(19)国家知识产权局

(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 220332455 U
(45)授权公告日 2024.01.12

(21)申请号 202321922943.0

(22)申请日 2023.07.20

(73)专利权人 长城汽车股份有限公司
地址 071000 河北省保定市朝阳南大街2266号

(72)发明人 曹高阳 罗聪聪 王东风

(74)专利代理机构 石家庄旭昌知识产权代理事务所(特殊普通合伙) 13126
专利代理师 曹芸丽

(51)Int.Cl.
B60K 6/36(2007.10)
B60K 6/42(2007.10)
B60K 6/24(2007.10)
B60K 6/26(2007.10)
B60K 6/28(2007.10)
B60K 6/365(2007.10)
B60K 6/38(2007.10)
B60K 17/22(2006.01)
B60K 17/16(2006.01)
B60K 17/344(2006.01)
B60B 35/14(2006.01)

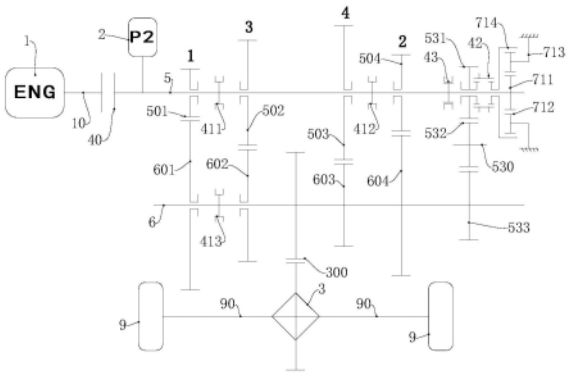
权利要求书2页 说明书11页 附图10页

(54)实用新型名称

多档变速混动总成及混动汽车

(57)摘要

本实用新型提供了一种多档变速混动总成及混动汽车。本实用新型的多档变速混动总成包括可交换地分别驱动车辆前桥和后桥的车轮的第一动力单元和第二动力单元;第一动力单元包括发动机、电机和变速器,变速器具有平行布置的输入轴和输出轴,发动机的动力输出轴通过离合器与输入轴连接,电机传动连接于输入轴上;输入轴和输出轴之间设有多组齿轮副,且变速器中设有多个动力切换装置,动力切换装置能够选择性地将某一齿轮副接入到输入轴和输出轴之间的动力路径中;第二动力单元包括与车轮的驱动轴传动相连的驱动电机。本实用新型的多档变速混动总成,提供了一种具有多模式和多挡位输出性能的混动四驱方案。



CN 220332455 U

1.一种多档变速混动总成,其特征在于:

包括可交换地分别驱动车辆前桥和后桥的车轮(9)的第一动力单元和第二动力单元;

所述第一动力单元包括发动机(1)、电机(2)和变速器,所述变速器具有平行布置的输入轴(5)和输出轴(6),所述发动机(1)的动力输出轴(10)通过离合器(40)与所述输入轴(5)连接,所述电机(2)传动连接于所述输入轴(5)上;所述输入轴(5)和所述输出轴(6)之间设有多组齿轮副,且所述变速器中设有多个动力切换装置,所述动力切换装置能够选择性地将某一所述齿轮副接入到所述输入轴(5)和所述输出轴(6)之间的动力路径中;

所述第二动力单元包括一个与所述车轮(9)的驱动轴(90)上的副差速器(85)传动相连的驱动电机(8);或者,所述第二动力单元包括对应左右两侧的所述车轮(9)的驱动轴(90)分别设置两个驱动电机(8),两所述驱动电机(8)分别与对应侧的所述驱动轴(90)传动相连。

2.根据权利要求1所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述第二动力单元包括对应左右两侧的所述车轮(9)的驱动轴(90)分别设置两个驱动电机(8),两所述驱动电机(8)分别直接设于或通过变速机构传动连接于对应侧的所述驱动轴(90)上,且两所述驱动轴(90)之间设有并联同步器(841)。

3.根据权利要求1所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述齿轮副包括沿远离所述发动机(1)的方向依次排布的第一齿轮副、第三齿轮副、第四齿轮副和第二齿轮副,且所述第一齿轮副、所述第二齿轮副、所述第三齿轮副和第四齿轮副的传动比依次渐小设置。

4.根据权利要求3所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述第一齿轮副包括套装于所述输入轴(5)上的第一主动齿轮(501)和设于所述输出轴(6)上的第一从动齿轮(601),所述第二齿轮副包括套装于所述输入轴(5)上的第二主动齿轮(502)和设于所述输出轴(6)上的第二从动齿轮(602),所述第三齿轮副包括套装于所述输入轴(5)上的第三主动齿轮(503)和设于所述输出轴(6)上的第三从动齿轮(603),所述第四齿轮副包括套装于所述输入轴(5)上的第四主动齿轮(504)和设于所述输出轴(6)上的第四从动齿轮(604);

所述动力切换装置包括设于所述第一主动齿轮(501)和所述第二主动齿轮(502)之间的第一同步器(411)、以及设于所述第三主动齿轮(503)和所述第四主动齿轮(504)之间的第二同步器(412)。

5.根据权利要求4所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述第一从动齿轮(601)和所述第二从动齿轮(602)均套装于所述输出轴(6)上,所述动力切换装置还包括设于所述第一从动齿轮(601)和所述第二从动齿轮(602)之间的第三同步器(413)。

6.根据权利要求1至5中任一项所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述输入轴(5)上设有第一行星齿轮系,且所述输入轴(5)和所述输出轴(6)之间设有副传动机构,并在所述第一行星齿轮系和所述副传动机构之间设有第一行星系同步器(42);

所述第一行星系同步器(42)用于选择性地连接所述第一行星齿轮系和所述副传动机构,以形成所述输入轴(5)和所述输出轴(6)之间的动力传递。

7.根据权利要求6所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述副传动机构包括套装于所述输入轴(5)上的第一传动齿轮(531),固装于所述输出轴(6)上的第二传动齿轮(533),以及设于所述第一传动齿轮(531)和所述第二传动齿轮(533)之间的中间齿轮(532);

所述第一行星系同步器(42)设于所述第一行星齿轮系和所述第一传动齿轮(531)之间,且所述输入轴(5)上设有用于连接所述第一传动齿轮(531)和所述输入轴(5)的倒挡同步器(43)。

8.根据权利要求7所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述第一行星齿轮系的第一太阳轮(711)设于所述输入轴(5)上;

所述第一行星系同步器(42)采用双向单边同步器,所述双向单边同步器选择性地将所述第一行星齿轮系的第一行星架(713)或第一齿圈(714)连接所述第一传动齿轮(531)。

9.根据权利要求1至5中任一项所述的多档变速混动总成,其特征在于:

所述输出轴(6)包括同轴设置的第一半轴(60)和第二半轴(61),所述第一半轴(60)接收来自所述输入轴(5)的动力传递,所述第二半轴(61)用于所述变速器的动力输出;

所述第一半轴(60)和所述第二半轴(61)之间设有第二行星齿轮系,且在所述第一半轴(60)、所述第二半轴(61)和所述第二行星齿轮系之间设有第二行星系同步器(44),所述第二行星系同步器(44)能够选择性地直接或通过所述第二行星齿轮系连接所述第一半轴(60)和所述第二半轴(61)。

10.一种混动汽车,其特征在于:

所述混动汽车采用权利要求1至9中任一项所述的多档变速混动总成。

多档变速混动总成及混动汽车

技术领域

[0001] 本实用新型涉及混动汽车技术领域,特别涉及一种多档变速混动总成。另外,本实用新型还涉及一种混动汽车。

背景技术

[0002] 传统的以发动机为动力源的车辆,对空气的污染较大,因此以电池提供动能的纯电驱动车辆得到了长足的发展。然而,受电池性能及整车行驶里程等因素的影响,纯电动车辆的发展也受到了很大限制。正因如此,混合动力车辆因其在环保节能和续航性能可靠两方面的均衡表现而发展的越来越迅速。

[0003] 混合动力车辆是一种使用多种能量来源的车辆,通常是使用液体燃料的常规发动机和使用电能的电机协同驱动车辆行驶。

[0004] 现有混合动力车辆应用的两挡混动变速器,大多用于驱动前桥,发动机的动力一般通过离合器接入变速器的输入轴,匹配的电机则与输入轴或者输出轴传动连接。发动机的动力经过输入轴和输出轴之间的两组变速传动机构实现不同传动比的挡位传动。

[0005] 现有的变速器,一般通过电机反转实现倒挡功能;由于变速器中传动机构的配置较少,发动机的动力传动路径较为单一,致使车辆在倒挡以及越野行驶时动力性能较差,而不能很好地满足使用需求。

[0006] 此外,由上述混动变速器、发动机以及电机组成的混动变速系统在纯电驱动模式及混动驱动模式下可实现的挡位较少,并且纯电模式及混动模式下的驱动力始终向前桥输出,在遇到前轮打滑时,容易出现难以脱困的问题,而遇到湿滑路面时,纯电模式及混动模式下车辆行驶的安全性也较低,致使车辆应对复杂路况的能力较差。

实用新型内容

[0007] 有鉴于此,本实用新型旨在提出一种多档变速混动总成,以提供一种具有多模式和多挡位输出性能的混动四驱方案。

[0008] 为达到上述目的,本实用新型的技术方案是这样实现的:

[0009] 一种多档变速混动总成,

[0010] 包括可交换地分别驱动车辆前桥和后桥的车轮的第一动力单元和第二动力单元;

[0011] 所述第一动力单元包括发动机、电机和变速器,所述变速器具有平行布置的输入轴和输出轴,所述发动机的动力输出轴通过离合器与所述输入轴连接,所述电机传动连接于所述输入轴上;所述输入轴和所述输出轴之间设有多组齿轮副,且所述变速器中设有多个动力切换装置,所述动力切换装置能够选择性地将某一所述齿轮副接入到所述输入轴和所述输出轴之间的动力路径中;

[0012] 所述第二动力单元包括一个与所述车轮的驱动轴上的副差速器传动相连的驱动电机;或者,所述第二动力单元包括对应左右两侧的所述车轮的驱动轴分别设置两个驱动电机,两所述驱动电机分别与对应侧的所述驱动轴传动相连。

[0013] 进一步的,所述第二动力单元包括对应左右两侧的所述车轮的驱动轴分别设置两个驱动电机,两所述驱动电机分别直接设于或通过变速机构传动连接于对应侧的所述驱动轴上,且两所述驱动轴之间设有并联同步器。

[0014] 进一步的,所述齿轮副包括沿远离所述发动机的方向依次排布的第一齿轮副、第三齿轮副、第四齿轮副和第二齿轮副,且所述第一齿轮副、所述第二齿轮副、所述副传动机构和第四齿轮副的传动比依次渐小设置。

[0015] 进一步的,所述第一齿轮副包括套装于所述输入轴上的第一主动齿轮和设于所述输出轴上的第一从动齿轮,所述第二齿轮副包括套装于所述输入轴上的第二主动齿轮和设于所述输出轴上的第二从动齿轮,所述第三齿轮副包括套装于所述输入轴上的第三主动齿轮和设于所述输出轴上的第三从动齿轮,所述第四齿轮副包括套装于所述输入轴上的第四主动齿轮和设于所述输出轴上的第四从动齿轮;所述动力切换装置包括设于所述第一主动齿轮和所述第二主动齿轮之间的第一同步器、以及设于所述第三主动齿轮和所述第四主动齿轮之间的第二同步器。

[0016] 进一步的,所述第一从动齿轮和所述第二从动齿轮均套装于所述输出轴上,所述动力切换装置还包括设于所述第一从动齿轮和所述第二从动齿轮之间的第三同步器。

[0017] 进一步的,所述输入轴上设有第一行星齿轮系,且所述输入轴和所述输出轴之间设有副传动机构,并在所述第一行星齿轮系和所述副传动机构之间设有第一行星系同步器;所述第一行星系同步器用于选择性地连接所述第一行星齿轮系和所述副传动机构,以形成所述输入轴和所述输出轴之间的动力传递。

[0018] 进一步的,所述副传动机构包括套装于所述输入轴上的第一传动齿轮,固装于所述输出轴上的第二传动齿轮,以及设于所述第一传动齿轮和所述第二传动齿轮之间的中间齿轮;所述第一行星系同步器设于所述第一行星齿轮系和所述第一传动齿轮之间,且所述输入轴上设有用于连接所述第一传动齿轮和所述输入轴的倒挡同步器。

[0019] 进一步的,所述第一行星齿轮系的第一太阳轮设于所述输入轴上;所述第一行星系同步器采用双向单边同步器,所述双向单边同步器选择性地将所述第一行星齿轮系的第一行星架或第一齿圈连接所述第一传动齿轮。

[0020] 进一步的,所述输出轴包括同轴设置的第一半轴和第二半轴,所述第一半轴接收来自所述输入轴的动力传递,所述第二半轴用于所述变速器的动力输出;所述第一半轴和所述第二半轴之间设有第二行星齿轮系,且在所述第一半轴、所述第二半轴和所述第二行星齿轮系之间设有第二行星系同步器,所述第二行星系同步器能够选择性地直接或通过所述第二行星齿轮系连接所述第一半轴和所述第二半轴。

[0021] 相对于现有技术,本实用新型具有以下优势:

[0022] 本实用新型的多档变速混动总成,第一动力单元的变速器中采用多组齿轮副,通过动力切换装置的切换控制,可实现变速器的多挡调速,有利于提升第一动力单元的变速驱动性能;电机设置在输入轴上,形成P2电机架构,可用于发电或驱动,使第一动力单元具有发动机驱动、纯电驱动、混合驱动等多种驱动模式;通过设置第一动力单元和第二动力单元,以分别驱动车辆的前桥和后桥的车轮,使车辆具备良好的四驱功能,从而提供了一种具有多模式和多挡位输出性能的混动四驱方案。

[0023] 此外,按照设定的传动比和布置顺序设置四组齿轮副,不仅是变速器具备良好的

四挡变速驱动性能,而且使各齿轮副在变速器的径向上的分布空间更为匀称。作为传动比最大的第一齿轮副靠近发动机设置,可使输入轴上承受大力矩传动力的长度更短,利于改善输入轴的自身受力状态。

[0024] 本实用新型的另一目的在于提出一种混动汽车,所述混动汽车采用本实用新型所述的多档变速混动总成。本实用新型的混动汽车具有上述的多档变速混动总成所具备的技术优势。

附图说明

[0025] 构成本实用新型的一部分的附图,是用来提供对本实用新型的进一步理解,本实用新型的示意性实施例及其说明是用于解释本实用新型,其中涉及到的前后、上下等方位词语仅用于表示相对的位置关系,均不构成对本实用新型的不当限定。在附图中:

[0026] 图1为本实用新型实施例一所述的多档变速混动总成的第一动力单元的整体结构示意图;

[0027] 图2为本实用新型实施例一所述的第一动力单元在1挡驱动状态下的动力传输路线示意图;

[0028] 图3为本实用新型实施例一所述的第一动力单元在2挡驱动状态下的动力传输路线示意图;

[0029] 图4为本实用新型实施例一所述的第一动力单元在3挡驱动状态下的动力传输路线示意图;

[0030] 图5为本实用新型实施例一所述的第一动力单元在4挡驱动状态下的动力传输路线示意图;

[0031] 图6为本实用新型实施例一所述的第一动力单元在倒挡驱动状态下的动力传输路线示意图;

[0032] 图7为本实用新型实施例一所述的第一动力单元在超低速挡驱动状态下的动力传输路线示意图;

[0033] 图8为本实用新型实施例一所述的多档变速混动总成的第二动力单元的单电机配置的结构示意图;

[0034] 图9为本实用新型实施例一所述的第二动力单元另一单电机配置的结构示意图;

[0035] 图10为本实用新型实施例一所述的第二动力单元另一单电机配置的结构示意图;

[0036] 图11为本实用新型实施例一所述的第二动力单元的双电机配置的结构示意图;

[0037] 图12为本实用新型实施例一所述的第二动力单元另一双电机配置的结构示意图;

[0038] 图13为本实用新型实施例一所述的第二动力单元另一双电机配置的结构示意图;

[0039] 图14为本实用新型实施例一所述的第二动力单元另一双电机配置的结构示意图;

[0040] 图15为本实用新型实施例一所述的第二动力单元另一双电机配置的结构示意图;

[0041] 图16为本实用新型实施例一所述的第二动力单元另一双电机配置的结构示意图;

[0042] 图17为本实用新型实施例二所述的多档变速混动总成的第一动力单元的整体结构示意图;

[0043] 图18为本实用新型实施例二所述的第一动力单元中第一半轴和第二半轴直接而同步转动情况下的动力传输路线示意图;

[0044] 图19为本实用新型实施例二所述第一半轴和第二半轴通过第二行星齿轮系传动而使第一动力单元处于超低速挡模式下的动力传输路线示意图。

[0045] 附图标记说明：

[0046] 1、发动机；10、动力输出轴；

[0047] 2、电机；

[0048] 3、差速器；300、输出齿轮；

[0049] 40、离合器；411、第一同步器；412、第二同步器；413、第三同步器；42、第一行星系同步器；43、倒挡同步器；44、第二行星系同步器；

[0050] 5、输入轴；501、第一主动齿轮；502、第二主动齿轮；503、第三主动齿轮；504、第四主动齿轮；530、倒挡中间轴；531、第一传动齿轮；532、中间齿轮；533、第二传动齿轮；

[0051] 6、输出轴；60、第一半轴；601、第一从动齿轮；602、第二从动齿轮；603、第三从动齿轮；604、第四从动齿轮；61、第二半轴；610、输入齿轮；621、第一齿轮；622、第二齿轮；

[0052] 711、第一太阳轮；712、第一行星轮；713、第一行星架；714、第一齿圈；721、第二太阳轮；722、第二行星轮；723、第二行星架；724、第二齿圈；

[0053] 8、驱动电机；800、中间轴；81、电机轴齿轮；811、第一电机轴齿轮；812、第二电机轴齿轮；

[0054] 82、驱动轴齿轮； 821、第一驱动轴齿轮； 822、第二驱动轴齿轮；

[0055] 831、第一中间轴齿轮； 832、第二中间轴齿轮； 833、第三中间轴齿轮；

[0056] 841、并联同步器； 842、变挡同步器； 85、副差速器；

[0057] 9、车轮；90、驱动轴。

具体实施方式

[0058] 需要说明的是，在不冲突的情况下，本实用新型中的实施例及实施例中的特征可以相互组合。

[0059] 在本实用新型的描述中，应当申明，若出现“上、下、左、右、前、后、内、外”等指示方位或位置关系的术语，其为基于附图所示的方位或位置关系，仅是为了便于描述本实用新型，而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造或操作，因此不能理解为对本实用新型的限制。

[0060] 此外，在本实用新型的描述中，除非另有明确的限定，术语“安装”、“相连”、“连接”、“连接件”应做广义理解。例如，连接可以是固定连接，也可以是可拆卸连接，或一体地连接；可以是机械连接，也可以是电连接；可以是直接相连，也可以通过中间媒介间接相连，亦或是两个元件内部的连通。对于本领域的普通技术人员而言，可以结合具体情况理解上述术语在本实用新型中的具体含义。在本实用新型的描述中出现的“第一、第二、甲、乙、丙、丁”等限定用语，其也仅是为了区分不同位置、归属或用途等的同类特征，以达到避免歧义、混淆的描述目的，而不能理解为指示或暗示相对重要性。

[0061] 下面将参考附图并结合实施例来详细说明本实用新型。

[0062] 实施例一

[0063] 本实施例涉及一种多档变速混动总成，提供了一种具有多模式和多挡位输出性能的混动四驱方案；其一种示例性结构如图1所示。

[0064] 整体而言,该多档变速混动总成包括可交换地分别驱动车辆前桥和后桥的车轮9的第一动力单元和第二动力单元。其中,第一动力单元包括发动机1、电机2和变速器;变速器具有平行布置的输入轴5和输出轴6,发动机1的动力输出轴10通过离合器40与输入轴5连接,电机2传动连接于输入轴5上。同时,输入轴5和输出轴6之间设有多组齿轮副,且变速器中设有多个动力切换装置,动力切换装置能够选择性地将某一齿轮副接入到输入轴5和输出轴6之间的动力路径中。第二动力单元则包括一个与车轮9的驱动轴90上的副差速器85传动相连的驱动电机8;或者,第二动力单元包括对应左右两侧的车轮9的驱动轴90分别设置两个驱动电机8,两驱动电机8分别与对应侧的驱动轴90传动相连。

[0065] 作为车辆的主动力系统,本实施例的第一动力单元以发动机1和电机2为动力源,发动机1的动力输出轴10通过离合器40连接变速器的输入轴5。同时,电机2直接设置在变速器的输入轴5上、或者传动连接于输入轴5上,形成多挡的P2电机系统架构,电机2可用作发电机或者驱动电机使用;当将电机2直接设置在输入轴5上时,则无需在电机2和输入轴5之间设置传动机构,有助于提升变速器的传动效率及结构紧凑性,并利于降低系统的整体重量和尺寸。

[0066] 如前所述的,该第一动力单元可用于驱动车辆的前桥或者后桥,在本实施例中,以驱动前桥为例进行说明。具体来说,发动机1的动力输出轴10和输入轴5之间设有离合器40,用于将两者接合或者断开。在发动机驱动模式下,离合器40接合,发动机1的动力输入到输入轴5,并通过变速后由输出轴6上的输出齿轮300输出动力至差速器3,进而带动车轮9转动。而且,由于输入轴5和输出轴6之间多组齿轮副的配置,本实施例的第一动力单元具有多个挡位,通过操控动力切换装置的连接对象,可实现各挡之间的切换。同时,电机2直接设置在变速器的输入轴5上,形成两挡的P2电机系统架构,使第一动力单元具有怠速发电、纯电驱动、发动机驱动、混合驱动等多种驱动模式。

[0067] 仍如图1所示,本实施例的齿轮副包括沿远离发动机1的方向依次排布的第一齿轮副、第三齿轮副、第四齿轮副和第二齿轮副,且第一齿轮副、第二齿轮副、第三齿轮副和第四齿轮副的传动比依次渐小设置。按照设定的传动比和布置顺序设置四组齿轮副,不仅是变速器具备良好的四挡变速驱动性能,而且使各齿轮副在变速器的径向上的分布空间更为匀称。作为传动比最大的第一齿轮副靠近发动机1设置,可使输入轴5上承受大力矩传动力的长度更短,利于改善输入轴5的自身受力状态。

[0068] 具体来说,在本实施例中,第一齿轮副包括套装于输入轴5上的第一主动齿轮501和设于输出轴6上的第一从动齿轮601,第二齿轮副包括套装于输入轴5上的第二主动齿轮502和设于输出轴6上的第二从动齿轮602,第三齿轮副包括套装于输入轴5上的第三主动齿轮503和设于输出轴6上的第三从动齿轮603,第四齿轮副包括套装于输入轴5上的第四主动齿轮504和设于输出轴6上的第四从动齿轮604。动力切换装置则包括设于第一主动齿轮501和第二主动齿轮502之间的第一同步器411、以及设于第三主动齿轮503和第四主动齿轮504之间的第二同步器412。各个齿轮副采用上述的具体布置方式,使得输入轴5上各个主动齿轮、以及输出轴6上各个从动齿轮的布置简洁规范;通过控制第一同步器411和第二同步器412的接合、断开状态,即可完成变速器的四个挡间的切换。

[0069] 同时,优选地,第一从动齿轮601和第二从动齿轮602均套装于输出轴6上,动力切换装置还包括设于第一从动齿轮601和第二从动齿轮602之间的第三同步器413。将第一从

动齿轮601和第二从动齿轮602均套装在输出轴6上,并在两者之间的输出轴6上设置第三同步器413,在车辆不采用1挡或3挡时,第三同步器413处于断开状态,与第一从动齿轮601和第二从动齿轮602均不接合,可避免第一从动齿轮601和第二从动齿轮602跟随输出轴6转动,改善变速器内非必要部件的随动情况,利于降低变速器的机械损耗。

[0070] 对于行星齿轮机构的具体设置形式,当然也有多种方案可供选择。在本实施例中,输入轴5上设有第一行星齿轮系,而且输入轴5和输出轴6之间设有副传动机构,并在第一行星齿轮系和副传动机构之间设有第一行星系同步器42;第一行星系同步器42用于选择性地连接第一行星齿轮系和副传动机构,以形成输入轴5和输出轴6之间的动力传递。通过在输入轴5上设置第一行星齿轮系,借助第一行星齿轮系稳定的传动性能和大传动比的特点,可在输入轴5和输出轴6之间实现大传动比的变速传动,从而实现变速器的超低速挡位模式输出,可改善车辆在面对越野路况时混合动力驱动系统的动力输出性能。为了便于布置,本实施例的第一行星齿轮系设于输出轴6的远离发动机1的一端。

[0071] 通过在输入轴5上设置第一行星齿轮系,并利用设置在输入轴5和输出轴6之间的副传动机构形成各齿轮副之外的动力传递路径,借助第一行星系同步器42和倒挡同步器43的配合控制,可实现输入轴5和输出轴6之间倒挡以及超低速挡的动力传输。

[0072] 此外,本实施例的副传动机构包括套装于输入轴5上的第一传动齿轮531,固装于输出轴6上的第二传动齿轮533,以及设于第一传动齿轮531和第二传动齿轮533之间的中间齿轮532;输入轴5和输出轴6之间设有倒挡中间轴530,中间齿轮532转动设置于倒挡中间轴530上。第一行星系同步器42设于第一行星齿轮系和第一传动齿轮531之间,而且输入轴5上设有位于齿轮副和第一传动齿轮531之间的倒挡同步器43,具体位于第四主动齿轮504和第一传动齿轮531之间。

[0073] 副传动机构采用上述的设置形式,可起到倒挡传动的效果。当第一行星系同步器42处于脱离状态时,第一行星齿轮系不参与传动;此刻,倒挡同步器43和第一传动齿轮531接合,输入轴5和输出轴6之间通过副传动机构实现倒挡传动模式。

[0074] 基于上述的设置情况,本实施例的第一行星齿轮系包括设于输入轴5上的第一太阳轮711、环绕第一太阳轮711设置的多个第一行星轮712、以及与各第一行星轮712均啮合相连的第一齿圈714;其中,第一齿圈714和第一行星轮712的第一行星架713两者中的其一固连于变速器的壳体上,另一与第一行星系同步器42配合。第一行星系同步器42采用双向单边同步器,双向单边同步器选择性地将第一行星架713或第一齿圈714连接第一传动齿轮531,从而实现超低速挡模式下的传动。

[0075] 在本实施例中,第一行星架713固连变速器的壳体,第一齿圈714随第一太阳轮711的转动而转动;当第一行星系同步器42接合第一齿圈714和第一传动齿轮531时,倒挡同步器43脱离第一传动齿轮531,则形成输入轴5→第一行星齿轮系→副传动机构→输出轴6的超低速挡位传动路径。倒挡同步器43和第一行星系同步器42的协同控制,能够实现副传动机构和第一行星齿轮系之间的动力通断,便捷地实现变速器倒挡和超低速挡位之间的灵活切换。显然,上述的第一行星系同步器42除了可采用双向单边同步器,也可采用双向双边同步器。

[0076] 基于上述的设置情况,在不同的驱动模式下,根据车辆挡位的需要,通过控制各同步器的接合与断开状态,可在变速器中形成不同的动力传递路径。以下结合图2至图7,就不

同挡位驱动状态的动力传递情况加以详细说明;其中,各图中的粗实线标示出了相应挡位下的动力传递路径。在此首先说明的是,在发动机驱动模式下,离合器40为接合状态,发动机1输入动力到输入轴5,电机2可以随输入轴5运转而处于发电状态,以为车辆的电池系统补充电量;在纯电驱动模式下,离合器40断开,电机2输入动力至输入轴5;在混动模式下,离合器40接合,发动机1和电机2共同输入动力至输入轴5。无论属于上述的那种驱动模式,动力均从输入轴5开始传递,故以下就各档位驱动状态下的动力传递情况,从输入轴5开始说起;发动机1、电机2以及动力输出轴10的情况由上述的不同驱动模式确定即可。

[0077] 如图2所示,在1挡驱动状态下,第一同步器411接合至第一主动齿轮501,第三同步器413接合至第一从动齿轮601,第二同步器412、第一行星系同步器42以及倒挡同步器43均处于断开状态;动力依次经过:输入轴5→第一同步器411→第一主动齿轮501→第一从动齿轮601→第三同步器413→输出轴6→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。

[0078] 如图3所示,在2挡驱动状态下,第二同步器412接合至第四主动齿轮504,第一同步器411、第三同步器413、第一行星系同步器42以及倒挡同步器43均处于断开状态;动力依次经过:输入轴5→第二同步器412→第四主动齿轮504→第四从动齿轮604→输出轴6→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。

[0079] 如图4所示,在3挡驱动状态下,第一同步器411接合至第二主动齿轮502,第三同步器413接合至第二从动齿轮602,第二同步器412、第一行星系同步器42以及倒挡同步器43均处于断开状态;动力依次经过:输入轴5→第一同步器411→第二主动齿轮502→第二从动齿轮602→第三同步器413→输出轴6→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。

[0080] 如图5所示,在4挡驱动状态下,第二同步器412接合至第三主动齿轮503,第一同步器411、第三同步器413、第一行星系同步器42以及倒挡同步器43均处于断开状态;动力依次经过:输入轴5→第二同步器412→第三主动齿轮503→第三从动齿轮603→输出轴6→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。

[0081] 如图6所示,在倒挡驱动状态下,倒挡同步器43接合第一传动齿轮531,第一行星系同步器42以及其它各同步器均处于断开状态;动力依次经过:输入轴5→倒挡同步器43→第一传动齿轮531→中间齿轮532→第二传动齿轮533→输出轴6→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。

[0082] 如图7所示,在超低挡位驱动状态下,第一行星系同步器42接合第一传动齿轮531和第一齿圈714;倒挡同步器43以及其它各同步器均处于断开状态;动力依次经过:输入轴5→第一太阳轮711→第一行星轮712→第一齿圈714→第一行星系同步器42→第一传动齿轮531→中间齿轮532→第二传动齿轮533→输出轴6→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。在该挡位下,变速器能够以极低的输出转速和极大的输出转矩输出动力,尤其适于车辆越野路况下的车辆脱困。

[0083] 综上所述,本实施例的变速器,借助行星齿轮机构稳定的传动性能和大传动比的特点,可在输入轴5和输出轴6之间实现大传动比的变速传动,从而实现多档变速混动总成发动机驱动下的超低速挡位动力输出,可增大混动汽车车轮端的扭矩输入,使混动汽车具有良好的越障和脱困能力,有助于改善混动汽车在面对越野路况时多档变速混动总成的动

力输出性能。

[0084] 同时,本实施例的多档变速混动总成包括可交换地分别驱动混动汽车前桥和后桥的车轮9的第一动力单元和第二动力单元。对于第二动力单元的设置形式,当然有多种形式;本实施例的第二动力单元的多种示例性结构分别如图8至图16所示。上述所说的可交换,系指可令第一动力单元用于驱动前桥,第二动力单元用于驱动后桥;或者两者调换位置,由第一动力单元用于驱动后桥,第二动力单元用于驱动前桥;上述的各种配置均能形成对混动汽车的四轮驱动。

[0085] 应当指出,该第二动力单元可以仅配置一台电机,也可以配置两台电机。当配置一台电机时,第二动力单元包括驱动电机8、以及设于左右两侧的车轮9的驱动轴90之间的副差速器85,驱动电机8直接或通过具有若干挡位的变速机构连接副差速器85。

[0086] 当配置一台驱动电机8时,如图8所示,驱动电机8和副差速器85可集成设置,由驱动电机8驱动副差速器85带动两侧的驱动轴90旋转。或者,如图9、图10所示,驱动电机8通过一套变速机构与两侧驱动轴90之间的副差速器85传动连接。对于变速机构的具体配置情况,可根据驱动电机8和车轮9之间的传动和变速要求灵活设置。第二动力单元采用单电机配合副差速器85的驱动方式,具有结构简单,配置电机数量少等优点,可降低第二动力单元的配置成本。

[0087] 例如,可参考图9,在驱动电机8的电机轴和副差速器85之间设置中间轴800,驱动电机8的电机轴上设置电机轴齿轮81,中间轴800上间隔设置第一中间轴齿轮831和第二中间轴齿轮832,副差速器85上设置驱动轴齿轮82;其中,电机轴齿轮81与第一中间轴齿轮831啮合相连,第二中间轴齿轮832与驱动轴齿轮82啮合相连,形成变速传动路径,可实现稳定的变速传动效果。

[0088] 再如,可参考图10,在驱动电机8的电机轴和副差速器85之间设置中间轴800,驱动电机8的电机轴上间隔设置第一电机轴齿轮811和第二电机轴齿轮812,中间轴800上间隔设置地套装第一中间轴齿轮831、第二中间轴齿轮832和第三中间轴齿轮833,副差速器85上设置驱动轴齿轮82;其中,第一电机轴齿轮811与第一中间轴齿轮831啮合相连,第二电机轴齿轮812与第二中间轴齿轮832啮合相连,第三中间轴齿轮833与驱动轴齿轮82啮合相连。此刻,在第一中间轴齿轮831和第二中间轴齿轮832之间的中间轴800上设置变挡同步器842,可切换挡位,形成该变速机构的两条不同传动比的变速传动路径,可对车轮9进行两挡的调速驱动,实现稳定的变速传动效果。

[0089] 当配置两台驱动电机8时,本实施例的第二动力单元的结构则如图11至图16所示,第二动力单元具有两个驱动电机8,两个驱动电机8分别对应左右两侧的车轮9的驱动轴90设置。两驱动电机8分别直接设于对应侧的驱动轴90上,且两驱动轴90之间设有并联同步器841。或者,两驱动电机8分别通过一组变速机构与对应侧的驱动轴90传动相连,而且两组变速机构之间设有并联同步器841;对于每一组的变速机构的具体配置情况以及并联同步器841的设置位置,可根据驱动电机8和车轮9之间的传动和变速要求灵活设置。变速机构可根据挡位变化的要求设置成一挡、两挡或多个挡位变速的形式,通过同步器实现各挡位之间的切换。

[0090] 例如,可参考图11,驱动电机8直接配置在对应侧的驱动轴90上,两驱动轴90之间设置有并联同步器841。再如,参考图12,在驱动电机8的电机轴上设置电机轴齿轮81,在对

应侧的驱动轴90上设置驱动轴齿轮82,电机轴齿轮81和驱动轴齿轮82啮合传动,形成变速机构;两组变速机构之间设置一个并联同步器841。当然,该并联同步器841可设于两个驱动轴90之间,或者设于两个驱动电机8的电机轴之间。

[0091] 再比如,可参考图13,在驱动电机8的电机轴和对应侧的驱动轴90之间设置中间轴800,驱动电机8的电机轴上设置电机轴齿轮81,中间轴800上间隔设置第一中间轴齿轮831和第二中间轴齿轮832,驱动轴90上设置驱动轴齿轮82;其中,电机轴齿轮81与第一中间轴齿轮831啮合相连,第二中间轴齿轮832与驱动轴齿轮82啮合相连,形成变速传动路径,可实现稳定的变速传动效果。并联同步器841则可设置在两组变速机构上的多处位置,例如图中所示的两个驱动电机8的电机轴之间;当然,并联同步器841也可设在两个驱动轴90之间或者两个中间轴800之间。

[0092] 或参考图14,在驱动电机8的电机轴上间隔设置第一电机轴齿轮811和第二电机轴齿轮812,对应侧的驱动轴90上间隔设置第一驱动轴齿轮821、第二驱动轴齿轮822。第一电机轴齿轮811与第一驱动轴齿轮821啮合相连,第二电机轴齿轮812与第二驱动轴齿轮822啮合相连,并联同步器841设于两侧的驱动电机8的电机轴之间;当然,并联同步器841也可设在两个驱动轴90之间。

[0093] 亦或,参考图15所示,在驱动电机8的电机轴和对应的驱动轴90之间加设中间轴800。驱动电机8的电机轴上设置间隔设置第一电机轴齿轮811和第二电机轴齿轮812,中间轴800上间隔设置套装第一中间轴齿轮831、第三中间轴齿轮833和第二中间轴齿轮832,驱动轴90上设置驱动轴齿轮82。其中,第一电机轴齿轮811与第一中间轴齿轮831啮合相连,第二电机轴齿轮812与第二中间轴齿轮832啮合相连,第三中间轴齿轮833与驱动轴齿轮82啮合相连;同时,在第一中间轴齿轮831和第二中间轴齿轮832之间的中间轴800上设置变挡同步器842,可切换挡位,形成该变速机构的两条不同传动比的变速传动路径。并联同步器841可设于两侧的驱动轴90之间;当然,并联同步器841也可设在两个驱动电机8的电机轴之间或者两个中间轴800之间。

[0094] 亦或,参考图16所示,在驱动电机8的电机轴和对应的驱动轴90之间加设中间轴800。驱动电机8的电机轴上设置电机轴齿轮81,中间轴800上间隔设置第一中间轴齿轮831、第三中间轴齿轮833和第二中间轴齿轮832,驱动轴90上间隔设置套装第一驱动轴齿轮821和第二驱动轴齿轮822。其中,电机轴齿轮81与第三中间轴齿轮833啮合相连,第一中间轴齿轮831与第一驱动轴齿轮821啮合相连,第二中间轴齿轮832与第二驱动轴齿轮822啮合相连;同时,在第一驱动轴齿轮821和第二驱动轴齿轮822之间的驱动轴90上设置变挡同步器842,可切换挡位,形成该变速机构的两条不同传动比的变速传动路径。并联同步器841可设于两侧的中间轴800之间;当然,并联同步器841也可设在两个驱动电机8的电机轴之间或者两个驱动轴90之间。

[0095] 总体来说,采用两台驱动电机8分别驱动左右两侧的车轮9,可省去副差速器85的配置;而且,通过在左右两侧的驱动轴90或者变速机构之间设置并联同步器841,不仅能够将两侧的驱动力脱开,实现差速效果,在一侧的车轮9出现恶劣路况而难以脱困时,并联同步器841也能够及时接合两侧的驱动轴90,从而将两台驱动电机8的动力联合起来传递给待脱困的车轮9,从而提升混动汽车的脱困能力。

[0096] 综上所述,本实施例的多档变速混动总成,第一动力单元的变速器中采用两组传

动机构,通过第一同步器411的切换控制,可实现变速器的两挡调速,有利于提升第一动力单元的驱动性能;通过设置第一动力单元和第二动力单元,以分别驱动混动汽车的前桥和后桥的车轮9,使混动汽车具备良好的四驱功能,从而提供了一种混动四驱方案。

[0097] 实施例二

[0098] 本实施例同样涉及一种多档变速混动总成,其第一动力单元的一种示例性结构如图17所示。对比图17和图1可知,本实施例的第一动力单元总体上可参照实施例一的第一动力单元进行配置,不同之处在于,本实施例的第一动力单元的行星齿轮机构为设于输出轴6上的第二行星齿轮系。

[0099] 应当指出,如实施例一中所述的,在输入轴5上设置第一行星齿轮系、或者如本实施例所述的在输出轴6上设置第二行星齿轮系均可使多档变速混动总成具备超低挡位输出的功能。上述的第一行星齿轮系和第二行星齿轮系当然也可以同时分别设置在输入轴5和输出轴6上,不过,优选地,任选第一行星齿轮系和第二行星齿轮系中的一种配置方案即可,本实施例仅就在输出轴6上配置第二行星齿轮系的情况进行说明。

[0100] 仍参照图17所示,本实施例的输出轴6包括同轴设置的第一半轴60和第二半轴61,第一半轴60接收来自输入轴5的动力传递,第二半轴61用于变速器的动力输出。本实施例的行星齿轮机构为设于第一半轴60和第二半轴61之间的第二行星齿轮系,并且在第一半轴60、第二半轴61和第二行星齿轮系之间设有第二行星系同步器44。第二行星系同步器44能够选择性地直接或通过第二行星齿轮系连接第一半轴60和第二半轴61。

[0101] 具体来说,在第一半轴60上固设有第一齿轮621,同时第一从动齿轮601、第二从动齿轮602和第一同步器411均设于第一半轴60上,电机2和第一半轴60传动相连。第二半轴61上固设有输入齿轮610以及输出齿轮300,通过输出齿轮300输出动力至差速器3。第二行星齿轮系包括第二太阳轮721、第二行星轮722、第二行星架723和第二齿圈724;其中,第二太阳轮721设于第一半轴60上,第二太阳轮721的周围啮合多个第二行星轮722,各第二行星轮722与第二齿圈724啮合相连,第二行星架723固设于各个第二行星轮722上。第二行星架723和第二齿圈724中的一个固连变速器的壳体,另一个上设置第二齿轮622,第二行星系同步器44选择性地将第一齿轮621或第二齿轮622连接到输入齿轮610。优选地,在本实施例中,第二齿圈724固连于变速器的壳体上,第二行星架723随第二行星轮722的转动而转动,第二齿轮622固设于第二行星架723上。

[0102] 上述的配置,便于实现超低速挡位的动力输出模式,同时也使本实施例的多档变速混动总成在各挡位驱动状态下均具有一个超低速挡位模式,从而使车辆具有良好的驾驶性能。以下结合图18和图19,就1挡驱动状态下的正常动力输出和超低速挡位动力输出的不同动力传递情况加以详细说明;其中,各图中的粗实线标示出了相应挡位下的动力传递路径。

[0103] 如图18所示,当动力传递至第一半轴60时,由于第二行星系同步器44将输入齿轮610和第一齿轮621接合,第一半轴60上的动力依次经过:第一齿轮621→第二行星系同步器44→输入齿轮610→第二半轴61→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。

[0104] 如图19所示,当动力传递至第一半轴60时,由于第二行星系同步器44将输入齿轮610和第二齿轮622接合,第一半轴60上的动力依次经过:第二太阳轮721→第二行星轮722

→第二行星架723→第二齿轮622→第二行星系同步器44→输入齿轮610→第二半轴61→输出齿轮300→差速器3→驱动轴90,从而驱动车轮9转动。

[0105] 可见,本实施例的多档变速混动总成同样能够实现超低速挡位模式输出,可增大车辆车轮端的扭矩输入,使车辆具有良好的越障和脱困能力有助于改善车辆在面对越野路况时混动变速器的动力输出性能。

[0106] 综上所述,本实施例的多档变速混动总成,第一动力单元的变速器中采用多组齿轮副,通过动力切换装置的切换控制,可实现变速器的多挡调速,有利于提升第一动力单元的变速驱动性能;电机2设置在输入轴5上,形成P2电机架构,可用于发电或驱动,使第一动力单元具有发动机驱动、纯电驱动、混合驱动等多种驱动模式;通过设置第一动力单元和第二动力单元,以分别驱动车辆的前桥和后桥的车轮9,使车辆具备良好的四驱功能,从而提供了一种具有多模式和多挡位输出性能的混动四驱方案。

[0107] 实施例三

[0108] 本实施例涉及一种混动汽车,该车辆采用实施例一或二所提供的多档变速混动总成,具有上述的多档变速混动总成所具备的技术优势;不仅具有良好的大扭矩动力输出特点,并具有良好的四驱功能,可大大提升车辆面对复杂路况时的脱困能力。

[0109] 以上所述仅为本实用新型的较佳实施例而已,并不用以限制本实用新型,凡在本实用新型的精神和原则之内,所作的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本实用新型的保护范围之内。

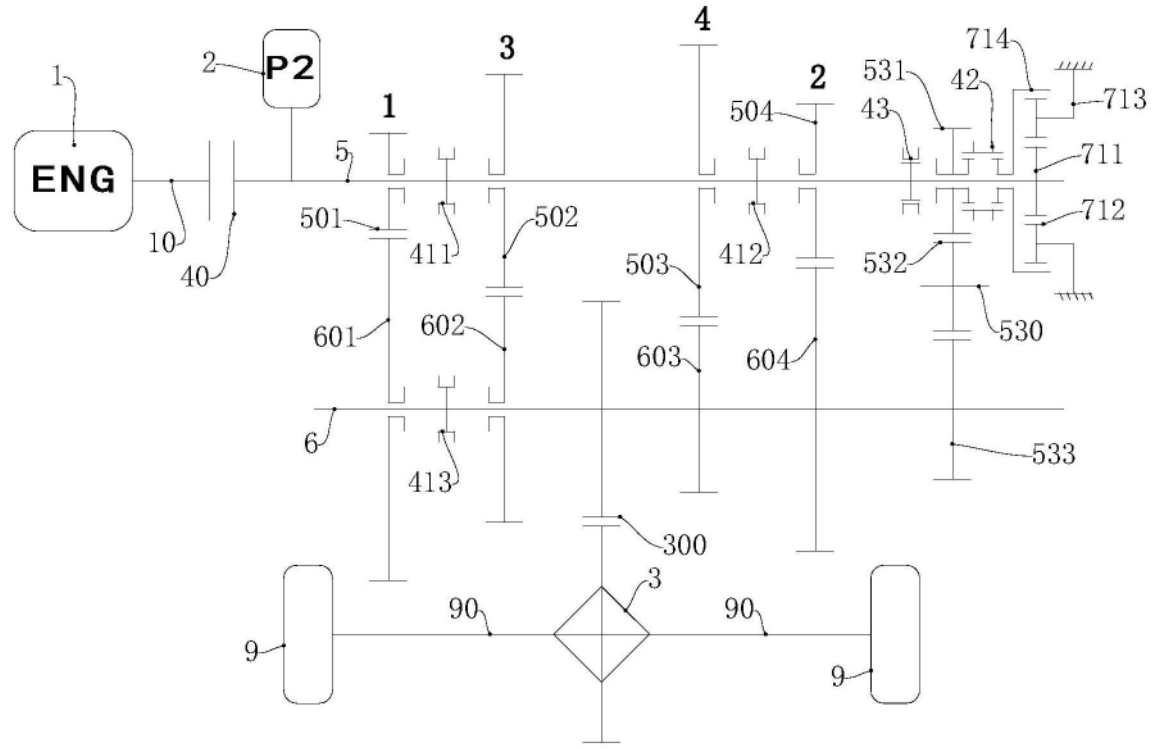

ENG
P2
1
2
3
4
5
6
10
40
501
502
411
412
503
504
601
602
603
604
413
300
90
9
531
532
533
530
42
43
711
712
713
714

图1

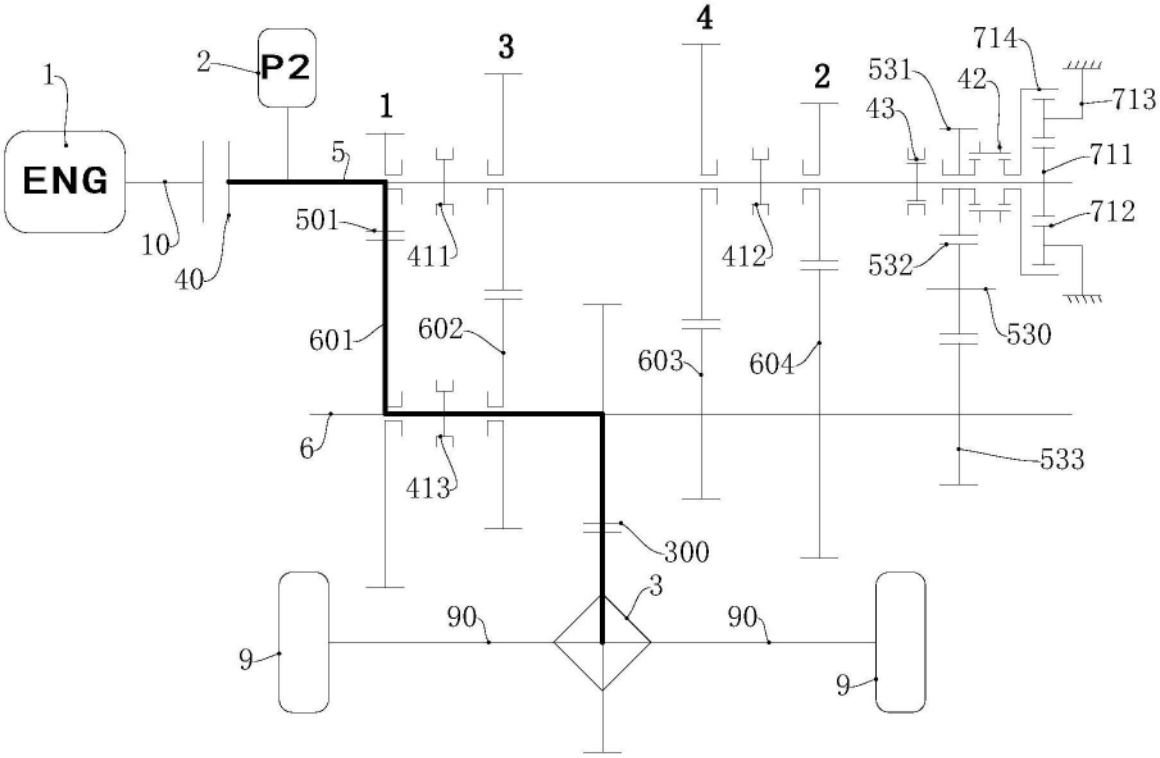

ENG
P2
1
2
3
4
5
6
10
40
501
411
412
601
602
603
604
413
300
90
9
531
532
533
530
42
43
711
712
713
714

图2

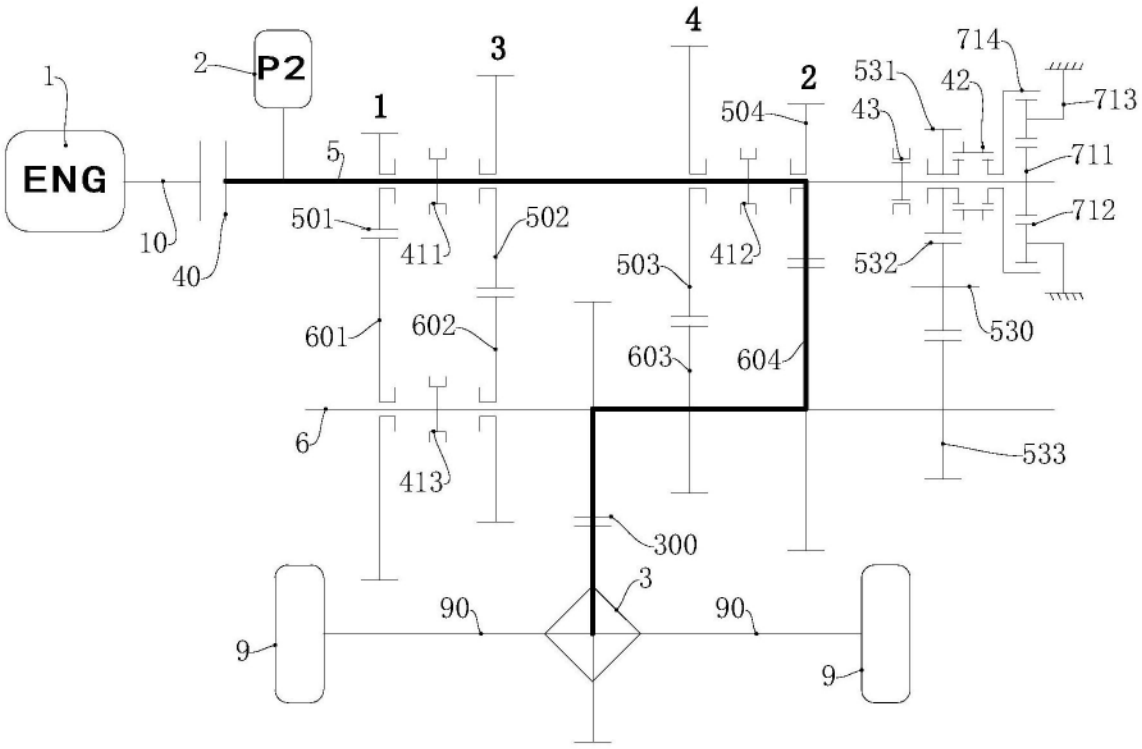

ENG
P2
1
2
3
4
5
6
10
40
501
502
503
504
411
412
413
601
602
603
604
42
43
531
532
533
530
711
712
713
714
300
90
9

图3

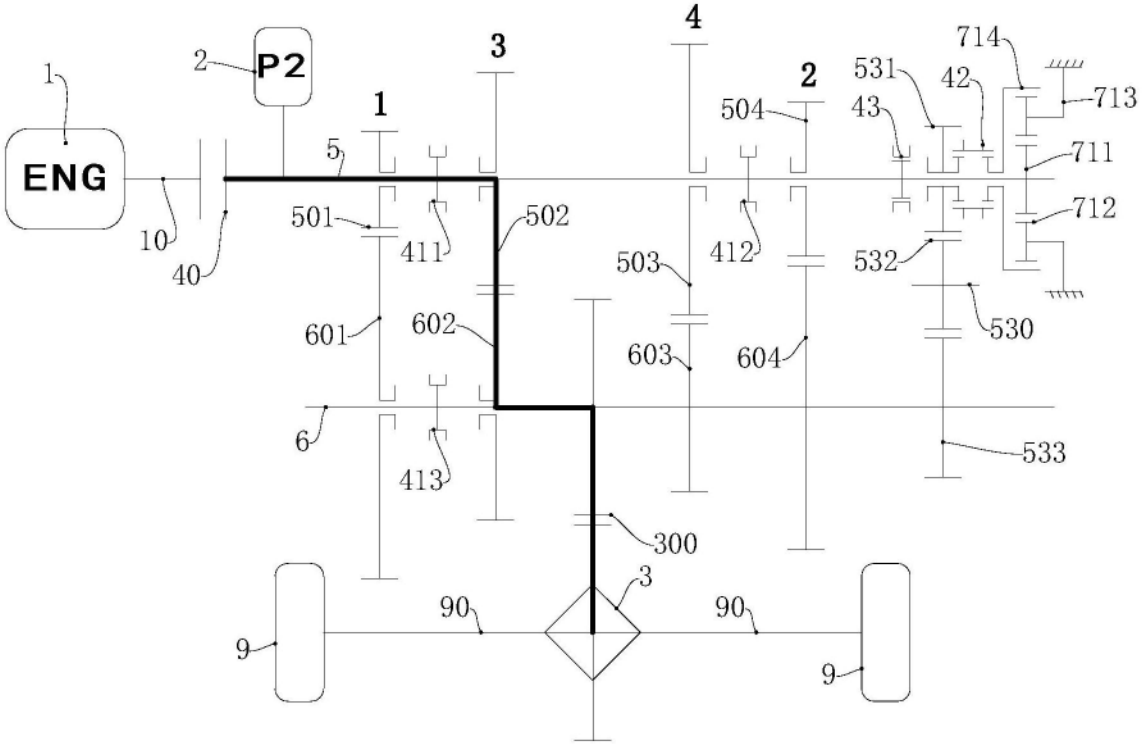

ENG
P2
1
2
3
4
5
6
10
40
501
502
503
504
411
412
413
601
602
603
604
42
43
531
532
533
530
711
712
713
714
300
90
9

图4

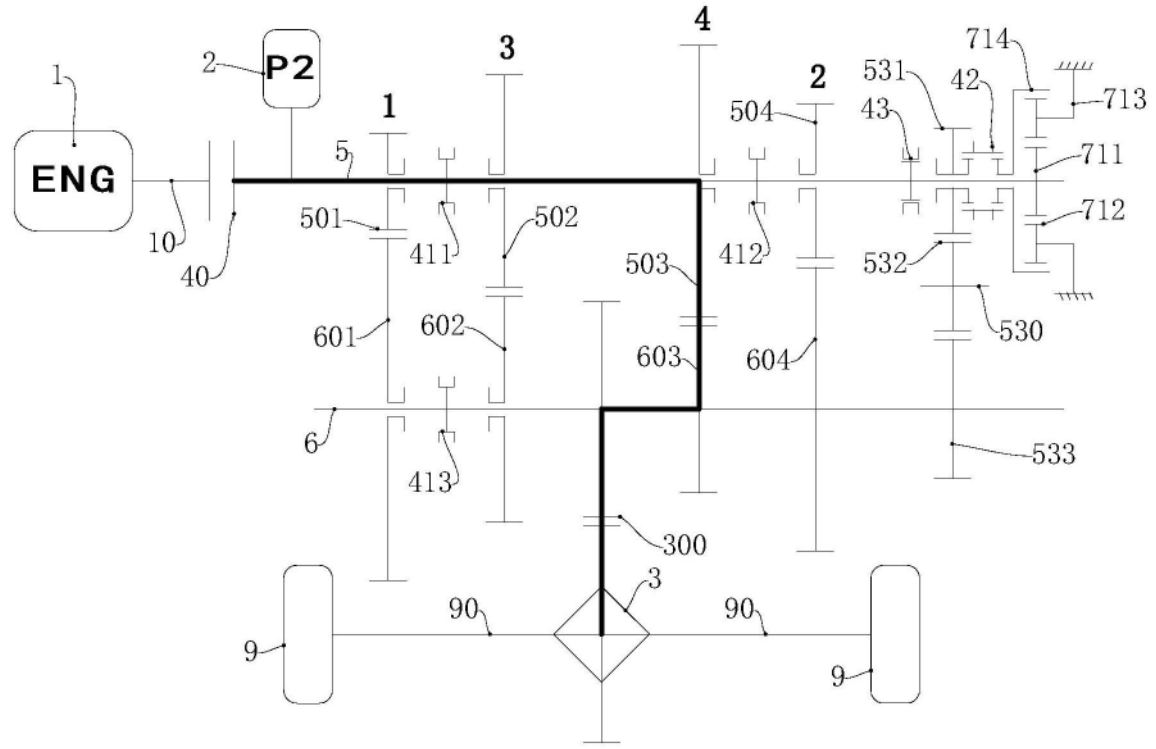

ENG
P2
1
2
3
4
5
6
9
10
40
501
502
503
504
411
412
413
531
532
533
42
43
530
601
602
603
604
711
712
713
714
300
90

图5

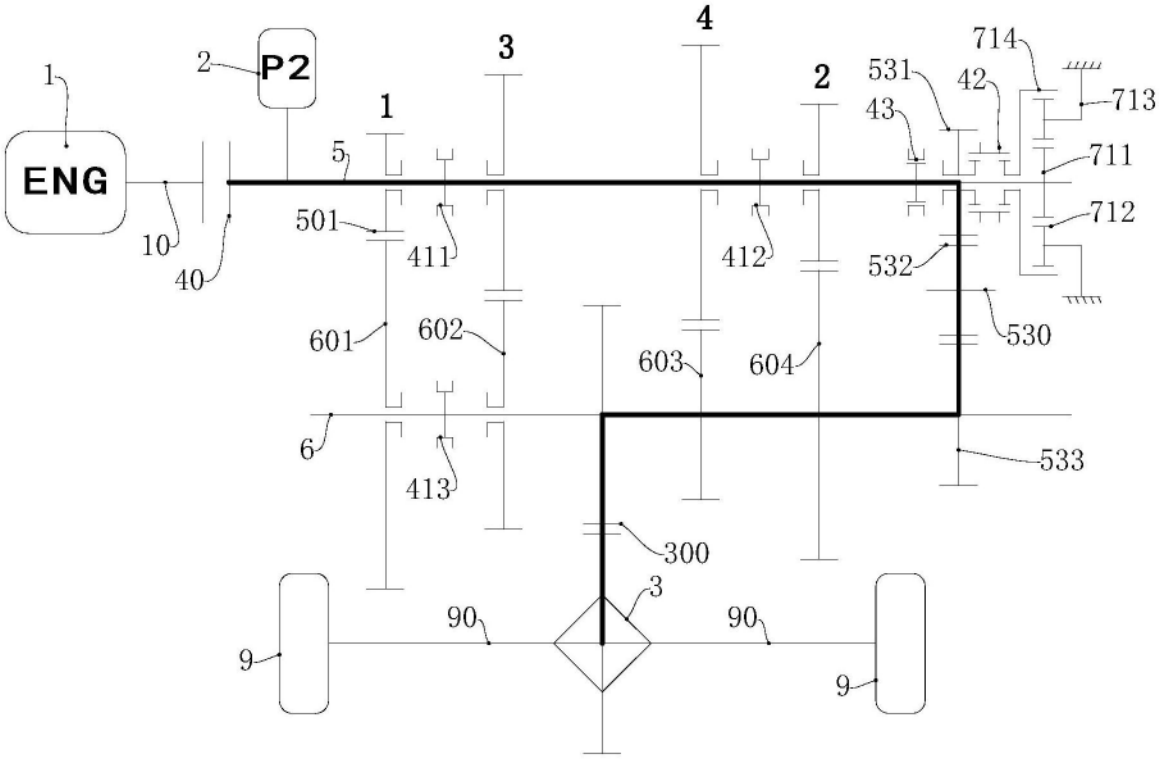

ENG
P2
1
2
3
4
5
6
9
10
40
501
411
412
413
531
532
533
42
43
530
601
602
603
604
711
712
713
714
300
90

图6

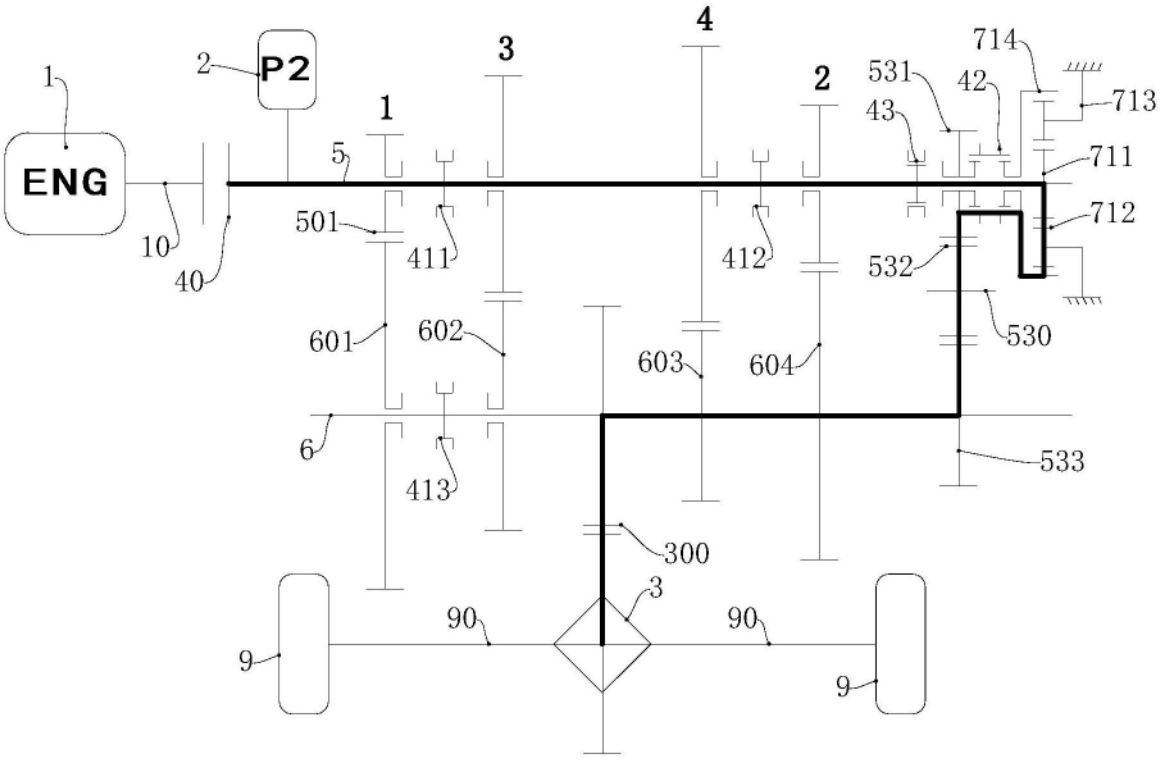

ENG
P2
1
2
3
4
5
6
10
40
501
411
412
601
602
603
604
413
300
3
90
90
9
9
531
42
43
714
713
711
712
532
530
533

图7

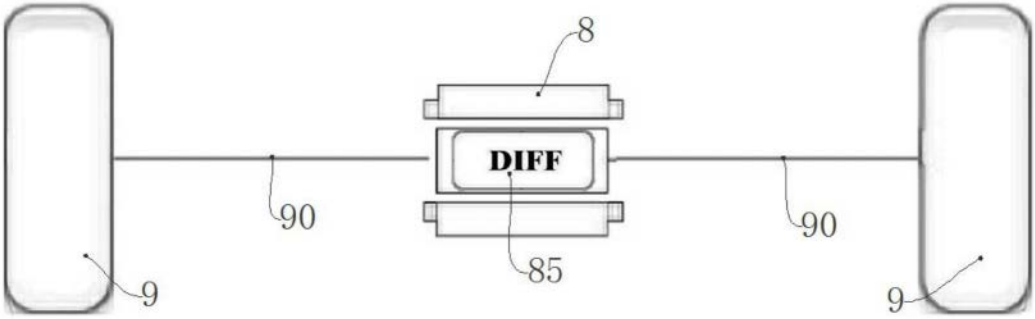

8
DIFF
85
90
90
9
9

图8

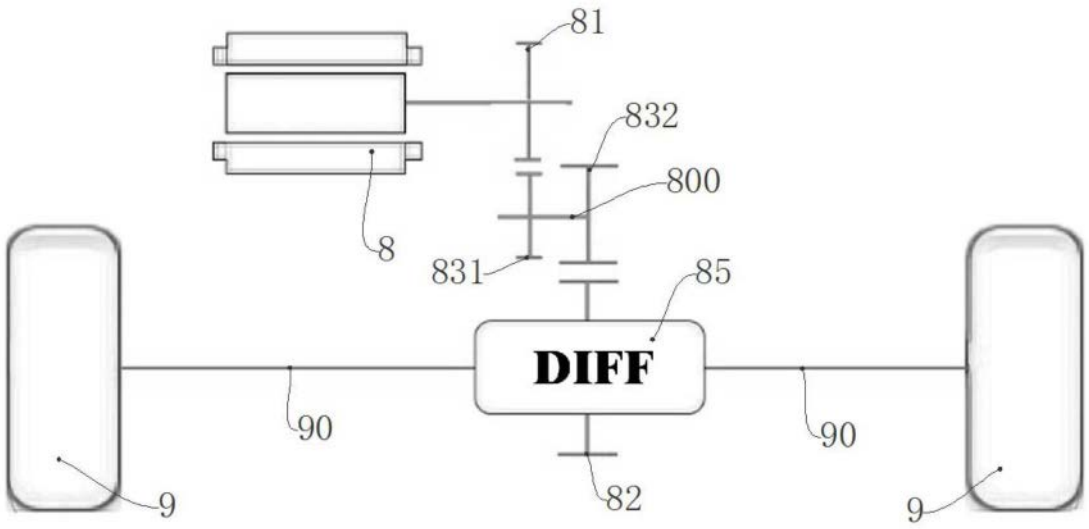

81
832
800
8
831
85
DIFF
90
90
9
82
9

图9

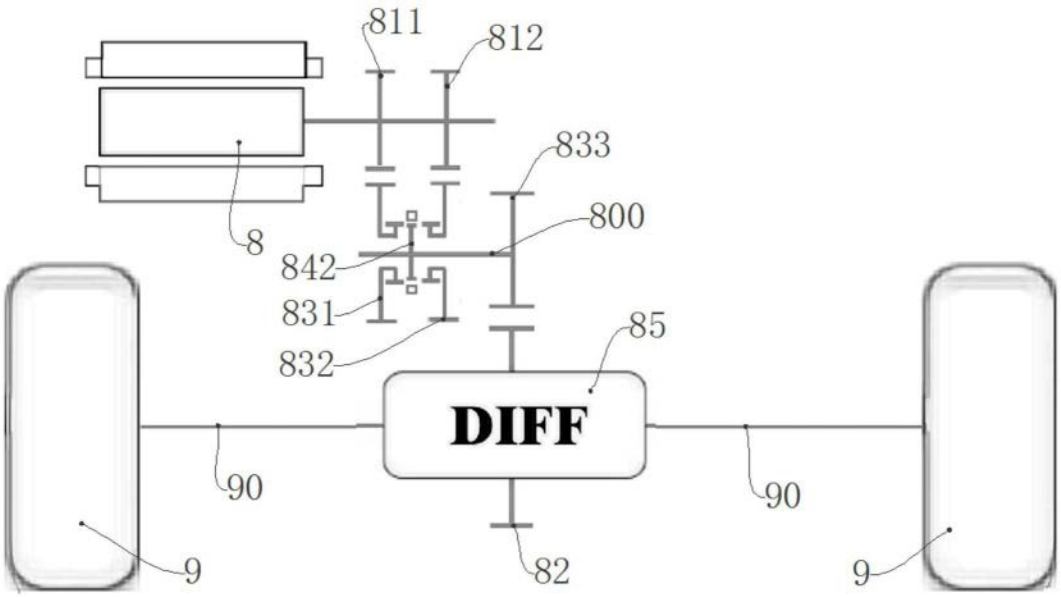

811
812
833
8
800
842
831
832
85
DIFF
90
90
9
82
9

图10

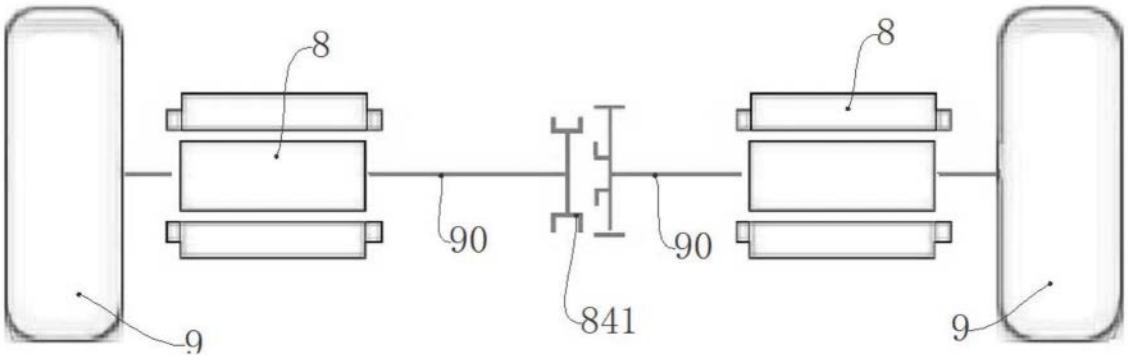

8
8
90
90
841
9
9

图11

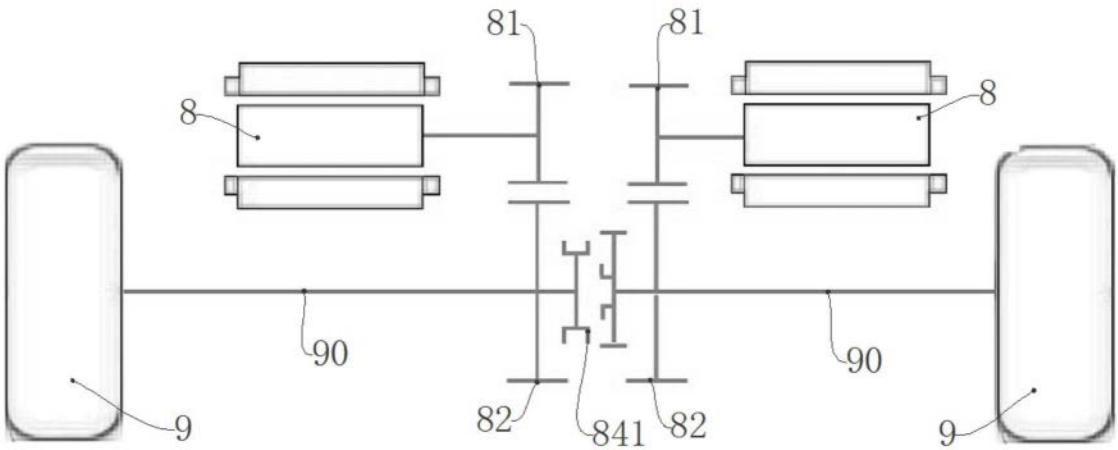

81
81
8
8
90
90
82
841
82
9
9

图12

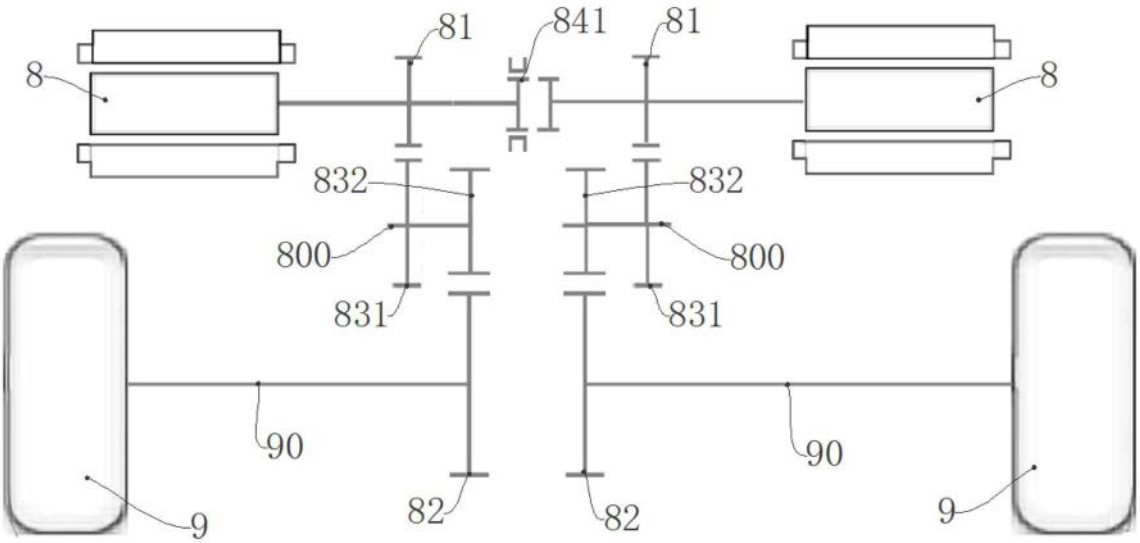

81
841
81
8
8
832
832
800
800
831
831
90
90
82
82
9
9

图13

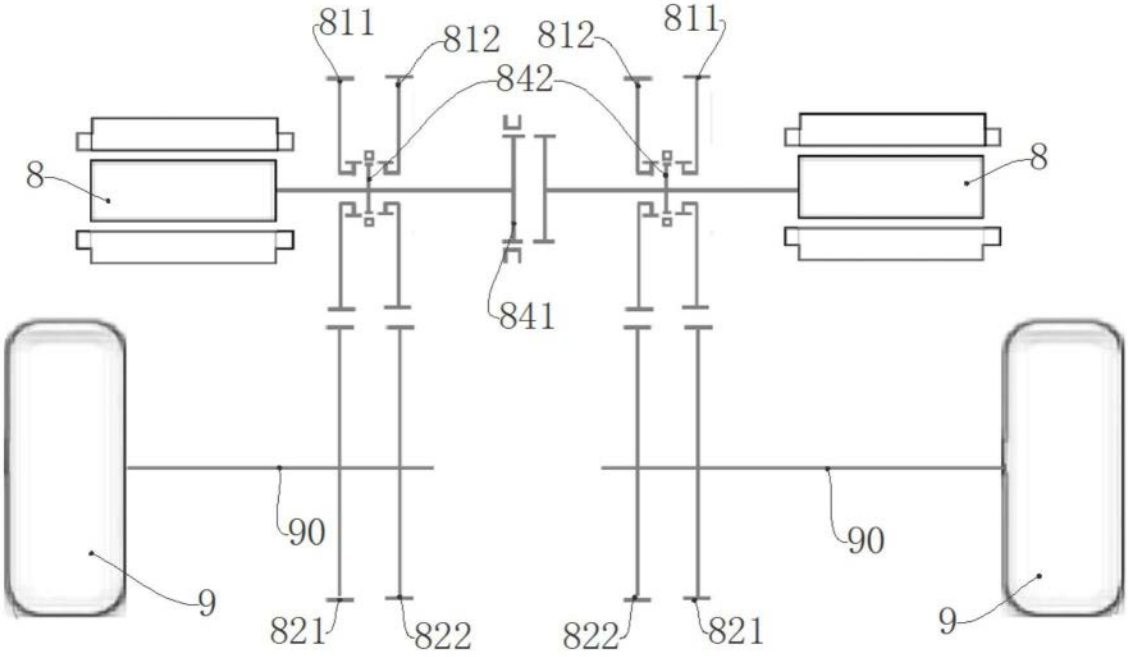

811
812
812
811
842
8
8
841
90
90
9
9
821
822
822
821

图14

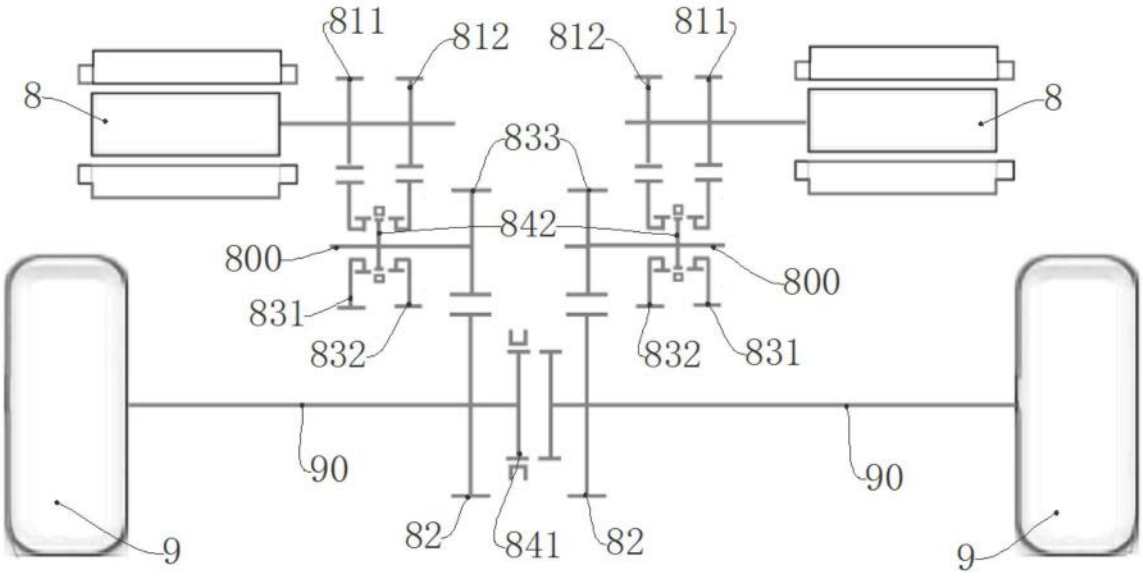

811
812
812
811
8
8
833
842
800
800
831
832
832
831
90
90
82
841
82
9
9

图15

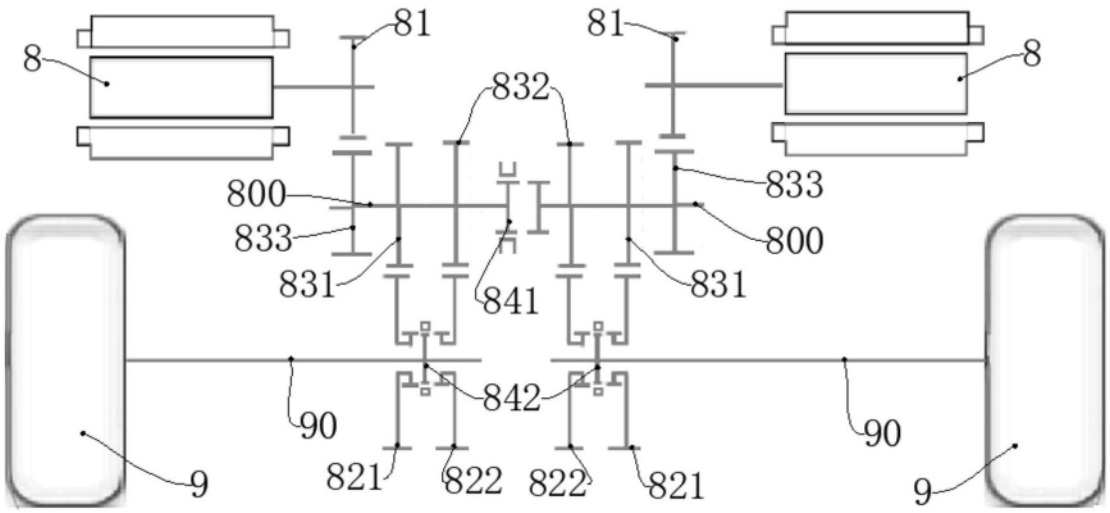

81
81
8
8
832
833
800
800
833
831
831
841
842
90
90
821
822
822
821
9
9

图16

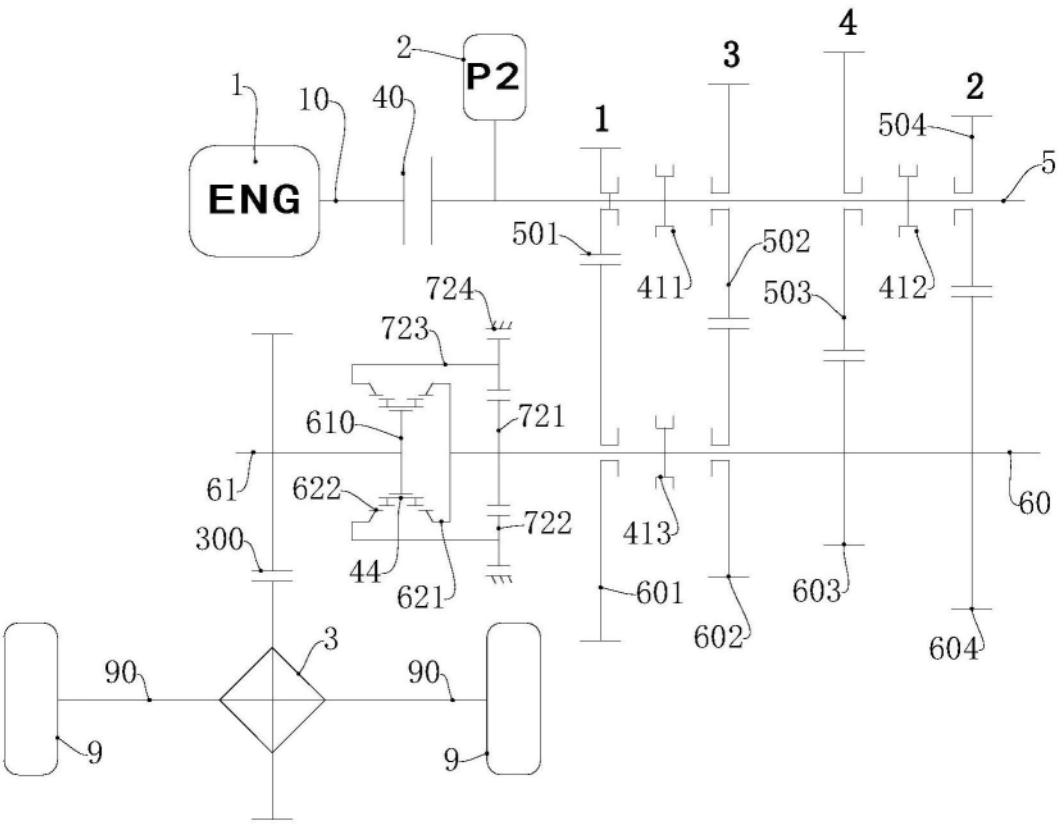

2
P2
1
10
40
ENG
1
3
4
2
504
5
501
411
502
503
412
724
723
721
610
61
622
722
300
44
621
413
601
603
602
604
60
3
90
90
9
9

图17

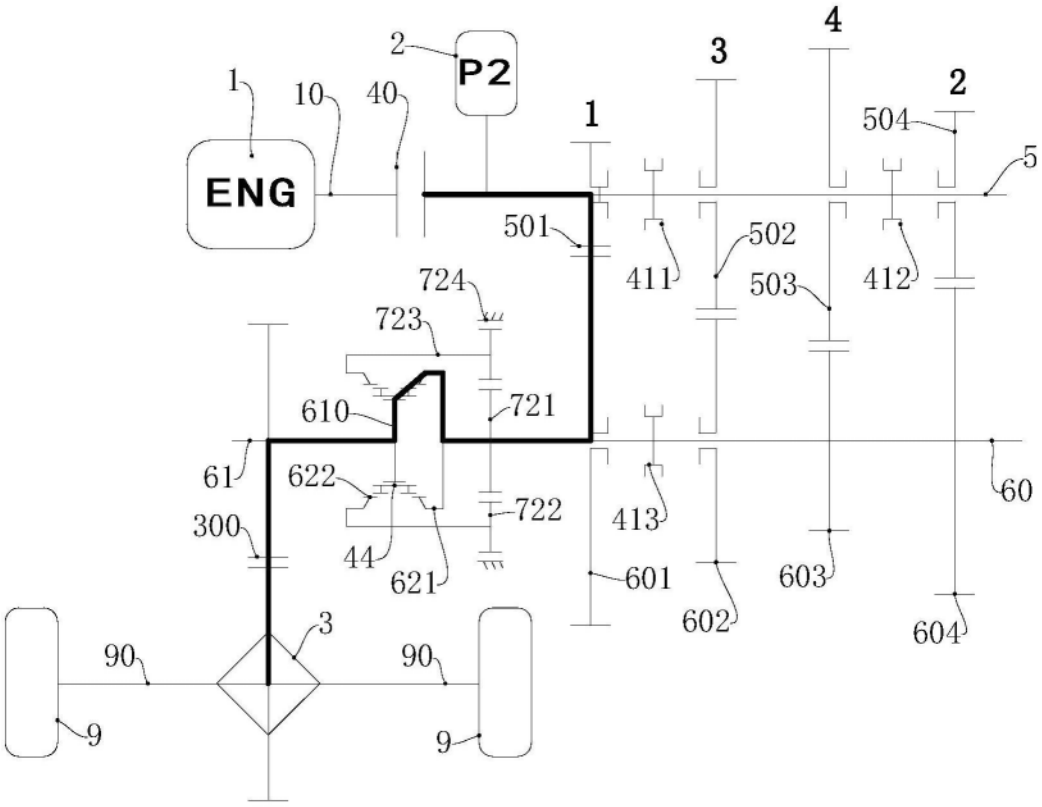

ENG
P2
1
2
3
4
2
1
10
40
504
5
501
411
502
503
412
724
723
610
721
61
622
722
60
300
44
621
413
601
603
602
604
3
90
90
9
9

图18

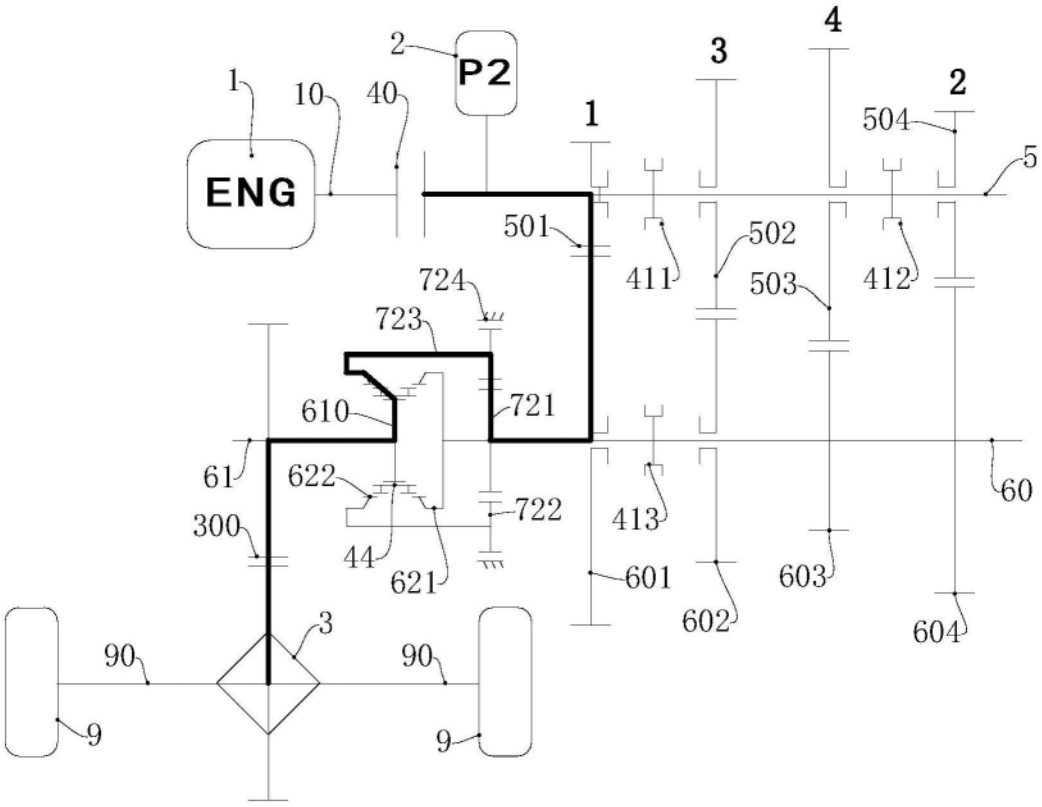

ENG
P2
1
2
3
4
2
1
10
40
504
5
501
411
502
503
412
724
723
610
721
61
622
722
413
60
300
44
621
601
603
602
604
3
90
90
9
9

图19