(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 105128700 A
(43)申请公布日 2015.12.09

(21)申请号 201510574019.1

(22)申请日 2015.09.10

(71)申请人 福建工程学院
地址 350118 福建省福州市闽侯县上街镇福州地区大学新区学园路

(72)发明人 余捷

(74)专利代理机构 福州市景弘专利代理事务所（普通合伙） 35219
代理人 黄以琳 林祥翔

(51)Int.Cl.
B60L 15/32(2006.01)
B60K 17/04(2006.01)
B60K 1/02(2006.01)

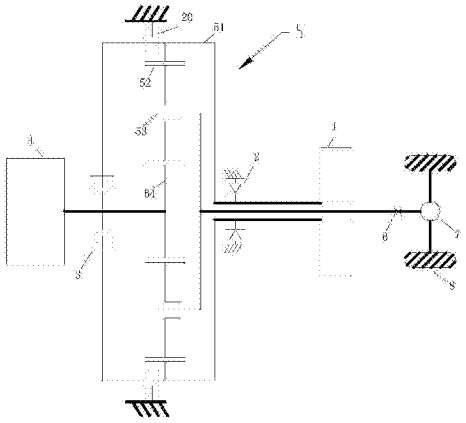
权利要求书2页 说明书7页 附图2页

(54)发明名称

一种电动汽车双动力系统及控制方法

(57)摘要

本发明公开了一种电动汽车双动力系统，包括主驱电机、辅助电机、行星轮系、第一离合器和第二离合器；主驱电机的转轴与行星轮系的太阳轮连接，行星轮系的行星架为动力输出端，离合器的主动部分连接于行星轮系的齿圈，离合器的从动部分连接于行星轮系的太阳轮；辅助电机的转轴连接于行星轮系的齿圈，所述齿圈上设置有齿圈制动器。本发明还公开了所述电动汽车双动力系统的控制方法。本发明电动汽车双动力系统结构简单，可实现转矩耦合和转速耦合驱动模式。



CN 105128700 A

1. 一种电动汽车双动力系统，其特征在于，包括主驱电机、辅助电机、行星轮系、第一离合器和第二离合器；

行星轮系包括太阳轮、行星轮、行星架和齿圈，所述太阳轮与行星轮啮合，行星轮与齿圈啮合，行星轮设置于行星架上；

主驱电机的转轴与所述太阳轮连接，辅助电机的转轴与所述齿圈连接，所述行星架为系统动力输出端，第一离合器的从动部分连接于所述齿圈，第一离合器的主动部分连接于所述主驱电机的转轴；

第二离合器为单向离合器，单向离合器的外圈固定，单向离合器的内圈连接于辅助电机的转轴，所述齿圈上设置有齿圈制动器。

2. 根据权利要求 1 所述的电动汽车双动力系统，其特征在于，行星轮系的行星架通过传动轴与两个驱动轮连接，所述传动轴上设置有十字万向节，两个驱动轮之间设置有差速器。

3. 根据权利要求 1 所述的电动汽车双动力系统，其特征在于，第一离合器为电磁离合器。

4. 根据权利要求 1 所述的电动汽车双动力系统，其特征在于，第一离合器为湿式多片离合器。

5. 根据权利要求 1 所述的电动汽车双动力系统，其特征在于，主驱电机和辅助电机均设有电机控制器，电机控制器与动力电池组电连接。

6. 权利要求 1 至 5 任一所述电动汽车双动力系统的控制方法，其特征在于，包括以下步骤：

获取所述双动力系统的输出转速和负载参数；

根据所述输出转速和负载参数判断所述双动力系统的运行状态；

若所述双动力系统处于低转速、高负载状态，则控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态，使主驱电机和辅助电机处于转矩耦合驱动模式；

若所述双动力系统处于高转速状态，则控制第一离合器处于分离状态、第二离合器处于非工作状态，并通过辅助电机的调速主驱电机的转速和负载的转速的解耦。

7. 根据权利要求 6 所述的电动汽车双动力系统的控制方法，其特征在于，所述“低转速、高负载状态”是指动力装置的输出转速低于预设的低转速阈值，并且负载大于预设的高负载阈值，所述“高转速状态”是指动力装置的输出转速设于预设的高转速阈值。

8. 根据权利要求 6 所述的电动汽车双动力系统的控制方法，其特征在于，所述“通过辅助电机的调速主驱电机的转速和负载的转速的解耦”包括以下步骤：

检测太阳轮的转速 n_s、齿圈转速 n_r；行星架转速 n_c；

根据行星轮系的转速特性公式：$n_s+kn_r-(1+k)n_c=0$ 调整齿圈的转速 n_r，其中，所述 k 为行星轮系的特征参数，齿圈的转速 n_r 也是辅助电机的转速。

9. 根据权利要求 7 或 8 所述的电动汽车双动力系统的控制方法，其特征在于，还可控制所述双动力系统处于主驱电机单独驱动模式、辅助电机单独驱动模式或制动能回收模式；

当控制第一离合器处于分离状态、第二离合器处于工作状态时，所述双动力系统就处于主驱电机单独驱动模式；

当控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态时，所述双动力系统就

处于辅助电机单独驱动模式；

当控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态，并且负载反向带动主驱电机和辅助电机时，主驱电机和辅助电机产生制动力并进行动能回收，所述双动力系统处于制动能回收模式。

一种电动汽车双动力系统及控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及电动汽车领域，特别是涉及一种电动汽车双动力系统及控制方法。

背景技术

[0002] 与传统燃油汽车不同，常规集中驱动式纯电动车的动力系统结构简图如图 1 所示。驱动电机通过变速器或减速器的减速增扭作用驱动整车运行，电机控制器控制电机不同的转速和扭矩来满足整车行驶功率需求。由于采用单电机驱动，电机应具有较宽的调速范围、低速可以大扭矩输出以及高速有一定的功率储备、高效率和高可靠性。显然，这样的高转速电机制造难度太大，而且电机无法在各种工况下都能够高效率工作导致整体效率较低，并且难以兼顾车辆的加速性能与最高车速。为此，基于双电机的动力耦合系统设计成为另一种解决方案。

[0003] 在已有技术中，中国专利 CN101633305 公开了一种双电机通过花键传动实现串联结构式的动力总成系统，通过 2 套电机控制器分别控制 1 台低速电机和 1 台高速电机在不同车速工况下运转，从而保证 2 台电机尽量处于高效率区运转；与之对应的，专利 CN203739605U 公开了一种双电机并联式驱动系统，每台电机分别通过定轴式齿轮传动机构将动力传递到输出轴，使高速电机和低速电机在不同车速工况下运转来保证动力系统高效运转；CN102490599 同样采用并联方式，不同的是其设计理念在于利用定轴轮系实现双电机转矩耦合来改善汽车的爬坡性能和加速性能；专利 ACN104015600 同样采用并联方式，不过其设计理念在于利用双电机的独立调速来实现一种无级变速功能的驱动系统；专利 CN201110257806 公开了一种双电机纯电动一体化传动系统控制方法，采用双电机提供不同的动力，并经过动力耦合器进行综合输出，其中动力耦合器由具有四个不同传动比的档位的两套自动换档执行机构 AMT 组成，通过对电机和机械式自动变速器 (AMT) 进行一体化控制来实现换挡；CN104691319 利用一套行星排机构实现双电机转速耦合来达到 2 台电机尽可能高效运转的目的。

[0004] 专利 CN101633305 和 CN203739605U 分别采用串联和并联模式实现高速电机和低速电机在不同车速下切换运转，从而提高动力系统效率。然而，2 种方案里在车辆运行时只有 1 台电机参与工作，这就要求 2 台电机均具备较大功率以满足车辆在不同车速下均有良好的加速性能。

[0005] 专利 CN102490599 利用定轴轮系实现双电机转矩耦合来改善汽车的爬坡性能和加速性能，但由于 2 台电机转速成比例导致调速必须同步进行，否则易导致功率流内循环而降低整套动力系统效率；并且高速模式下，该系统无法实现转速解耦导致效率急剧下降。

[0006] 专利 CN201110257806 采用双电机和双机械式自动变速器 (AMT) 实际动力耦合，然而这种结构过于复杂，并且由于控制复杂导致存在换挡时间长、换挡冲击明显，有时甚至会出现车辆在行驶过程中换不了挡的问题。

[0007] 专利 CN104691319 利用一套行星排机构实现双电机转速耦合实现 2 台电机各自高效运转的目的。但由于没有实现转矩耦合，2 台电机输出扭矩无法耦合从而无法提高整套系

统的加速性能和爬坡性能。

[0008] CN103754099A 公布了一种双电机多模式动力耦合驱动总成，这个多模式指的是转速耦合、低速实现单电机驱动、单电机制动能量回收制动，双电机转速耦合驱动，双电机转速耦合制动能量回收等多种工作模式，在动力耦合上其本质还是只能实现转速耦合一种方式。在结构上，行星轮系由于缺少离合器无法实现三元件（齿圈、行星架、太阳轮）的同向同转速整体运动，所以根本无法实现转矩耦合。另外，通过太阳轮处有设置锁止器制动太阳轮，从而实现与齿圈连接的电机单独驱动模式，不过由于齿圈处缺少制动器从而无法实现另一个电机的单电机驱动。这也就使得一旦齿圈处的电机出现故障，整个系统就瘫痪，其故障应对性较弱。

[0009] 综上分析，现有技术均无法同时实现双电机之间的转速耦合和转矩耦合功能，这必然导致车辆要么利用转矩耦合提高动力性却牺牲了整体效率；要么利用转速耦合实现转速解耦满足单个电机高效率却降低了车辆动力性；要么直接采用低速电机和高速电机分别工作在不同车速工况，虽然提高单电机的使用效率却必须都选用大功率电机满足动力性需求。

发明内容

[0010] 本发明要解决的技术问题，提供一种电动汽车双动力系统，用于解决现有双电机动力系统中动力性能与整体效率无法兼顾的问题。

[0011] 本发明是这样实现的：

[0012] 一种电动汽车双动力系统，其特征在于，包括主驱电机、辅助电机、行星轮系、第一离合器和第二离合器；

[0013] 行星轮系包括太阳轮、行星轮、行星架和齿圈，所述太阳轮与行星轮啮合，行星轮与齿圈啮合，行星轮设置于行星架上；

[0014] 主驱电机的转轴与所述太阳轮连接，辅助电机的转轴与所述齿圈连接，所述行星架为系统动力输出端，第一离合器的从动部分连接于所述齿圈，第一离合器的主动部分连接于所述主驱电机的转轴；

[0015] 第二离合器为单向离合器，单向离合器的外圈固定，单向离合器的内圈连接于辅助电机的转轴，所述齿圈上设置有齿圈制动器。

[0016] 进一步的，行星轮系的行星架通过传动轴与两个驱动轮连接，所述传动轴上设置有十字万向节，两个驱动轮之间设置有差速器。

[0017] 进一步的，第一离合器为电磁离合器。

[0018] 进一步的，第一离合器为湿式多片离合器。

[0019] 进一步的，主驱电机和辅助电机均设有电机控制器，电机控制器与动力电池组电连接。

[0020] 为解决上述技术问题，本发明提供的另一技术方案为：

[0021] 一种上述电动汽车双动力系统的控制方法，包括以下步骤：

[0022] 获取所述双动力系统的输出转速和负载参数；

[0023] 根据所述输出转速和负载参数判断所述双动力系统的运行状态；

[0024] 若所述双动力系统处于低转速、高负载状态，则控制第一离合器处于结合状态、第

二离合器处于非工作状态，使主驱电机和辅助电机处于转矩耦合驱动模式；

[0025] 若所述双动力系统处于高转速状态，则控制第一离合器处于分离状态、第二离合器处于非工作状态，并通过辅助电机的调速主驱电机的转速和负载的转速的解耦。

[0026] 进一步的，所述“低转速、高负载状态”是指动力装置的输出转速低于预设的低转速阈值，并且负载大于预设的高负载阈值，所述“高转速状态”是指动力装置的输出转速设于预设的高转速阈值。

[0027] 进一步的，所述“通过辅助电机的调速主驱电机的转速和负载的转速的解耦”包括以下步骤：

[0028] 检测太阳轮的转速 n_s、齿圈转速 n_r；行星架转速 n_c；

[0029] 根据行星轮系的转速特性公式：$n_s+kn_r-(1+k)n_c=0$ 调整齿圈的转速 n_r，其中，所述 k 为行星轮系的特征参数，齿圈的转速 n_r 也是辅助电机的转速。

[0030] 进一步的，还可控制所述双动力系统处于主驱电机单独驱动模式、辅助电机单独驱动模式或制动能回收模式；

[0031] 当控制第一离合器处于分离状态、第二离合器处于工作状态时，所述双动力系统就处于主驱电机单独驱动模式；

[0032] 当控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态时，所述双动力系统就处于辅助电机单独驱动模式；

[0033] 当控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态，并且负载反向带动主驱电机和辅助电机时，主驱电机和辅助电机产生制动力并进行动能回收，所述双动力系统处于制动能回收模式。

[0034] 本发明具有如下优点：本发明电动汽车双动力系统设置有主驱电机、辅助电机和行星轮系，行星轮系的太阳轮与齿圈通过离合器控制离合，辅助电机与齿圈连接，本发明电动汽车双动力系统结构简单，可实现转矩耦合和转速耦合驱动模式，模式切换容易、高效率、同时兼顾纯电动车辆的动力性与经济性，并且，在倒车时只需控制主驱电机和制动器，不需要同时控制 2 台电机工作，提高了整体效率；车辆倒车时，利用制动器的工作制动齿圈，让主驱电机反转即可实现主驱电机单驱动倒车行车，只需增加一个制动器部件就可以改善原有系统倒车模式不易实现的难题。该电动汽车双动力系统同样可以较好地应用于工程机械、机床设备、轻纺等电力驱动领域。

附图说明

[0035] 图 1 为现有技术中常规集中驱动式纯电动车的动力系统结构简图；

[0036] 图 2 为本发明实施方式电动汽车双动力系统的结构示意图；

[0037] 图 3 为本发明实施方式电动汽车双动力系统的控制方法；

[0038] 图 4 为本发明实施方式电动汽车双动力系统功率匹配图。

[0039] 标号说明：

[0040] 1、辅助电机； 2、第二离合器； 3、第一离合器；

[0041] 4、主驱电机； 5、行星轮系； 6、十字万向节； 7、差速器；

[0042] 8、驱动轮； 20、齿圈制动器； 51、齿圈； 52、行星轮；

[0043] 53、行星架； 54、太阳轮。

具体实施方式

[0044] 为详细说明本发明的技术内容、构造特征、所实现目的及效果，以下结合实施方式并配合附图详予说明。

[0045] 请参阅图 2，本发明实施方式电动汽车双动力系统包括辅助电机 1、齿圈制动器 20、第一离合器 3、第二离合器 2、主驱电机 4、行星轮系 5、十字万向节 6、减速器 7 和驱动轮 8，所述辅助电机 1 包括辅助电机控制器 9，主驱电机包括驱动电机控制器。所述行星轮系 5 包括太阳轮 54、行星轮 52、齿圈 51 和连接于各行星轮的行星架 53，其中，太阳轮齿数为 Zs、齿圈的齿数为 Zr、k ＝ Zr/Zs 为行星轮系的特征参数。

[0046] 辅助电机 1 与行星轮系 5 的齿圈连接；主驱电机 4 与行星轮系 5 的太阳轮 54 连接；行星轮系 5 的行星架 53 通过十字万向节 6 和差速器 7 将动力传递到驱动轮。齿圈制动器 20 设置于齿圈的外周上，用于制动辅助电机旋转。第一离合器 3 的主动部分连接于所述主驱电机 4 的转轴（即与太阳轮连接），从动部分与齿圈 51 相连，第二离合器 2 为单向离合器，单向离合器的外圈固定，单向离合器的内圈连接于辅助电机 1 的转轴。驱动电机控制器和辅助电机控制器分别与动力电池组电连接。

[0047] 在小型车辆上根据其安装空间和传递力矩的实际情况，图 2 所示的动力系统中的第一离合器应优先选用电磁离合器，易于完成组装和控制；在大中型车辆如公交车等，为了保证第一离合器寿命和传递大扭矩需求，图 2 所示的动力系统中的第一离合器应优先选用湿式多片离合器。

[0048] 本电动汽车双动力系统可同时实现双电机转矩耦合和转速耦合驱动模式，即双电机双模耦合动力系统：在车辆低速或爬坡时采用转矩耦合模式提高整车动力性；在车辆中高速时采用转速耦合模式，通过动态调整辅助电机转速，使主驱电机的速度与车辆速度解耦从而稳定运行在高效区间。其中，转矩耦合指的是 2 台电机输出的转矩可以线性叠加，可用公式 $T_3 = A \cdot T_1 + B \cdot T_2$，说明：所述 T_1 指的是电机 1 输出的转矩；T_2 指的是电机 2 输出的转矩；T_3 指的是系统输出的转矩；A 和 B 为比例系数，在本动力装置里面 A 和 B 的值均为 1，即 $T_3 = T_1 + T_2$。这是因为当离合器 3 结合时，行星轮系因各元件转速一致可当作一个元件处理，2 台电机的转矩直接叠加。此时，动力装置输出的驱动转矩是 2 台电机的转矩叠加耦合之后得到的。转速耦合指的是 2 台电机输出的转速可以线性叠加，可用公式 $n_3 = C \cdot n_1 + D \cdot n_2$ 说明：n_1 指的是电机 1 输出的转速；n_2 指的是电机 2 输出的转速；n_3 指的是系统输出的转速；C 和 D 为比例系数。此时，动力装置输出的转速可由 2 台电机的转速线性叠加耦合得到。同时，转速耦合模式下 n_1 的取值不是由 n_3 单独确定，这样就可以实现转速解耦功能：即当 n_3 的值变化时，可以通过匹配 n_2 的值来达到 n_1 的值不改变，n_3 的取值不会导致 n_1 必须变化。）

[0049] 本电动汽车双动力系统至少可工作于以下五种工作模式：

[0050] (1) 主驱电机单独驱动模式：此时第一离合器 3 处于分离状态、单向离合器处于工作状态（即第二离合器处于结合状态）。当主驱电机 4 的转轴顺时针转动（对应车辆前进行驶）时，由于单向离合器迫使齿圈不能逆时针转动，此时行星轮系的作用如同减速器（传动比为 1+k），即主驱电机的动力从太阳轮传递到行星架带动车辆运行。该模式适用于车辆平地起步和低速巡航运行模式，主驱电机的功率足以满足车辆的动力需求。此外，该模式适用于辅助电机出故障时保证车辆仍然可以行驶，提高安全性和维修便利性。

[0051] (2) 辅助电机单独驱动模式：此时第一离合器 3 处于结合状态、单向离合器处于非工作状态（即分开状态）。由于离合器 3 的结合，使太阳轮与齿圈连接在一起，二者的同向同转速运行导致行星架被挟持同向同转速运行，此时行星轮系的作用如同传动轴（传动比为 1）。当辅助电机 1 的转轴顺时针转动（对应车辆前进行驶）时，其动力从太阳轮传递到行星架带动车辆运行。该模式适用于主动电机出故障时保证车辆仍然可以行驶，提高安全性和维修便利性。

[0052] (3) 双电机转矩耦合驱动模式：此时第一离合器 3 处于结合状态、单向离合器处于非工作状态。由于离合器 3 的结合，使太阳轮与齿圈连接在一起，二者的同向同转速运行导致行星架被挟持同向同转速运行，此时行星轮系的作用如同传动轴（传动比为 1）。此时，主驱电机与辅助电机的功率可叠加输出，在同转速下，二者实现了转矩耦合。另外，采用转矩耦合驱动模式，利用行星轮系的转速特性机理可以动态地适应 2 台电机及其控制器所要求的转速同步需求，这是其他专利采用定轴轮系实现转矩耦合时无法解决的转速动态波动问题。该模式下，可以有效利用双电机的扭矩叠加提高车辆的动力性，适用于车辆爬坡和急加速工况。

[0053] (4) 双电机转速耦合驱动模式：此时第一离合器 3 处于分离状态、单向离合器处于非工作状态。利用行星轮系的差动原理（即系统有双自由度），通过辅助电机的调速可实现主驱电机的转速和车辆运行车速的解耦（即车速的改变不会直接导致主驱电机的转矩改变），使主驱电机运行于高效区提高整车动力系统运行效率。根据行星轮系的转速特性公式：$n_s+kn_r-(1+k)n_c=0$（其中：n_s为太阳轮转速；n_r为齿圈转速；n_c为行星架转速；k 为行星轮系的特征参数），当主驱电机的转速稳定在电机的高效区时，只要对辅助电机进行动态调速（即对齿圈调速）就可以匹配不同车速下对应的行星架转速。（即当车速改变所对应 n_c 的值变化时，可以通过匹配辅助电机 n_r的值来达到主驱电机 n_s的值不改变，此时主驱电机 n_s的取值处在电机的高效转速区。）该模式适用于车辆中高速巡航行驶模式。

[0054] (5) 制动能回收模式：此时第一离合器 3 处于结合状态、单向离合器处于非工作状态。由于行星轮系的作用如同从动轴，车辆反拖 2 台电机，驱动系统的 2 台电机可同时参与再生制动，最大程度地回收制动能量。该模式使用于刹车制动模式。

[0055] (6) 倒车模式：齿圈制动器 20 工作后，辅助电机的转轴制动（即齿圈制动），行星轮系的作用如同减速器，主驱电机的反转动力直接从太阳轮传递到行星架输出，由于太阳轮和行星架的同向转动，车辆实现倒车工作模式。

[0056] 本发明还公开了另一实施方式，一种电动汽车双动力系统，该实施方式与上述实施方式不同之处仅在于：在辅助电机的转轴上并没有设置齿圈制动器，而是在齿轮的外周上设置了齿圈制动器。该实施方式的工作原理和上述实施方式的工作原理完全一样，这里就不再累赘。

[0057] 请参阅图 3 本发明实施方式还公开了所述电动汽车双动力系统的控制方法，包括以下步骤：

[0058] S1、获取所述双动力系统的输出转速和负载参数；

[0059] S2、根据所述输出转速和负载参数判断所述双动力系统的运行状态；

[0060] S3、若所述双动力系统处于低转速、高负载状态，则控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态，使主驱电机和辅助电机处于转矩耦合驱动模式；

[0061] S4、若所述双动力系统处于高转速状态，则控制第一离合器处于分离状态、第二离合器处于非工作状态，并通过辅助电机的调速主驱电机的转速和负载的转速的解耦。

[0062] 其中，所述“低转速、高负载状态”是指动力装置的输出转速低于预设的低转速阈值，并且负载大于预设的高负载阈值，所述“高转速状态”是指动力装置的输出转速设于预设的高转速阈值，所述低转速阈值小于所述高转速阈值。

[0063] 以电动公交汽车的较优实施方式为例，所述低转速阈值为 2000 转 / 分钟，高负载阈值为 400 牛顿米，高转速阈值为 4500 转 / 分钟。在该低转速阈值、高负载阈值和高转速阈值下，所述双动力系统不仅能利用转矩耦合提高电动公交汽车的动力性，同时也在高速状态时通过转速耦合充分发挥了双电机的整体效率。

[0064] 在实际应用或其他实施方式中，所述低转速阈值、高负载阈值和高转速阈值可根据主驱电机和辅助电机的具体参数以及动力装置所装备的负载进行相应的修改。

[0065] 在本发明，除了根据动力装置的输出转速和负载参数等运行状态切换不同的工作模式，还可结合动力装置的控制操作来切换不同的工作模式，所述控制操作包括抵挡、制动或电门增减。

[0066] 以电动公交汽车为例，当车辆在低速状态（输出转速低于低转速阈值为 2000 转 / 分钟、负载大于高负载阈值为 400 牛顿米）行驶时，此时控制双动力系统处于转矩耦合模式；当车辆高速行驶状态，该车速高于主驱电机单独驱动时达到额定转速所对应的车速时，控制双动力系统处于转速耦合模式；而当车辆在中带行驶状态时（动力装置的输出转速在 2000 转 / 分钟～ 4000 转 / 分钟，此时车辆可能是在转速耦合状态），此时切换双动力系统于转矩耦合模式。

[0067] 所述“通过辅助电机的调速主驱电机的转速和负载的转速的解耦”包括以下步骤：

[0068] 检测所述太阳轮转速 n_s、齿圈转速 n_r；行星架转速 n_c；

[0069] 根据行星轮系的转速特性公式：$n_s+kn_r-(1+k)n_c=0$ 调整齿圈的转速 n_r，其中，所述 k 为行星轮系的特征参数，齿圈的转速 n_r 也是辅助电机的转速。

[0070] 本控制方法根据动力装置的输出转速以及实时的负载参数来控制第一离合器和第二离合器处于不同的状态，在低速或高负载时采用转矩耦合模式提高整车动力性；在中高速时采用转速耦合模式，通过动态调整辅助电机转速，使主驱电机的速度与负载的速度解耦从而稳定运行在高效区间，从而有效解决现有双电机动力系统中动力性能与整体效率无法兼顾的问题。

[0071] 所述双动力系统处于主驱电机单独驱动模式、辅助电机单独驱动模式或制动能回收模式；当车辆低速低负载（无爬大坡或急加速）行驶时采用单独驱动模式，当主驱电机驱动系统故障时，可利用辅助电机单独驱动回厂维修，在下坡或驾驶员踩踏板减速行车时采用制动能回收模式；

[0072] 当控制第一离合器处于分离状态、第二离合器处于工作状态时，所述双动力系统就处于主驱电机单独驱动模式；

[0073] 当控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态时，所述双动力系统就处于辅助电机单独驱动模式；

[0074] 当控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态，并且负载反向带

动主驱电机和辅助电机时，主驱电机和辅助电机产生制动力并进行动能回收，所述双动力系统处于制动能回收模式。

[0075] 综上分析，本发明专利可实现不同的工作模式满足车辆不同的行驶工况。下面结合图 4 所示的车辆不同行驶工况下的功率匹配图来分析和制定动力系统各种控制模式切换的策略。

[0076] 相对于某些采用单向离合器与主离合器的双离合器双电机的动力装置，本发明采用制动器替换所述单向离合器的功用，在倒车时只需控制主驱电机和制动器，不需要同时控制 2 台电机和两个离合器工作，提高了整体效率。

[0077] 从图 3 可以看出，当车辆低速平路行驶时，动力系统采用主驱电机单驱动模式即可满足整车动力需求，并且有一定的后备功率满足加速性能；当车辆低速爬坡行驶时，由于阻力总功率 Pr’ 大于主驱电机外特性驱动功率 Pe2’，动力系统采用双电机扭矩耦合驱动模式可满足整车动力需求；当车辆中高速巡航行驶时，动力系统采用转速耦合模式，使主驱电机转速在高效率区域，通过动态调整辅助电机的转速匹配车辆行驶速度，而 2 台电机的功率叠加保证了中高速车速下车辆仍然有足够的后备功率满足超车加速等工况下的功率需求。

[0078] 从以上的双电机双模耦合动力系统在各种行车工况下的功率匹配分析中可以看到，当各种模式切换时，只要控制 1 个离合器的结合或分离以及 2 台电机不同功率匹配输出就能完成。因此，本专利所设计的动力系统能较简便、可靠地完成各工作模式的实时切换，满足整车各工况的动力需求。

[0079] 以上所述仅为本发明的实施例，并非因此限制本发明的专利范围，凡是利用本发明说明书及附图内容所作的等效形状或结构变换，或直接或间接运用在其他相关的技术领域，均同理包括在本发明的专利保护范围内。

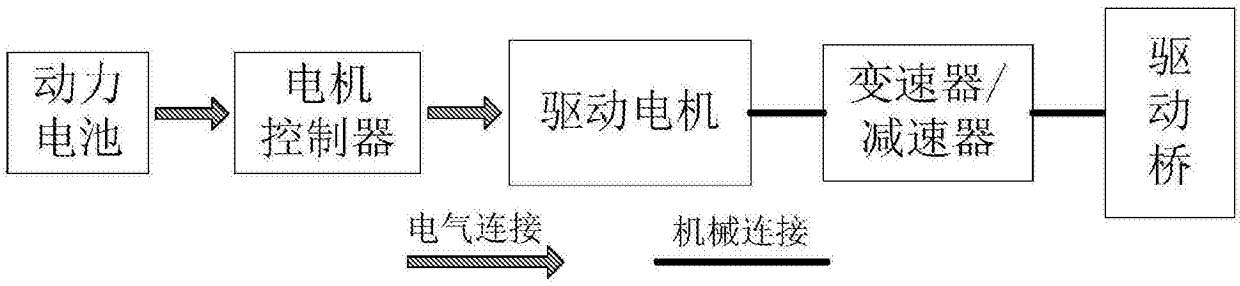


图 1

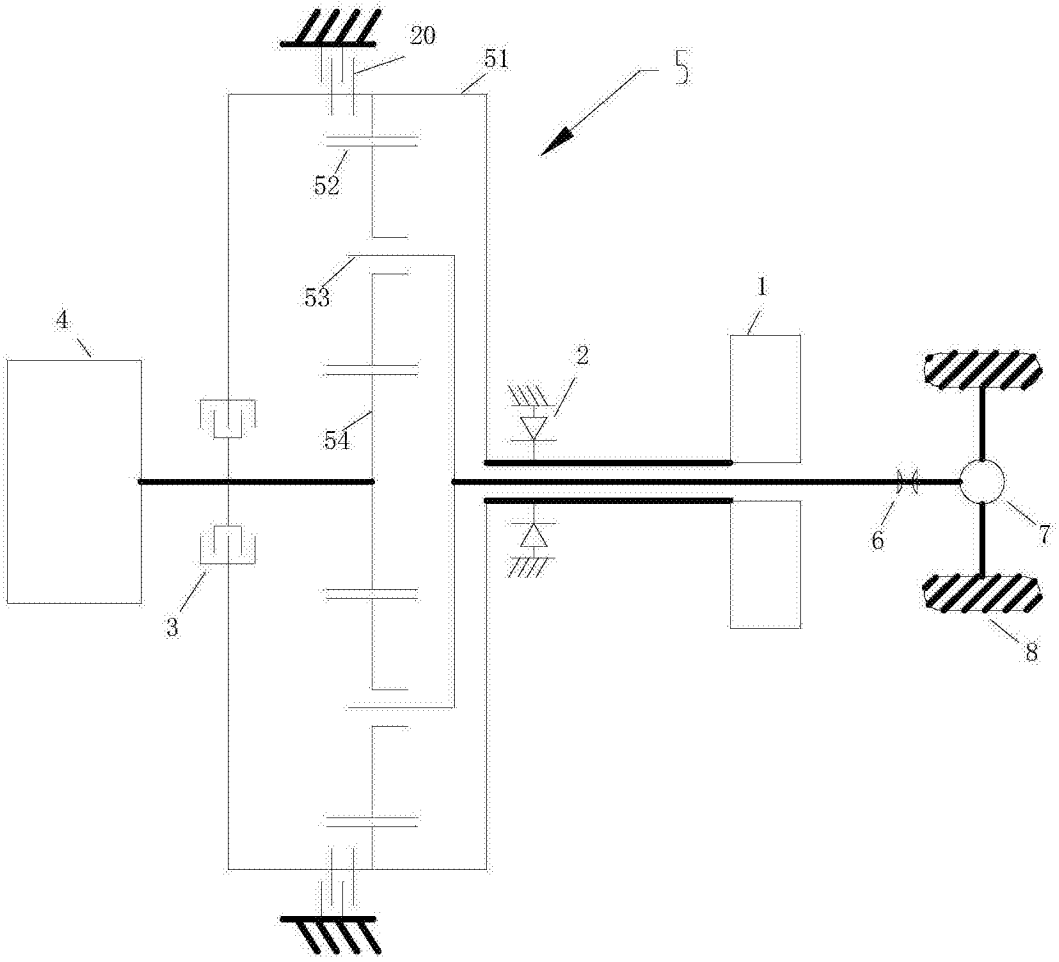


图 2

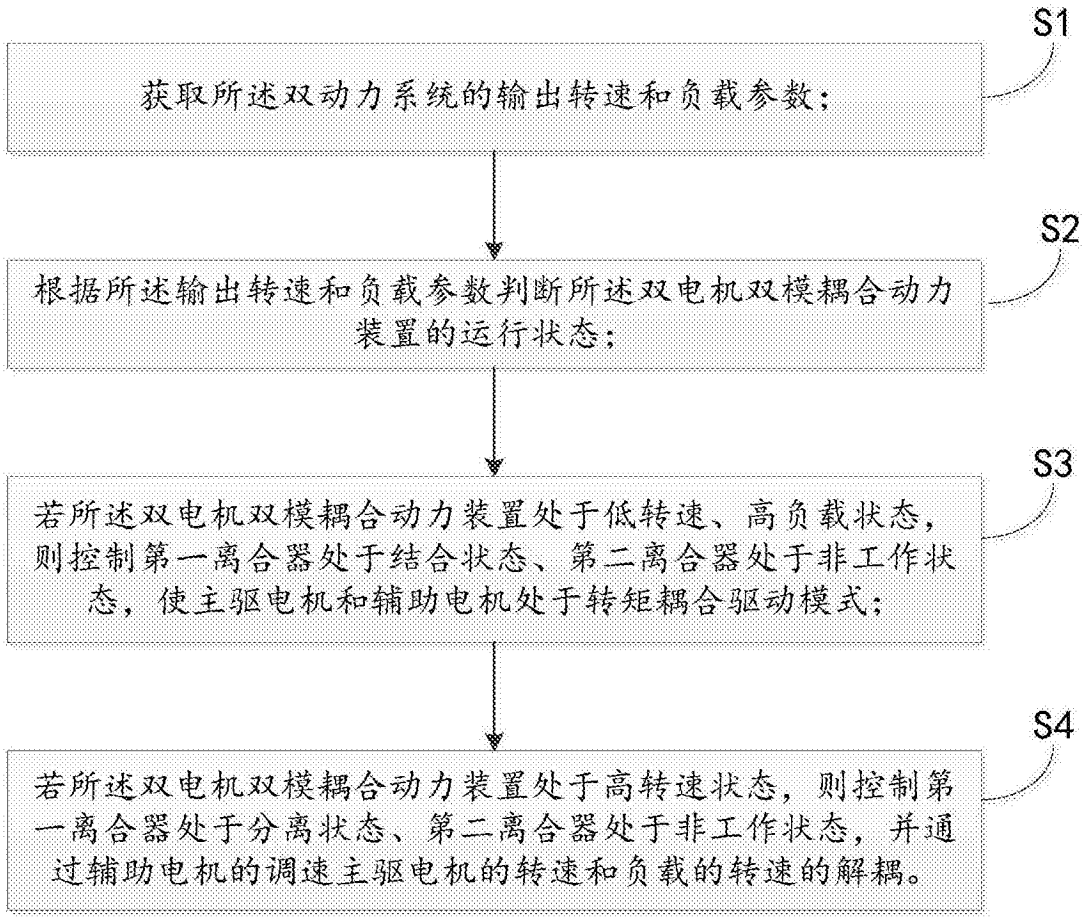

S1
获取所述双动力系统的输出转速和负载参数；
S2
根据所述输出转速和负载参数判断所述双电机双模耦合动力装置的运行状态；
S3
若所述双电机双模耦合动力装置处于低转速、高负载状态，则控制第一离合器处于结合状态、第二离合器处于非工作状态，使主驱电机和辅助电机处于转矩耦合驱动模式；
S4
若所述双电机双模耦合动力装置处于高转速状态，则控制第一离合器处于分离状态、第二离合器处于非工作状态，并通过辅助电机的调速主驱电机的转速和负载的转速的解耦。

图 3

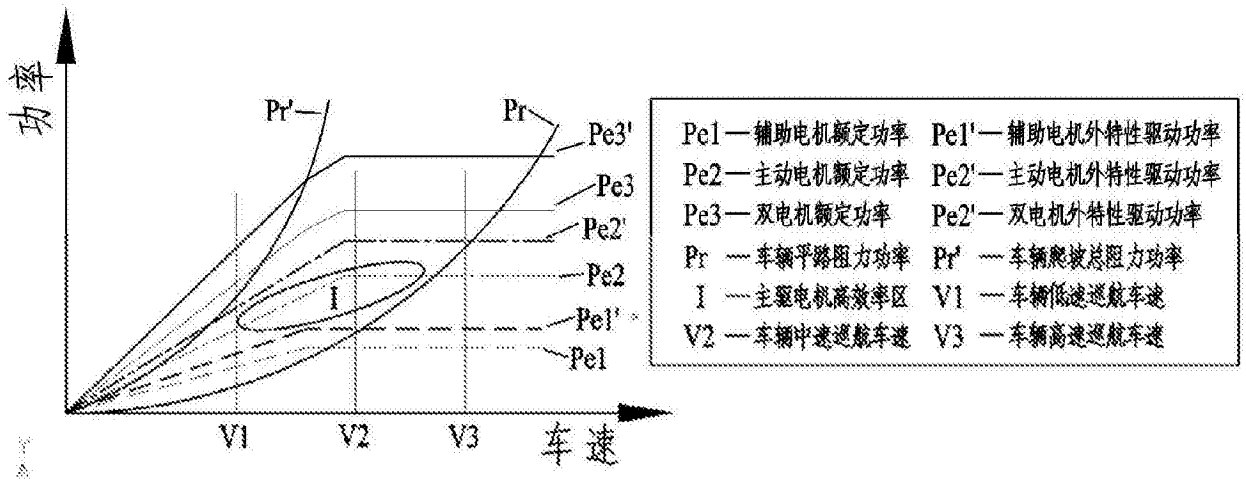

Pr'
Pr
Pe3'
Pe3
Pe2'
Pe2
Pe1'
Pe1
I
V1
V2
V3
车速
Pe1—辅助电机额定功率
Pe1'—辅助电机外特性驱动功率
Pe2—主动电机额定功率
Pe2'—主动电机外特性驱动功率
Pe3—双电机额定功率
Pe2'—双电机外特性驱动功率
Pr —车辆平路阻力功率
Pr' —车辆爬坡总阻力功率
I —主驱电机高效率区
V1 —车辆低速巡航车速
V2 —车辆中速巡航车速
V3 —车辆高速巡航车速

图 4