



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 107542863 B

(45) 授权公告日 2023. 06. 30

(21) 申请号 201710768552.0

(22) 申请日 2017.08.31

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107542863 A

(43) 申请公布日 2018.01.05

(73) 专利权人 綦江齿轮传动有限公司
地址 401412 重庆市綦江县古南街道桥河
解放路666号

(72) 发明人 汤结贵

(74) 专利代理机构 重庆志合专利事务所(普通
合伙) 50210
专利代理师 方红

(51) Int. Cl.

F16H 3/66 (2006.01)

F16H 57/023 (2012.01)

(56) 对比文件

- CN 102767595 A, 2012.11.07
- CN 105351462 A, 2016.02.24
- CN 105546073 A, 2016.05.04
- CN 207364199 U, 2018.05.15
- DE 10162873 A1, 2003.07.24
- DE 102015209144 A1, 2016.11.24
- JP H01320355 A, 1989.12.26
- US 2007054772 A1, 2007.03.08

审查员 贾茜

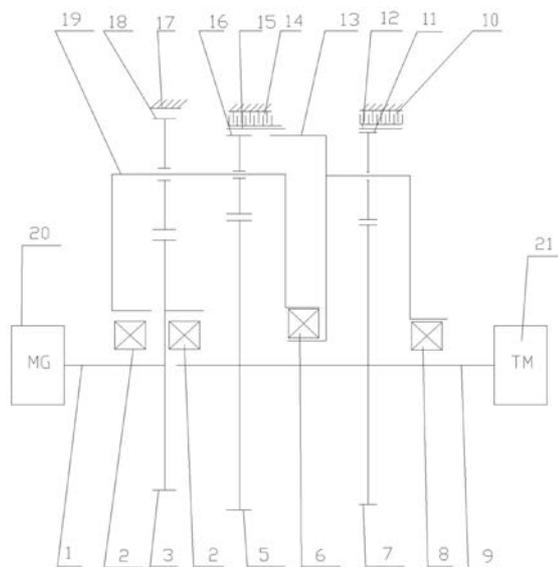
权利要求书1页 说明书4页 附图1页

(54) 发明名称

三行星排混合动力两挡自动变速器总成

(57) 摘要

本发明涉及一种三行星排混合动力两挡自动变速器总成,包括壳体、输入轴、输出轴,输入轴用于连接动力装置,输出轴与辅助驱动电机的转轴周向固定,壳体内设置第一齿圈、第二齿圈、第三齿圈,输入轴上固联第一太阳轮,第一太阳轮与第一行星轮啮合,第一行星轮与第一齿圈啮合;输出轴上固联第二太阳轮,第二太阳轮与第二行星轮啮合,第二行星轮和第一行星轮支承于第一旋转行星架上,第二行星轮与第二齿圈的内齿啮合,第二齿圈的外齿与壳体上设置的第一换挡元件啮合,第二齿圈为活动齿圈;输出轴上固联有第三太阳轮,第三太阳轮与第三行星轮啮合,第三行星轮与第三齿圈的内齿啮合,第三齿圈的外齿与壳体上设置的第二换挡元件啮合。



1. 一种三行星排混合动力两挡自动变速器总成,包括壳体、输入轴(1)、输出轴(9),其特征在于:所述输入轴(1)与输出轴(9)位于同一轴心线上,两轴不相连,所述输入轴(1)用于连接动力装置,所述输出轴(9)与辅助驱动电机(21)的转轴周向固定,所述壳体内沿输出轴(9)轴线方向依次设置第一齿圈(17)、第二齿圈(15)、第三齿圈(12),三个齿圈的轴线与输出轴(9)的轴线重合,所述输入轴(1)上固联第一太阳轮(3),第一太阳轮(3)与第一行星轮(18)啮合,所述第一行星轮(18)通过销轴支承于第一旋转行星架(19)上,所述第一行星轮(18)与壳体内固定的第一齿圈(17)啮合;

所述输出轴(9)上固联第二太阳轮(5),第二太阳轮(5)与第二行星轮(16)啮合,所述第二行星轮(16)和第一行星轮(18)同销轴支承于第一旋转行星架(19)上,所述第二行星轮(16)与第二齿圈(15)的内齿啮合,所述第二齿圈(15)的外齿与壳体上设置的第一换挡元件(14)啮合,所述第二齿圈(15)为活动齿圈;

所述输出轴(9)上固联有第三太阳轮(7),第三太阳轮(7)与第三行星轮(11)啮合,所述第三行星轮(11)通过销轴支承于第二旋转行星架(13)上,所述第三行星轮(11)与第三齿圈(12)的内齿啮合,所述第二旋转行星架(13)上设有外齿,该外齿与第二齿圈(15)上内齿啮合,所述第三齿圈(12)的外齿与壳体上设置的第二换挡元件(10)啮合,所述第三齿圈(12)为活动齿圈;

所述第一旋转行星架(19)通过轴承支承在壳体内设置的轴套内,所述第二旋转行星架(13)通过轴承支承在壳体内设置的轴套内,所述第一旋转行星架(19)与第二旋转行星架(13)通过第二轴承(6)可转动的对接;

所述第一换挡元件(14)、第二换挡元件(10)为摩擦离合器。

2. 根据权利要求1所述的三行星排混合动力两挡自动变速器总成,其特征在于:所述第一旋转行星架(19)通过第一轴承(2)支承在输入轴(1)上,所述第二旋转行星架(13)通过第三轴承(8)支承在输出轴(9)上,所述第一旋转行星架(19)与第二旋转行星架(13)通过第二轴承(6)可转动的对接。

3. 根据权利要求1所述的三行星排混合动力两挡自动变速器总成,其特征在于:所述第一行星轮(18)、第二行星轮(16)、第三行星轮(11)均设置三个,且均分360度。

4. 根据权利要求1所述的三行星排混合动力两挡自动变速器总成,其特征在于:所述第一换挡元件(14)、第二换挡元件(10)为制动器。

5. 根据权利要求1所述的三行星排混合动力两挡自动变速器总成,其特征在于:所述动力装置(20)为发动机。

三行星排混合动力两挡自动变速器总成

技术领域

[0001] 本发明涉及一种汽车变速器,具体涉及一种三行星排混合动力两挡自动变速器总成。

背景技术

[0002] 目前市场上新能源车辆技术主要有纯电动汽车和混合动力汽车两种。混合动力电动汽车将电力驱动与传统的内燃机驱动相结合,即采用发电机、电动机和发动机驱动,动力经变速器传递给车辆驱动轮。混合动力电动汽车普遍采用多轴式普通齿轮变速箱,传统的普通齿轮变速器中动力传动都是通过多对齿轮啮合,受力不平衡,齿轮和齿轮轴的挠度大,噪声大,且不适应高速的旋转,否则不稳定,噪声大。新能源车辆的电池占了相当大的空间,从而导致动力系统安装的空间很小,由于传统的普通齿轮变速器采用多轴式布置,轴上安装有用于横向移动齿轮的换挡元件,故传统普通齿轮变速器的体积较大,与新能源车辆较难适配,变速器的动力传递损耗过大,影响车辆的布局 and 性能。

发明内容

[0003] 本发明的目的是针对现有技术的不足,提供一种三行星排混合动力两挡自动变速器总成,它结构简单可靠,体积小,运动平稳、抗冲击和振动能力强、寿命长,还能降低车辆动力系统的能耗。

[0004] 本发明的目的是这样实现的:一种三行星排混合动力两挡自动变速器总成,包括壳体、输入轴、输出轴,所述输入轴与输出轴位于同一轴心线上,两轴不相连,所述输入轴用于连接动力装置,所述输出轴与辅助驱动电机的转轴周向固定,所述壳体内沿输出轴轴线方向依次设置第一齿圈、第二齿圈、第三齿圈,三个齿圈的轴线与输出轴的轴线重合,所述输入轴上固联第一太阳轮,第一太阳轮与第一行星轮啮合,所述第一行星轮通过销轴支承于第一旋转行星架上,所述第一行星轮与壳体内固定的第一齿圈啮合;

[0005] 所述输出轴上固联第二太阳轮,第二太阳轮与第二行星轮啮合,所述第二行星轮和第一行星轮同销轴支承于第一旋转行星架上,所述第二行星轮与第二齿圈的内齿啮合,所述第二齿圈的外齿与壳体上设置的第一换挡元件啮合,所述第二齿圈为活动齿圈;

[0006] 所述输出轴上固联有第三太阳轮,第三太阳轮与第三行星轮啮合,所述第三行星轮通过销轴支承于第二旋转行星架上,所述第三行星轮与第三齿圈的内齿啮合,所述第二旋转行星架上设有外齿,该外齿与第二齿圈上内齿啮合,所述第三齿圈的外齿与壳体上设置的第二换挡元件啮合,所述第三齿圈为活动齿圈。

[0007] 所述第一旋转行星架通过轴承支承在壳体内设置的轴套内,所述第二旋转行星架通过轴承支承在壳体内设置的轴套内,所述第一旋转行星架与第二旋转行星架通过第二轴承可转动的对接。

[0008] 所述第一旋转行星架通过第一轴承支承在输入轴上,所述第一旋转行星架通过第三轴承支承在输出轴上,所述第一旋转行星架与第二旋转行星架通过第二轴承可转动的对

接。

[0009] 所述第一行星轮、第二行星轮、第三行星轮均设置三个,且均分360度。

[0010] 所述第一换挡元件、第二换挡元件为摩擦离合器。

[0011] 所述第一换挡元件、第二换挡元件为制动器。

[0012] 所述动力装置为发动机。

[0013] 所述动力装置为电机。

[0014] 采用上述方案,所述输入轴与输出轴位于同一轴心线上,两轴不相连,所述输入轴用于连接动力装置,所述输出轴与辅助驱动电机的转轴周向固定,所述壳体内沿输出轴轴线方向依次设置第一齿圈、第二齿圈、第三齿圈,三个齿圈的轴线与输出轴的轴线重合,所述输入轴上固联第一太阳轮,第一太阳轮与第一行星轮啮合,所述第一行星轮通过销轴支承于第一旋转行星架上,所述第一行星轮与壳体内固定的第一齿圈啮合;所述输出轴上固联第二太阳轮,第二太阳轮与第二行星轮啮合,所述第二行星轮和第一行星轮同销轴支承于第一旋转行星架上,所述第二行星轮与第二齿圈的内齿啮合,所述第二齿圈的外齿与壳体上设置的第一换挡元件啮合,所述第二齿圈为活动齿圈;所述输出轴上固联有第三太阳轮,第三太阳轮与第三行星轮啮合,所述第三行星轮通过销轴支承于第二旋转行星架上,所述第三行星轮与第三齿圈的内齿啮合,所述第二旋转行星架上设有外齿,该外齿与第二齿圈上内齿啮合,所述第三齿圈的外齿与壳体上设置的第二换挡元件啮合,所述第三齿圈为活动齿圈。所述第一太阳轮、第一行星轮、第一旋转行星架、第一齿圈组成第一级行星排,所述第二太阳轮、第二行星轮、第一旋转行星架、第二齿圈组成第二级行星排,所述第三太阳轮、第三行星轮、第二旋转行星架、第三齿圈组成第三级行星排,三级行星排组成一行星变速机构,动力通过第一级行星排实现减速,动力通过第二级行星排实现增速,动力通过第三级行星排实现增速。动力首先通过第一级行星排实现一级减速,当换挡元件对第二齿圈制动时,第二级行星排中第一旋转行星架输入、第二太阳轮输出,构成一组增速机构,动力通过第一级行星排、第二级行星排实现一档传动。当第二齿圈的外齿与第一换挡元件分离,第一换挡元件不能将第二齿圈固定,由于第二齿圈的内齿与第二行星架的外齿啮合,第二齿圈带动第二行星架转动,第二换挡元件对第三齿圈接合时,动力通过第一级行星排、第二级行星排、第三级行星排实现二挡传动。当第二齿圈的外齿与第一换挡元件分离、第三齿圈的外齿与第二换挡元件分离,整个行星变速机构无动力输出。三行星排混合动力两挡自动变速器总成能将辅助驱动电机与动力装置的驱动相结合,即可采用动力装置和辅助驱动电机、或者动力装置两种驱动模式,动力装置的动力保证汽车正常行驶时所需要的基本动力,辅助驱动电机补偿动力起步、怠速时的动力不足,由于有辅助驱动电机的辅助,所以可以降低动力装置能耗,相比较常规发动机,能耗更低。全速时同时工作以提高功率输出、从而达到高功率,且节能降耗的目的。行星齿轮传动是一种常啮合传动,它的挡位变换不是通过移动齿轮使之进入啮合或分离啮合,其传动比变换可通过换挡元件分离或接合而方便地实现,特别有利于实现动力换挡或自动换挡。两换挡执行元件通过一定的规律对行星齿轮机构的齿圈制动,不需要进行横向移动齿轮,能让行星齿轮机构获得不同的传动比,从而实现各挡位的变换,可缩短变速器轴向长度同时满足整车对多挡位变速器的需求。三行星排混合动力两挡自动变速器总成为共轴式传动结构,与传统多轴式变速器相比,可明显缩小变速器的尺寸。由于行星齿轮传动采用多点啮合传动,故在传递同样力矩时可用小的齿轮模

数,从而尺寸小、重量轻。此外,多点啮合的对称性,不仅使径向力平衡,且使运动平稳、抗冲击和振动能力强、寿命长。采用上述结构,可改变传动比,满足不同行驶条件对牵引力的需要,使动力装置尽量工作在有利的工况下,满足可能的行驶速度要求。在较大范围内改变汽车行驶速度的大小和汽车驱动轮上扭矩的大小。当换挡元件分离或接合实现中断动力传递,在发动机起动,怠速运转,汽车换挡时可中断动力传递。

[0015] 所述第一行星轮、第二行星轮、第三行星轮均设置三个,且均分360度。行星轮的固定结构形成三角形,各齿同时均匀受力,传动平衡,噪声小,因传递的动力的分散,避免了输入轴、输出轴在传动过程中的受力变形。

[0016] 所述第一换挡元件、第二换挡元件为摩擦离合器,通过离合器的接合和脱离实现第二齿圈、第三齿圈的固定和转动。

[0017] 所述第一换挡元件、第二换挡元件为制动器,通过制动器的制动和脱离实现第二齿圈、第三齿圈的固定和转动。

[0018] 所述动力装置为电机,电机的体积小、转速高、功率小,高速电机输出的动力经三行星排混合动力两挡自动变速器总成后获得大的输出扭矩,使汽车获得所需的动力和速度。

[0019] 采用上述发明,它结构简单可靠,体积小,运动平稳、抗冲击和振动能力强、寿命长,还能降低车辆动力系统的能耗。

[0020] 下面结合附图和具体实施例对本发明作进一步说明。

附图说明

[0021] 图1为本发明的结构示意图。

[0022] 附图中,1为输入轴,2为第一轴承,3为第一太阳轮,4为第一轴承,5为第二太阳轮,6为第二轴承,7为第三太阳轮,8为第三轴承,9为输出轴,10为第二换挡元件,11为第三行星轮,17为第一齿圈,13为第二旋转行星架,14为第一换挡元件,15为第二齿圈,16为第二行星轮,12为第三齿圈,18为第一行星轮,19为第一旋转行星架,20为动力装置,21为辅助驱动电机。

具体实施方式

[0023] 参照附图,将详细描述本发明的具体实施方案。

[0024] 参见图1,三行星排混合动力两挡自动变速器总成的一种实施例,三行星排混合动力两挡自动变速器总成,包括壳体、输入轴1、输出轴9,所述输入轴1与输出轴9位于同一轴心线上,两轴不相连,所述输入轴1用于连接动力装置20,所述动力装置20可为发动机,采用发动机作为动力装置,发动机与辅助驱动电机组成动力系统,该动力系统,燃油经济性能高,而且行驶性能优越,在起步、加速时,由于有辅助驱动电机21的辅助,所以可以降低油耗,同单用发动机的动力装置相比,燃油费用更低。所述动力装置20也可为电机,电机的体积小、转速高、功率小,高速电机输出的动力经三行星排混合动力两挡自动变速器总成后获得大的输出扭矩,使汽车获得所需的动力和速度。所述输出轴9与辅助驱动电机21的转轴周向固定,所述壳体内沿输出轴9轴线方向依次设置第一齿圈17、第二齿圈15、第三齿圈12,三个齿圈的轴线与输出轴9的轴线重合,所述输入轴1上固联第一太阳轮3,第一太阳轮3与第

一行星轮18啮合,所述第一行星轮18通过销轴支承于第一旋转行星架19上,所述第一旋转行星架19可通过轴承支承在壳体内设置的轴套内。所述第一旋转行星架19也可通过第一轴承2支承在输入轴1上。所述第一行星轮18与壳体内固定的第一齿圈17啮合。

[0025] 所述输出轴9上固联第二太阳轮5,第二太阳轮5与第二行星轮16啮合,所述第二行星轮16和第一行星轮18同销轴支承于第一旋转行星架19上,所述第二行星轮16与第二齿圈15的内齿啮合,所述第二齿圈15的外齿与壳体上设置的第一换挡元件14啮合,所述第一换挡元件14可为摩擦离合器,通过离合器的接合和脱离实现第二齿圈15、第三齿圈12的固定和转动。所述第一换挡元件14也可为制动器,通过制动器的制动和脱离实现第二齿圈15的固定和转动。所述第二齿圈15脱离制动器或者离合器时为活动齿圈。

[0026] 所述输出轴9上固联有第三太阳轮7,第三太阳轮7与第三行星轮11啮合,所述第三行星轮11通过销轴支承于第二旋转行星架13上,所述第二旋转行星架13通过轴承支承在壳体内设置的轴套内,所述第一旋转行星架19与第二旋转行星架13通过第二轴承6可转动的对接。所述第二旋转行星架13也可通过第三轴承8支承在输出轴9上,所述第一旋转行星架19与第二旋转行星架13通过第二轴承6可转动的对接。所述第二旋转行星架13上设有外齿,该外齿与第二齿圈15上内齿啮合。所述第三行星轮11与第三齿圈12的内齿啮合,所述第二换挡元件10可为摩擦离合器,通过离合器的接合和脱离实现第二齿圈15、第三齿圈12的固定和转动。所述第二换挡元件10也可为制动器,通过制动器的制动和脱离实现第二齿圈15、第三齿圈12的固定和转动。所述第三齿圈12的外齿与壳体上设置的第二换挡元件10啮合,所述第三齿圈12脱离制动器或者离合器时为活动齿圈。所述第一行星轮18、第二行星轮16、第三行星轮11均设置三个,且均分360度,行星轮的固定结构形成三角形,各齿同时均匀受力,传动平衡,噪声小,因传递的动力的分散,避免了输入轴1在传动过程中的受力变形。

[0027] 采用上述方案进行动力传递时,所述第一太阳轮3、第一行星轮18、第一旋转行星架19、第一齿圈17组成第一级行星排,所述第二太阳轮5、第二行星轮16、第一旋转行星架19、第二齿圈15组成第二级行星排,所述第三太阳轮7、第三行星轮11、第二旋转行星架13、第三齿圈12组成第三级行星排,三行星排组成一行星变速机构,动力通过第一级行星排实现减速,动力通过第二级行星排实现增速,动力通过第三级行星排实现增速。动力首先通过第一级行星排实现一级减速,当第二换挡元件14对第二齿圈15制动时,第二级行星排中第一旋转行星架19输入、第二太阳轮5输出,构成一组增速机构,动力通过第一级行星排、第二级行星排实现一档传动。当第二齿圈15的外齿与第一换挡元件14分离,第一换挡元件14不能将第二齿圈15固定,由于所述第二旋转行星架13上设有的外齿与第二齿圈15上内齿啮合,第二齿圈15带动第二旋转行星架13旋转,第二换挡元件对第三齿圈12接合时,动力通过第一级行星排、第二级行星排、第三级行星排实现二挡传动。当第二齿圈15的外齿与第一换挡元件14分离、第三齿圈12的外齿与第二换挡元件10分离,整个行星变速机构无动力输出,为空挡状态。

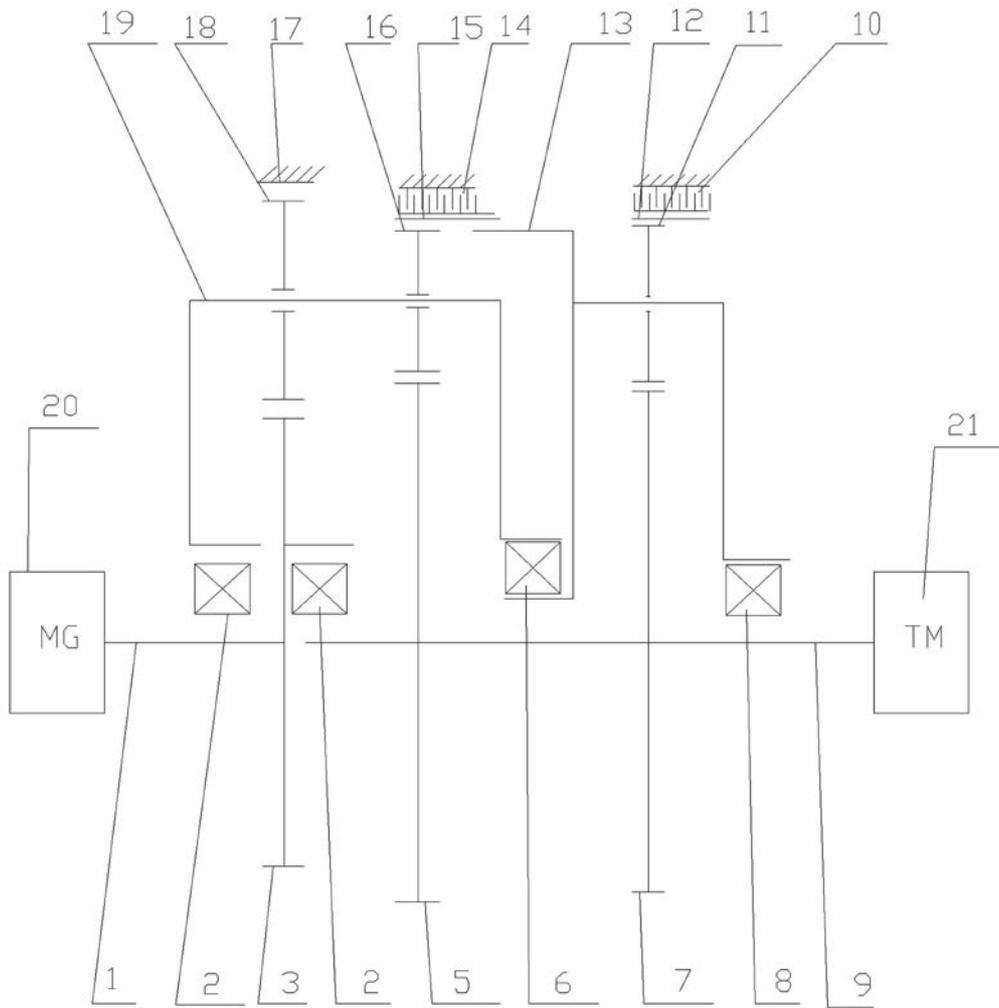


图1