

(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
2024 年 12 月 19 日 (19.12.2024)



(10) 国际公布号
WO 2024/255434 A1

- (51) 国际专利分类号:
F16H 61/32 (2006.01) **F16H 63/08** (2006.01)
F16H 63/32 (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2024/088272
- (22) 国际申请日: 2024 年 4 月 17 日 (17.04.2024)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
202310696095.4 2023年6月13日 (13.06.2023) CN
- (71) 申请人: 厦 门 国 创 中 心 先 进 电
驱 动 技 术 创 新 中 心 (XIAMEN NEVC
ADVANCED ELECTRIC POWERTRAIN TECHNO-
LOGY INNOVATION CENTER) [CN/CN]; 中国福建

省厦门市湖里区火炬高新区火炬园火炬路56-58号火炬广场南楼304-45, Fujian 361000 (CN)。

- (72) 发明人: 段志辉(DUAN, Zhihui); 中国福建省厦门市火炬高新区科技创新园滨海西大道2555号(即美峰创谷1号楼)第五层501-540单元, Fujian 361000 (CN)。 潘思远(PAN, Siyuan); 中国福建省厦门市火炬高新区科技创新园滨海西大道2555号(即美峰创谷1号楼)第五层501-540单元, Fujian 361000 (CN)。 邢杰(XING, Jie); 中国福建省厦门市火炬高新区科技创新园滨海西大道2555号(即美峰创谷1号楼)第五层501-540单元, Fujian 361000 (CN)。 冉茂强(RAN, Maoqiang); 中国福建省厦门市火炬高新区科技创新园滨海西大道2555号(即美峰创谷1号楼)第五层501-540单元, Fujian 361000 (CN)。 张敏(ZHANG, Min); 中国福建省厦门市火炬高新区

(54) Title: INTEGRATED TRANSMISSION GEARSHIFT MECHANISM AND GEARSHIFT SYSTEM

(54) 发明名称: 一种集成式变速器换挡机构及换挡系统

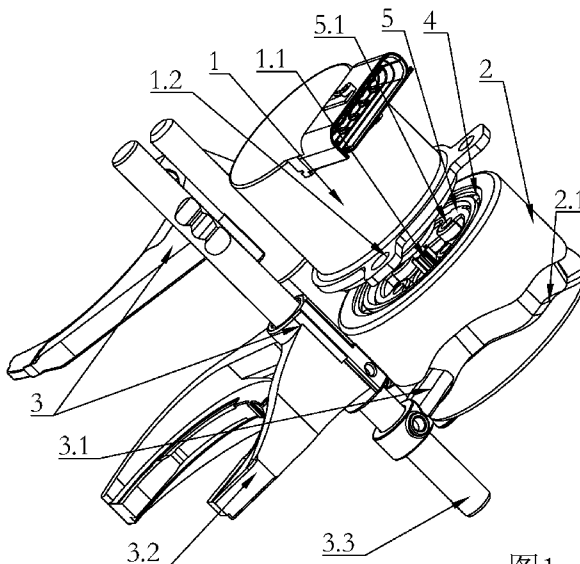


图1

(57) Abstract: An integrated transmission gearshift mechanism and a gearshift system. The integrated transmission gearshift mechanism comprises a gearshift electric motor (1) for inputting power, a gearshift hub assembly (2) for pushing gearshift fork assemblies (3) to implement gear shifting, a single-stage planetary gearset reducer mechanism located between the gearshift electric motor (1) and the gearshift hub assembly (2) to implement power transmission, and the gearshift fork assemblies (3) cooperating with the gearshift hub assembly (2). Compared with a traditional complex two-stage planetary gearset reducer mechanism, the single-stage planetary gearset reducer mechanism uses a single planet carrier and a single sun gear, and a left planet gear (7.1) and a right planet gear (7.2) have a one-piece structure; and the right planet gear (7.2) replaces a right sun gear having a low strength to transmit a torque. The integrated transmission gearshift mechanism has a simple and compact structure, and has a larger torsional capacity. According to the gearshift

科技创新园滨海西大道2555号（即美峰创谷1号楼）第五层501-540单元, Fujian 361000 (CN)。

(74) 代理人:厦门市精诚新创知识产权代理有限公司(XIAMEN JINGCHENG XINCHUANG INTELLECTUAL PROPERTY ATTORNEY CO., LTD.); 中国福建省厦门市集美区软件园三期C区C10栋201室, Fujian 361022 (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, CV, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IQ, IR, IS, IT, JM, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MU, 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, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, 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, CV, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SC, 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, ME, 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)。

根据细则4.17的声明:
— 发明人资格(细则4.17(iv))

本国际公布:
— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

phase logic of the gearshift hub assembly, a gearshift sliding rail cooperates with a plurality of gearshift fork assemblies to implement the control of a plurality of gears, and thus the axial dimension of the gearshift hub assembly can be reduced, which is beneficial for the system layout of the whole machine, and can also reduce the cost.

(57) 摘要: 一种集成式变速器换挡机构及换挡系统, 包括动力输入的换挡电机(1)、推动换挡拨叉总成(3)实现换挡的换挡毂总成(2)、位于换挡电机(1)及换挡毂总成(2)之间实现力传递的一级类行星排减速机构、与换挡毂总成(2)配合的换挡拨叉总成(3); 一级类行星排减速机构与传统复杂两级行星排减速机构相比, 采用单行星架、单太阳轮, 左行星齿轮(7.1)与右行星齿轮(7.2)为一体件结构; 右行星轮(7.2)替代强度薄弱的右太阳轮传递扭矩, 其结构简单紧凑、有更大承担能力。本换挡毂总成换挡相位逻辑, 换挡滑轨, 配合多个换挡拨叉总成实现多个档位的控制, 可减小换挡毂总成轴向尺寸, 不仅利于整机的系统布置, 同时降低成本。

一种集成式变速器换挡机构及换挡系统

技术领域

本发明公开一种集成式变速器换挡机构及换挡系统，按国际专利分类表 (IPC) 划分属于汽车变速器技术领域。

背景技术

根据国家相关部门发布 GB19578—2021《乘用车燃料消耗量限值》标准要求，为了满足日趋严格的燃油经济性目标，纯电化及混动化为各大汽车厂商汽车动力总成的主要技术路线。目前市场纯电动及混动变速器主要产品为单档位，产品开发过程中均能保证在城市工况满足燃油经济性目标，但在高速工况，由于变速器档位过少，发动机或电机工作工况无法长期维持在高效率区，故高速工况燃油经济性较差。随着纯电及混动车型的发展，适当的多档化变速器将是发展趋势。

在乘用车、商用车变速器传动系统领域，多档位变速器档位的切换常采用同步器结构；市场目前实现同步器档位切换的换挡作动机构主要有液压换挡、电机换挡两大类；液压换挡系统由于复杂的阀体及油路，导致液压系统制造精度及制造难度加大，增大液压系统的开发成本，同时高压油泵存在持续工作提供压力才能换挡导致变速器总成的能耗损失偏高问题；电机换挡通过机械减速机构减速增扭，系统结构简单、可靠性好、成本低；电机换挡系统响应时间短，可以更好的实现换挡控制，而且电机换挡时才工作，降低了变速器总成的能耗损失；故电机换挡系统在变速器总成效率、成本具备一定优势。

电机换挡系统主要可分为两大类：选换挡独立控制换挡机构、单电机毂式换挡机构；选换挡独立控制换挡机构需要两个电机实现选挡和换挡功能，该机构

除了包括换挡电机和选挡电机外，还要实现互锁功能，导致换挡系统较复杂、占用空间大且成本较高等缺点；单电机毂式换挡机构，换挡电机动力经过减速机构实现减速增扭后驱动换挡毂总成旋转，换挡毂总成拨动换挡拨叉实现变速器换挡，该结构不仅简单、可靠性高，而且采用单电机结构，可进一步降低总成成本。

目前市场以外平行轴三级减速换挡毂结构形式居多，如中国文献 CN112780768 A 公开一种换挡毂结构，其主要构架为换挡电机外部啮合两对双联齿减速后再和换挡毂上的齿轮连接，最终驱动换挡毂旋转换挡；该结构成本相对较低，但需要在换挡毂总成外侧的壳体上预留多个三级减速机构的安装孔，不仅加大壳体的加工难度，而且占用较大整机外部布置空间。对某些整机布置空间有较高要求的开发项目，外平行轴三级减速换挡毂结构往往无法满足整机布置需求。

另外目前市场单电机毂式换挡机构，常规换挡逻辑设计均为一个换挡滑轨控制一个换挡拨叉，换挡毂控制多个换挡拨叉需在换挡毂上设计多条换挡滑轨与之一一对应；多条换挡滑轨结构不仅结构复杂，增大换挡毂总成轴向长度，而且系统成本整加。

发明内容

针对现有技术的不足，本发明提供一种集成式变速器换挡机构，可以为纯电动及混动变速器提供一种输出承载扭矩更大、换挡毂总成轴向径向空间更小、产品成本更低的换挡机构。

本发明一种集成式变速器换挡机构，包括动力输入的换挡电机，推动换挡拨叉实现换挡的换挡毂总成，位于换挡电机及换挡毂总成之间的一级类行星排减速齿轮机构，与换挡毂总成配合的换挡拨叉系统总成。

本发明换挡电机作为动力输入端，换挡电机的输出轴与换挡电机输出轴齿轮固联，换挡电机输出轴齿轮经过换挡毂总成腔体内部集成的一级类行星排减速齿轮机构，可实现减速增扭的作用；一级类行星排减速齿轮机构与换挡电机、换挡毂总成同轴布置；一级类行星排减速齿轮机构中换挡电机输出轴齿轮作为输入，与行星齿轮总成的左行星齿轮啮合传动，行星齿轮总成的左行星轮外侧与固定的左内齿圈啮合传动；行星架的支撑轴与行星齿轮总成径向定位配合，左行星齿轮分别与换挡电机输出轴齿轮和固定的左内齿圈啮合传动，使行星齿轮总成绕行星架的支撑轴自转；行星齿轮总成的左行星齿轮与右行星齿轮为一体件结构，行星齿轮总成中的右行星轮与右内齿圈啮合，行星架与行星齿轮总成组成的系统可绕右内齿圈轴线自由公转，使得动力传递至右内齿圈，右内齿圈与换挡毂总成内腔固联；换挡电机在一级类行星排减速机构的动力传递路线为：换挡电机输出轴齿轮—左行星齿轮/右行星齿轮—右内齿圈—换挡毂总成内腔，最终传递至换挡毂总成并驱动换挡毂旋转。

进一步，换挡毂沿周向根据换挡逻辑设计有若干换挡滑轨，每一换挡滑轨内配置两个或两个以上的换挡拨叉总成的拨叉滑块，各拨叉滑块以一定角度布置在换挡滑轨内，同一换挡滑轨内的各拨叉滑块交替共用相对应相位的换挡斜坡。

根据变速器总成目标档位换挡逻辑图，在换挡毂总成外径沿周设计有满足换挡逻辑的换挡滑轨，同时各档位的换挡拨叉总成紧凑布置在换挡毂总成外径沿周，各档换挡拨叉滑块根据换挡逻辑图中角度要求布置在换挡毂总成沿周的换挡滑轨内，换挡拨叉总成上的换挡拨叉轴两端通过拨叉衬套安装在变速器壳体上的拨叉孔内实现径向定位，换挡拨叉总成可以沿拨叉轴方向自由移动；换挡毂总成旋转，换挡毂总成沿周滑轨斜坡推动换挡拨叉总成的拨叉滑块，拨叉

滑块受到换挡滑轨斜坡径向分力和轴向分力；换挡拨叉总成上的换挡拨叉轴两端通过拨叉衬套实现径向定位，换挡滑轨斜坡径向分力被拨叉衬套支撑力抵消，拨叉滑块只能通过换挡毂滑轨斜坡轴向分力运动，实现换挡毂总成旋转运动转变为换挡拨叉总成沿拨叉轴轴向运动转化，换挡拨叉上的叉爪推动变速器轴系上的同步器轴向移动，实现变速器摘挡挂挡功能。

本发明方案中一个换挡滑轨，配合多个换挡拨叉总成实现多个档位的控制，与现有单电机毂式换挡机构的一个换挡滑轨控制一个换挡拨叉总成相比，减小了换挡毂总成轴向尺寸。

本发明还提供一种换挡系统，其包括两套所述的一种集成式变速器换挡机构，两套集成式变速器换挡机构分别独立控制双轴变速箱上奇、偶挡位同步器，实现奇、偶挡位单独挂挡和奇、偶挡位同时挂挡功能。

本发明为集成式变速器换挡机构，机构内只有一个行星架结构，与现有两级行星排减速机构换挡毂系统相比，左行星齿轮与右行星齿轮为一体件结构，同时取消强度薄弱的二级太阳轮，采用行星轮输入替代太阳轮承扭；因行星轮的外廓尺寸设计可以明显大于太阳轮，而且行星系统至少有三个行星轮分担系统载荷，该结构可以有效改善系统大速比大扭矩导致的行星减速系统太阳轮强度不足的问题；本发明的减速机构有效减小了换挡毂总成的径向尺寸。

本发明具有结构简单、零部件数量少、轴向径向空间紧凑、成本低、承载扭矩强等诸多优点。

附图说明

图 1 是本发明实施例示意图。

图 2 是本发明实施例剖面图。

图 3 是本发明实施例换挡毂总成输入侧示意图。

图 4 是本发明实施例去除左齿圈、右齿圈后的一级类行星排减速齿轮机构示意图。

图 5 是本发明实施例去除行星架后的一级类行星排减速齿轮机构示意图。

图 6 是本发明一实施例相位逻辑模拟图，相位 1 到相位 8。

具体实施方式

下面将结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施例仅是本发明的一部分实施例，而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例，本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例，都属于本发明保护的范围。

在本发明的描述中，需要理解的是，术语“中心”、“纵向”、“横向”、“长度”、“宽度”、“厚度”、“上”、“下”、“前”、“后”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”、“内”、“外”、“顺时针”、“逆时针”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系，仅是为了便于描述本发明和简化描述，而不是指示或暗示所指的设备或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作，因此不能理解为对本发明的限制。

实施例：请参阅图 1 至图 5，一种集成式变速器换挡机构，包括动力输入的换挡电机 1，推动换挡拨叉总成 3 实现换挡的换挡毂总成 2，位于换挡电机 1 及换挡毂总成 2 之间实现力传递的一级类行星排减速齿轮机构，与换挡毂总成 2 配合的换挡拨叉总成 3（也称为换挡拨叉系统）；其中的换挡毂总成 2 具有容置腔，即换挡毂内腔，一级类行星排减速齿轮机构设置于换挡毂总成 2 的容置腔内；一级类行星排减速齿轮机构与换挡电机 1、换挡毂总成 2 同轴布置；换挡拨叉总成 3，包括拨叉滑块 3.1、换挡拨叉 3.2 及拨叉轴 3.3；换挡电机 1 的动力输入端，通过换挡电机输出轴齿轮 1.1，经过换挡毂总成 2 内部集成的一级类行

星排减速齿轮机构实现减速增扭作用后，动力输出驱动换挡毂总成 2 旋转，换挡毂总成 2 沿周换挡滑轨 2.1 推动换挡拨叉总成 3 上的拨叉滑块 3.1，使换挡拨叉总成 3 沿拨叉轴 3.3 轴向运动，换挡拨叉 3.2 上的叉爪推动变速器轴系上的同步器轴向移动，实现变速器摘挡、挂挡功能。

请参阅图 1 至 5，本发明一实施例中，换挡电机 1 通过换挡电机壳体上的安装孔 1.2 与变速器左箱壳体 6 的电机安装孔 6.2 采用螺栓的方式实现固联；换挡电机 1 作为换挡动力源，通过换挡电机 1 上的输出轴齿轮 1.1 作为动力输入端，与布置在换挡毂总成 2 腔体内部的行星齿轮总成 7、行星架 8、左内齿圈 5、右内齿圈 9 组成一级类行星排减速齿轮机构；一级类行星排减速齿轮机构中，换挡电机 1 的输出轴齿轮 1.1 与左行星齿轮 7.1 内侧啮合；左行星齿轮 7.1 外侧与左内齿圈 5 啮合；左内齿圈 5 通过左内齿圈端面的左内齿圈安装孔 5.1，与变速器左箱壳体 6 上的内齿圈安装孔 6.1 通过螺栓方式实现固联；左行星齿轮 7.1 与右行星齿轮 7.2 同轴布置且为一体件结构组成行星齿轮总成 7；行星齿轮总成 7 的齿轮内孔与行星架 8 上的支撑轴 8.1 配合实现径向定位，行星架 8 底部支撑面与换挡毂总成 2 内腔底部端面配合实现轴向定位；右行星齿轮 7.2 外侧与右内齿圈 9 啮合；右内齿圈 9 外圈与换挡鼓总成 2 内腔通过过盈配合形式固联；换挡毂总成 2 的左侧通过换挡毂总成 2 的内腔与左内齿圈 5 的外圈之间安装左轴承 4 实现连接及自由旋转，换挡毂总成 2 的右侧通过换挡毂总成 2 底部轴承安装外圈与变速器右箱壳体 11 轴承安装内圈之间安装右轴承 10 实现连接及自由旋转；换挡毂总成 2 外径沿周根据换挡逻辑设计有换挡滑轨 2.1，各档位的换挡拨叉总成 3 紧凑布置在换挡毂总成 2 外径沿周，各档位拨叉轴 3.3 轴线与换挡毂总成 2 轴线平行布置，各挡拨叉滑块 3.1 根据换挡逻辑图中角度要求布置在换挡毂总成 2 沿周的换挡滑轨 2.1 内，各挡拨叉滑块 3.1 轴线通过换

换挡毂总成 2 轴心；换挡拨叉总成 3 上的换挡拨叉轴 3.3 两端通过拨叉衬套安装在变速器壳体上的拨叉孔内实现径向定位，换挡拨叉总成 3 可以沿拨叉轴 3.3 轴向自由移动；换挡毂总成 2 旋转，换挡毂总成换挡滑轨 2.1 的斜坡推动拨叉滑块 3.1，拨叉滑块 3.1 受到换挡滑轨 2.1 斜坡径向分力和轴向分力；在换挡拨叉轴 3.3 两端拨叉衬套径向定位的作用下，实现换挡毂总成 2 旋转运动转变为换挡拨叉总成 3 沿拨叉轴 3.3 轴向运动转化，换挡拨叉 3.2 上的叉爪推动变速器轴系上的同步器轴向移动，实现变速器摘挡挂挡功能。

本发明一实施例一级类行星排减速齿轮机构中，左行星齿轮 7.1 与右行星齿轮 7.2 同轴布置且为一体件结构组成行星齿轮总成 7；换挡电机输出轴齿轮 1.1 可以与左行星齿轮 7.1 内侧啮合，动力传递路线为：换挡电机输出轴齿轮—左行星轮—右行星轮—右内齿圈—换挡毂总成；换挡电机输出轴齿轮 1.1 也可以与右行星齿轮 7.2 内侧啮合，动力传递路线为：换挡电机输出轴齿轮—右行星轮—右内齿圈—换挡毂总成。

本发明一实施中，一种集成式变速器换挡机构，换挡毂沿周向根据换挡逻辑设计有若干换挡滑轨 2.1，每一换挡滑轨 2.1 内配置一个或两个或两个以上的换挡拨叉总成 3 的拨叉滑块 3.1，当拨叉滑块数量两个或两个以上时，各拨叉滑块 3.1 交替共用相对应相位换挡滑轨 2.1 内换挡斜坡，各拨叉滑块 3.1 根据换挡逻辑设定的角度布置在换挡滑轨 2.1 内。一实施例中，换挡毂总成换挡相位逻辑，换挡毂总成 2 上设有一换挡滑轨 2.1，与之配合的多个换挡拨叉总成 3 实现多个档位的控制。换挡毂总成 2 设有机械限位装置，保证换挡毂总成 2 工作行程小于 360° ，确保换挡毂相位的唯一性；在工作行程内以固定角度设定多个相位，每个相位对应一个换挡工况；通过控制换挡毂相位角度位置，可实现变速器的升降挡。

本发明一实施中，其换挡毂总成换挡相位逻辑，可实现一个换挡毂总成 2 上只需一条换挡滑轨 2.1，与之配合的两个换挡拨叉总成 3，两个换挡拨叉总成 3 与拨叉滑块 3.1 一一对应，可以实现四个档位的控制；该换挡相位逻辑可以使换挡毂总成换挡滑轨数量减小，不仅降低了换挡毂总成的设计制造难度，而且换挡毂总成轴向长度也可大幅减小，利于换挡系统的轴向空间布置；以某实施例，结合本发明的换挡毂相位逻辑表表 1、相位逻辑模拟图图 6 进行阐述：

表 1、换挡毂相位逻辑表

档位	G1/G3 同步器		G5/G7 同步器		换挡毂相位	换挡毂 相位角 度	各挡同步器对应状态	对应档位
	G1	G3	G5	G7				
N					相位 1	0°	空挡	空挡
1st	1				相位 2	45°	一三挡同步器挂一档	一档
2nd					相位 3	90°	一三挡同步器退一档	空挡
3rd		3			相位 4	135°	一三挡同步器挂三挡	三挡
4th					相位 5	180°	一三挡同步器退三挡	空挡
5th			5		相位 6	225°	五七挡同步器挂五挡	五挡
6th					相位 7	270°	五七挡同步器退五挡	空挡
7th				7	相位 8	315°	五七挡同步器挂五挡	七挡

整个换挡毂总成设计有机械限位装置，保证换挡毂总成工作行程小于 360°，确保换挡毂总成在工作行程内相位的唯一性；表 1 中左侧为变速器整机输入升降挡挡位需求，根据变速器档位需求以每 45° 为一个相位，共设计 8 个换挡毂相位，8 个相位一共为 315°，即为换挡毂总成整个工作行程；

根据整车变速器的输入参数，可对一、三、五、七档四个档位中的两两挡位组合形式进行搭配，搭配完成后可参照实施例对换挡滑轨结构设计及两拨叉滑块位置布置，并进行各相位挡位换挡实际模拟；在多套可行换挡逻辑方案中择优选择方案。本实施例如表 1 所示，一档、三挡共用一个同步器系统，五挡、七挡共用一个同步器系统，一、三挡拨叉总成控制一三挡同步器，五七挡拨叉总成控制五七挡同步器；两个换挡拨叉滑块上下端面布置在换挡毂总成沿周换

挡滑轨的轨槽中，两个换挡拨叉滑块按沿换挡毂总成中心 180° 布置；

图 6 中相位 1，为换挡毂总成工作起始基点，定义换挡毂总成位置为 0° ，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 0° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 180° ；该位置五七挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，一三挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应两个同步器总成均处于空挡位置；

图 6 中相位 2，换挡毂总成正向旋转至 45° 位置，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 45° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 225° ；该位置五七挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应五七档同步器总成处于空挡位置；一三挡拨叉滑块处于图示换挡滑轨型线上方的位置，对应一三档同步器总成处于一档位置；该相位表示变速器实现挂一档操作；

图 6 相位 3，换挡毂总成正向旋转至 90° 位置，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 90° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 270° ；该位置五七挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应五七档同步器总成处于空挡位置；一三挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应一三档同步器总成处于空挡位置；该相位表示变速器实现退一档操作；

图 6 相位 4，换挡毂总成正向旋转至 135° 位置，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 135° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 315° ；该位置五七挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应五七档同步器总成处于空挡位置；一三挡拨叉滑块处于图示换挡滑轨型线下方的位置，对应一三档同步器总成处于三挡位置；该相位表示变速器实现挂三挡操作；

图 6 相位 5，换挡毂总成正向旋转至 180° 位置，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 180° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 0° ；该位置五七挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应五七档同步器总成处于空挡位置；一三挡换挡拨

叉滑块纵坐标位置为 0，对应一三档同步器总成处于空挡位置；该相位表示变速器实现退三挡操作；

图 6 相位 6，换挡毂总成正向旋转至 225° 位置，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 225° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 45° ；该位置五七挡拨叉滑块处于图示换挡滑轨型线上方的位置，对应五七档同步器总成处于五挡位置；一三挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应一三档同步器总成处于空挡位置；该相位表示变速器实现挂五挡操作；

图 6 相位 7，换挡毂总成正向旋转至 270° 位置，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 270° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 90° ；该位置五七挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应五七档同步器总成处于空挡位置；一三挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应一三档同步器总成处于空挡位置；该相位表示变速器实现退五挡操作；

图 6 相位 8，换挡毂总成正向旋转至 315° 位置，该工况五七挡拨叉滑块处于换挡毂总成 315° ，一三挡拨叉滑块处于换挡毂总成 135° ；该位置五七挡拨叉滑块处于图示换挡滑轨型线下方的位置，对应五七档同步器总成处于七挡位置；一三挡换挡拨叉滑块纵坐标位置为 0，对应一三档同步器总成处于空挡位置；该相位表示变速器实现挂七挡操作。

本发明技术方案所述的换挡相位逻辑，换挡毂总成正向旋转相位增大，变速器逐级实现升挡，同理换挡毂总成反向旋转相位减小，变速器逐级实现降挡；换挡电机通过一级类行星排减速机构减速增扭后，控制换挡毂总成的相位位置，即可实现变速器档位的升降挡控制。按照上述发明逻辑，可以把换挡毂总成的相位角度减小例如 30° ，就可以在小于 360° 的工作行程中布置更多的相位，满足多挡位变速器换挡逻辑需求。

本发明一实施例中，换挡系统采用两套集成式变速器换挡机构，其中一套集成式变速器换挡机构的换挡毂总成按照本发明技术方案所述的换挡相位逻辑，可实现一、三、五、七挡位控制；另一套集成式变速器换挡机构的换挡毂总成按照本发明技术方案所述的换挡相位逻辑，同样可实现倒、二、四、六挡位控制；两套本发明集成式变速器换挡机构的组合搭配，可实现双轴变速箱上奇、偶挡位同步器的独立控制，实现奇、偶挡位单独挂挡和奇、偶挡位同时挂挡功能。

本发明技术方案所述的一种换挡毂换挡相位逻辑，换挡毂总成 2 额外提供一个换挡相位给驻车系统的驻车拨叉，换挡毂总成沿周可额外设计一条驻车滑轨，驻车拨叉滑块与驻车滑轨配合，换挡毂总成驻车滑轨可以提供给驻车拨叉轴向力，作为驻车系统的驱动力；这样可省去驻车电机，降低驻车系统的开发成本。

本发明技术方案中一级类行星排减速齿轮机构与常规两级行星排减速机构说明如下：

本发明技术方案所述的一级类行星排减速齿轮机构，在要求输出同等强度、同等减速比的前提下，与常规两级行星排减速机构需要两套完整的行星排组件对比，本发明减速机构系统减少一个太阳轮和一个行星排组件，降低系统设计难度及制造成本；本发明取消了常规两级行星排减速机构的二级太阳轮，采用右行星轮输入替代太阳轮承扭；因右行星轮的外廓尺寸设计可以明显大于太阳轮，而且行星系统至少有三个行星轮分担系统载荷，该结构可以有效改善系统大速比大扭矩导致的行星减速系统太阳轮强度不足的问题；该发明创新结构，解决第二级行星减速机构因强度问题外径尺寸需比第一级减速机构大的问题；本发明的右行星轮与右内齿圈系统强度可以得到大幅提升，为了满足换挡毂总

成紧凑型布置要求，缺少太阳轮的右内齿圈外径尺寸可以小于左内齿圈；以上在满足同等强度、同等速比的前提下，本发明不仅零部件数量减小，成本降低，而且整体外径尺寸减小，更易于整机布置等诸多优势。

本发明技术方案所述的一级类行星排减速齿轮机构，以下以某两级行星排减速器机构换挡毂总成参数进行外部尺寸对比：

两套系统均采用统一输入条件：某换挡电机输入齿数 7 齿，模数为 1，减速机构要求减速比 60。

采用常规两级行星减速机构，设计齿轮齿数参数为模数统一为 1：

一级太阳轮： $Z_1=7$ 输入、一级行星轮： $Z_2=21$ 行星架输出、一级内齿圈： $Z_3=50$ 固定

二级太阳轮： $Z_4=10$ 输入、二级行星轮： $Z_5=27$ 行星架输出、二级内齿圈： $Z_6=65$ 固定

$$I_{\text{总速比}} = I_{\text{一级}} \times I_{\text{二级}} = (1 + Z_3/Z_1) \times (1 + Z_6/Z_4) = 8.14 \times 7.5 = 61.05$$

备注：二级太阳轮由于承受强度明显大于一级太阳轮，故该结构二级太阳采用 10 个齿数。

本发明所述的一级类行星排减速机构。设计齿轮齿数参数为模数统一为 1：

太阳轮： $z_1=7$ 输入、左行星轮： $z_2=20$ 左行星轮输出、右行星轮： $z_3=16$ 右行星轮输入、左内齿圈： $z_4=z_1+2 \times z_2=7+2 \times 20=47$ 固定、右内齿圈： $z_5=z_1+z_2+z_3=7+20+16=43$ 输出

$$\begin{aligned} i_{\text{总速比}} &= \frac{2 \times z_2 \times (z_1 + z_2 + z_3)}{z_1 \times (z_2 - z_3)} \\ &= \frac{2 \times 20 \times (7 + 20 + 16)}{7 \times (20 - 16)} = 61.43 \end{aligned}$$

上述两套减速机构总速比相当，通过对比，常规两级行星减速机构，一级太阳轮： $Z_1=7$ 、一级行星轮： $Z_2=21$ 、一级内齿圈： $Z_3=50$ ；本发明一级类行星排

机构，太阳轮： $z_1=7$ 、左行星轮： $z_2=20$ 、左内齿圈： $z_4=47$ ，前半部分两者总体尺寸大小相当。

常规两级行星减速机构，二级太阳轮： $Z_4=10$ 、二级行星轮： $Z_5=27$ 、二级内齿圈： $Z_6=65$ ；本发明一级类行星排机构，右行星轮： $z_3=16$ 、右内齿圈： $z_5=43$ ；后半部分对比可以看出：本发明一级类行星排机构右内齿圈齿数为 43，明显小于常规两级行星减速机构的二级内齿圈的齿数 65；同时也小于本发明一级类行星排机构的左内齿圈 47 齿。本发明一级类行星排机构右内齿圈齿数可以设计更小，实现换挡毂总成外径减小的原因，是因为本发明取消了常规两级行星排减速机构的二级太阳轮，采用右行星轮输入替代太阳轮输入承担；因右行星轮齿数为 16 齿，通过对比明显大于常规两级行星齿轮的二级太阳轮 10 齿，而且行星系统至少有三个右行星轮分担系统载荷，故系统强度可以得到保证。本发明的一级类行星减速机构，电机太阳轮输入后通过左行星轮输出，左行星轮动力通过固联形式传递至右行星齿轮，而非常规两级行星排减速机构的电机一级太阳轮输入后通过一级行星架输出；本发明的一级类行星减速机构通过合理的设计可以实现小体积大速比的需求。

本发明一种集成式变速器换挡机构，其中的一级类行星排减速齿轮机构，具有如下特点：左行星齿轮 7.1 与右行星齿轮 7.2 固联或为一体件固联且同轴布置；左行星齿轮 7.1 外径大于右行星齿轮外径 7.2；换挡电机 1、换挡电机输出轴齿轮 1.1、左内齿圈 5、右内齿圈 9、换挡毂总成 2 同轴布置；左内齿圈 5 内径大于右内齿圈 9 内径；行星齿轮总成 7 的行星齿轮数量为 1 个以上，根据系统载荷需求择取 3~5 个。

本发明另一实施例中，一级类行星排减速齿轮机构也可以设置于换挡毂总成外侧，两者同轴设置，动力传递路线为：换挡电机输出轴齿轮—一级类行星

排减速齿轮机构—换挡毂总成，最终驱动换挡毂总成旋转。该实施例中，换挡毂总成沿周换挡滑轨及换挡逻辑与前述实施例相同，在此不再赘述。

以上所记载，仅为利用本创作技术内容的实施例，任何熟悉本项技艺者运用本创作所做的修饰、变化，皆属本创作主张的专利范围，而限于实施例所揭示者。

权 利 要 求 书

1、一种集成式变速器换挡机构，其特征在于包括：

一换挡电机，作为换挡动力源；

换挡毂总成，推动换挡拨叉总成实现换挡；

一级类行星排减速齿轮机构，位于换挡电机及换挡毂总成之间实现力传递，一级类行星排减速齿轮机构与换挡电机、换挡毂总成同轴布置；

换挡拨叉总成，包括换挡拨叉、拨叉滑块及拨叉轴；

换挡电机通过换挡电机输出轴齿轮，经过一级类行星排减速齿轮机构实现减速增扭作用后，动力输出驱动换挡毂总成旋转，换挡毂总成沿周换挡滑轨推动拨叉滑块，使换挡拨叉总成沿拨叉轴轴向运动，换挡拨叉上的换挡叉爪推动变速器轴系上的同步器轴向移动，实现变速器摘挡、挂挡功能；

其中一级类行星排减速齿轮机构包括换挡电机输出轴齿轮、左内齿圈、左行星齿轮、右行星齿轮、行星架和右内齿圈，左行星齿轮与右行星齿轮同轴布置且固连组成行星齿轮总成，换挡电机输出轴齿轮与左行星齿轮内侧或右行星齿轮内侧啮合，左行星齿轮外侧与左内齿圈啮合，左内齿圈与壳体固联；行星齿轮总成的各齿轮与行星架支撑轴配合实现径向定位，右行星齿轮外侧与右内齿圈啮合，右内齿圈与换挡鼓总成通过固联方式固定。

2、根据权利要求1所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：换挡毂沿周向根据换挡逻辑设计有若干换挡滑轨，每一换挡滑轨内配置两个或两个以上的换挡拨叉总成的拨叉滑块，各拨叉滑块以一定角度布置在换挡滑轨内，同一换挡滑轨内的各拨叉滑块交替共用相对应相位的换挡斜坡。

3、根据权利要求2所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：换挡毂总成换挡相位逻辑，换挡毂总成上设有一换挡滑轨，与之配合的多个换挡拨叉实现多个档位的控制，换挡拨叉上的拨叉轴两端径向定位，换挡毂总成旋转，

换挡毂总成沿周换挡滑轨的换挡斜坡推动换挡拨叉的拨叉滑块，拨叉滑块受到换挡滑轨斜坡轴向分力，实现换挡毂总成旋转运动转变为换挡拨叉总成沿拨叉轴轴向运动转化，换挡拨叉上的换挡叉爪推动变速器轴系上的同步器轴向移动，实现变速器摘挡挂挡功能。

4、根据权利要求 2 或 3 所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：换挡毂总成设有机械限位装置，保证换挡毂总成工作行程小于 360° ，确保换挡毂相位的唯一性；在工作行程内以固定角度设定多个相位，每个相位对应一个换挡工况；通过控制换挡毂相位角度位置，可实现变速器的升降挡。

5、根据权利要求 4 所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：换挡毂总成供一个换挡相位给驻车系统的驻车拨叉，作为驻车系统的驱动力。

6、根据权利要求 1 所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：左行星齿轮与右行星齿轮同轴布置且为一体件结构组成行星齿轮总成。

7、根据权利要求 1 所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：换挡毂总成具有容置腔，一级类行星排减速齿轮机构设置于容置腔内。

8、根据权利要求 7 所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：换挡毂总成的左侧通过换挡毂总成容置腔与左内齿圈的外圈之间安装左轴承实现连接及自由旋转，换挡毂总成的右侧通过换挡毂总成底部轴承安装外圈与变速器壳体轴承安装内圈之间安装右轴承实现连接及自由旋转。

9、根据权利要求 1 所述的一种集成式变速器换挡机构，其特征在于：一级类行星排减速齿轮机构设置于换挡毂总成外侧。

10、一种换挡系统，其特征在于：包括两套如权利要求 1 至 9 之一所述的一种集成式变速器换挡机构，两套集成式变速器换挡机构分别独立控制双轴变速箱上奇、偶挡位同步器，实现奇、偶挡位单独挂挡和奇、偶挡位同时挂挡功能。

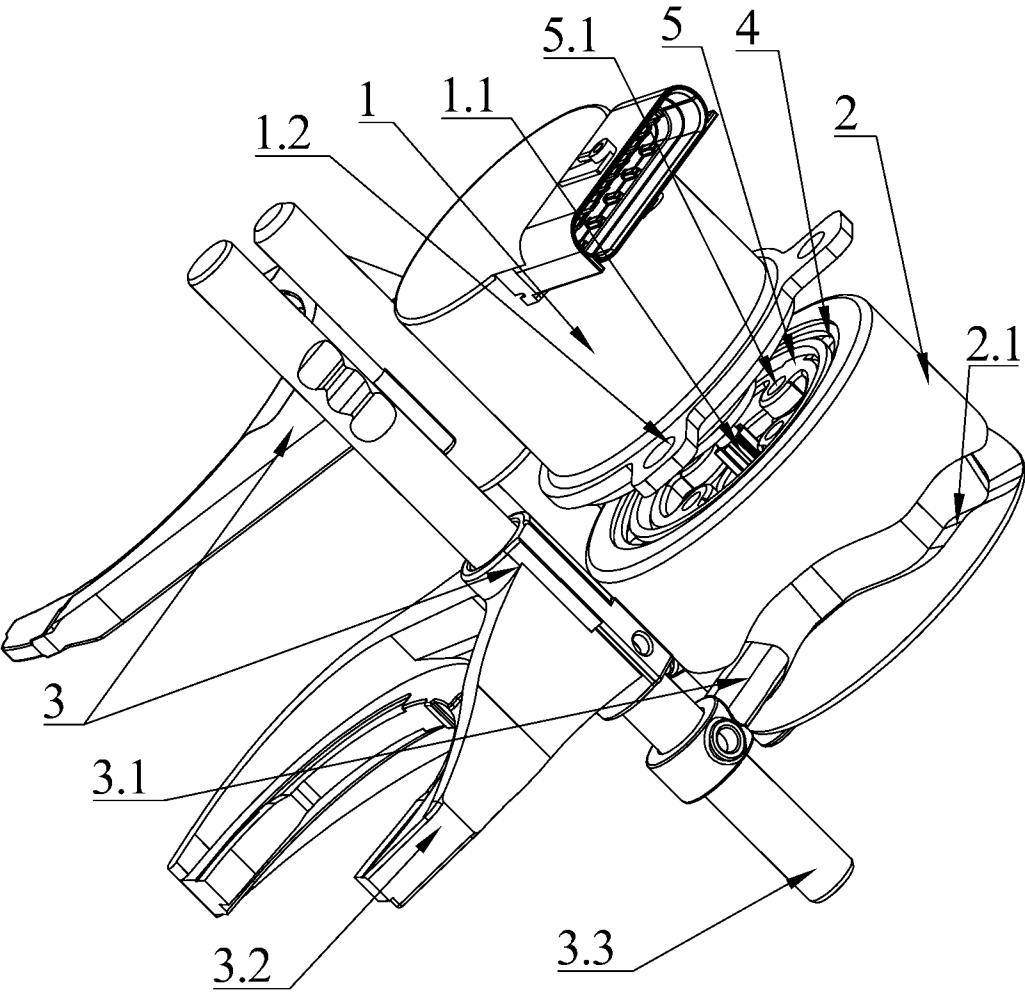


图1

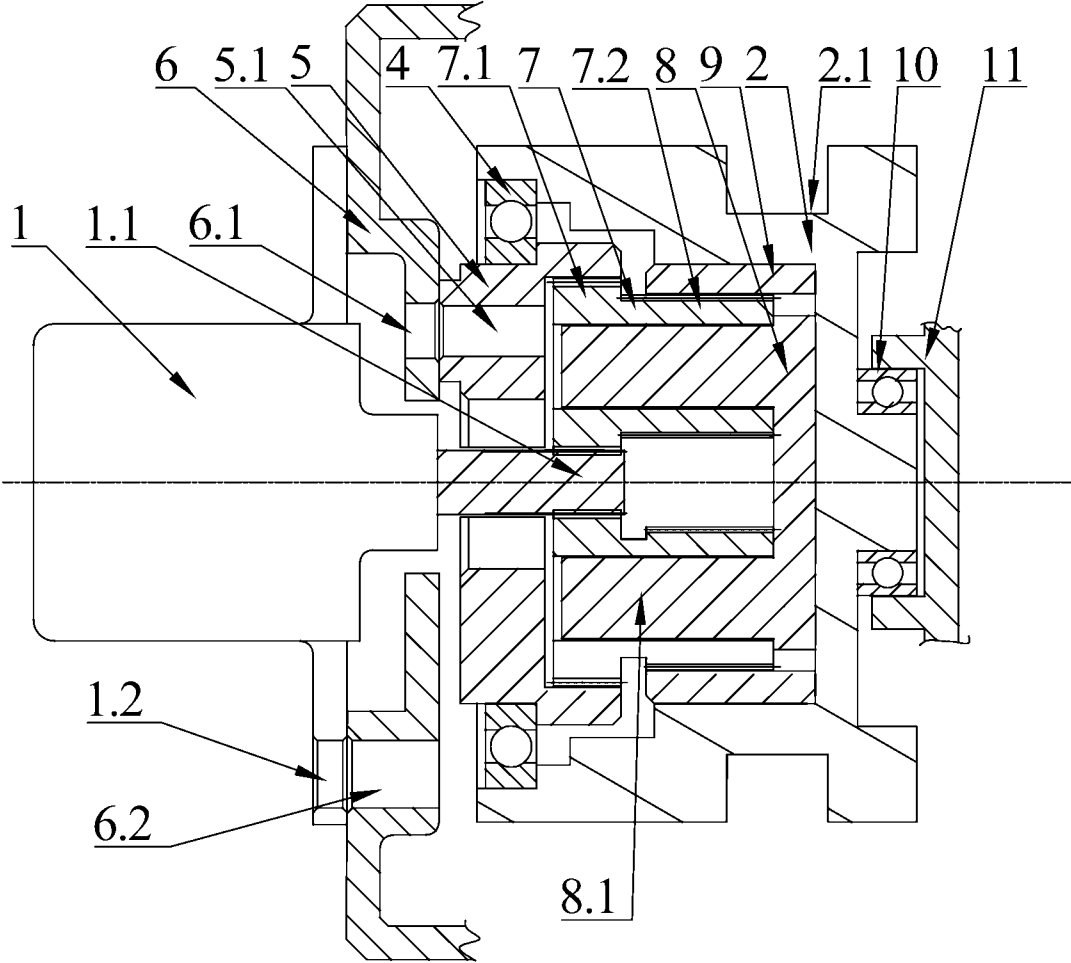


图2

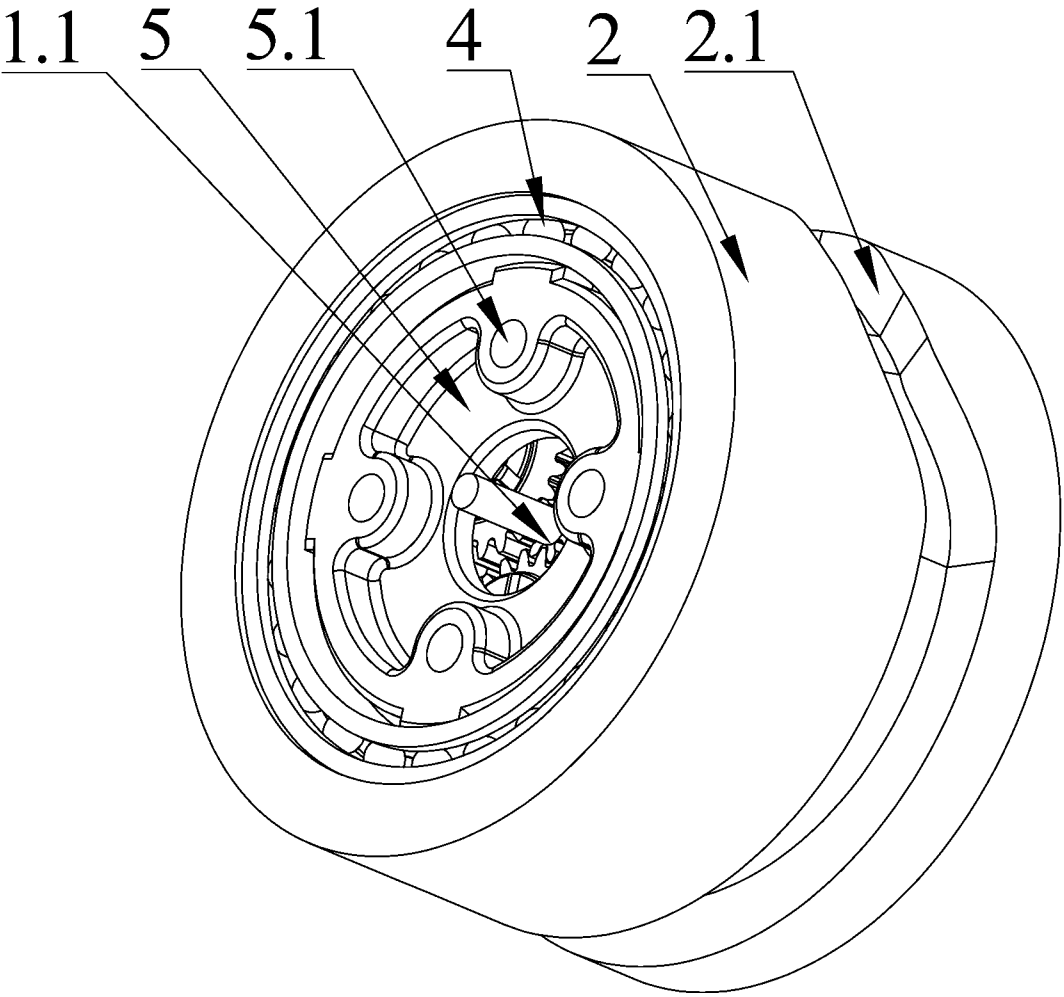


图3

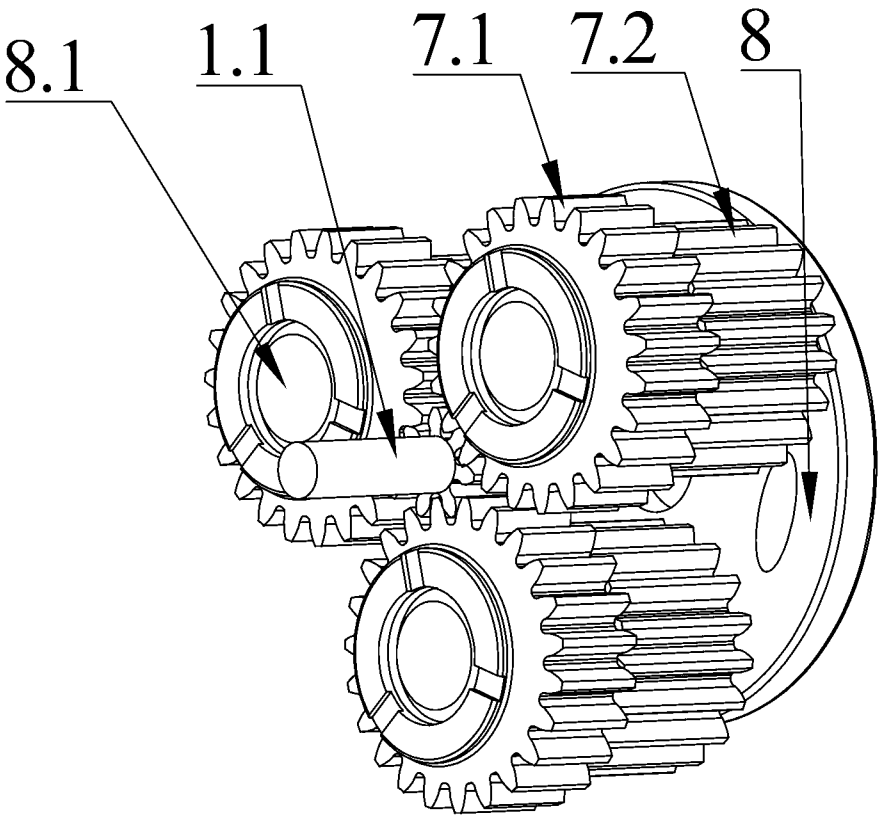


图4

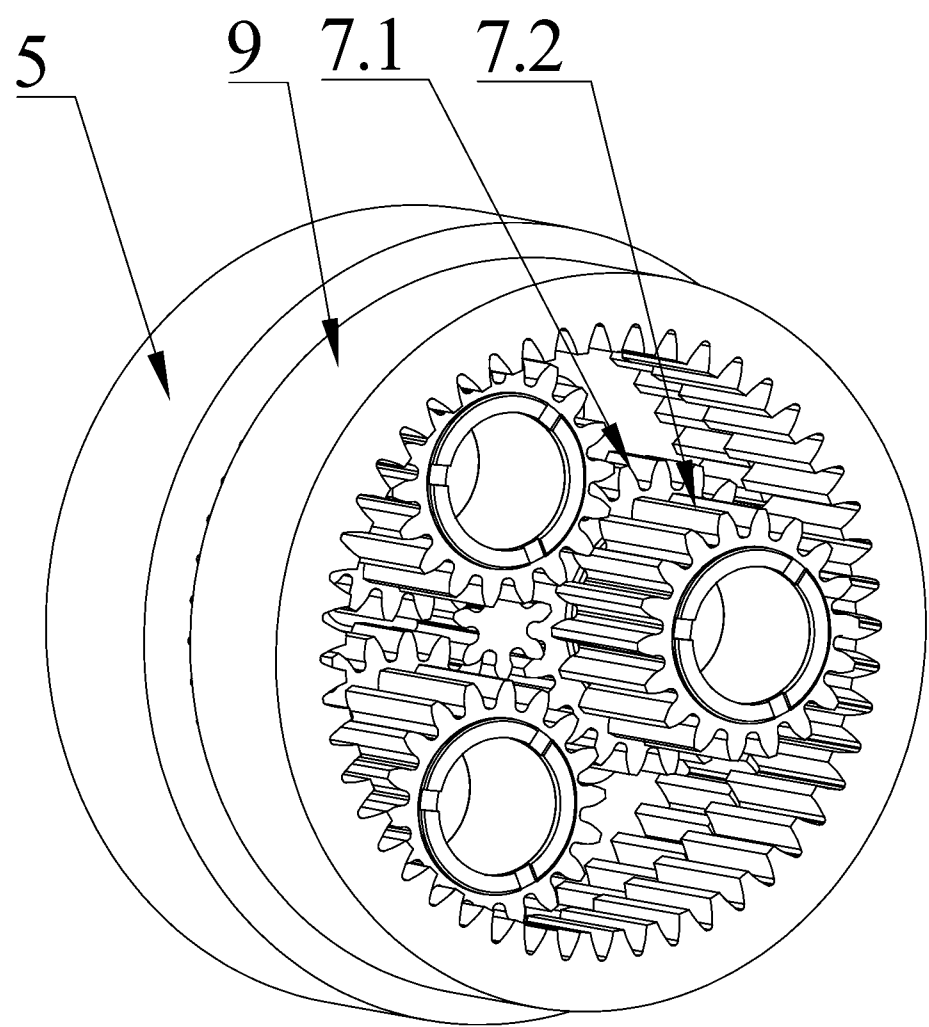


图5

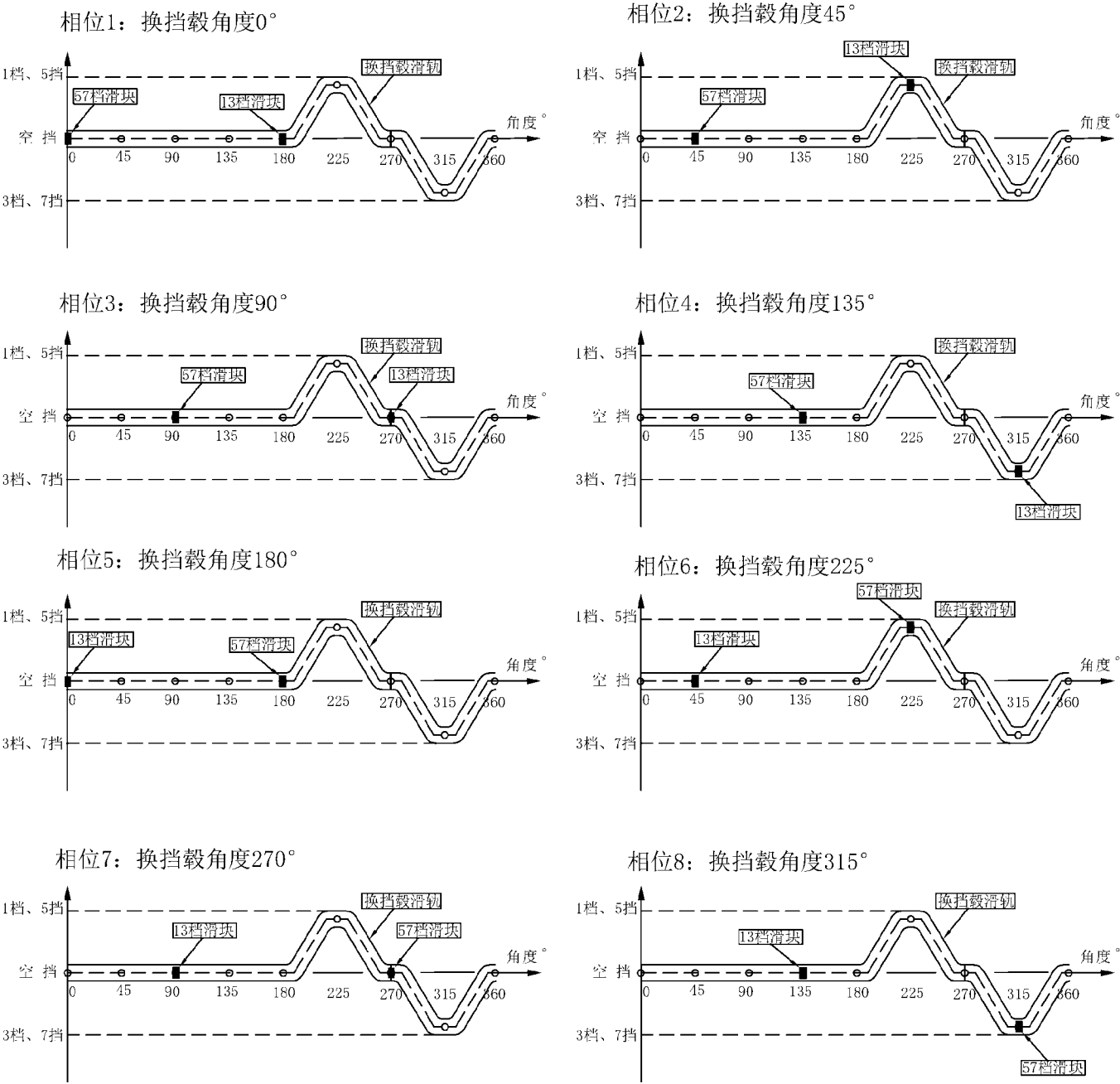


图6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2024/088272

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER F16H61/32(2006.01)i; F16H63/32(2006.01)i; F16H63/08(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) IPC: F16H 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) CNTXT, ENTXTC, WPABSC, CJFD, CNKI: 拨叉, 电机, 滑轨, 滑块, 行星齿轮, 轂; fork, motor, rail, slide block, planetary gear, hub		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	CN 117469392 A (XIAMEN GUOCHUANG CENTER ADVANCED ELECTRIC DRIVE TECHNOLOGY INNOVATION CENTER) 30 January 2024 (2024-01-30) claims 1-10	1-10
PX	CN 220337447 U (XIAMEN GUOCHUANG CENTER ADVANCED ELECTRIC DRIVE TECHNOLOGY INNOVATION CENTER) 12 January 2024 (2024-01-12) claims 1-10	1-10
A	CN 218913703 U (JIANGSU NEW ENERGY AUTOMOBILE RESEARCH INSTITUTE CO., LTD.) 25 April 2023 (2023-04-25) specific embodiments	1-10
A	CN 108131447 A (DONGFENG MOTOR CORP.) 08 June 2018 (2018-06-08) entire document	1-10
A	US 5690575 A (STEYR-DAIMLER-PUCH AG) 25 November 1997 (1997-11-25) entire document	1-10
A	DE 102019131713 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG) 27 May 2021 (2021-05-27) entire document	1-10
☒ 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 “D” document cited by the applicant in the international application “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 04 July 2024		Date of mailing of the international search report 08 July 2024
Name and mailing address of the ISA/CN China National Intellectual Property Administration (ISA/ CN) China No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao, Haidian District, Beijing 100088		Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2024/088272

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 6155126 A (BORGWARNER INC.) 05 December 2000 (2000-12-05) entire document	1-10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2024/088272

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
CN	117469392	A	30 January 2024	None			
CN	220337447	U	12 January 2024	None			
CN	218913703	U	25 April 2023	None			
CN	108131447	A	08 June 2018	None			
US	5690575	A	25 November 1997	DE	19524682	A1	09 January 1997
DE	102019131713	A1	27 May 2021	None			
US	6155126	A	05 December 2000	JP	2001159463	A	12 June 2001
				DE	60040894	D1	08 January 2009
				EP	1094253	B1	26 November 2008
				KR	20010051063	A	25 June 2001

A. 主题的分类

F16H61/32(2006.01)i; F16H63/32(2006.01)i; F16H63/08(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)

IPC: F16H

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))

CNTEXT, ENTXTC, WPABSC, CJFD, CNKI: 拨叉, 电机, 滑轨, 滑块, 行星齿轮, 毂; fork, motor, rail, slide block, planetary gear, hub

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
PX	CN 117469392 A (厦门国创中心先进电驱动技术创新中心) 2024年1月30日 (2024 - 01 - 30) 权利要求1-10	1-10
PX	CN 220337447 U (厦门国创中心先进电驱动技术创新中心) 2024年1月12日 (2024 - 01 - 12) 权利要求1-10	1-10
A	CN 218913703 U (江苏新能源汽车研究院有限公司) 2023年4月25日 (2023 - 04 - 25) 具体实施方式	1-10
A	CN 108131447 A (东风汽车集团有限公司) 2018年6月8日 (2018 - 06 - 08) 全文	1-10
A	US 5690575 A (STEYR DAIMLER PUCH AG) 1997年11月25日 (1997 - 11 - 25) 全文	1-10
A	DE 102019131713 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG) 2021年5月27日 (2021 - 05 - 27) 全文	1-10

☒ 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

“D” 申请人在国际申请中引证的文件

“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

2024年7月4日

国际检索报告邮寄日期

2024年7月8日

ISA/CN的名称和邮寄地址

中国国家知识产权局
中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088

授权官员

刘柳

电话号码 (+86) 010-62085079

PCT/ISA/210 表(第2页) (2022年7月)

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
A	US 6155126 A (BORGWARNER INC) 2000年12月5日 (2000 - 12 - 05) 全文	1-10

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2024/088272

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	117469392	A	2024年1月30日	无			
CN	220337447	U	2024年1月12日	无			
CN	218913703	U	2023年4月25日	无			
CN	108131447	A	2018年6月8日	无			
US	5690575	A	1997年11月25日	DE	19524682	A1	1997年1月9日
DE	102019131713	A1	2021年5月27日	无			
US	6155126	A	2000年12月5日	JP	2001159463	A	2001年6月12日
				DE	60040894	D1	2009年1月8日
				EP	1094253	B1	2008年11月26日
				KR	20010051063	A	2001年6月25日