(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 202901186 U
(45)授权公告日 2013.04.24

(21)申请号 201220560385.3

(22)申请日 2012.10.30

(73)专利权人 顺德职业技术学院
地址 528333 广东省佛山市顺德区德胜东路93号

(72)发明人 赵良红 范爱民 范梦吾 晁新华 张晓雷 丘利芳 吴峰 罗子聪

(74)专利代理机构 佛山市名诚专利商标事务所（普通合伙） 44293
代理人 张绮丽

(51)Int.Cl.
F16H 3/62(2006.01)
F16H 3/78(2006.01)
F16H 57/023(2012.01)

(ESM)同样的发明创造已同日申请发明专利

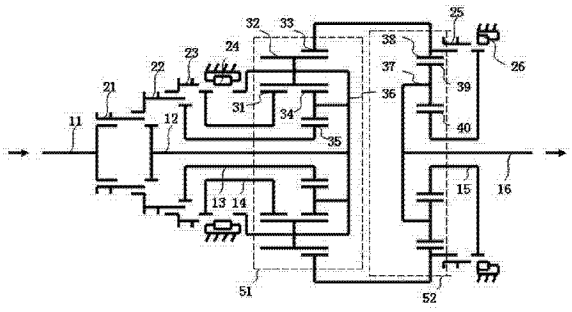
权利要求书1页 说明书5页 附图5页

(54)实用新型名称

行星齿轮式手动变速器

(57)摘要

本实用新型公开一种行星齿轮式手动变速器，包括输入轴、输出轴、设置在输入轴与输出轴之间的中间轴、轴套、同步器或制动器，还包括双排行星轮系、行星排，双排行星轮系包括小太阳轮、大太阳轮、短行星轮、长行星轮、前行星架、前齿圈，短行星轮、长行星轮上设置有前行星架，小太阳轮与短行星轮啮合，长行星轮分别与大太阳轮、短行星轮及前齿圈啮合，小太阳轮与大太阳轮固定连接；行星排的第三行星轮设置在后行星架上，第三太阳轮与第三行星轮啮合，第三行星轮与后齿圈啮合。本实用新型通过采用拉维娜式及单排行星齿轮变速机构，用极少的齿轮数实现五速比档位的目的，减小变速器的轴向及径向尺寸，汽车结构布局设计更加灵活。



CN 202901186 U

1. 一种行星齿轮式手动变速器，包括输入轴、输出轴、设置在所述输入轴与输出轴之间的中间轴、轴套、同步器或制动器，其特征在于：还包括双排行星轮系、行星排，所述双排行星轮系包括小太阳轮、大太阳轮、短行星轮、长行星轮、前行星架、前齿圈，所述短行星轮、长行星轮上设置有前行星架，所述小太阳轮与短行星轮啮合，长行星轮分别与大太阳轮、短行星轮及前齿圈啮合，所述小太阳轮与大太阳轮固定连接；所述行星排包括第三太阳轮、第三行星轮、后行星架、后齿圈，所述第三行星轮设置在后行星架上，所述第三太阳轮与第三行星轮啮合，所述第三行星轮与后齿圈啮合。

2. 根据权利要求 1 所述的行星齿轮式手动变速器，其特征在于：所述输出轴与后行星架固定连接，所述输出轴上设置输出轴轴套，所述第三太阳轮固定在所述输出轴轴套上。

3. 根据权利要求 2 所述的行星齿轮式手动变速器，其特征在于：所述中间轴上套接有中间轴套与外轴套，所述中间轴与所述前行星架固定连接，所述小太阳轮固定在所述中间轴套上，所述大太阳轮固定在所述外轴套上。

4. 根据权利要求 3 所述的行星齿轮式手动变速器，其特征在于：在所述输入轴与中间轴之间设置有高速及倒档同步器，前进档同步器连接所述高速及倒档同步器与所述中间轴套，倒档同步器连接前进档同步器与外轴套，在外轴套与前行星架之间设置前制动器，五档同步器连接后齿圈与第三太阳轮，在第三太阳轮上还设置有后制动器。

5. 根据权利要求 4 所述的行星齿轮式手动变速器，其特征在于：所述前齿圈与后齿圈固定连接。

6. 根据权利要求 1 至 4 任一所述的行星齿轮式手动变速器，其特征在于：所述前齿圈与后齿圈的外圆周上设有轮齿，所述前齿圈与后齿圈啮合连接。

7. 根据权利要求 6 所述的行星齿轮式手动变速器，其特征在于：所述输出轴与输入轴同侧设置。

行星齿轮式手动变速器

技术领域

[0001] 本实用新型涉及汽车变速器技术领域，更具体地说，是涉及一种行星齿轮式手动变速器。

背景技术

[0002] 在车辆的正常行驶过程中，发动机是制造动力的环节，离合器是传递动力的枢纽，变速器是实现在不同的行驶状况下车辆的正常运转，即分配动力的环节。汽车变速器是为解决发动机输出的转速、转矩与车辆驱动所需的转速和转矩之间的矛盾而设立的。变速器作为传动系统的心脏，主要任务是传递动力，改变汽车的传动比，扩大驱动车轮转矩和转速的范围，使车辆适应各种变化的行驶工况，同时使发动机在理想的工况下工作，在发动机转矩方向不变的前提下，实现汽车的倒退行驶、实现空档、中断发动机传递给车轮的动力，使发动机能够起动、怠速等。车辆行驶性能的好坏，不仅取决于发动机，而且在很大程度上还依赖于变速器以及变速器与发动机的匹配。

[0003] 变速器分为手动变速器和自动变速器，其中手动变速器是较为传统的变速器类型，手动变速器必须根据汽车条件的变化，由驾驶员随时变换档位，它操作起来相对麻烦，但是可以更直接地表现驾驶者的意愿，因而被爱驾人士所喜爱。手动变速器是由不同齿比的齿轮组构成的，它工作的原理就是通过切换不同的齿轮组，来实现齿比的变换。齿轮组由不同直径的齿轮组成，不同的齿轮比例所达到的动力传输效果是完全不相同的，我们所说的换档即是指换齿轮比。目前，汽车手动变速器几乎均采用平行轴式的变速器，前驱平行轴式变速器需采用三条轴，后驱平行轴式变速器需采用四条轴，均为三个轴心，同时变速器轴向经向尺寸均较大，不利于汽车的结构布局设计。

实用新型内容

[0004] 本实用新型要解决的技术问题是，提供一种通过全新结构的手动变速器，减小变速器的轴向及径向尺寸，以克服现有技术的不足。

[0005] 为解决上述技术问题，本实用新型采用的技术方案是：一种行星齿轮式手动变速器，包括输入轴、输出轴、设置在所述输入轴与输出轴之间的中间轴、轴套、同步器或制动器，还包括双排行星轮系、行星排，所述双排行星轮系包括小太阳轮、大太阳轮、短行星轮、长行星轮、前行星架、前齿圈，所述短行星轮、长行星轮上设置有前行星架，所述小太阳轮与短行星轮啮合，长行星轮分别与大太阳轮、短行星轮及前齿圈啮合，所述小太阳轮与大太阳轮固定连接；所述行星排包括第三太阳轮、第三行星轮、后行星架、后齿圈，所述第三行星轮设置在后行星架上，所述第三太阳轮与第三行星轮啮合，所述第三行星轮与后齿圈啮合。

[0006] 优选地，所述输出轴与后行星架固定连接，所述输出轴上设置输出轴轴套，所述第三太阳轮固定在所述输出轴轴套上。

[0007] 优选地，所述中间轴上套接有中间轴套与外轴套，所述中间轴与所述前行星架固定连接，所述小太阳轮固定在所述中间轴套上，所述大太阳轮固定在所述外轴套上。

[0008] 优选地，在所述输入轴与中间轴之间设置有高速及倒档同步器，前进档同步器连接所述高速及倒档同步器与所述中间轴套，倒档同步器连接前进档同步器与外轴套，在外轴套与前行星架之间设置前制动器，五档同步器连接后齿圈与第三太阳轮，在第三太阳轮上还设置有后制动器。

[0009] 优选地，所述前齿圈与后齿圈固定连接。

[0010] 优选地，所述前齿圈与后齿圈的外圆周上设有轮齿，所述前齿圈与后齿圈啮合连接。

[0011] 优选地，所述输出轴与输入轴同侧设置。

[0012] 与现有技术相比，本实用新型具有以下优点：本实用新型通过采用拉维娜式及单排行星齿轮变速机构，并配合多个同步器使用，使它既可以达到用极少的齿轮数实现五速比档位的目的，且可减小变速器的轴向及径向尺寸，使变速器的尺寸大小得到控制，汽车结构布局设计更加灵活，同时可降低生产成本。

附图说明

[0013] 图 1 为本实用新型行星齿轮式手动变速器第一实施例的动力传动机构示意图。

[0014] 图 2 为本实用新型第一实施例的 1 档运转状态图。

[0015] 图 3 为本实用新型第一实施例的 2 档运转状态图。

[0016] 图 4 为本实用新型第一实施例的 3 档运转状态图。

[0017] 图 5 为本实用新型第一实施例的 4 档运转状态图。

[0018] 图 6 为本实用新型第一实施例的 5 档运转状态图。

[0019] 图 7 为本实用新型第一实施例的倒档运转状态图。

[0020] 图 8 为本实用新型第二实施例的动力传动机构示意图。

具体实施方式

[0021] 下面，结合说明书附图和具体实施例，对本实用新型的技术方案作进一步的说明，应当理解，此处所描述的具体实施例仅仅用以解释本实用新型，并不构成对本实用新型的限制：

[0022] 第一实施例

[0023] 参见图 1 至图 7，本实用新型行星齿轮式手动变速器，包括输入轴 11，多个同步器或制动器，中间轴 12，中间轴套 13，外轴套 14，输出轴轴套 15，输出轴 16，双排行星轮系 51，行星排 52。

[0024] 双排行星轮系 51 采用拉维娜式齿轮变速机构，其包含小太阳轮 35、大太阳轮 31、短行星轮 34、长行星轮 32、前行星架 36、前齿圈 33，小太阳轮 35 与短行星轮 34 啮合，长行星轮 32 分别与大太阳轮 31、短行星轮 34 及前齿圈 33 啮合。

[0025] 行星排 52 采用单排行星排，其包含第三太阳轮 40、第三行星轮 39、后行星架 37、后齿圈 38，输出轴与后行星架 37 固定连接。第三太阳轮 40 与第三行星轮 39 啮合，第三行星轮 39 与后齿圈 38 啮合。

[0026] 高速及倒档同步器 21 连接输入轴 11 与中间轴 12。前进档同步器 22 连接高速及倒档同步器 21 与中间轴套 13。倒档同步器 23 连接前进档同步器 22 与外轴套 14。前制动

器 24 可分别固定外轴套 14 或前行星架 36。五档同步器 25 连接后齿圈 38 与第三太阳轮 40。后制动器 26 可固定第三太阳轮 40。

[0027] 换档操作过程如下：

[0028] 如图 1 所示，空档状态时，高速及倒档同步器 21 处于左侧，与输入轴 11 连接，与中间轴 12 分离。前进档同步器 22 处于右侧，与高速及倒档同步器 21 及中间轴套 13 均连接。倒档同步器 23 处于左侧，与前进档同步器 22 连接，与外轴套 14 分离。前制动器 24 处于中间，与外轴套 14 及前行星架 36 均分离。五档同步器 25 处于左侧，与后齿圈 38 连接，与第三太阳轮 40 分离。后制动器 26 处于左侧，与第三太阳轮 40 连接使其固定。

[0029] 如图 2 所示，一档运转时，前制动器 24 右移，将前行星架 36 固定。此时动力传递路线为：输入轴 11 → 高速及倒档同步器 21 → 前进档同步器 22 → 中间轴套 13 → 小太阳轮 35 → 短行星轮 34 → 长行星轮 32 → 前齿圈 33 → 后齿圈 38 → 第三行星轮 39 → 后行星架 37 → 输出轴 16。其余同步器处于空档状态时的位置。图 2 中，粗实线表示动力传递路线。

[0030] 如图 3 所示，二档运转时，前制动器 24 左移，将外轴套 14 固定，同时使大太阳轮 31 也固定。其余同步器处于空档状态时的位置。此时动力传递路线为：其传动路线与一档基本相同，也是由输入轴 11 → 高速及倒档同步器 21 → 前进档同步器 22 → 中间轴套 13 → 小太阳轮 35 → 短行星轮 34 → 长行星轮 32 → 前齿圈 33 → 后齿圈 38 → 第三行星轮 39 → 后行星架 37 → 输出轴 16，但二档时大太阳轮 31 固定，前行星架顺时针公转，加快了输出转速。其余同步器处于空档状态时的位置。图 3 中，粗实线表示动力传递路线。

[0031] 如图 4 所示，三档运转时，高速及倒档同步器 21 右移，将输入轴 11 与中间轴 12 连接，使双排行星轮系 51 形成一个整体。中间轴 12 转动驱使前行星架 36 与中间轴套 13 同步旋转，此时动力传递路线为：输入轴 11 → 高速及倒档同步器 21，此时，分开两条支路，其中一条支路的动力路线是：中间轴 12 → 前行星架 36 → 短行星轮 34 → 长行星轮 32。

[0032] 另一条支路的动力路线是：前进档同步器 22 → 中间轴套 13 → 小太阳轮 35 → 长行星轮 32。然后由长行星轮 32 → 前齿圈 33 → 后齿圈 38 → 第三行星轮 39 → 后行星架 37 → 输出轴 16。

[0033] 其余同步器处于空档状态时的位置。图 4 中，粗实线表示动力传递路线。

[0034] 如图 5 所示，四档运转时，高速及倒档同步器 21 右移，将输入轴 11 与中间轴 12 连接，前进档同步器 22 左移与中间轴套 13 分离，前制动器 24 左移，将外轴套 14 固定，同时使大太阳轮 31 也固定。此时动力传递路线为：输入轴 11 → 高速及倒档同步器 21 → 中间轴 12 → 前行星架 36 → 长行星轮 32 → 前齿圈 33 → 后齿圈 38 → 第三行星轮 39 → 后行星架 37 → 输出轴 16。其余同步器处于空档状态时的位置。图 5 中，粗实线表示动力传递路线。

[0035] 如图 6 所示，五档运转时，高速及倒档同步器 21 右移，将输入轴 11 与中间轴 12 连接，前进档同步器 22 与中间轴套 13 分离，前制动器 24 左移，将外轴套 14 固定，同时使大太阳轮 31 也固定。五档同步器 25 右移，与后齿圈 38 与第三太阳轮 40 均连接使其连成一体，后制动器 26 右移，与第三太阳轮 40 分离。此时动力传递路线为：输入轴 11 → 高速及倒档同步器 21 → 中间轴 12 → 前行星架 36 → 长行星轮 32 → 前齿圈 33。此时，分开两条支路，其中一条支路的动力路线是：后齿圈 38 → 第三行星轮 39 → 后行星架 37。

[0036] 另一条支路的动力路线是：五档同步器 25 → 第三太阳轮 40 → 后行星架 37。然后由后行星架 37 传递至输出轴 16。

[0037] 其余同步器处于空档状态时的位置。图 6 中，粗实线表示动力传递路线。

[0038] 如图 7 所示，倒档运转时，前进档同步器 22 左移与中间轴套 13 分离，倒档同步器 23 右移与外轴套 14 连接，前制动器 24 将前行星架 36 固定。此时动力传递路线为：输入轴 11 → 高速及倒档同步器 21 → 前进档同步器 22 → 倒档同步器 23 → 外轴套 14 → 大太阳轮 31 → 长行星轮 32 → 前齿圈 33 → 后齿圈 38 → 第三行星轮 39 → 后行星架 37 → 输出轴 16。此时，输入轴 11 与输出轴 16 的旋转方向相反。其余同步器处于空档状态时的位置。图 7 中，粗实线表示动力传递路线。

[0039] 各个档位传动比计算公式及传动比大小参见下表：

[0040]

档位	传动比公式		传动比大小
1 档	$i_1=\alpha_2\frac{1+\alpha_3}{\alpha_3}$	设：$\alpha_1=2$ $\alpha_2=2.3$ $\alpha_3=2$	3.45
2 档	$i_2=\frac{\alpha_1+\alpha_2}{1+\alpha_2}\times\frac{1+\alpha_3}{\alpha_3}$		1.95
3 档	$i_3=\frac{1+\alpha_3}{\alpha_3}$		1.5
4 档	$i_4=\frac{\alpha_1}{1+\alpha_1}\times\frac{1+\alpha_3}{\alpha_3}$		1
5 档	$i_5=\frac{\alpha_1}{1+\alpha_1}$		0.67
倒档（R）	$i_R=-\alpha_1\frac{1+\alpha_3}{\alpha_3}$		-3

[0041] 表中：

[0042] α_1 是前齿圈 33 齿数与大太阳轮 31 齿数之比，假设 α_1 =2

[0043] α_2 是前齿圈 33 齿数与小太阳轮 35 齿数之比，假设 α_2 =2.3

[0044] α_3 是后齿圈 38 齿数与第三太阳轮 40 齿数之比，假设 α_3 =2

[0045] 第二实施例

[0046] 参见图 8，本实用新型行星齿轮式手动变速器，包括拉维娜式双排行星轮系 51 和行星排 52。双排行星轮系 51 和行星排 52 不在同一轴线上布局，输入轴连接双排行星轮系

51，行星排 52 连接输出轴，前齿圈 33 的外圆周均设置有前齿圈轮齿 60，后齿圈 38 的外圆周设置有后齿圈轮齿 61，前齿圈轮齿 60 与后齿圈轮齿 61 啮合，从而实现动力的传递。

[0047] 双排行星轮系 51 的结构与第一实施例相同，五档同步器 25 连接后齿圈 38 与第三太阳轮 40，它与后制动器 26 同侧布置，当输出轴与输入轴同侧时，五档同步器 25 与后制动器 26 布置在第三太阳轮 40 的左侧（如图 8 所示），当输出轴与输入轴不同侧时，五档同步器 25 与后制动器 26 布置在第三太阳轮 40 的右侧。

[0048] 各档的换档操作与第一实施例相同，在些不再重复描述。基于本实用新型的技术方案所作的局部的、不具有创造性劳动的变更、或对本实用新型技术方案局部技术特征的等同替换，均属于本实用新型的保护范围。

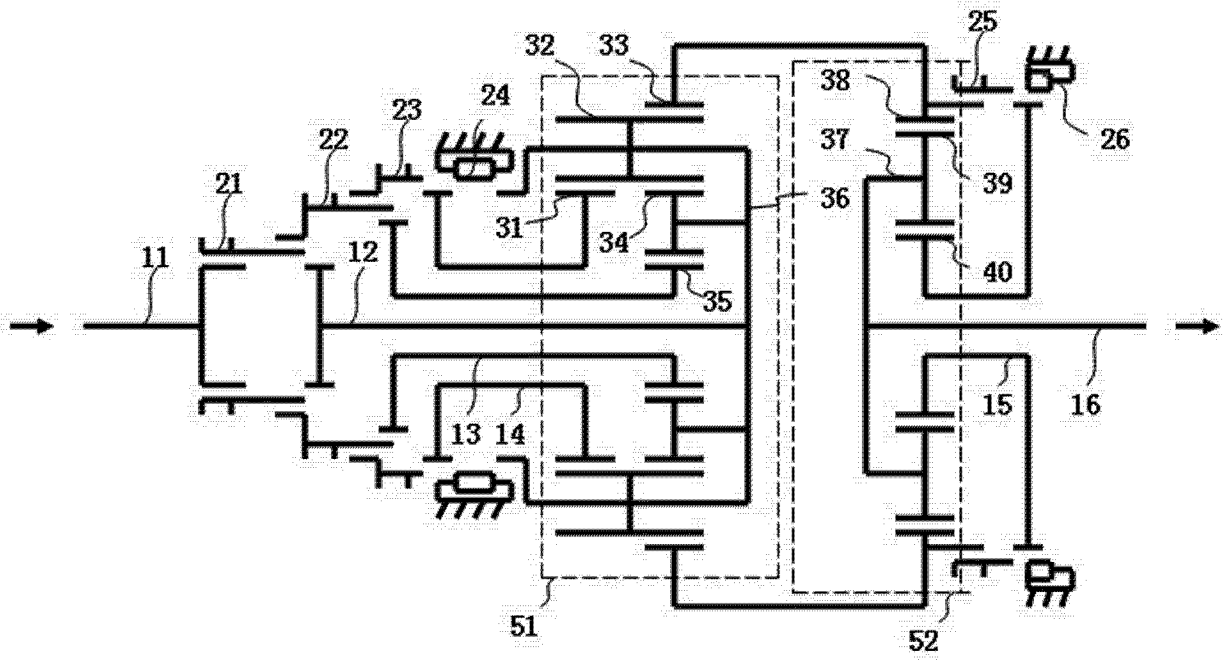

11
12
13
14
15
16
21
22
23
24
25
26
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
51
52

图 1

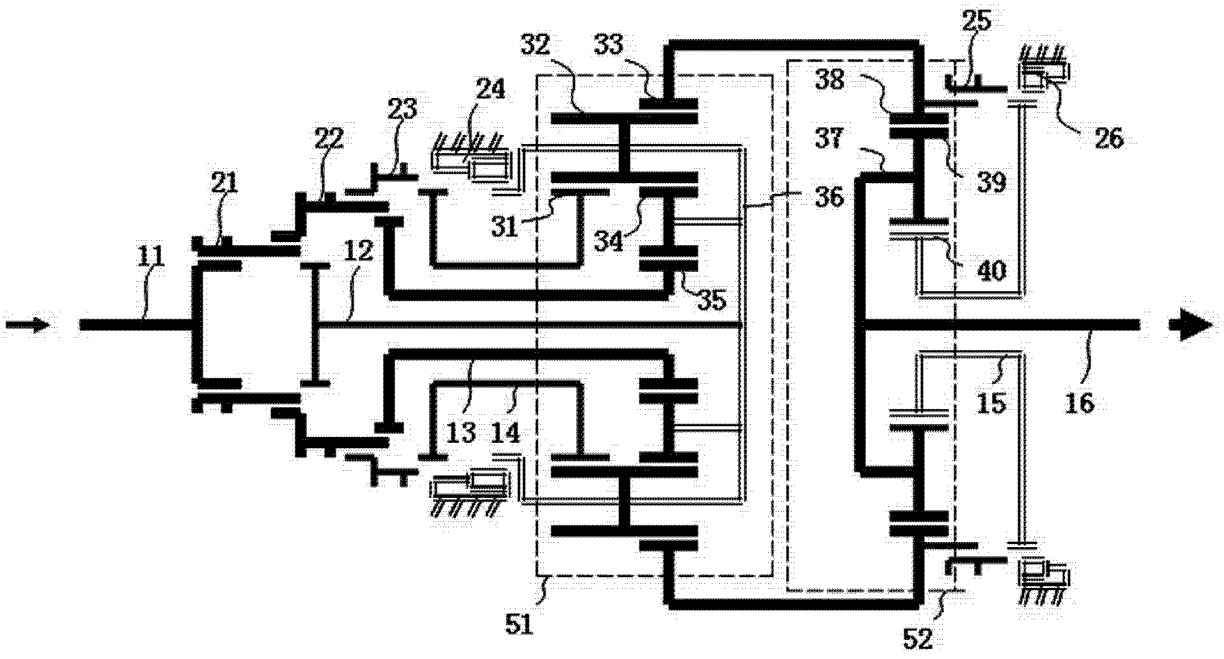

11
12
13
14
15
16
21
22
23
24
25
26
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
51
52

图 2

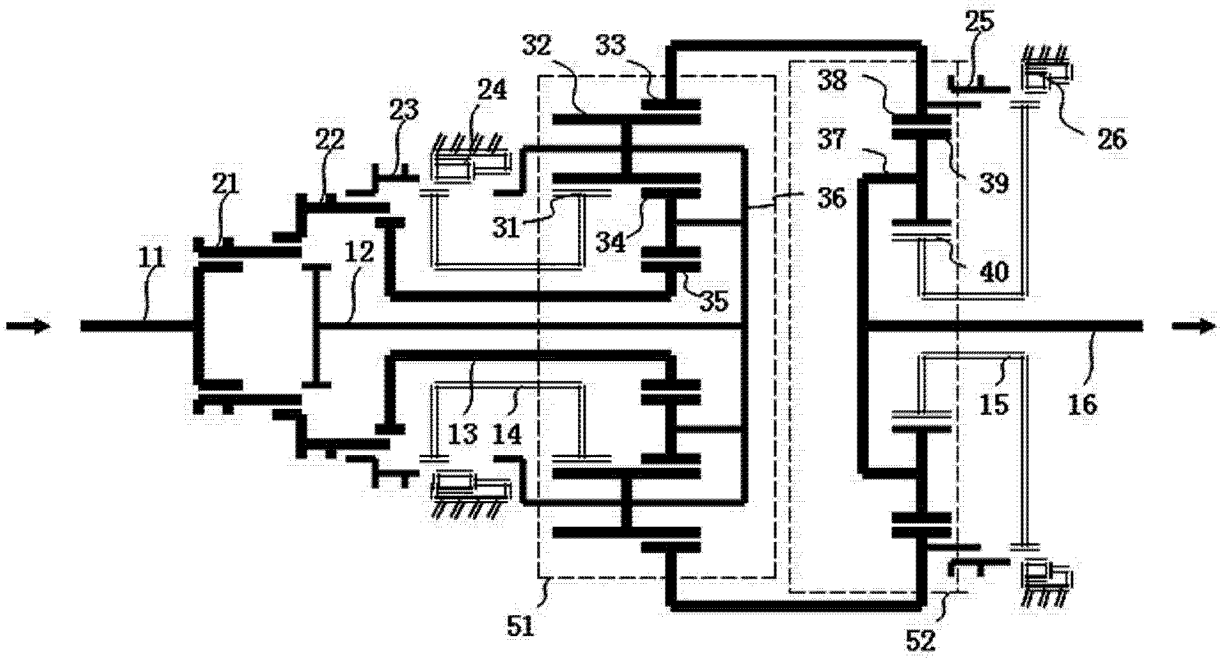

11
12
13
14
15
16
21
22
23
24
25
26
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
51
52

图 3

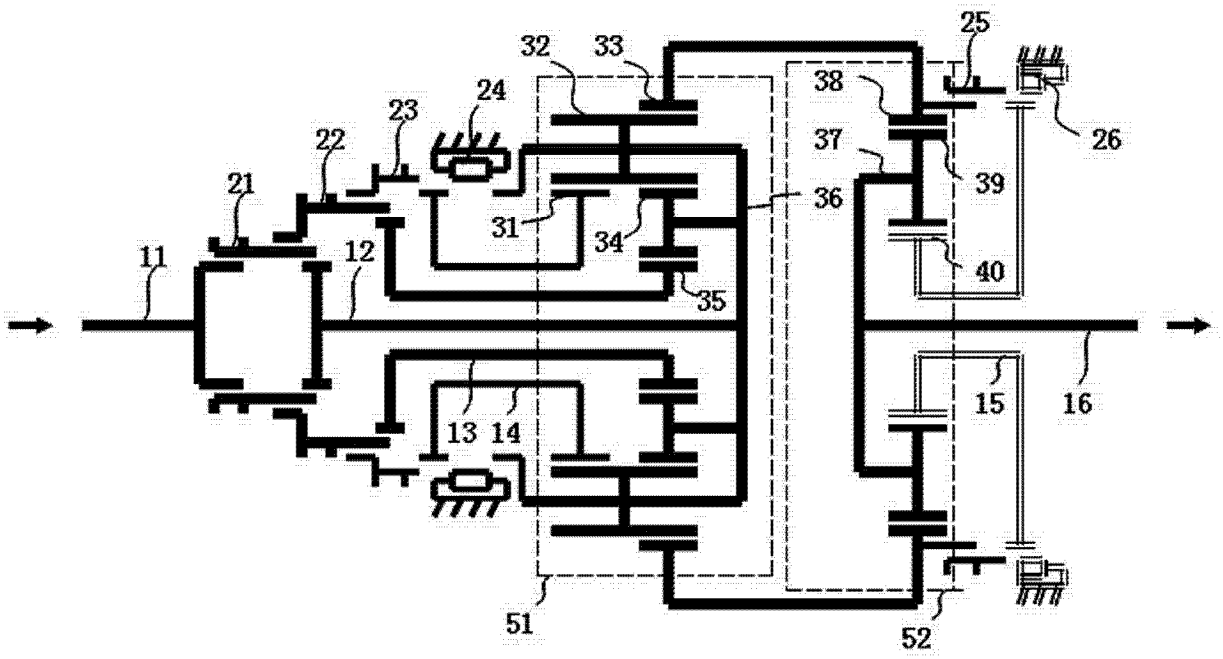

11
12
13
14
15
16
21
22
23
24
25
26
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
51
52

图 4

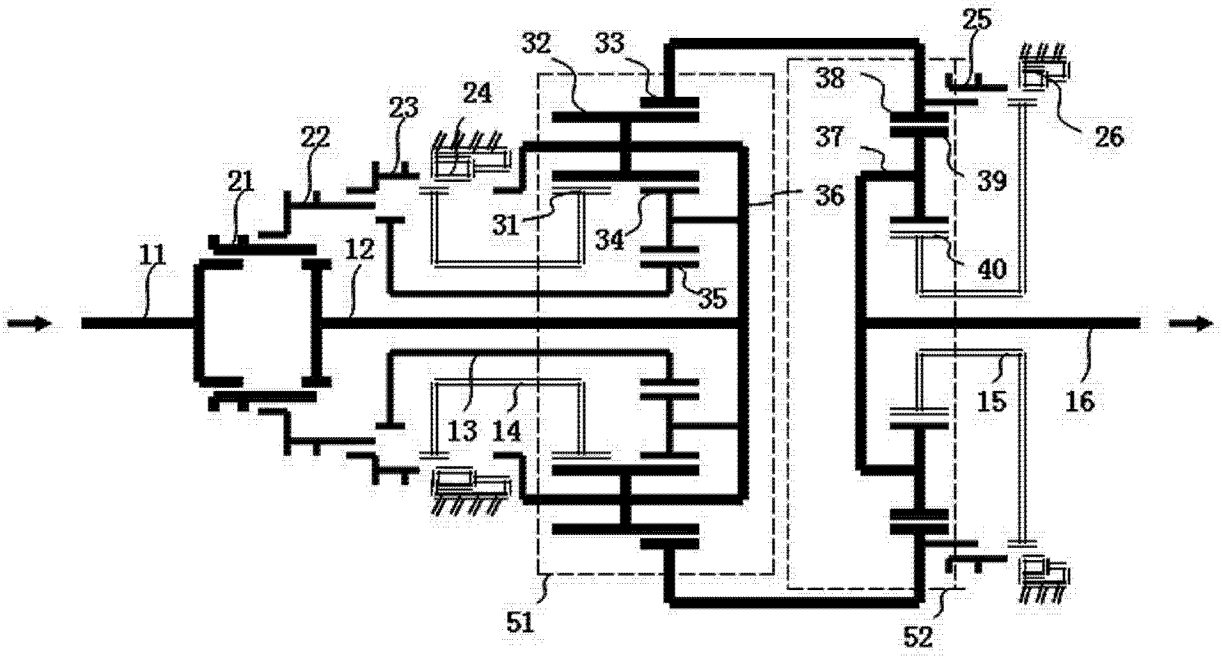

11
12
13
14
15
16
21
22
23
24
25
26
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
51
52

图 5

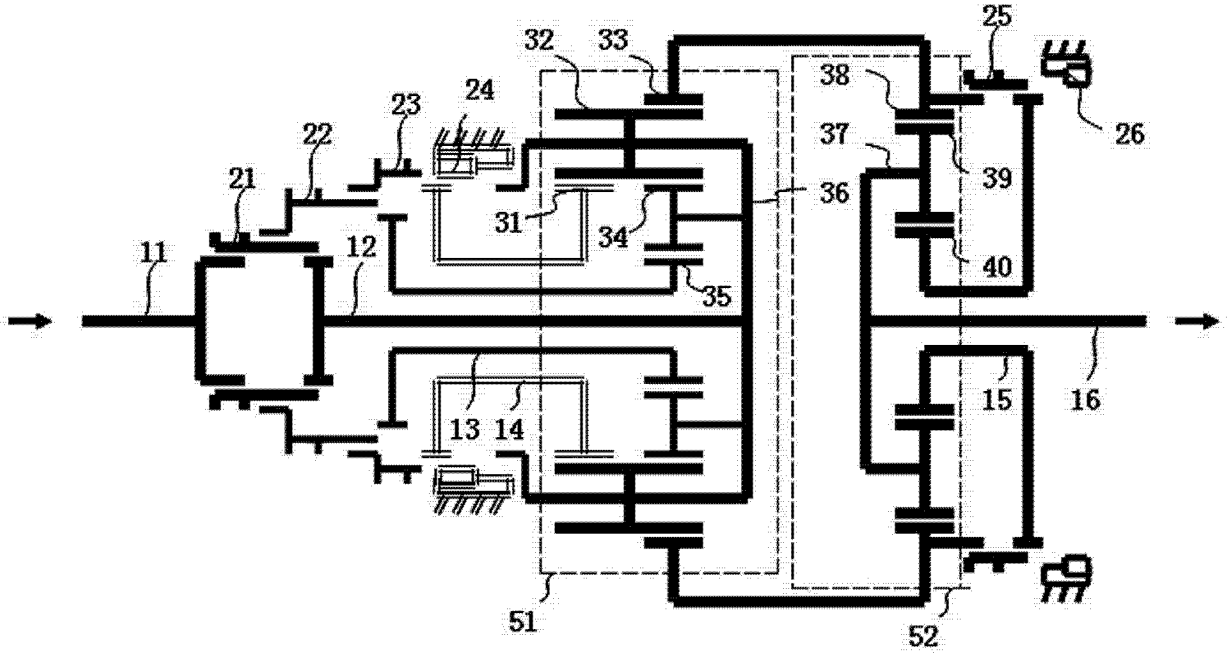

11
12
13
14
15
16
21
22
23
24
25
26
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
51
52

图 6

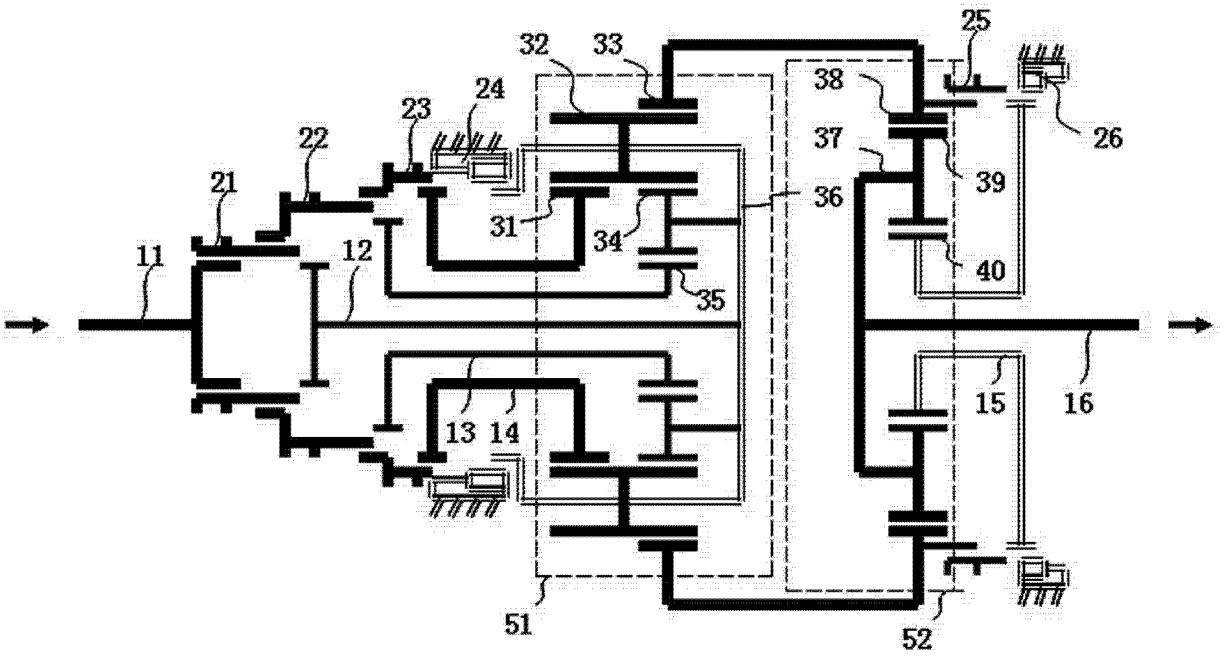


图 7

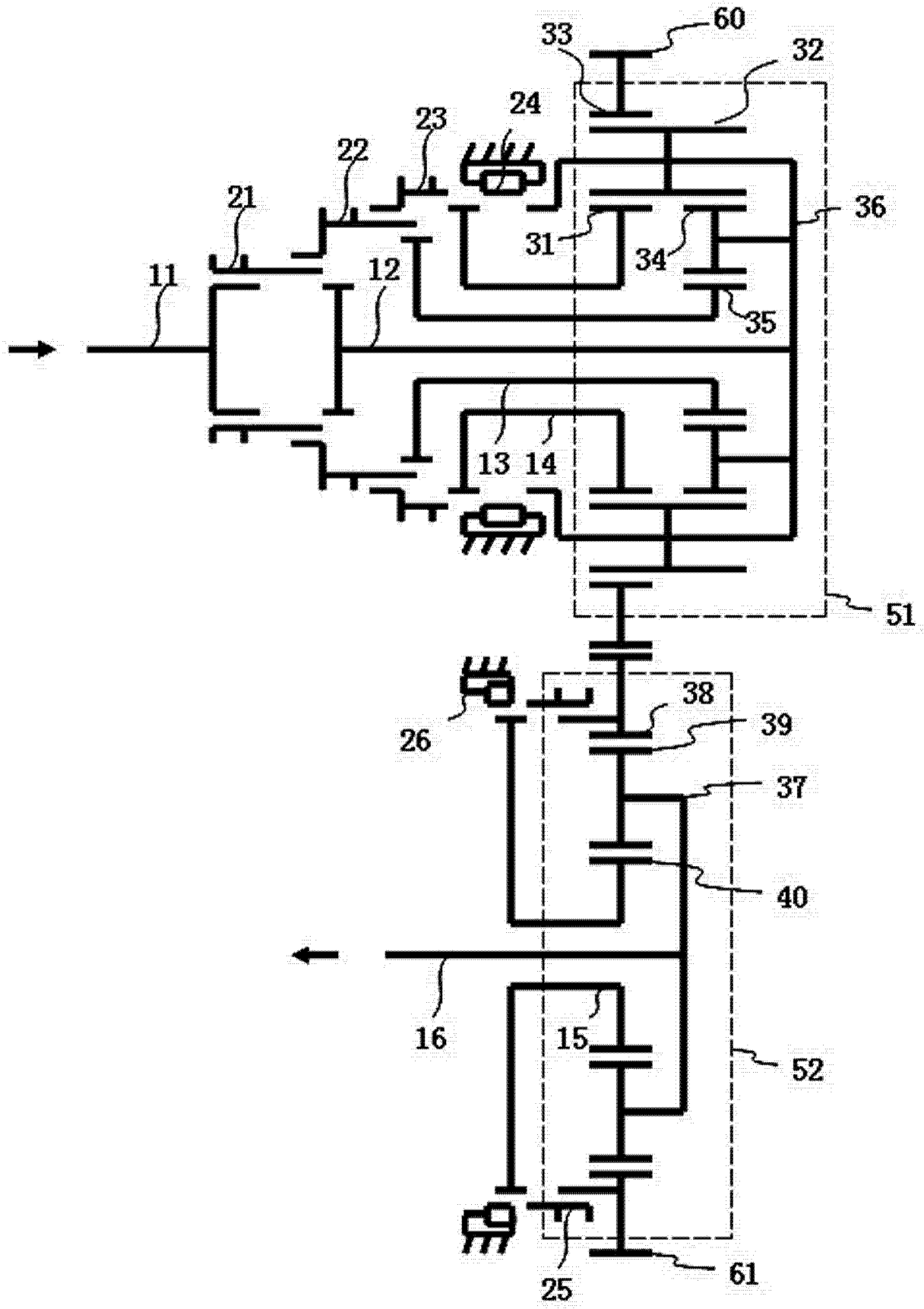

60
33
32
24
23
22
21
36
31
34
11
12
35
13
14
51
38
26
39
37
40
16
15
52
25
61

图 8