本结构与传动分析

1.1 轮系的基本结构

轮系的基本结构是2个行星排、2个离合器、2个制动器, 以适当方式连接组成. 轮系的基本结构与连接, 可用汽车自动变速器中行星齿轮变速机构的传动简图给予表达, 如图1所示. 由图1可知, 动力由输入轴 N_0 输入, 输出轴 N_b 输出. 输入轴通过输入离合器 C_1 、倒档离合器 C_2 , 分别与行星排的太阳轮和行星排的太阳轮相连. 输出轴接行星排齿圈. 行星排与行星排的行星架相连, 并接一档制动器 B_2 . 行星排的齿圈和行星排的太阳轮相连的同时, 也与二档制动器 B_1 及倒档离合器 C_2 连接在一起.

1.2 运动学分析

1.2.1 自由度分析 图1所示的行星齿轮机构, 其自由度为

$$F = 3n - 2P_L - P_H = 3 \times 6 - 2 \times 6 - 4 = 2$$

式中 n 为活动构件数, P_L 为低副数, P_H 为高副数. 一个两自由度的机构, 只要约束一个自由度,

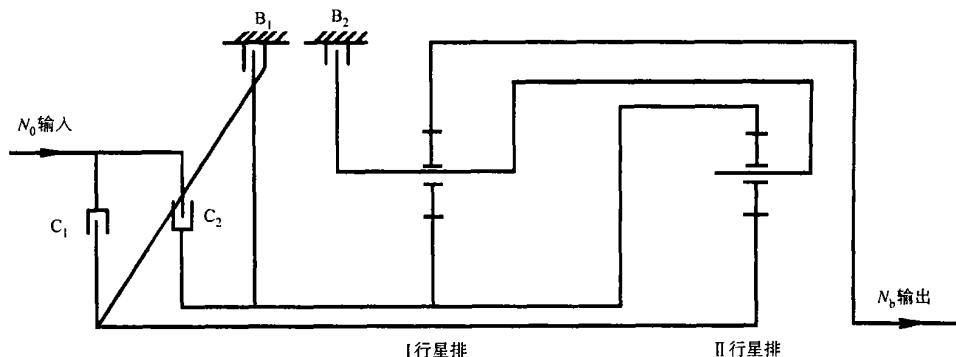


图 1 行星齿轮变速机构传动简图

即可得到确定的传动. 因此, 在该行星齿轮机构中, 配以换档执行元件——离合器、制动器, 并进行如图 1 所示的联接, 该行星齿轮机构可以设计为一个多档变速器. 当输入离合器 C_1 接合后(C_1 未接合时为空档), 再操纵该机构的制动器 B_1 , B_2 和离合器 C_2 中的任何一个换档执行元件, 都可实现 1 个档位的传动, 总共可得到 3 个前进档和 1 个倒档.

1.2.2 各传动档位及传动比 任何单行星轮传动的基本行星排各旋转构件, 都满足运动学特性方程:

$$N_t + K N_q - (1 + K) N_j = 0,$$

式中 N_t 为太阳轮转速, N_q 为齿圈转速, N_j 为行星架转速, K 为齿圈齿数和太阳轮齿数之比, 称为行星排特性参数

$$K = Z_q / Z_t.$$

K 值应处于 $4/3 \leq K \leq 4$ 的范围. 因此, 行星齿轮机构的传动比, 可通过各基本行星排运动学特性方程与约束方程式(由各旋转构件的连接情况及执行元件的操纵情况决定)联立求解. (1) 空档. 离合器 C_1 和离合器 C_2 都处分离状态. 该行星齿轮变速机构无动力输入, 为空档. (2) 一档传动及传动比 i_1 . 输入离合器 C_1 接合, 一档制动器 B_2 制动, 那么动力从行星排的太阳轮输入, 且制动器 B_2 的制动(使两行星架转速等于零), 约束了该行星齿轮变速机构的一个自由度. 因此, 行星排与行星排共同工作得到了一档的传动. 一档传动时, 两行星排运动学特性方程及约束方程为

$$N_{t1} + K_1 N_{q1} - (1 + K_1) N_{j1} = 0,$$

$$N_{t2} + K_2 N_{q2} - (1 + K_2) N_{j2} = 0,$$

$$N_{j1} = N_{j2} = 0,$$

$$N_{t1} = N_{q2},$$

$$N_{t2} = N_0,$$

$$N_{q1} = N_b.$$

在上面诸式中 N_0 和 N_b 分别表示输入轴转速和输出轴的转速, 下标为 1 的代表行星排的相应参数, 下标为 2 的代表行星排的相应参数. 解上面联立方程组, 可得一档传动比 i_1 为

$$I_1 = N_0/N_b = N_{i2}/N_{q1} = K_1 K_2.$$

根据 K 的取值, 一档传动比 I_1 , 可在 16.00 ~ 1.78 范围间变化. (3) 二档传动及传动比 I_2 . 输入离合器 C_1 接合, 二档制动器 B_1 制动, 同样约束了该行星齿轮变速机构的一个自由度, 因此, 行星排与 行星排共同工作得到了二档的传动. 二档传动时, 两行星排运动学特性方程及约束方程为

$$N_{i1} + K_1 N_{q1} - (1 + K_1) N_{j1} = 0,$$

$$N_{i2} + K_2 N_{q2} - (1 + K_2) N_{j2} = 0,$$

$$N_{j1} = N_{j2},$$

$$N_{i1} = N_{q2} = 0,$$

$$N_{i2} = N_0,$$

$$N_{q1} = N_b.$$

解上面联立方程组, 可得二档传动比 I_2 为

$$I_2 = N_0/N_b = N_{i2}/N_{q1} = K_1(1 + K_2)/(1 + K_1).$$

根据 K 的取值, 二档传动比 I_2 可在 4.00 ~ 1.33 范围间变化. (4) 三档传动及传动比 I_3 . 三档为直接档. 当输入离合器 C_1 和倒档离合器 C_2 都接合时, 行星排的太阳轮和齿圈的转速相等 (都等于 N_0). 根据基本行星排各旋转构件运动学特性方程, 可知 行星排行星架转速也必然与之相等, 此时 行星排处闭锁状态 (相当于一刚性结构). 同理, 可推得 行星排也处闭锁状态. 因此, 输入轴转速和输出轴转速完全相等. 三档传动比 I_3 为

$$I_3 = 1.$$

(5) 倒档传动及传动比 I_R . 倒档离合器 C_2 接合, 一档制动器 B_2 制动, 则动力从 行星排的太阳轮输入. 由于行星架被制动, 转速等于零. 因此, 行星排的齿圈反向旋转, 从而由 行星排 (此时 行星排空转) 得到了倒档的传动. 其传动比 I_R 可由 行星排运动学特性方程为

$$N_{i1} + K_1 N_{q1} - (1 + K_1) N_{j1} = 0.$$

及约束方程为

$$N_{j1} = 0,$$

$$N_{i1} = N_0,$$

$$N_{q1} = N_b.$$

联立解得为

$$I_R = N_0/N_b = N_{i1}/N_{q1} = -K_1.$$

1.3 传动效率

自动变速器各档传动效率, 采用克列奈斯教授提出的偏导数法^[1]计算. 理论计算可得, 一档传动效率为

$$\eta_1 = \eta_i \eta = 0.97 \times 0.97 = 0.94.$$

在上式中, η_i 为行星架固定时, 从太阳轮至齿圈的传动效率, 对单行星取 $\eta_i = 0.97$. 二档传动效率为

$$\eta_2 = [(1 + K_1)(1 + \eta_i K_2)] / [(1 + K_2)(\eta_i + K_1)].$$

可以算出, 在行星排 K 值的各种取值范围内二档传动效率皆约等于 0.99. 直接档传动效率则

更高,倒档时的传动效率为 0.97.

1.4 等速比传动

当两行星排的齿轮参数完全相同,即太阳轮、行星齿轮和齿圈的齿数、模数等都相同.那么,两行星排的特性参数 K 值也相等,则将赋予该轮系传动的一个特殊性能.这即 3 个前进档的传动比是按等比级数分配的,它们分别为 K^2 , K 和 1.

2 由新轮系构成的实用汽车行星齿轮自动变速器

根据汽车动力传动系统的性能要求,以上述行星齿轮新轮系的基本结构为基础,对换档执行元件的配置和结构形式进一步加以改进和优化.从而,就可设计出实用而又完善的汽车三档(前进档)行星齿轮自动变速器.自动变速器的传动简图,如图 2 所示.由新轮系构成的自动变

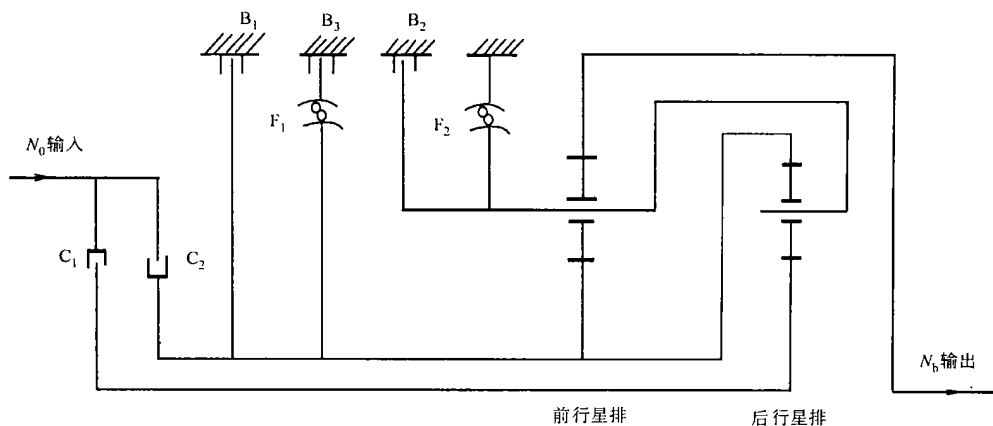


图 2 自动变速器的传动简图

速器,各组成构件的布置,见图 3 的结构布置原理图⁶⁾所示.将图 2 与图 1 对照可知,在实用的

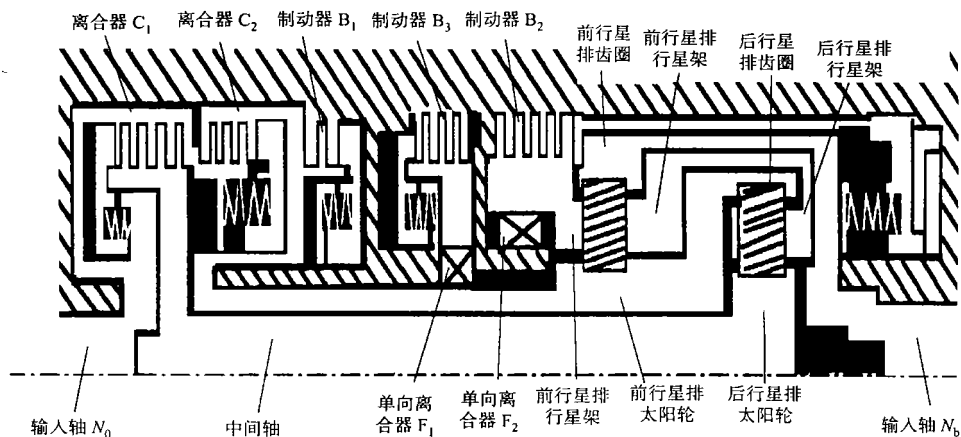


图 3 自动变速器结构布置原理图

汽车三档行星齿轮自动变速器结构上,仅增加了 1 个制动器 B_2 和两个单向离合器 F_1 , F_2 . 图中表示的 F_1 及 F_2 皆为卡块式单向离合器,允许与其相连接的行星排构件与输入轴的旋转方向

相同(顺时针旋转),而不允许与输入轴的旋转方向相反(反时针旋转).它们的作用是实现自动换档时动力既不断,而又能简化自动换档的操作.同时,还改善和提高了换档的平稳性.保留制动器 B_1 与 B_2 ,是为了保证倒档和强制二档、强制一档时的传动以及发动机制动之必要.该行星齿轮自动变速器,配以液压或电子——液压控制系统,甚至完全不必更改同类控制系统的控制方式,就能很容易地满足传统的汽车自动变速器的使用性能.即变速杆具有 P, R, N, D, 2, L 等 6 个选档位置及各选档位的一般传动功能.从图 3 中可看出该自动变速器具有结构简单、布置合理、紧凑的特点.

3 结束语

本文研究的行星齿轮新轮系,与辛普森轮系相比,具有同样优良的结构和性能.当汽车传动系的档位数较少时,可直接采用本文所述的自动变速器.当传动系的档位数要求较多时,可很容易地通过组合方案.即以该轮系为主体,在其之前增设行星齿轮机构,成为串联组成式变速器.由于新轮系有较大的传动比范围,因此能较好地设计出更加适合各种汽车传动和变速要求的自动变速器.

参 考 文 献

- 1 周守仁. 自动变速箱[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1984. 84~135
- 2 韩家钢. 汽车液力传动[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1988. 170~193
- 3 周大森, 王利荣. 汽车自动变速器原理与维修[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998. 108~111

A New Type of Planetary Gear System for Vehicle Auto Transmission

Zheng Yiqing

(College of Electromech. Eng., Fujian Agriculture & Forestry Univ., 350002, Fuzhou, China)

Abstract A new type of planetary gear system for vehicle auto transmission is studied and set forth. the basic structure of this system consists of two rows of planetary gears and four gearshifting actuators which include two clutches and two brakes. By connecting them in proper way, the transmission of three forward speed and one backward speed can be obtained. By adding one brakes and two one-way clutches to the former gear system, a planetary gear derailleur with good transmission and variable speed performance will be formed. the vehicle auto transmission adopting this derailleur is simple and concise in structure, multiple in grade of speed governing high in transmission efficiency, smooth in gearshifting, and good in control ability. Moreover, there is a wide range of transmission ratio in every grade of speed governing in this system, which will be suited to the demand of transmission of different motor vehicles

Keywords planetary gear, motor vehicle, transmission, auto transmission