

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

B60K 6/365 (2006.01)

F16H 3/72 (2006.01)

F16H 61/32 (2006.01)



[12] 实用新型专利说明书

专利号 ZL 200620098570. X

[45] 授权公告日 2008 年 4 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 201045014Y

[22] 申请日 2006. 8. 21

[21] 申请号 200620098570. X

[73] 专利权人 王 亮

地址 430070 湖北省武汉市珞狮路 205 号武汉理工大学东院西 9 栋 1 门 301

[72] 发明人 王 亮

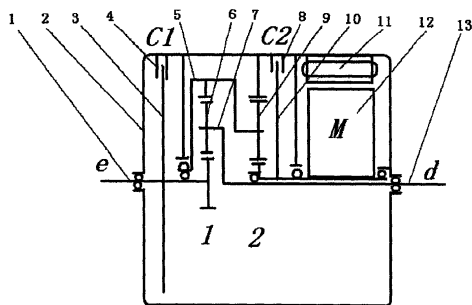
权利要求书 1 页 说明书 4 页 附图 3 页

[54] 实用新型名称

混合动力汽车电机 - 行星齿轮整体式驱动系统

[57] 摘要

在汽车离合器后连接的电机 - 行星齿轮整体式驱动装置内，电机与第二行星齿轮系的太阳轮连接，其内齿圈固定的壳体上，该行星齿轮系只起减速作用，它的行星架和第一行星齿轮系的内齿圈相连；输入轴与第一行星齿轮系的太阳轮连接；动力由第一行星齿轮系的行星架输出。在输入轴和电机轴上分别布置一个制动器，制动器壳体与驱动装置外壳相连。混合动力汽车按车速分为电机工作低速工况、发动机工作中车速工况和发动机 - 电机联合工作高速工况。当车辆停止时制动车轮，可以使发动机驱动电机发电向电池充电。



1. 一种混合动力汽车的电机-行星齿轮整体式驱动系统，其电机转子（12）与第二行星轮系的太阳轮连接，第二行星轮系内齿圈固定在壳体（2）上，第二行星轮（9）和第一行星轮系内齿圈（5）相连，输入轴（1）和电机转子（12）上分别装有制动器（C1）和制动器（C2），其特征在于，输入轴（1）的动力和电机转子（12）的动力都通过第一行星轮（6）传递至输出轴（13）。
2. 根据权利要求 1 所述的混合动力汽车的电机-行星齿轮整体式驱动系统，其特征是：制动器（C1）与制动器（C2）分别通过制动钳（4）与制动钳（8）和壳体（2）相连。

混合动力汽车电机-行星齿轮整体式驱动系统

所属技术领域

本实用新型涉及一种混合动力汽车电机-行星齿轮整体式驱动系统。

背景技术

目前，国内公知的并联式混合动力汽车采用变速器辅助传动，将电机与变速器中间轴通过齿轮传动相连。该布置虽然沿用了传统的变速器，制造继承性好，但是结构庞大；由于增加了变速器机械换档从动部分的转动惯量，需要电控自动机械式换档（AMT），导致故障率高；而且变速箱刚性有限，造成辅助传动齿轮啮合品质差，机械故障率高。

国外以行星齿轮传动的混合动力驱动系统，一般档位较多，技术含量高。但是在旋转运动件之间布置与之一起旋转的离合器，必须在轴上钻控制油道和油孔，需要多组油封密封，制造难度大成本高。

发明内容

为了克服混合动力汽车驱动装置在辅助传动、AMT换档或行星齿轮传动中旋转离合器等方面的不足，本实用新型提供一种混合动力汽车驱动系统，它由电机-行星齿轮整体式驱动装置、参数匹配和控制策略组成。

本实用新型所采用的技术方案是：硬件方面是在汽车离合器后面连接电机-行星齿轮整体式驱动装置。在该装置内，电机与第二行星齿轮系的太阳轮连接，其内齿圈固定的壳体上，该行星齿轮系只起减速作用，它的行星架和第一行星齿轮系的内齿圈相连；输入轴与第一行星齿轮系的太阳轮连接；动力由第一行星齿轮系的行星架输出。在输入轴和电机轴上分别布置一个制动器，制动器壳体与驱动装置外壳相连。

本实用新型的混合动力汽车按车速分为低速区、中速区和高速区：将输入轴由制动器制动，使电机工作经第二行星齿轮系减速，将动力经第一行星齿轮系再减速由行星架输出，构成电机工作低车速工况；将电机轴由制动器制动，使发动机动力经输入轴传至第一行星齿轮系太阳轮，动力减速后由行星架输出，构成发动机工作中车速工况；将两个制动器都释放，发动机和电机联合参与运动输出，构成联合工作高车速工况。

实施本实用新型，除电机-行星齿轮整体式驱动装置结构布置的硬件条件外，还必须在软件方面进行与之匹配的参数选择和合理的控制策略，方能奏效。本实用新型的参数匹配和控制策略在具体实施方式中叙述。

由此可见，本实用新型的驱动装置结构紧凑，不需要AMT，没有运动的离合器，因此它具有结构简单、重量轻、可靠性好、制造容易成本低、节油性能良好等优点。

附图说明

下面结合附图和实施例对本实用新型进一步说明。

图1是本实用新型的布置图。

图2是驱动装置原理图。

图3是行星齿轮系布置图。

图4是发动机动力特性图。

图5是电机动力特性图。

图6是混合动力汽车驱动特性图。

图中 1. 输入轴, 2. 壳体, 3. 制动盘, 4. 制动钳, 5. 第一行星轮系内齿圈, 6. 第一行星轮, 7. 第一行星架, 8. 制动钳, 9. 第二行星轮, 10. 制动盘, 11. 电机定子, 12. 电机转子, 13. 输出轴, 14. 驱动桥; E为发动机, M为电机, C为离合器; C1、C2为制动器; 1、2为第一、第二行星齿轮系。

具体实施方式

在图1中, 本实用新型的驱动装置直接接在发动机离合器之后, 输入轴1的前端与离合器从动片花键连接, 并插入发动机曲轴后端的轴承内。驱动装置的壳体2与离合器壳体相连, 电机定子11布置在壳体内, 电机转子12的轴与第二行星齿轮系的太阳轮相连, 电机轴为中空贯通式, 输出轴13在电机转子轴内通过。

图2是驱动装置原理图, 电机转子12与第二行星齿轮太阳轮连接, 该行星齿轮系内齿圈固定的壳体2上, 因此该行星齿轮系只起减速作用, 行星架和第一行星齿轮系内齿圈5相连; 输入轴1与第一行星齿轮系太阳轮连接; 动力由第一行星齿轮系行星架7传出。在输入轴1和电机轴上分别布置制动器C1和C2, 制动盘3与输入轴1相连, 制动盘10与电机轴相连; 制动钳4和8的壳体分别与驱动装置外壳2相连, 因此分别能对输入轴1和电机轴起制动作用。

当制动器C1制动、制动器C2释放时为电机工作低车速工况。电机转矩由电机轴驱动第二行星齿轮系太阳轮, 经第二行星轮9减速, 动力传递到第一行星轮内齿圈5; 由于输入轴1呈制动状态, 第一行星轮6使第一行星架7再一次减速, 再传递到输出轴13。这工况充分利用电机低速大转矩的特性, 而且经两次减速, 因此车辆处于低速行驶; 此时车辆的驱动力大, 车辆加速度也大。

制动器C2制动、制动器C1释放时为发动机工作中车速工况。由于电机轴制动, 第二行星轮9不能转动, 第一行星轮系内齿圈5呈制动状态; 发动机动力由输入轴1, 经第一行星轮6减速将动力传递到第一行星架7, 由输出轴13输出; 由于第一行星轮减速, 因此输出转矩增大, 能确保车辆有较大的驱动力。该工况车速为车辆行驶常用的中速范围, 如40km/h至50km/h, 因此要确保发动机总处于低油耗下工作。

制动器C1、C2均释放, 此时发动机和电机联合参与工作, 第一行星轮6受到发动机和电机的联合驱动。其联合驱动成立的条件是: 第一行星轮6与由发动机传至输入轴1太阳轮相啮合的圆周力和与由电机传至第一行星轮内齿圈5相啮合的圆周力相等。此时发动机已处在最大功率时的转速, 只要控制电机的转速, 电机转矩自动适应发动机的转矩大小, 就能满足联合驱动的条件。此时对第一行星轮6来说, 与它啮合的任何一对齿轮啮合的圆周力都没有增加, 因此第一行星架7输出力矩并没有变化; 而第一行星轮的中心速度是发动机和电机单独作用时的速度之和, 即此时的车速是发动机和电机两者单独驱动时折算的车速之和。由于发动机维持在最大功率转速, 而电机速度可调, 第一行星架7的转速增加量随电机速度也可调, 此时车速的增加量随电机速度可调。因此这种混合动力并不是转矩叠加, 而是转速叠加。该工况下车辆处高车速行驶。

图3是行星齿轮布置图, 通过该图计算本装置的传动比。

r1___输入轴1太阳轮节圆半径

r2___第一行星轮6节圆半径

r3___与电机转子轴12相连的太阳轮节圆半径

r_4 第二行星轮9节圆半径

制动器C1制动、制动器C2释放时，电机轴12转速 n_m 与输出轴13转速 n_d 的传动比 i_m 为

$$i_m = \frac{n_m}{n_d} = \frac{4(r_1+r_2)(r_3+r_4)}{r_3(r_1+2r_2)}$$

制动器C2制动、制动器C1释放时，发动机输入轴1转速 n_e 与输出轴13转速 n_d 的传动比 i_e 为

$$i_e = \frac{n_e}{n_d} = \frac{2(r_1+r_2)}{r_1}$$

驱动系统参数的合理匹配是本实用新型的另一个关键。

由图4可见，发动机最省油的工作区位于外特性功率曲线P的85%附近，且转速范围位于最大转矩转速 n_1 和最大功率转速 n_2 之间，因此其最省油的转矩特性为外特性转矩曲线T的85%，为T1特性。发动机在T1特性线以外工作时，发动机的油耗会增加很多，因此应控制发动机总处在这条特性线上工作。

由图5可见，电机特性当转速 $n < n_{m1}$ 时，为恒转矩 T_m ，功率 P_m 呈线性；当转速 $n_{m1} < n < n_{m2}$ 时，为恒功率 P_m ，转矩 T_m 呈双曲线。在电机的工作范围内，机电转换效率均较高而且相差较小，因此控制策略允许电机在全程下工作。

在电机工作低车速工况向发动机工作中车速工况过渡过程中，车速应该无缝连接，使工况转化时驾驶平稳，因此电机最高转速 n_{m2} 与发动机最大转矩转速 n_1 应有如下关系

$$\frac{n_1}{n_{m2}} \leq \frac{r_3(r_1+2r_2)}{2r_1(r_3+r_4)}$$

上式中的“<”号是使电机工作低车速工况向发动机工作中车速工况过渡时有一定的车速重合度，确保车速无缝平稳过渡。

在高速行驶是，电机与发动机联合驱动，由第一行星轮6的受力平衡，可得出电机的最小转矩 T_{m0} 与发动机省油特性T1在最大功率转速时的转矩 T_p 的关系为

$$\frac{T_{m0}}{T_p} = \frac{2(r_3+r_4)r_1}{r_3(r_1+2r_2)}$$

应该使电机最高转速的转矩 T_m 大于 T_{m0} ，以确保电机在联合驱动时不发生反转现象。

由以上关系可确定发动机与电机的容量大小和转速的关系。

图6是混合动力汽车驱动特性图，纵坐标F为驱动力，横坐标V为车速。低速段为电机工作段，中速段为发动机工作段，高速段为发动机-电机联合工作段。汽车阻力曲线在平路状态为 f_1 ，道路阻力系数为0.014；汽车阻力曲线在有坡状态为 f_2 ，道路阻力系数为0.1。车速大于50km/h时，由于汽车空气阻力开始增加而使汽车阻力曲线开始上扬。

低速段驱动力由电机特性确定，由于电机低速大转矩，而且经驱动装置二次减速增加转矩，因此车辆有较大的加速度；中速段驱动力由发动机省油特性确定，

由于中速段行驶时间最长，发动机处于省油特性下工作，此时车辆具备较大的动力因数，可以作车辆加速或电机处于发电状态向电池充电；高速段为发动机-电机联合工作，由于第一行星轮6的受力平衡，驱动力仍保持在中速段刚结束发动机省油转矩时的大小，因此驱动力不再增加，也不减小；但此时电机速度可调，第一行星架7的转速增加量由电机转速确定，此时车速的增加量随电机速度无级可调，电池处于放电状态。

为了使低速区向中速区过渡时驱动力不发生突变，实现驱动力过渡平稳，可以使

$$P_m = P_{n1}$$

P_m ____电机额定功率

P_{n1} ____发动机省油特性T1在最大转矩转速时的功率

当车辆长时间处于中速行驶时，电池荷电状态SOC不断增加，当SOC超过限值时，控制发动机转速下降，同时控制电机联合参与工作并调节其转速，驱动装置的第一行星轮6将两者运动组合，使车辆保持原来所处的中速行驶；由于此时电机呈电动机状态，SOC随之下降。

电机反转，可以在纯电动模式下实现倒车。

当车辆停止时制动车轮，释放制动器C1和C2，可以使发动机驱动电机发电向电池充电。

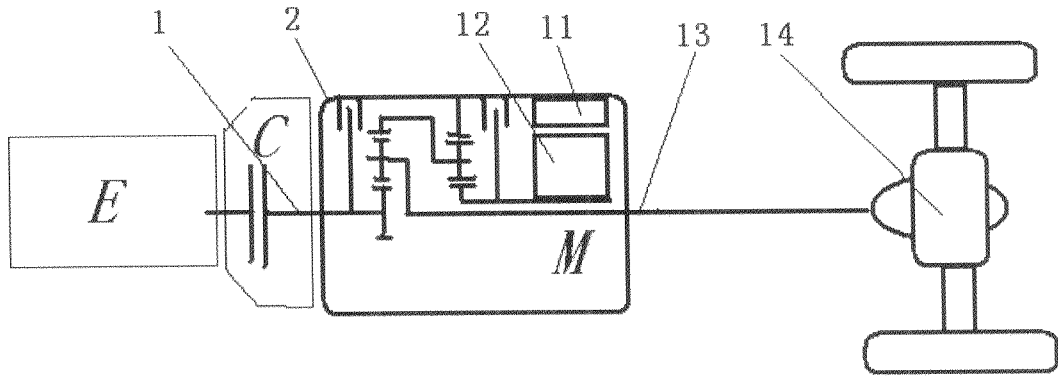


图 1

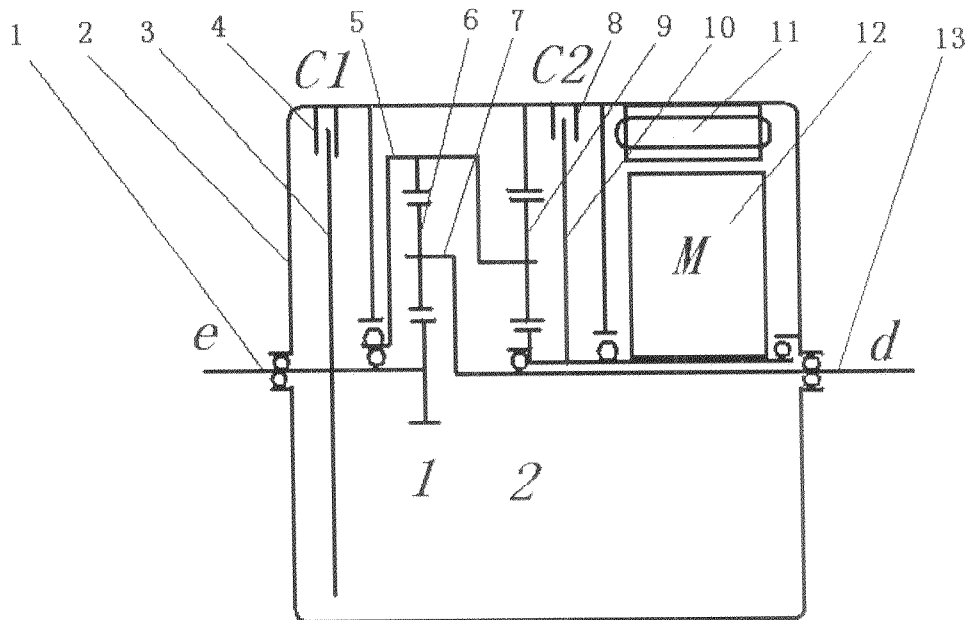


图 2

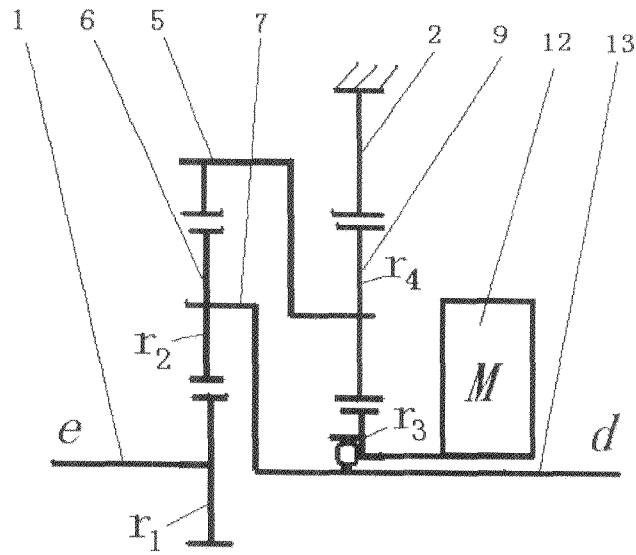


图 3

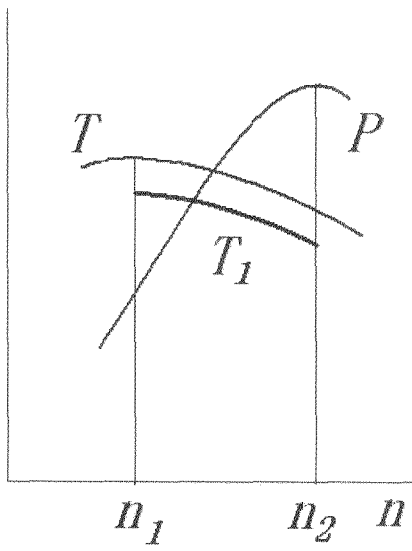


图 4

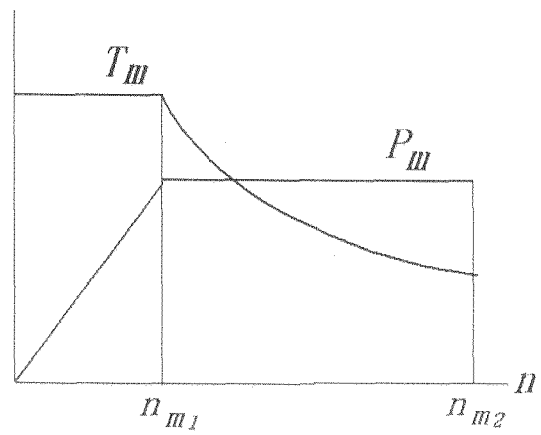


图 5

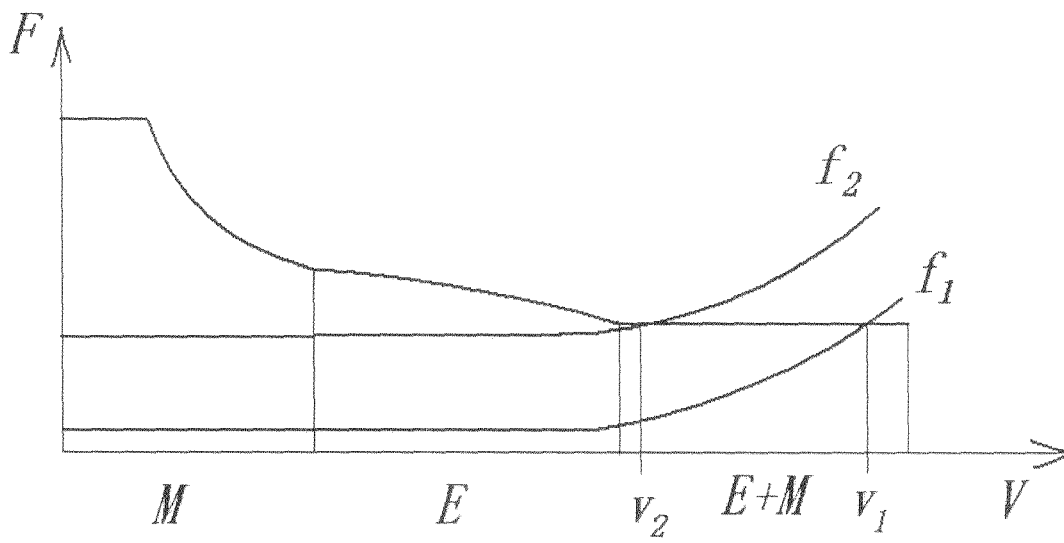


图 6