(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国 际 局

(43) 国际公布日
2018 年 1 月 4 日 (04.01.2018)

WIPO | PCT

(10) 国际公布号
WO 2018/000960 A1

(51) 国际专利分类号:
B60K 6/36 (2007.01) *B60K 17/08* (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2017/084025

(22) 国际申请日: 2017 年 5 月 11 日 (11.05.2017)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:
201610506358.0 2016年6月29日 (29.06.2016) CN

(71) 申请人: 比亚迪股份有限公司 (BYD COMPANY LIMITED) [CN/CN]; 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。

(72) 发明人: 廉玉波 (LIAN, Yubo); 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。 凌和平 (LING, Heping); 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。 翟震 (ZHAI, Zhen); 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。 徐友彬 (XU, Youbin); 中国广东省深圳市坪山新区比亚迪路3009号, Guangdong 518118 (CN)。

(74) 代理人: 北京清亦华知识产权代理事务所 (普通合伙) (TSINGYIHUA INTELLECTUAL PROPERTY LLC); 中国北京市海淀区清华园清华大学照澜院商业楼301室, Beijing 100084 (CN)。

(81) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB,

(54) **Title:** POWER DRIVE SYSTEM AND VEHICLE

(54) **发明名称:** 动力驱动系统和车辆

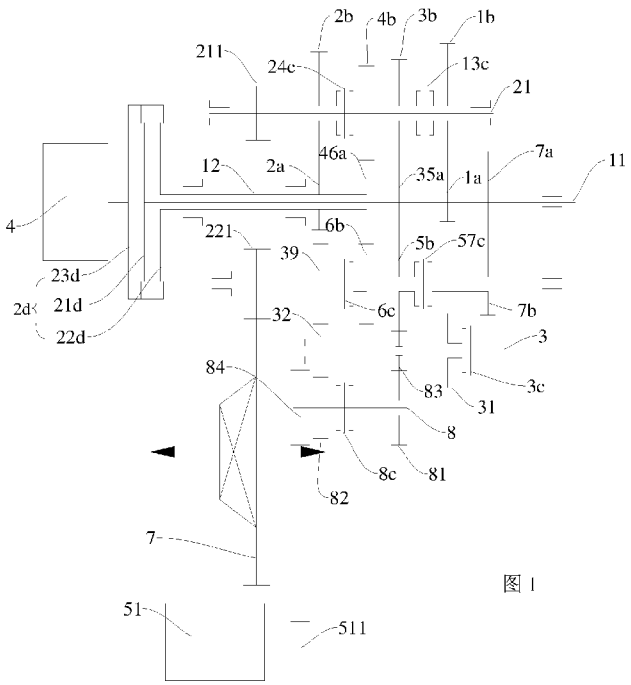


图 1

(57) **Abstract:** A power drive system and a vehicle, the power drive system (100) comprising: an engine (4); a plurality of input shafts (11, 12), the engine (4) selectively engaging output shafts (21, 22), a gear driving gear being arranged on each input shaft; a plurality of output shafts (21, 22), a gear driven gear being arranged on each output shaft (21, 22); a reverse gear shaft (3), a reverse gear shaft first gear (31) engaged with a gear driving gear being sleeved over the reverse gear shaft (3); a reverse gear output gear (39), the reverse gear output gear (39) being linked to the reverse gear shaft (3); a motor power shaft (8), a motor power shaft first and second gear (81,

WO 2018/000960 A1

[见续页]

GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国(除另有指明，要求每一种可提供的地区保护)：ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

82) being sleeved over the motor power shaft (8), the motor power shaft first and second gear (81, 82) both being arranged to engage the motor power shaft (8), the motor power shaft first gear (81) being linked to a gear driven gear, and the motor power shaft second gear (82) being linked to the reverse gear shaft (3); and a first electric powered generator (51), the first electric powered generator (51) being arranged to link to the reverse gear shaft (8).

(57) 摘要：一种动力驱动系统和车辆，动力驱动系统（100）包括：发动机（4）；多个输入轴（11，12），发动机（4）选择性地接合输出轴（21，22），每个输入轴上设置有挡位主动齿轮；多个输出轴（21，22），每个输出轴（21，22）上设置有从动齿轮，倒挡轴（3），倒挡轴（3）上空套设置有与一个挡位主动齿轮啮合的倒挡轴第一齿轮（31）；倒挡输出齿轮（39），倒挡输出齿轮（39）与倒挡轴（3）联动；电机动力轴（8），电机动力轴（8）上空套有电机动力轴第一至第二齿轮（81，82），电机动力轴第一至第二齿轮（81，82）均设置成可接合电机动力轴（8），电机动力轴第一齿轮（81）与挡位从动齿轮联动，电机动力轴第二齿轮（82）与倒挡轴（3）联动；第一电动发电机（51），第一电动发电机（51）与电机动力轴（8）联动。

动力驱动系统和车辆

技术领域

本公开涉及汽车技术领域，尤其涉及一种动力驱动系统和车辆。

背景技术

随着能源的不断消耗，新能源车型的开发和利用已逐渐成为一种趋势。作为新能源车型中的一种，混合动力汽车通过发动机和/或电机进行驱动，具有多种驱动模式，从而可以改善传动效率和燃油经济性。

但是，发明人所了解的相关技术中，混合动力汽车中的变速器一般结构复杂，传动模式少，而且在纯电动模式下，传动效率偏低。

发明内容

本公开旨在至少在一定程度上解决相关技术中的技术问题之一。为此，本公开提出一种动力驱动系统，该动力驱动系统的纯电动模式传动效率高，而且驱动模式多。

本公开还提出了一种车辆。

根据本公开的车辆的动力驱动系统，包括：发动机；多个输入轴，所述发动机设置成可选择性地接合所述多个输入轴中的至少一个，每个所述输入轴上设置有挡位主动齿轮；多个输出轴，每个所述输出轴上设置有挡位从动齿轮，多个所述挡位从动齿轮与多个所述挡位主动齿轮对应地啮合；倒挡轴，所述倒挡轴上空套设置有能够接合所述倒挡轴的倒挡轴第一齿轮，所述倒挡轴第一齿轮与其中一个挡位主动齿轮啮合；倒挡输出齿轮，所述倒挡输出齿轮与所述倒挡轴联动；电机动力轴，所述电机动力轴上空套设置有电机动力轴第一齿轮和电机动力轴第二齿轮，所述电机动力轴第一齿轮和所述电机动力轴第二齿轮中的每一个均设置成可接合所述电机动力轴，所述电机动力轴第一齿轮与其中一个挡位从动齿轮联动，所述电机动力轴第二齿轮与所述倒挡轴联动；以及第一电动发电机，所述第一电动发电机设置成与所述电机动力轴联动。

根据本公开实施例的动力驱动系统，第一电动发电机具有很高的传动效率，而且可以避免传统动力驱动系统中需要经过变速器中复杂的换挡和传动链才可以实现纯电动模式的问题，这样纯电动模式传动所需部件少，传动过程可靠，传动效率高。而且动力驱动系统驱动模式多，控制逻辑简单。

另外，根据本公开的动力驱动系统还可以具有以下附加技术特征：

在本公开的一些示例中，所述动力驱动系统还包括：倒挡轴第一同步器，所述倒挡轴第一同步器用于接合所述倒挡轴与所述倒挡轴第一齿轮。

在本公开的一些示例中，所述倒挡输出齿轮固定在其中一个输出轴上。

在本公开的一些示例中，所述电机动力轴上设置有电机动力轴同步器，所述电机动力轴同步器位于所述电机动力轴第一齿轮与所述电机动力轴第二齿轮之间。

在本公开的一些示例中，所述倒挡轴上还固定设置有倒挡轴第二齿轮，所述倒挡轴第二齿轮分别与所述倒挡输出齿轮和所述电机动力轴第二齿轮啮合。

在本公开的一些示例中，所述电机动力轴上还固定设置有第一电机齿轮，所述第一电机齿轮与所述第一电动发电机联动。

在本公开的一些示例中，所述动力驱动系统还包括：第二电动发电机，所述第二电动发电机设置成与所述发动机联动。

在本公开的一些示例中，所述动力驱动系统还包括：双离合器，所述双离合器具有输入端、第一输出端和第二输出端，所述输入端可选择性地接合所述第一输出端和所述第二输出端的至少一个，所述发动机与所述输入端相连。

在本公开的一些示例中，所述输入端上设置有输入端外齿，所述第二电动发电机与所述输入端外齿联动。

在本公开的一些示例中，所述多个输入轴包括：第一输入轴和套设在所述第一输入轴上的第二输入轴，所述第一输入轴与所述第一输出端相连，所述第二输入轴与所述第二输出端相连；所述多个输出轴包括：第一输出轴和第二输出轴。

在本公开的一些示例中，所述第一输入轴上固定设置有的一挡主动齿轮、三五挡主动齿轮和七挡主动齿轮，所述第二输入轴上固定设置有二挡主动齿轮和四六挡主动齿轮；所述第一输出轴上空套设置有一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮和四挡从动齿轮；所述第二输出轴上空套设置有五挡从动齿轮、六挡从动齿轮和七挡从动齿轮；所述第一输出轴上设置有位于所述一挡从动齿轮与所述三挡从动齿轮之间的一三挡同步器，所述第一输出轴上还设置有位于所述二挡从动齿轮与所述四挡从动齿轮之间的二四挡同步器，所述第二输出轴上设置有位于所述五挡从动齿轮与所述七挡从动齿轮之间的五七挡同步器，所述第二输出轴上还设置有位于所述六挡从动齿轮一侧的六挡同步器。

在本公开的一些示例中，所述倒挡轴第一齿轮与所述一挡主动齿轮啮合，所述电机动力轴第一齿轮与所述五挡从动齿轮或六挡从动齿轮联动。

在本公开的一些示例中，所述电机动力轴第一齿轮与所述五挡从动齿轮之间或者与所述六挡从动齿轮设置有中间惰轮，所述中间惰轮空套在所述倒挡轴上。

在本公开的一些示例中，所述倒挡输出齿轮固定设置在所述第二输出轴上；所述倒挡轴第一齿轮空套在所述倒挡轴上，且所述倒挡轴上设置有用于接合所述倒挡轴第一齿轮的倒挡轴第一同步器；其中所述倒挡轴第一同步器与所述六挡同步器共用同一拨叉机构，在所述拨叉机构驱动所述倒挡轴第一同步器接合所述倒挡轴第一齿轮时、所述六挡同步器与所述六挡从动齿轮分离，在所述拨叉机构驱动所述六挡同步器接合所述六挡从动齿轮时、所述倒挡轴第一同步器与所述倒挡轴第一齿轮分离。

在本公开的一些示例中，所述第一输出轴上固定设置有第一输出轴输出齿轮，所述第二输出轴上固定设置有第二输出轴输出齿轮，所述第一输出轴输出齿轮和所述第二输出轴输出齿轮分别与所述车辆的差速器动力输入齿轮啮合。

根据本公开的车辆，包括所述的动力驱动系统。

所述车辆与所述动力驱动系统的有益效果相同，在此不再详述。

附图说明

图 1 是根据本公开一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 2 是根据本公开另一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 3 是根据本公开又一个实施例的动力驱动系统的示意图；

图 4 是根据本公开再一个实施例的动力驱动系统的示意图。

具体实施方式

下面详细描述本公开的实施例，所述实施例的示例在附图中示出。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的，旨在用于解释本公开，而不能理解为对本公开的限制。

下面结合图 1-图 4 对根据本公开实施例的动力驱动系统 100 进行详细描述，该动力驱动系统 100 适用于诸如混合动力汽车的车辆中，并作为车辆的动力系统，为车辆正常行驶提供充足的动力和电能。

根据本公开实施例的动力驱动系统 100 主要包括两大部分，其一可为动力源，动力源可以是发动机 4、电动发电机等，其二可为变速器（包括多个输入轴、多个输出轴、挡位齿轮副等），变速器用于实现对动力源输出动力的变速功能，满足车辆行驶要求或充电要求等。

例如，在一些实施例中，如图 1-图 4 所示，动力驱动系统 100 可以包括发动机 4、第一电动发电机 51 和变速器，但不限于此。

结合图 1 所示，在一些实施例中，变速器主要包括多个输入轴（例如，第一输入轴 11、第二输入轴 12）、多个输出轴（例如，第一输出轴 21、第二输出轴 22）、电机动力轴 8 和

各轴上相关齿轮以及换挡元件（如，同步器）。

在发动机 4 与输入轴之间进行动力传递时，发动机 4 设置成可选择性地接合多个输入轴中的至少一个。换言之，在发动机 4 向输入轴传输动力时，发动机 4 能够选择性地与多个输入轴中的一个接合以传输动力，或者发动机 4 还能够选择性地与多个输入轴中的两个或两个以上输入轴同时接合以传输动力。

例如，在图 1-图 4 的示例中，多个输入轴可以包括第一输入轴 11 和第二输入轴 12 两根输入轴，发动机 4 能够选择性地与第一输入轴 11 和第二输入轴 12 之一接合以传输动力。或者，特别地，发动机 4 还能与第一输入轴 11 和第二输入轴 12 同时接合以传输动力。当然，应当理解的是，发动机 4 还可同时与第一输入轴 11 和第二输入轴 12 断开。

对于本领域的普通技术人员而言，发动机 4 与输入轴的接合状态与动力驱动系统 100 的具体工况相关，这将在下面结合具体的实施例进行详述，这里不再详细说明。

输入轴与输出轴之间可以通过挡位齿轮副进行传动。例如，每个输入轴上均设置有挡位主动齿轮，每个输出轴上均设置有挡位从动齿轮，多个挡位从动齿轮与多个挡位主动齿轮对应地啮合，从而构成多对速比不同的齿轮副。

在本公开的一些实施例中，动力驱动系统 100 可以具有七个前进挡齿轮副，即具有一挡齿轮副、二挡齿轮副、三挡齿轮副、四挡齿轮副、五挡齿轮副、六挡齿轮副和七挡齿轮副，动力驱动系统 100 还具有一个倒挡齿轮副。

如图 1-图 4 所示，倒挡轴 3 上空套设置有能够接合倒挡轴 3 的倒挡轴第一齿轮 31，换言之，倒挡轴 3 和倒挡轴第一齿轮 31 之间可以传动，如图 1-图 4 所示，倒挡轴 3 上还可以设置有倒挡轴第一同步器 3c，倒挡轴第一同步器 3c 用于接合倒挡轴 3 与倒挡轴第一齿轮 31。当倒挡轴第一同步器 3c 用于接合倒挡轴 3 和倒挡轴第一齿轮 31 时，倒挡轴 3 和倒挡轴第一齿轮 31 之间传动，倒挡输出齿轮 39 与倒挡轴 3 联动。如图 1-图 4 所示，倒挡轴 3 上可以固定设置有倒挡轴第二齿轮 32，倒挡轴第二齿轮 32 与倒挡输出齿轮 39 啮合。倒挡输出齿轮 39 可以固定在其中一个输出轴上。如图 1-图 4 所示，倒挡输出齿轮 39 固定在第二输出轴 22 上，这样可以使得倒挡输出齿轮 39 布置位置合理，可以进一步地降低动力驱动系统 100 的体积。

需要说明的是，上述的“联动”可以理解为多个部件（例如，两个）关联运动，以两个部件联动为例，在其中一个部件运动时，另一个部件也随之运动。

例如，在本公开的一些实施例中，齿轮与轴联动可以理解为是在齿轮旋转时、与其联动的轴也将旋转，或者在该轴旋转时、与其联动的齿轮也将旋转。

又如，轴与轴联动可以理解为是在其中一根轴旋转时、与其联动的另一根轴也将旋转。

再如，齿轮与齿轮联动可以理解为是在其中一个齿轮旋转时、与其联动的另一个齿轮

也将旋转。

在本公开下面有关“联动”的描述中，如果没有特殊说明，均作此理解。

倒挡轴第一齿轮 31 与其中一个挡位主动齿轮啮合，例如，如图 1 所示，倒挡轴第一齿轮 31 与一挡主动齿轮 1a 啮合，这样倒挡轴第一齿轮 31 与一挡主动齿轮 1a 共同构成倒挡齿轮副，倒挡轴 3 和输入轴之间可以动力传递。

第一电动发电机 51 和电机动力轴 8 联动，第一电动发电机 51 和电机动力轴 8 之间设置有传动齿轮，电机动力轴 8 上可以设置有第一电机齿轮 84，第一电动发电机 51 上固定设置有第一传动齿轮 511，第一传动齿轮 511 与第一电机齿轮 84 啮合，从而可以使得第一电动发电机 51 和电机动力轴 8 之间联动。

电机动力轴 8 上空套设置有电机动力轴第一齿轮 81 和电机动力轴第二齿轮 82，电机动力轴第一齿轮 81 和电机动力轴第二齿轮 82 中的每一个均设置成可接合电机动力轴 8，电机动力轴 8 上设置有用于同步电机动力轴第一齿轮 81 的同步器，以及用于同步电机动力轴第二齿轮 82 的同步器，优选地，如图 1 和图 2 所示，电机动力轴 8 上设置有电机动力轴同步器 8c，电机动力轴同步器 8c 位于电机动力轴第一齿轮 81 与电机动力轴第二齿轮 82 之间，从而可以减少动力驱动系统 100 的零部件，可以缩小动力驱动系统 100 的轴向长度。

电机动力轴第一齿轮 81 与其中一个挡位从动齿轮联动，如图 1 和图 2 所示，电机动力轴第一齿轮 81 与五挡从动齿轮 5b 传动，如图 3 和图 4 所示，电机动力轴第二齿轮 82 和六挡从动齿轮 6b 传动。具体地，电机动力轴第一齿轮 81 和对应的挡位从动齿轮之间还设置有中间惰轮 83，中间惰轮 83 空套在所述倒挡轴 3 上。如图 1 和图 2 所示，中间惰轮 83 啮合在电机动力轴第一齿轮 81 与五挡从动齿轮 5b 之间，如图 3 和图 4 所示，中间惰轮 83 啮合在电机动力轴第二齿轮 82 和六挡从动齿轮 6b 之间。

电机动力轴第二齿轮 82 与倒挡轴 3 联动，具体地，如图 1 所示，倒挡轴 3 上还固定设置有倒挡轴第二齿轮 32，所述倒挡轴第二齿轮 32 分别与倒挡输出齿轮 39 和电机动力轴第二齿轮 82 啮合。换言之，电机动力轴第二齿轮 82 和倒挡输出齿轮 39 联动，这样当第一电动发电机 51 作为电动机使用且电机动力轴同步器 8c 用于同步电机动力轴 8 和电机动力轴第二齿轮 82 时，第一电动发电机 51 驱动车辆运动。

下面结合图 2 和图 4 详细描述第二电动发电机 52 的布置形式，第二电动发电机 52 设置成与发动机 4 联动。当第二电动发电机 52 作为电动机使用时，第二电动发电机 52 可以用于启动发动机 4，或者第二电动发电机 52 可以用于驱动车轮转动。当第二电动发电机 52 作为发电机使用时，发动机 4 可以驱动第二电动发电机 52 发电，从车辆传递出的能量可以通过输出轴驱动第二电动发电机 52 发电。

如图 1-图 4 所示，动力驱动系统 100 还可以包括：双离合器 2d，双离合器 2d 具有输

入端 23d、第一输出端 21d 和第二输出端 22d，输入端 23d 可选择性地接合第一输出端 21d 和第二输出端 22d 的至少一个，发动机 4 与输入端 23d 相连。其中第一输出端 21d 与第一输出轴 21 相连，第二输出端 22d 与第二输出轴 22 相连。其中，输入端 23d 上设置有输入端外齿，第二电动发电机 52 与输入端外齿联动。由于输入端 23d 与发动机 4 相连，这样第二电动发电机 52 和发动机 4 之间可以通过输入端 23d 联动。第二电动发电机 52 的电机轴上可以固定设置有一个与输入端外齿相连的传动齿轮。

应当理解，双离合器 2d 的具体接合状态受到控制策略的影响，对于本领域的技术人员而言，可以根据实际所需的传动模式而适应性设定控制策略，从而可以在输入端 23d 与两个输出端全部断开以及输入端 23d 与两个输出端至少之一接合的多种模式中进行切换。

如图 1-图 4 所示，第二输入轴 12 套设在第一输入轴 11 上，这样可以使得动力驱动系统 100 结构紧凑，而且可以有效减小动力驱动系统 100 的轴向长度，可以使得动力驱动系统 100 的体积较小，可以便于动力驱动系统 100 在车辆上的布置。

如图 1-图 4 所示，第一输入轴 11 上可以布置有一挡主动齿轮 1a、三五挡主动齿轮 35a 和七挡主动齿轮 7a，第二输入轴 12 上可以布置有二挡主动齿轮 2a 和四六挡主动齿轮 46a，每个挡位主动齿轮均随对应的输入轴同步转动。

对应地，如图 1-图 4 所示，第一输出轴 21 上设置有一挡从动齿轮 1b、二挡从动齿轮 2b、三挡从动齿轮 3b 和四挡从动齿轮 4b，第二输出轴 22 上设置有五挡从动齿轮 5b、六挡从动齿轮 6b 和七挡从动齿轮 7b，每个挡位从动齿轮均空套在对应的输出轴上，即每个挡位从动齿轮相对于对应的输出轴能够差速转动。

其中，一挡从动齿轮 1b 与一挡主动齿轮 1a 啮合从而构成一挡齿轮副，二挡从动齿轮 2b 与二挡主动齿轮 2a 啮合从而构成二挡齿轮副，三挡从动齿轮 3b 与三五挡主动齿轮 35a 啮合从而构成三挡齿轮副，四挡从动齿轮 4b 与四六挡主动齿轮 46a 啮合从而构成四挡齿轮副，五挡从动齿轮 5b 与三五挡主动齿轮 35a 啮合从而构成五挡齿轮副，六挡从动齿轮 6b 与四六挡主动齿轮 46a 啮合从而构成六挡齿轮副、七挡从动齿轮 7b 与七挡主动齿轮 7a 啮合从而构成七挡齿轮副，一挡主动齿轮 1a 与倒挡轴第一齿轮 31 啮合从而构成倒挡齿轮副。

其中四挡齿轮副和六挡齿轮副共用四六挡主动齿轮 46a，三挡齿轮副和五挡齿轮副共用三五挡主动齿轮 35a，从而可以减少两个挡位主动齿轮，使得动力驱动系统 100 的结构更加紧凑，轴向尺寸更小。

由于从动齿轮与输出轴之间为空套结构，因此需要设置同步器对相应的从动齿轮与输出轴进行同步，以实现动力的输出。

在一些实施例中，结合图 1-图 4 所示，动力驱动系统 100 包括一三挡同步器 13c、二四挡同步器 24c、五七挡同步器 57c 和六挡同步器 6c。

如图 1 所示，一三挡同步器 13c 设置在第一输出轴 21 上且位于一挡从动齿轮 1b 与三挡从动齿轮 3b 之间，一三挡同步器 13c 可将一挡从动齿轮 1b 或三挡从动齿轮 3b 与第一输出轴 21 进行接合，从而使该从动齿轮与输出轴能够同步转动。

例如，结合图 1 所示，一三挡同步器 13c 的接合套向左移动可将三挡从动齿轮 3b 与第一输出轴 21 接合，从而三挡从动齿轮 3b 与第一输出轴 21 能够同步转动。一三挡同步器 13c 的接合套向右移动可将一挡从动齿轮 1b 与第一输出轴 21 接合，从而一挡从动齿轮 1b 与第一输出轴 21 能够同步转动。

如图 1 所示，类似地，二四挡同步器 24c 设置在第一输出轴 21 上且位于二挡从动齿轮 2b 与四挡从动齿轮 4b 之间，二四挡同步器 24c 可将二挡从动齿轮 2b 或四挡从动齿轮 4b 与第一输出轴 21 进行接合，从而使该从动齿轮与输出轴能够同步转动。

例如，结合图 1 所示，二四挡同步器 24c 的接合套向左移动可将二挡从动齿轮 2b 与第一输出轴 21 接合，从而二挡从动齿轮 2b 与第一输出轴 21 同步转动。二四挡同步器 24c 的接合套向右移动可将四挡从动齿轮 4b 与第一输出轴 21 接合，从而四挡从动齿轮 4b 与第一输出轴 21 同步转动。

如图 1 所示，类似地，五七挡同步器 57c 设置在第二输出轴 22 上，五七挡同步器 57c 位于五挡从动齿轮 5b 和七挡从动齿轮 7b 之间，五七挡同步器 57c 用于将五挡从动齿轮 5b 或七挡从动齿轮 7b 与第二输出轴 22 接合，例如五七挡同步器 57c 的接合套向右移动，则可将七挡从动齿轮 7b 与第二输出轴 22 接合，从而七挡从动齿轮 7b 与第二输出轴 22 同步转动。又如，五七挡同步器 57c 的接合套向左移动，则可将五挡从动齿轮 5b 与第二输出轴 22 接合，从而五挡从动齿轮 5b 与第二输出轴 22 同步转动。

如图 1 所示，类似地，六挡同步器 6c 设置在第二输出轴 22 上，六挡同步器 6c 位于六挡从动齿轮 6b 的一侧，例如左侧，六挡同步器 6c 用于将六挡从动齿轮 6b 与第二输出轴 22 接合，例如六挡同步器 6c 的接合套向右移动，则可将六挡从动齿轮 6b 与第二输出轴 22 接合，从而六挡从动齿轮 6b 与第二输出轴 22 同步转动。

在一些实施例中，如图 1 所示，二挡主动齿轮 2a、四六挡主动齿轮 46a、三五挡主动齿轮 35a、一挡主动齿轮 1a、七挡主动齿轮 7a 与发动机 4 的距离递增。由此，挡位布置更加合理，动力驱动系统 100 更加紧凑，径向及轴向尺寸相对更小。

对于倒挡输出齿轮 39 固定设置在第二输出轴 22 上的动力驱动系统 100，倒挡轴第一齿轮 31 空套在倒挡轴 3 上，而且倒挡轴 3 上设置有用于接合倒挡轴第一齿轮 31 的倒挡轴第一同步器 3c，其中六挡同步器 6c 位于六挡从动齿轮 6b 的左侧，倒挡轴第一同步器 3c 位于倒挡轴第一齿轮 31 的右侧，这样倒挡轴第一同步器 3c 与六挡同步器 6c 可以共用同一拨叉机构，在拨叉机构驱动倒挡轴第一同步器 3c 接合倒挡轴第一齿轮 31 时、六挡同步器

6c 与六挡从动齿轮 6b 分离，在拨叉机构驱动六挡同步器 6c 接合六挡从动齿轮 6b 时、倒挡轴第一同步器 3c 与倒挡轴第一齿轮 31 分离。具体地，当拨叉机构带动接合套向左移动时，倒挡轴第一同步器 3c 接合倒挡轴第一齿轮 31 且六挡同步器 6c 与六挡从动齿轮 6b 分离，当拨叉机构带动接合套向右移动时，六挡同步器 6c 接合六挡从动齿轮 6b 且倒挡轴第一同步器 3c 与倒挡轴第一齿轮 31 分离。由此，动力驱动系统 100 可以省去一个拨叉机构，从而可以使得动力驱动系统 100 结构简单，重量轻。

多个输出轴与车辆的差速器动力输入齿轮 7 联动。其中，每个输出轴上均设置有输出齿轮，输出齿轮与差速器动力输入齿轮 7 啮合，例如，如图 1-图 4 所示，输出轴包括：第一输出轴 21 和第二输出轴 22，第一输出轴 21 上固定设置有第一输出轴输出齿轮 211，第二输出轴 22 上固定设置有第二输出轴输出齿轮 221，第一输出轴输出齿轮 211 和第二输出轴输出齿轮 221 分别与车辆的差速器动力输入齿轮 7 啮合。由此，发动机 4 传递出的动力可以经过第一输出轴 21 上的第一输出轴输出齿轮 211 传递给差速器动力输入齿轮 7，发动机 4 传递出的动力还可以经过第二输出轴输出齿轮 221 传递给差速器动力输入齿轮 7，或者发动机 4 传递出的动力还可以通过上述两个输出轴的输出齿轮传递给差速器动力输入齿轮 7。

下面以图 1 所示的动力驱动系统 100 为例详细描述根据本公开实施例的动力驱动系统 100 的工作模式。

驻车发电模式：发动机 4 的动力依次经过双离合器 2d、第一输入轴 11、五挡齿轮副、电机动力轴第一齿轮 81、电机动力轴同步器 8c、电机动力轴 8 传递至第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用。

行车发电模式一：发动机 4 的一部分动力经过变速器传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车轮转动，发动机 4 的另一部分动力依次经过双离合器 2d、第一输入轴 11、五挡齿轮副、电机动力轴第一齿轮 81、电机动力轴同步器 8c、电机动力轴 8 传递至第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用。行车发电模式二：发动机 4 的一部分动力经过变速器传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车轮转动，发动机 4 的另一部分动力经过第二输出轴 22、倒挡轴 3 和电机动力轴 8 传递给第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用。其中电机动力轴同步器 8c 同步电机动力轴第二齿轮 82 和电机动力轴 8。由于差速器动力输入齿轮 7 与第二输出轴输出齿轮 221 为啮合关系，这样当电机动力轴第二齿轮 82 与电机动力轴 8 同步时，发动机 4 的动力即可传递至第一电动发电机 51 处。

纯电动模式：第一电动发电机 51 的动力通过电机动力轴 8、倒挡轴第二齿轮 32、倒挡输出齿轮 39 和第二输出轴 22 传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车辆运动。

能量回收模式：车轮传递来的动力通过差速器动力输入齿轮 7、第二输出轴 22、倒挡

轴 3 和电机动力轴 8 传递给第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用。

其中，图 3 所示的动力驱动系统 100 与图 1 所示的动力驱动系统 100 结构基本相同，两者的工作模式基本相同，在此不再详述。

相较于图 1 所示的动力驱动系统，图 2 所示的动力驱动系统还包括第二电动发电机 52，第二电动发电机 52 与发动机 4 联动。下面详细描述图 2 所示的动力驱动系统的工作模式。

驻车发电模式一：发动机 4 的一部分动力依次经过双离合器 2d、第一输入轴 11、五挡齿轮副、电机动力轴第一齿轮 81、电机动力轴同步器 8c、电机动力轴 8 传递至第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用，发动机 4 的另一部分动力用于供第二电动发电机 52 发电。

驻车发电模式二：双离合器 2d 的输入端 23d 分别与第一输出端 21d 和第二输出端 22d 断开，发动机 4 的全部动力用于供第二电动发电机 52 发电。

行车发电模式一：发动机 4 的一部分动力经过变速器传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车轮转动，发动机 4 的另一部分动力依次经双离合器 2d、第一输入轴 11、五挡齿轮副、电机动力轴第一齿轮 81、电机动力轴同步器 8c、电机动力轴 8 传递至第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用。发动机 4 的再一部分动力用于供第二电动发电机 52 发电。

行车发电模式二：发动机 4 的一部分动力经过变速器传递给差速器动力输入齿轮以驱动车轮转动，发动机 4 的另一部分动力经过第二输出轴 22、倒挡轴 3 和电机动力轴 8 传递给第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用。其中电机动力轴同步器 8c 同步电机动力轴第二齿轮 82 和电机动力轴 8。发动机 4 的再一部分动力用于供第二电动发电机 52 发电。

行车发电模式三：发动机 4 的一部分动力经过变速器传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车辆运动，发动机 4 的另一部分动力用于供第二电动发电机 52 发电。

纯电动模式一：第一电动发电机 51 的动力通过电机动力轴 8、倒挡轴第二齿轮 32、倒挡输出齿轮 39 和第二输出轴 22 传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车辆运动。

纯电动模式二：第二电动发电机 52 的动力经过变速器传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车辆运动。

纯电动模式三：第一电动发电机 51 的动力通过电机动力轴 8、倒挡轴第二齿轮 32、倒挡输出齿轮 39 和第二输出轴 22 传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车辆运动，第二电动发电机 52 的动力经过变速器传递给差速器动力输入齿轮 7 以驱动车辆运动。

能量回收模式：车轮传递来的动力通过差速器动力输入齿轮 7、第二输出轴 22、倒挡轴 3 和电机动力轴 8 传递给第一电动发电机 51，第一电动发电机 51 作为发电机使用。

其中，图 4 所示的动力驱动系统 100 与图 2 所示的动力驱动系统 100 结构基本相同，两者的工作模式基本相同，在此不再详述。

根据本公开实施例的动力驱动系统 100，具有丰富的工作模式，车辆可以在适宜状态下选取合适的工作模式，从而可以提高车辆的动力性和经济性。其中，第一电动发电机 51 具有很高的传动效率，而且可以避免传统动力驱动系统 100 中需要经过变速器中复杂的换挡和传动链才可以实现纯电动模式的问题，这样纯电动模式传动所需部件少，传动过程可靠，传动效率高。

另外，在控制逻辑上，发动机 4 的控制逻辑和第一电动发电机 51 的控制逻辑彼此独立，从而可以节省厂家的开发时间和成本，可以避免动力驱动系统 100 较高的故障率。

此外，根据本公开的实施例进一步提供了包括如上所述的动力驱动系统 100 的车辆。应当理解的是，根据本公开实施例的车辆的其它构成例如行驶系统、转向系统、制动系统等均已为现有技术且为本领域的普通技术人员所熟知，因此对已知结构的详细说明此处进行省略。

在本说明书的描述中，参考术语“一个实施例”、“一些实施例”、 “示例”、“具体示例”、或“一些示例”等的描述意指结合该实施例或示例描述的具体特征、结构、材料或者特点包含于本公开的至少一个实施例或示例中。在本说明书中，对上述术语的示意性表述不必须针对的是相同的实施例或示例。而且，描述的具体特征、结构、材料或者特点可以在任一个或多个实施例或示例中以合适的方式结合。此外，在不相互矛盾的情况下，本领域的技术人员可以将本说明书中描述的不同实施例或示例以及不同实施例或示例的特征进行结合和组合。

尽管上面已经示出和描述了本公开的实施例，可以理解的是，上述实施例是示例性的，不能理解为对本公开的限制，本领域的普通技术人员在本公开的范围内可以对上述实施例进行变化、修改、替换和变型。

权利要求书

1、一种用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，包括：

发动机；

多个输入轴，所述发动机设置成可选择性地接合所述多个输入轴中的至少一个，每个所述输入轴上设置有挡位主动齿轮；

多个输出轴，每个所述输出轴上设置有挡位从动齿轮，多个所述挡位从动齿轮与多个所述挡位主动齿轮对应地啮合；

倒挡轴，所述倒挡轴上空套设置有能够接合所述倒挡轴的倒挡轴第一齿轮，所述倒挡轴第一齿轮与其中一个挡位主动齿轮啮合；

倒挡输出齿轮，所述倒挡输出齿轮与所述倒挡轴联动；

电机动力轴，所述电机动力轴上空套设置有电机动力轴第一齿轮和电机动力轴第二齿轮，所述电机动力轴第一齿轮和所述电机动力轴第二齿轮中的每一个均设置成可接合所述电机动力轴，所述电机动力轴第一齿轮与其中一个挡位从动齿轮联动，所述电机动力轴第二齿轮与所述倒挡轴联动；以及

第一电动发电机，所述第一电动发电机设置成与所述电机动力轴联动。

2、根据权利要求 1 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，还包括：倒挡轴第一同步器，所述倒挡轴第一同步器用于接合所述倒挡轴与所述倒挡轴第一齿轮。

3、根据权利要求 2 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述倒挡输出齿轮固定在其中一个输出轴上。

4、根据权利要求 1 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述电机动力轴上设置有电机动力轴同步器，所述电机动力轴同步器位于所述电机动力轴第一齿轮与所述电机动力轴第二齿轮之间。

5、根据权利要求 4 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述倒挡轴上还固定设置有倒挡轴第二齿轮，所述倒挡轴第二齿轮分别与所述倒挡输出齿轮和所述电机动力轴第二齿轮啮合。

6、根据权利要求 1 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述电机动力轴上还固定设置有第一电机齿轮，所述第一电机齿轮与所述第一电动发电机联动。

7、根据权利要求 1 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，还包括：第二电动发电机，所述第二电动发电机设置成与所述发动机联动。

8、根据权利要求 7 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，还包括：

双离合器，所述双离合器具有输入端、第一输出端和第二输出端，所述输入端可选择

性地接合所述第一输出端和所述第二输出端的至少一个，所述发动机与所述输入端相连。

9、根据权利要求 8 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述输入端上设置有输入端外齿，所述第二电动发电机与所述输入端外齿联动。

10、根据权利要求 8 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，

所述多个输入轴包括：第一输入轴和套设在所述第一输入轴上的第二输入轴，所述第一输入轴与所述第一输出端相连，所述第二输入轴与所述第二输出端相连；

所述多个输出轴包括：第一输出轴和第二输出轴。

11、根据权利要求 10 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述第一输入轴上固定设置有的一挡主动齿轮、三五挡主动齿轮和七挡主动齿轮，所述第二输入轴上固定设置有二挡主动齿轮和四六挡主动齿轮；

所述第一输出轴上空套设置有一挡从动齿轮、二挡从动齿轮、三挡从动齿轮和四挡从动齿轮；所述第二输出轴上空套设置有五挡从动齿轮、六挡从动齿轮和七挡从动齿轮；

所述第一输出轴上设置有位于所述一挡从动齿轮与所述三挡从动齿轮之间的一三挡同步器，所述第一输出轴上还设置有位于所述二挡从动齿轮与所述四挡从动齿轮之间的二四挡同步器，所述第二输出轴上设置有位于所述五挡从动齿轮与所述七挡从动齿轮之间的五七挡同步器，所述第二输出轴上还设置有位于所述六挡从动齿轮一侧的六挡同步器。

12、根据权利要求 11 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述倒挡轴第一齿轮与所述一挡主动齿轮啮合，所述电机动力轴第一齿轮与所述五挡从动齿轮或六挡从动齿轮联动。

13、根据权利要求 12 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述电机动力轴第一齿轮与所述五挡从动齿轮之间或者与所述六挡从动齿轮设置有中间惰轮，所述中间惰轮空套在所述倒挡轴上。

14、根据权利要求 11 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，

所述倒挡输出齿轮固定设置在所述第二输出轴上；

所述倒挡轴第一齿轮空套在所述倒挡轴上，且所述倒挡轴上设置有用于接合所述倒挡轴第一齿轮的倒挡轴第一同步器；

其中所述倒挡轴第一同步器与所述六挡同步器共用同一拨叉机构，在所述拨叉机构驱动所述倒挡轴第一同步器接合所述倒挡轴第一齿轮时、所述六挡同步器与所述六挡从动齿轮分离，在所述拨叉机构驱动所述六挡同步器接合所述六挡从动齿轮时、所述倒挡轴第一同步器与所述倒挡轴第一齿轮分离。

15、根据权利要求 10 所述的用于车辆的动力驱动系统，其特征在于，所述第一输出轴上固定设置有第一输出轴输出齿轮，所述第二输出轴上固定设置有第二输出轴输出齿轮，

所述第一输出轴输出齿轮和所述第二输出轴输出齿轮分别与所述车辆的差速器动力输入齿轮啮合。

16、一种车辆，其特征在于，包括根据权利要求 1-15 中任一项所述的动力驱动系统。

5

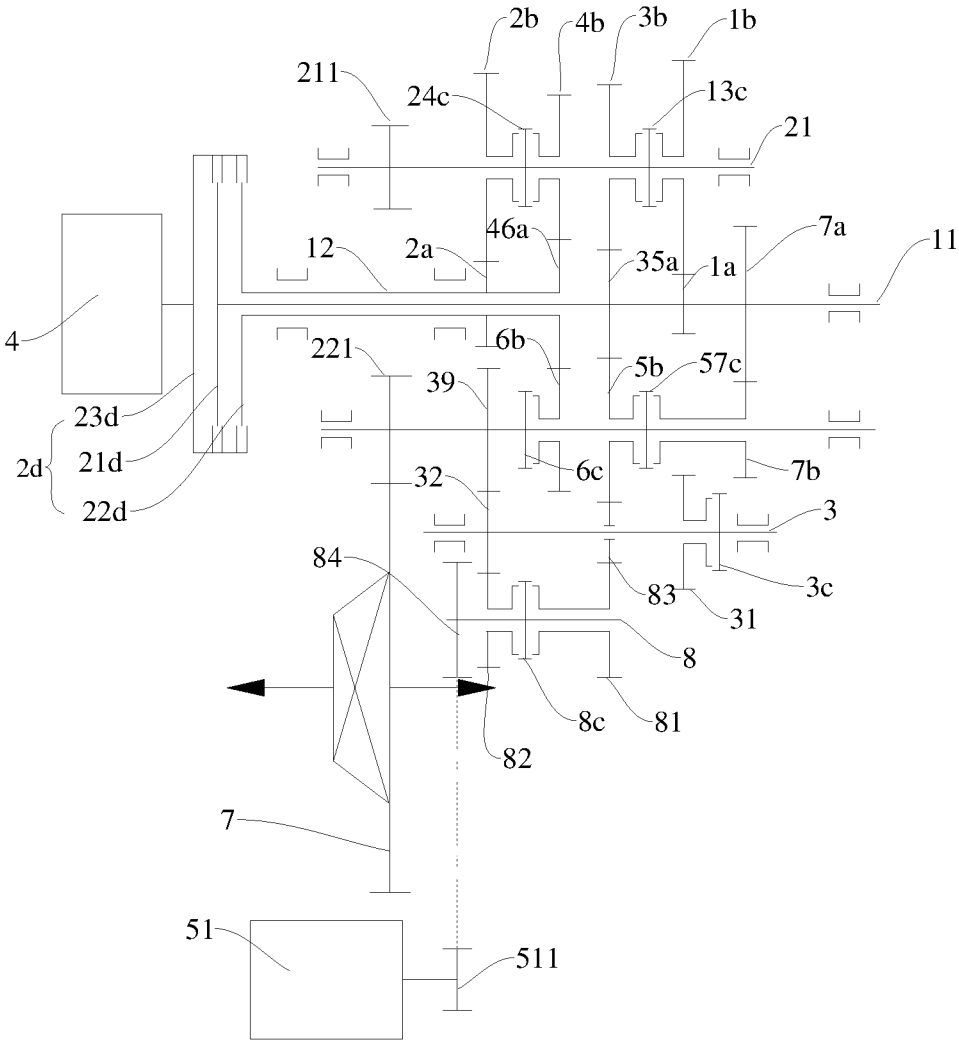

2b
4b
3b
1b
211
24c
13c
21
46a
7a
11
12
2a
35a
1a
4
221
6b
5b
57c
39
23d
2d
21d
22d
32
6c
7b
3
84
83
3c
31
8
8c
81
82
7
51
511

图 1

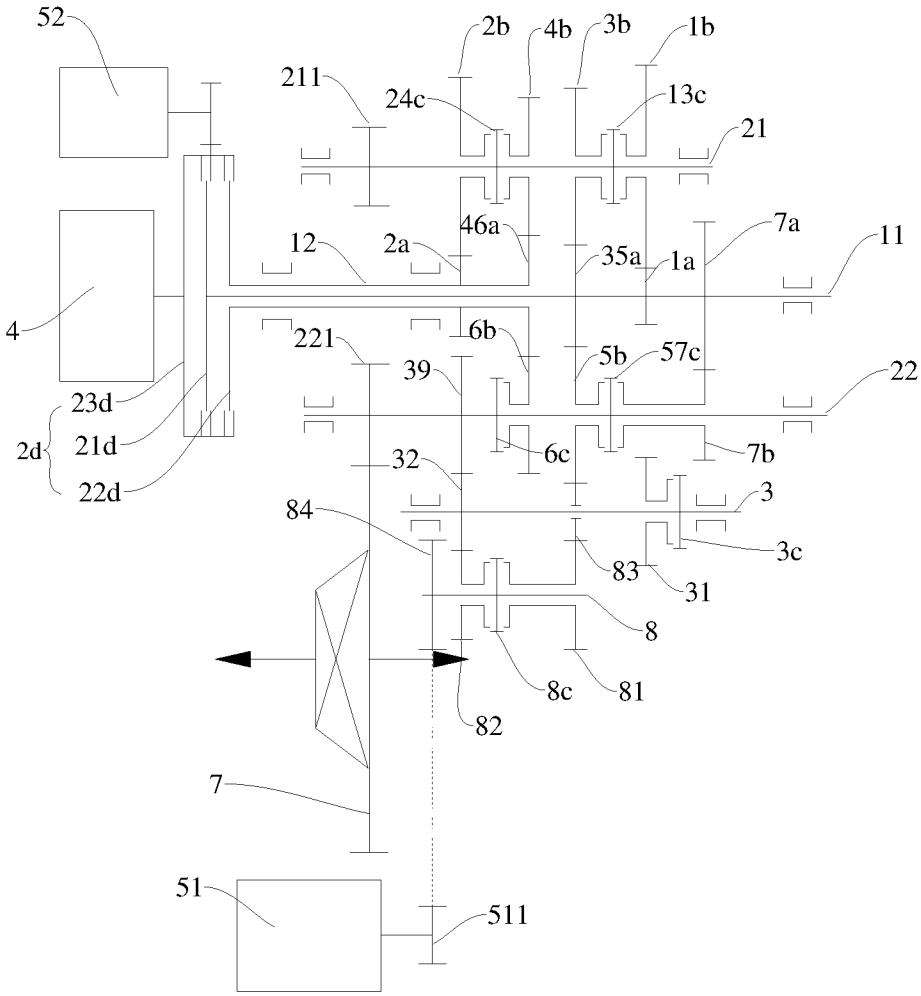

52
2b
4b
3b
1b
211
24c
13c
21
46a
7a
11
12
2a
35a
1a
4
221
6b
5b
57c
22
39
23d
2d
21d
22d
6c
7b
32
3
84
3c
83
31
8
8c
81
82
7
51
511

图 2

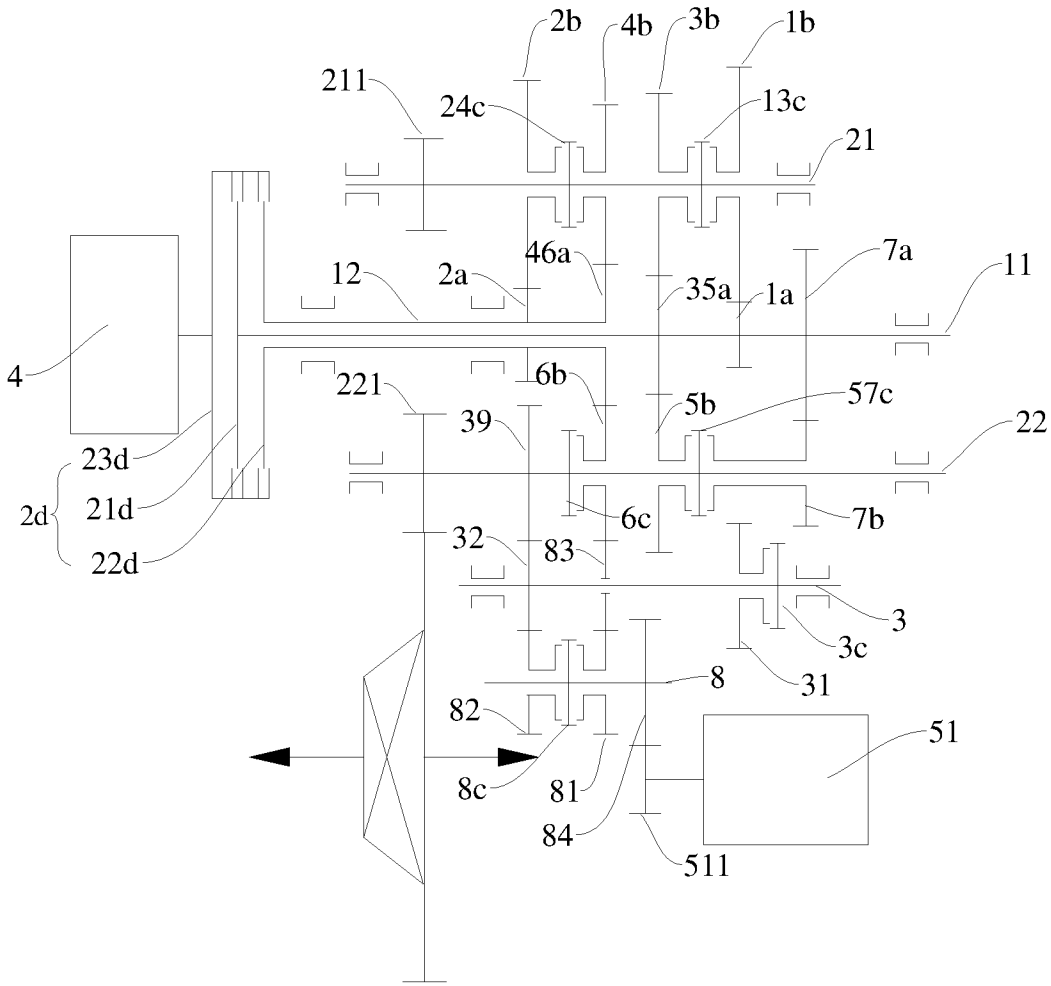

2b
4b
3b
1b
211
24c
13c
21
46a
7a
11
12
2a
35a
1a
4
6b
221
57c
5b
39
22
23d
2d
21d
22d
6c
7b
32
83
3
3c
31
8
82
51
8c
81
84
511

图 3

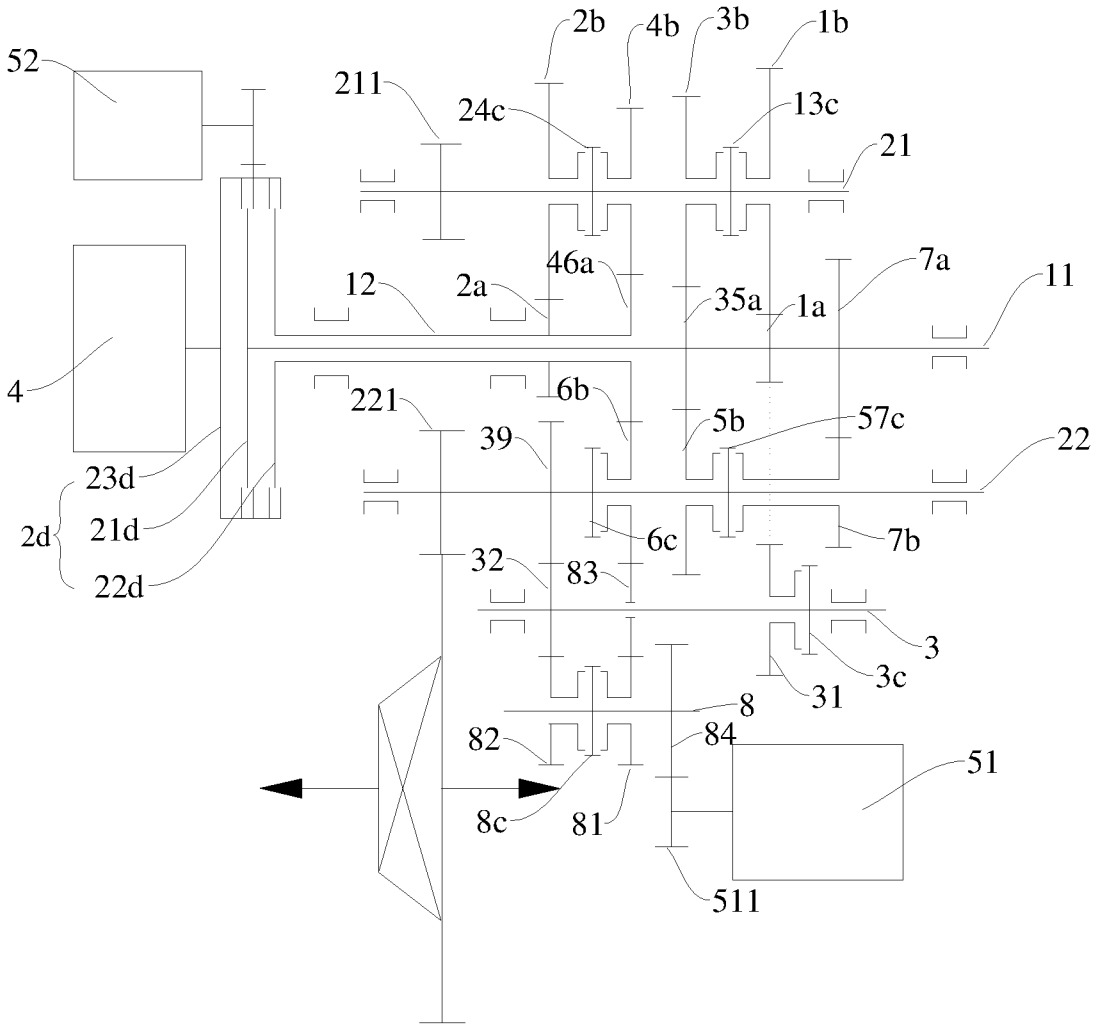

52
211
2b
4b
3b
1b
24c
13c
21
12
2a
46a
35a
1a
7a
11
4
221
6b
5b
57c
22
39
23d
2d
21d
22d
6c
7b
32
83
3
3c
31
8
82
84
51
8c
81
511

图 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/CN2017/084025

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K 6/36 (2007.01) i; B60K 17/08 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS, CNTXT, DWPI, SIPOABS, CNKI: power, shaft?, motor+, driv+, gear?, revers+

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	CN 104773063 A (BYD CO., LTD.) 15 July 2015 (15.07.2015) description, paragraphs [0005]-[0012] and [0031]-[0159], and figure 1	1, 4, 6, 7, 10, 11, 16
A	CN 105459793 A (BYD CO., LTD.) 06 April 2016 (06.04.2016) the whole document	1-16
A	CN 104859419 A (BYD CO., LTD.) 26 August 2015 (26.08.2015) the whole document	1-16
A	CN 105459788 A (BYD CO., LTD.) 06 April 2016 (06.04.2016) the whole document	1-16
A	EP 1270301 A2 (HITACHI LTD.) 02 January 2003 (02.01.2003) the whole document	1-16

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&"document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
20 July 2017	11 August 2017
Name and mailing address of the ISA State Intellectual Property Office of the P. R. China No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing 100088, China Facsimile No. (86-10) 62019451	Authorized officer ZHU, Yanxiang Telephone No. (86-10) 62085085

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2017/084025

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 104773063 A	15 July 2015	US 2016207392 A1	21 July 2016
		WO 2016112654 A1	21 July 2016
CN 105459793 A	06 April 2016	None	
CN 104859419 A	26 August 2015	None	
CN 105459788 A	06 April 2016	None	
EP 1270301 A2	02 January 2003	US 2002189397 A1	19 December 2002

国际检索报告

国际申请号 PCT/CN2017/084025

A. 主题的分类

B60K 6/36(2007.01)i；B60K 17/08(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

B60K

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称，和使用的检索词（如使用））

CNABS,CNTXT,DWPI,SIPOABS,CNKI:动力，轴，电机，驱动，齿轮，倒挡，power,shaft?,motor+,driv+,gear?,revers+

C. 相关文件

类 型*	引用文件，必要时，指明相关段落	相关的权利要求
X	CN 104773063 A (比亚迪股份有限公司) 2015年 7月 15日 (2015-07-15) 说明书第[0005]-[0012]、[0031]-[0159]段和附图1	1，4，6，7，10，11，16
A	CN 105459793 A (比亚迪股份有限公司) 2016年 4月 6日 (2016-04-06) 全文	1-16
A	CN 104859419 A (比亚迪股份有限公司) 2015年 8月 26日 (2015-08-26) 全文	1-16
A	CN 105459788 A (比亚迪股份有限公司) 2016年 4月 6日 (2016-04-06) 全文	1-16
A	EP 1270301 A2 (HITACHI LTD) 2003年 1月 2日 (2003-01-02) 全文	1-16

☐ 其余文件在C栏的续页中列出。

☑ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型：

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件，或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件（如具体说明的）

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布，与申请不相抵触，但为了理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件，单独考虑该文件，认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件，当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时，要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期	国际检索报告邮寄日期
2017年 7月 20日	2017年 8月 11日

ISA/CN的名称和邮寄地址	受权官员
中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088	朱艳香
传真号 (86-10)62019451	电话号码 (86-10)62085085

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2017/084025

检索报告引用的专利文件			公布日（年/月/日）	同族专利			公布日（年/月/日）
CN	104773063	A	2015年 7月 15日	US	2016207392	A1	2016年 7月 21日
				WO	2016112654	A1	2016年 7月 21日
CN	105459793	A	2016年 4月 6日		无		
CN	104859419	A	2015年 8月 26日		无		
CN	105459788	A	2016年 4月 6日		无		
EP	1270301	A2	2003年 1月 2日	US	2002189397	A1	2002年 12月 19日