



1. 一种混合动力车辆,其特征在于包括:

内燃机;

第一旋转电机;

第二旋转电机,其被构造为将动力输出到驱动轮;

动力传递单元,其包括输入元件、输出元件和接合部,所述输入元件被构造为从所述内燃机接收动力,所述输出元件被构造为将输入到所述输入元件的动力输出,并且所述接合部为被构造为在所述输入元件和所述输出元件之间传递动力的非空档状态和在所述输入元件和所述输出元件之间不传递动力的空档状态之间切换;

差动单元,其包括第一旋转元件、第二旋转元件和第三旋转元件,所述第一旋转元件连接到所述第一旋转电机,所述第二旋转元件连接到所述第二旋转电机和所述驱动轮,所述第三旋转元件连接到所述输出元件,并且所述差动单元被构造为使得当确定所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的任意两个的转速时,所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的剩余一个的转速被确定;

离合器,其被构造为在从所述内燃机向所述第一旋转电机传递动力的接合状态和从所述内燃机向所述第一旋转电机的动力传递被中断的释放状态之间进行切换,来自所述内燃机的动力通过第一路径或第二路径中的至少一个传递到所述第一旋转电机,

所述第一路径是动力经由所述动力传递单元和所述差动单元从所述内燃机传递到所述第一旋转电机的路径,

所述第二路径是动力从所述内燃机传递到所述第一旋转电机的不同于所述第一路径的路径,所述第二路径不包括所述差动单元,并且所述离合器设置在所述第二路径中;以及

机械油泵,其被构造为产生用于启动所述动力传递单元和所述离合器的液压,所述机械油泵被构造为由从所述差动单元的所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的任一个所传递的动力来驱动,

其中,所述差动单元是包括太阳轮、齿圈、与所述太阳轮及所述齿圈啮合的小齿轮、以及支撑所述小齿轮使得所述小齿轮能够旋转的行星架的行星齿轮组,所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件分别为所述行星齿轮组的所述太阳轮、所述齿圈和所述行星架,所述机械油泵连接到所述行星架,并且所述机械油泵被构造为由从所述行星架传递的动力所驱动,

其中,所述混合动力车辆进一步包括:

电动油泵,其被构造为产生用于启动所述动力传递单元和所述离合器的液压;以及

控制器,其被构造为控制所述电动油泵,所述控制器被构造为在从串并联模式向串联模式切换时,基于所述内燃机的转速是否低于所述第一旋转电机的转速来改变所述电动油泵的转速,其中所述串并联模式是所述混合动力车辆在所述动力传递单元被置于所述非空档状态且所述离合器被置于所述释放状态的状态下行驶的模式,并且所述串联模式是所述混合动力车辆在所述动力传递单元被置于所述空档状态且离合器被置于所述接合状态的状态下行驶的模式。

2. 根据权利要求1所述的混合动力车辆,其特征在于

所述控制器被构造为在从所述串并联模式向所述串联模式切换时,当所述内燃机的转速低于所述第一旋转电机的转速时,增大所述电动油泵的转速,并且当所述内燃机的转速

高于所述第一旋转电机的转速时,减小所述电动油泵的转速。

## 混合动力车辆

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种混合动力车辆。

### 背景技术

[0002] 已知一种混合动力车辆,其不仅包括发动机、两个旋转电机(第一旋转电机和第二旋转电机)以及差动单元(动力分配机构),还包括发动机与差动单元之间的变速单元(动力传递单元)。

[0003] 在国际申请公开号2013/114594中描述的车辆能够在电动机驱动模式(以下称为EV模式)和混合动力模式(以下称为HV模式)之间切换。在电动机驱动模式下,发动机停止,并且使用第二旋转电机的动力。在混合动力模式下,使用发动机和第二旋转电机的动力。采用串并联模式驱动系统作为HV驱动系统。在串并联模式中,发动机的动力传递到第一旋转电机并用于发电,而发动机的一部分动力也通过差动单元传递到驱动轮。

[0004] 还已知一种作为HV驱动系统的串联模式驱动系统。在串联模式驱动系统中,通过使用发动机的动力来发电,并且通过使用所发电力来驱动电动机。在该串联模式中,发动机的动力不传递到驱动轮。

[0005] 在国际申请公开号2013/114594中描述的车辆被构造为不能够在串联模式下行驶,因为在发动机的动力传递到第一旋转电机时发动机的动力也经由差动单元传递到驱动轮。

[0006] 可以想到的是,除了经由变速单元(动力传递单元)和差动单元将发动机的动力传递到第一旋转电机的第一路径之外,还提供了将发动机的动力直接传递到第一旋转电机的第二路径,然后在第二路径中设置离合器。通过该配置,可以选择串并联模式和串联模式之一。具体地,可以通过经由第一路径传递发动机的动力(即,将设置在第一路径中的变速单元置于动力传递状态并释放设置在第二路径中的离合器)选择串并联模式。另一方面,可以通过经由第二路径传递发动机的动力(即,将设置在第一路径中的变速单元置于空档状态并接合设置在第二路径中的离合器)来选择串联模式。

[0007] 在上述构造中,机械油泵连接到从发动机到驱动轮的动力传递路径中的任何位置,并且允许由机械油泵产生用于启动设置在第一路径中的变速单元和设置在第二路径中的离合器的液压。

[0008] 然而,例如,在机械油泵连接到变速单元(动力传递单元)的输入轴的情况下,当发动机停止时,连接到发动机的输出轴的变速单元的输入轴的旋转也停止,所以不能启动机械油泵。

### 发明内容

[0009] 本发明针对的是,在能够选择串并联模式和串联模式中的一个的混合动力车辆中,允许机械油泵在发动机停止的状态下启动。

[0010] 本发明的一个方案提供一种混合动力车辆。所述混合动力车辆包括内燃机、第一

旋转电机、第二旋转电机、动力传递单元、离合器以及机械油泵。所述第二旋转电机被构造为将动力输出到驱动轮。所述动力传递单元包括输入元件、输出元件和接合部。所述输入元件被构造为从所述内燃机接收动力。所述输出元件被构造为将输入到所述输入元件的动力输出。所述接合部被构造为在所述输入元件和所述输出元件之间传递动力的非空档状态和在输入元件和输出元件之间不传递动力的空档状态之间切换。所述差动单元包括第一旋转元件、第二旋转元件和第三旋转元件。所述第一旋转元件连接到所述第一旋转电机。所述第二旋转元件连接到所述第二旋转电机和所述驱动轮。所述第三旋转元件连接到所述输出元件。所述差动单元被构造为使得当确定了所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的任意两个的转速时，所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的剩余一个的转速被确定。所述离合器被构造为在从所述内燃机向所述第一旋转电机传递动力的接合状态和从所述内燃机向所述第一旋转电机的动力传递被中断的释放状态之间进行切换。来自所述内燃机的动力通过第一路径或第二路径中的至少一个传递到所述第一旋转电机。所述第一路径是动力经由所述动力传递单元和所述差动单元从所述内燃机传递到所述第一旋转电机的路径。所述第二路径是动力经由与所述第一路径不同的路径从所述内燃机传递到所述第一旋转电机的路径。所述离合器设置在所述第二路径中。所述机械油泵构造为产生用于启动所述动力传递单元和所述离合器的液压。所述机械油泵构造为由从所述差动单元的所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件中的任一个传递的动力所驱动。

[0011] 利用如此构造的混合动力车辆，可以通过控制设置在第一路径中的动力传递单元和设置在第二路径中的离合器来选择串并联模式和串联模式中的一个。另外，机械油泵不是由从动力传递单元的输入元件传递的动力所驱动，而是由从差动单元的第一旋转元件、第二旋转元件和第三旋转元件中的任一个传递的动力驱动。即使在由于内燃机的停止而引起的动力传递单元的输入元件的旋转停止的状态下，差动单元的第一旋转元件、第二旋转元件和第三旋转元件也能够旋转。因此，在能够选择串并联模式和串联模式之一的混合动力车辆中，能够在发动机停止的状态下使机械油泵运转。

[0012] 在混合动力车辆中，差动单元可以是包括太阳轮、齿圈、与所述太阳轮及所述齿圈啮合的小齿轮、以及支撑所述小齿轮使得所述小齿轮能够旋转的行星架在内的行星齿轮。所述第一旋转元件、所述第二旋转元件和所述第三旋转元件可以分别为所述行星齿轮的太阳轮、齿圈和行星架。所述机械油泵可以连接到所述行星架。所述机械油泵可以被构造为由从所述行星架传递的动力所驱动。

[0013] 利用如此构造的混合动力车辆，由于机械油泵连接到差动单元的行星架，因此可以简化机械油泵周围的结构。例如，当机械油泵连接到与驱动轮连接的齿圈时，在车辆倒退移动时齿圈沿反方向旋转的情况下，需要用于防止机械油泵反向旋转的反向旋转防止装置（单向离合器，或类似物）。然而，当机械油泵连接到差动单元的齿圈时，不需要这种反向旋转防止装置，因此可以简化机械油泵周围的构造。

[0014] 混合动力车辆还可以包括电动油泵和控制器。电动油泵可以被构造为产生用于启动所述动力传递单元和所述离合器的液压。控制器可以被构造为控制电动油泵。控制器可以被构造为在从串并联模式向串联模式切换时，基于所述内燃机的转速是否低于所述第一旋转电机的转速来改变所述电动油泵的转速。串并联模式可以是所述混合动力车辆在所述

动力传递单元被置于所述非空档状态且所述离合器被置于所述释放状态的状态下行驶的模式。串联模式可以是所述混合动力车辆在所述动力传递单元被置于所述空档状态且离合器被置于所述接合状态的状态下行驶的模式。

[0015] 利用如此构造的混合动力车辆,在从串并联模式向串联模式切换时,当内燃机的转速低于或高于第一旋转电机的转速时,发生机械油泵的旋转的暂时的变化。由机械油泵的旋转的暂时的变化而引起的液压的增大或减小由电动油泵的液压来补偿。因此,即使在从串并联模式向串联模式切换的过渡期间,也可以供给必需的和充足的液压。

[0016] 在混合动力车辆中,控制器可以被构造为在从所述串并联模式向所述串联模式切换时,当所述内燃机的转速低于所述第一旋转电机的转速时,增大所述电动油泵的转速,并且当所述内燃机的转速高于第一旋转电机的所述转速时,减小所述电动油泵的转速。

[0017] 利用如此构造的混合动力车辆,当内燃机的转速低于第一旋转电机的转速时,机械油泵的转速由于从串并联模式向串联模式切换而暂时地减小,因此电动油泵的转速增加。另一方面,当内燃机的转速高于第一旋转电机的转速时,机械油泵的转速由于从串并联模式向串联模式切换而暂时地增大,因此电动油泵的转速降低。从而,由从串并联模式切换到串联模式所引起的机械油泵的液压的暂时增大或减小由电动油泵的液压适当补偿。

## 附图说明

[0018] 下面将参照附图对本发明的示例性实施例的特征、优点以及技术和工业意义进行描述,其中相同的附图标记表示相同的元件,且其中:

[0019] 图1是示出根据作为本发明的一个例子的实施例的混合动力车辆的整体构造的视图。

[0020] 图2是示意性地示出图1所示的混合动力车辆的动力传递路径的框图;

[0021] 图3是示出图1所示的混合动力车辆的控制器的构造的框图;

[0022] 图4是示意性地示出安装在图1所示的混合动力车辆上的液压回路的构造的视图;

[0023] 图5是示出混合动力车辆的每个驱动模式以及变速单元(动力传递单元)的受控状态的图;

[0024] 图6是作为图5所示的驱动模式之一的单电动机EV模式下的列线图;

[0025] 图7是作为图5所示的驱动模式之一的双电动机EV模式下的列线图;

[0026] 图8是作为图5所示的驱动模式之一的串并联HV模式下的第一列线图;

[0027] 图9是作为图5所示的驱动模式之一的串联HV模式下的列线图;

[0028] 图10是示出当在图5所示的驱动模式中从串并联模式向串联模式切换时的混合动力车辆的状态的变化的时间图;

[0029] 图11是示出在图5所示的驱动模式中从串并联模式向串联模式切换时的旋转元件的状态变化的示例的第一列线图;

[0030] 图12是示出图5所示的驱动模式中从串并联模式向串联模式切换时的旋转元件的状态变化的示例的第二列线图;并且

[0031] 图13是示出作为图5所示的驱动模式之一的串并联HV模式下的第二列线图。

## 具体实施方式

[0032] 在下文中,将参照附图描述本发明的实施例。相同的附图标记在下面的实施例中指代相同或对应的部分,并且将不重复其描述。

[0033] 首先,将描述混合动力车辆的整体结构。图1是示出根据作为本发明的示例的实施例的实施例的混合动力车辆(其可以被简称为车辆)1的整体构造的视图。混合动力车辆1包括发动机10、驱动系统2、驱动轮90和控制器100。驱动系统2包括作为第一旋转电机的第一电动发电机(以下称为第一MG)20、作为第二旋转电机的第二电动发电机(以下称为第二MG)30、变速单元(动力传递单元)40、差动单元50、离合器CS、输入轴21,作为驱动系统2的输出轴的副轴70、差动齿轮组80以及液压回路500。

[0034] 车辆1是通过使用发动机10、第一MG 20和第二MG 30中的至少任一个的动力进行行驶的前置发动机前轮驱动(FF)混合动力车辆。车辆1可以是电池(见图2)60可从外部电源再充电的插电式混合动力车辆。

[0035] 例如,发动机10是诸如汽油发动机和柴油发动机的内燃机。例如,第一MG 20和第二MG 30中的每一个是包括其中嵌入永磁体的转子的永磁同步电动机。驱动系统2是双轴驱动系统,其中第一MG 20沿着第一轴线12与发动机10的曲轴同轴地设置,并且第二MG 30沿着与第一轴线12不同的第二轴线14设置。第一轴线12和第二轴线14彼此平行。

[0036] 变速单元40、差动单元50和离合器CS进一步沿着第一轴线12设置。变速单元40、差动单元50、第一MG 20和离合器CS以所述次序从靠近发动机10的那侧起布置。

[0037] 第一MG 20被设置成能够从发动机10接收动力。更具体地,驱动系统2的输入轴21连接到发动机10的曲轴。输入轴21沿着第一轴线12在远离发动机10的方向上延伸。输入轴21在其从发动机10延伸的远侧端连接到离合器CS。第一MG 20的旋转轴22以圆柱形状沿着第一轴线12延伸。输入轴21在输入轴21连接到离合器CS之前的部分处穿过旋转轴22的内部。输入轴21经由离合器CS连接到第一MG 20的旋转轴22。

[0038] 离合器CS是能够将输入轴21联接到第一MG 20的旋转轴22的液压摩擦接合元件。当离合器CS被置于接合状态时,输入轴21与旋转轴22彼此联接,并且允许发动机10的动力经由离合器CS直接传递到第一MG 20。另一方面,当离合器CS被置于释放状态时,输入轴21到旋转轴22的联接被释放,并且不允许发动机10的动力经由离合器CS直接传递到第一MG 20。

[0039] 变速单元40改变来自发动机10的动力,然后将动力输出到差动单元50。变速单元40包括单小齿轮型行星齿轮机构、离合器C1和制动器B1。单小齿轮型行星齿轮机构包括太阳轮S1、小齿轮P1、齿圈R1和行星架CA1。

[0040] 太阳轮S1设置为使得太阳轮S1的旋转中心与第一轴线12重合。齿圈R1在太阳轮S1的径向外侧与太阳轮S1同轴地设置。小齿轮P1布置在太阳轮S1与齿圈R1之间,并与太阳轮S1和齿圈R1啮合。小齿轮P1由行星架CA1可旋转地支撑。行星架CA1连接到输入轴21,并与输入轴21一体地旋转。每个小齿轮P1设置为能围绕第一轴线12公转,并可围绕小齿轮P1的中心轴线自转。

[0041] 如下面将描述的,太阳轮S1的转速、行星架CA1的转速(即,发动机10的转速)以及齿圈R1的转速处于由每个列线图中的直线连接的点表示的关系(即,当任意两个转速被确定时剩余的一个转速也被确定的关系)。

[0042] 在本实施例中,行星架CA1被设置为从发动机10向其输入动力的输入元件,并且将齿圈R1设置为将输入到行星架CA1的动力输出的输出元件。通过使用包括太阳轮S1、小齿轮P1、齿圈R1和行星架CA1的行星齿轮机构,输入到行星架CA1的动力被改变并从齿圈R1输出。

[0043] 离合器C1是能够将太阳轮S1联接到行星架CA1的液压摩擦接合元件。当离合器C1被置于接合状态时,太阳轮S1和行星架CA1彼此一体地旋转。当离合器C1被置于释放状态时,太阳轮S1和行星架CA1的一体旋转被取消。

[0044] 制动器B1是能够限制(锁定)太阳轮S1的旋转的液压摩擦接合元件。当制动器B1被置于接合状态时,太阳轮S1固定至驱动系统的壳体,并且太阳轮S1的旋转受到限制。当制动器B1被置于释放状态(分离状态)时,太阳轮S1与驱动系统的壳体分离,并允许太阳轮S1的旋转。

[0045] 变速单元40的速比(作为输入元件的行星架CA1的转速与作为输出元件的齿圈R1的转速的比,具体地,行星架CA1的转速/齿圈R1的转速)响应于离合器C1和制动器B1的接合/释放状态的组合而改变。当离合器C1接合并且制动器B1释放时,建立了速比为1.0(直接联接状态)的低档位Lo。当离合器C1释放并且制动器B1接合时,建立了速比小于1.0(例如0.7,所谓的过驱动状态)的高档位Hi。当离合器C1接合并且制动器B1接合时,太阳轮S1的旋转和行星架CA1的旋转受到限制,因此齿圈R1的旋转也受到限制。

[0046] 变速单元40构造为能够在非空档状态与空档状态之间进行切换。在非空档状态下,传递动力。在空档状态下,不传递动力。在本实施例中,上述直接联接状态和过驱动状态对应于非空档状态。另一方面,当离合器C1和制动器B1两者都被释放时,允许行星架CA1围绕第一轴线12惯性滑行。因此,得到从发动机10传递到行星架CA1的动力不从行星架CA1传递到齿圈R1的空档状态。

[0047] 差动单元50包括单小齿轮型行星齿轮机构和副驱动齿轮51。单小齿轮型行星齿轮机构包括太阳轮S2、小齿轮P2、齿圈R2和行星架CA2。

[0048] 太阳轮S2被设置成使得太阳轮S2的旋转中心与第一轴线12重合。齿圈R2在太阳轮S2的径向外侧与太阳轮S2同轴地设置。小齿轮P2配置在太阳轮S2与齿圈R2之间,与太阳轮S2和齿圈R2啮合。小齿轮P2由行星架CA2可旋转地支撑。行星架CA2连接到变速单元40的齿圈R1,并与齿圈R1一体地旋转。每个小齿轮P2被设置成可围绕第一轴线12公转并可围绕小齿轮P2的中心轴线自转。

[0049] 第一MG 20的旋转轴22连接到太阳轮S2。第一MG 20的旋转轴22与太阳轮S2一体旋转。副驱动齿轮51连接到齿圈R2。副驱动齿轮51是差动单元50的输出齿轮。该输出齿轮与齿圈R2一体地旋转。

[0050] 如将在后面所述,太阳轮S2的转速(即,第一MG 20的转速)、行星架CA2的转速和齿圈R2的转速处于由每个列线图中直线连接的点表示的关系(即,当任意两个转速被确定时,剩余的一个转速也被确定的关系)。因此,当行星架CA2的转速是预定值时,可以通过调节第一MG 20的转速来无级地改变齿圈R2的转速。

[0051] 副轴70平行于第一轴线12和第二轴线14延伸。副轴70布置为平行于第一MG 20的旋转轴22和第二MG 30的旋转轴31。从动齿轮71和驱动齿轮72设置在副轴70上。从动齿轮71与差动单元50的副驱动齿轮51啮合。即,发动机10的动力和第一MG 20的动力经由差动单元50的副驱动齿轮51传递到副轴70。

[0052] 变速单元40和差动单元50在从发动机10到副轴70的动力传递路径中彼此串联连接。因此,来自发动机10的动力在变速单元40和差动单元50中被改变,然后传递到副轴70。

[0053] 从动齿轮71与连接到第二MG 30的旋转轴31的减速齿轮32啮合。也就是说,第二MG 30的动力经由减速齿轮32传递到副轴70。

[0054] 驱动齿轮72与差动齿轮组80的差动齿圈81啮合。差动齿轮组80经由对应的左右驱动轴82连接到左驱动轮90和右驱动轮90。也就是说,副轴70的旋转经由差动齿轮组80传递到左右驱动轴82。

[0055] 利用设置有离合器CS的上述构造,混合动力车辆1被允许在使用串并联系统的模式(以下称为串并联模式)下运行,并且还被允许在使用串联系统的模式(以下称为串联模式)下运行。关于这一点,将参照图2所示的示意图来描述在每个模式中如何从发动机传递动力。

[0056] 图2是示意性地示出图1所示的混合动力车辆的部件的动力传递路径的框图。混合动力车辆1包括发动机10、第一MG 20、第二MG 30、变速单元40、差动单元50、电池60和离合器CS。电池60在第一MG 20和第二MG 30中的一个的发动期间向相应的第一MG 20或第二MG 30供给动力,并且在第一MG 20和第二MG 30中的一个的再生期间储存由相应的第一MG 20或第二MG 30产生的电力。

[0057] 混合动力车辆1包括作为将发动机10的动力传递到第一MG 20的路径的两个路径K1、K2。

[0058] 路径K1是发动机10的动力经由变速单元40和差动单元50传递到第一MG 20的路径。当变速单元40被置于非空档状态时(离合器C1和制动器B1中的任一个被置于接合状态,并且离合器C1和制动器B1中的另一个被置于释放状态),发动机10的动力通过路径K1传递到第一MG 20。另一方面,当变速单元40被置于空档状态(离合器C1和制动器B1都被置于释放状态时)时,通过路径K1的动力传递被中断。

[0059] 路径K2不同于路径K1,并且是发动机10的动力直接传递到第一MG 20而不经过变速单元40或差动单元50的路径。离合器CS设置在路径K2中。当离合器CS被置于接合状态时,发动机10的动力通过路径K2传递到第一MG 20。另一方面,当离合器CS被置于释放状态时,通过路径K2的动力传递被中断。

[0060] 在发动机10运转的HV模式中,当发动机10的动力通过路径K1传递并且路径K2被中断时(即,变速单元40被置于非空档状态,并且离合器CS被置于释放状态),混合动力车辆1可以在串并联模式下运行。

[0061] 另一方面,在发动机10运转的HV模式中,当发动机10的动力通过路径K2传递并且路径K1被中断时(即,变速单元40被置于空档状态,离合器CS被置于接合状态),混合动力车辆1可以运转在串联模式。此时,在差动单元50中,连接到变速单元40的行星架CA2可自由旋转(不受拘束)。因此连接到第一MG 20的太阳轮S2和连接到第二MG 30的齿圈R2互相不影响并且是可旋转的。因此,能够独立地进行通过使用发动机10的旋转来旋转第一MG 20而产生电力的操作和通过驱动第二MG 30来旋转驱动轮的操作。

[0062] 变速单元40并非总是需要能够改变速比。只要能够中断通过路径K1的动力的传递,仅离合器也是适用的。

[0063] 下面将描述控制器的构造。图3是示出图1所示的混合动力车辆1的控制器100的构

造的框图。控制器100包括HV ECU 150、MG ECU 160和发动机ECU 170。HV ECU 150、MG ECU 160和发动机ECU170中的每一个是包括计算机的电子控制单元。ECU的数量不限于三个。可以设置作为整体的集成的单个ECU,也可以设置两个或四个以上的分开的ECU。

[0064] MG ECU 160控制第一MG 20和第二MG 30。例如, MG ECU 160通过调整供给到第一MG 20的电流值来控制第一MG 20的输出转矩。MG ECU 160通过调整供给到第二MG 30的电流值来控制第二MG 30的输出转矩。

[0065] 发动机ECU 170控制发动机10。例如,发动机ECU 170控制发动机10的电子节气门的开度、通过输出点火信号来控制发动机的点火、或控制到发动机10的燃料的喷射。发动机ECU 170通过对电子节气门的开度控制,喷射控制、点火控制等来控制发动机10的输出转矩。

[0066] HV ECU 150全面地控制整个车辆。车速传感器、加速器操作量传感器, MG1转速传感器、MG2转速传感器、输出轴转速传感器、电池传感器等连接到HV ECU 150。利用这些传感器,HV ECU 150获取车速、加速器操作量、第一MG 20的转速、第二MG 30的转速、动力传递系统的输出轴的转速、电池状态SOC等。

[0067] HV ECU 150基于获取的信息计算车辆要求驱动力、要求动力、要求转矩等。HV ECU150基于计算出的要求值来确定第一MG 20的输出转矩(以下也被称为MG1转矩)、第二MG 30的输出转矩(以下也被称为MG2转矩)和发动机10的输出转矩(以下也被称为发动机转矩)。HV ECU 150将MG1转矩的指令值和MG2转矩的指令值输出到MG ECU 160。HV ECU 150将发动机转矩的指令值输出到发动机ECU170。

[0068] HV ECU 150基于驱动模式(稍后描述)等来控制离合器C1、CS和制动器B1。HV ECU 150将供给到离合器C1的液压的指令值(PbC1)、供给到离合器CS的液压的指令值(PbCS)和供给到制动器B1的液压的指令值(PbB1)输出到如图1所示的液压回路500。

[0069] HV ECU 150将用于控制电动油泵502(参见图4(稍后描述))的控制信号NM和用于控制电磁切换阀560的控制信号S/C(参见图4(稍后描述))输出到图1所示的液压回路500。

[0070] 接下来,将描述液压回路的构造。图4是示意性地示出安装在混合动力车辆1上的液压回路500的构造的图。液压回路500包括机械油泵(以下也称为MOP)501;电动油泵(以下也称为作为EOP)502;压力调节阀510、520;线性电磁阀SL1、SL2、SL3;同时供给防止阀530、540、550;电磁切换阀560;止回阀570;以及油路LM、LE、L1、L2、L3、L4。

[0071] MOP 501连接到在构成差动单元50的三个旋转元件(太阳轮S2,齿圈R2,行星架CA2)中的行星架CA2。更具体地,如图1所示,MOP 501经由多个齿轮506、507连接到行星架CA2。齿轮506连接到差动单元50的行星架CA2,并且围绕第一轴线12与行星架CA2一体地旋转。齿轮507设置在齿轮506的径向外侧上并与齿轮506啮合。齿轮507的旋转轴508连接到与旋转轴508同轴设置的MOP 501的驱动轴。利用以上构造,差动单元50的行星架CA2的旋转通过齿轮506和齿轮507传递到MOP 501的驱动轴。

[0072] 从差动单元50的行星架CA2传递的动力使MOP 501运转,以产生液压。因此,当行星架CA2旋转时,MOP 501也运转;而当行星架CA2停止时,MOP 501也停止。MOP 501将产生的液压输出到油路LM。

[0073] 根据本实施例的液压回路500的最具特征的点之一是MOP 501不连接到变速单元40的行星架CA1,而是连接到差动单元50的行星架CA2。从而,即使在由于发动机10的停止而

引起发动机单元40的行星架CA1的旋转停止的状态下,也能够操作MOP 501。后面将详细描述该点。

[0074] 通过压力调节阀510将油路LM中的液压调节(减小)至预定压力。以下,通过压力调节阀510调节的油路LM中的液压也被称作管路压力PL。管路压力PL被供给到每个线性电磁阀SL1、SL2、SL3。

[0075] 线性电磁阀SL1通过响应于来自控制器100的液压指令值PbC1调节管路压力PL来产生用于接合离合器C1的液压(以下称为C1压力)。C1压力经由油路L1被供给到离合器C1。

[0076] 线性电磁阀SL2通过响应于来自控制器100的液压指令值PbB1调节管路压力PL来产生用于接合制动器B1的液压(以下称为B1压力)。B1压力通过油路L2供给到制动器B1。

[0077] 线性电磁阀SL3通过响应于来自控制器100的液压指令值PbCS调节管路压力PL来产生用于接合离合器CS的液压(以下称为CS压力)。CS压力经由油路L3供给到离合器CS。

[0078] 同时供给防止阀530设置在油路L1中,并且被构造为防止离合器C1与制动器B1和离合器CS中的至少一个同时被接合。具体地,油路L2、L3连接到同时供给防止阀530。同时供给防止阀530通过使用通过油路L2、L3的B1压力和CS压力作为信号压力进行操作。

[0079] 当作为B1压力和CS压力的两个信号压力都没有被输入到同时供给防止阀530(即,当制动器B1和离合器CS两者都被释放时)时,同时供给防止阀530处于C1压力被供给到离合器C1的正常状态。图4示出了同时供给防止阀530处于正常状态的情况。

[0080] 另一方面,当作为B1压力和CS压力的信号压力中的至少一个被输入到同时供给防止阀530时(即,当制动器B1和离合器CS中的至少一个被接合时),即使当离合器C1被接合时,同时供给防止阀530也切换到排出状态,在该排出状态中,到离合器C1的C1压力的供给被切断,并且离合器C1中的液压被释放到外部。从而,离合器C1被释放,所以防止了离合器C1与制动器B1和离合器CS中的至少一个被同时接合。

[0081] 类似地,同时供给防止阀540响应于作为信号压力的C1压力和CS压力而操作以防止制动器B1与离合器C1和离合器CS中的至少一个被同时接合。具体地,当作为C1压力和CS压力的两个信号压力都不输入到同时供给防止阀540时,同时供给防止阀540处于将B1压力供给到制动器B1的正常状态。另一方面,当作为C1压力和CS压力的信号压力中的至少一个输入到同时供给防止阀540时,同时供给防止阀540切换到排出状态,在该排出状态中对制动器B1的B1压力的供给被切断,制动器B1中的液压被释放到外部。图4示出了C1压力作为信号压力被输入到同时供给防止阀540并且同时供给防止阀540处于排出状态的情况。

[0082] 类似地,同时供给防止阀(液压阀)550通过使用C1压力和B1压力作为信号压力来操作,以防止离合器CS与离合器C1和制动器B1中的至少一个被同时接合。具体地说,当作为C1压力和B1压力的两个信号压力都未被输入到同时供给防止阀550时,同时供给防止阀550处于CS压力被供给到离合器CS的正常状态。另一方面,当作为C1压力和B1压力的信号压力中的至少一个被输入到同时供给防止阀550时,同时供给防止阀550被切换到排出状态,在该排出状态,对离合器CS的CS压力的供给被切断并且离合器CS中的液压被释放到外部。图4示出了C1压力被输入到同时供给防止阀550并且同时供给防止阀550处于排出状态的情况。

[0083] EOP 502由电动机502A驱动以产生液压。电动机502A由来自控制器100的控制信号NM控制。因此,不管行星架CA2是否旋转,EOP 502都是可操作的。EOP 502将产生的液压输出到油路LE。

[0084] 油路LE中的油压被压力调节阀520调节(减小)至预定的压力。油路LE经由止回阀570连接到油路LM。当油路LE中的液压比油路LM中的液压高预定压力以上时,止回阀570打开,并且油路LE中的液压经由止回阀570被供给到油路LM。从而,同样地,在MOP 501的停止期间,也可以通过驱动EOP 502将液压供给到油路LM。

[0085] 响应于来自控制器100的控制信号S/C,电磁转换阀560被切换到接通状态和关断状态中的任一个。在接通状态下,电磁转换阀560连通油路LE与油路L4。在关断状态下,电磁转换阀560从油路L4中断油路LE,并将油路L4中的液压释放到外部。图4示出了电磁转换阀560处于关断状态的情况。

[0086] 油路L4连接到同时供给防止阀530、540。当电磁换向阀560处于接通状态时,作为信号压力,油路LE中的液压经由油路L4被输入到同时供给防止阀530、540。当来自油路L4的信号压力被输入到同时供给防止阀530时,不管是否从油路L2输入信号压力(B1压力),同时供给防止阀530被强制地固定到正常状态。类似地,当信号压力从油路L4输入到同时供给防止阀540时,不管是否从油路L1输入信号压力(C1压力),同时供给防止阀540被强制地固定到正常状态。因此,通过驱动EOP 502并将电磁转换阀560切换到接通状态,同时供给防止阀530、540同时被固定到正常状态。从而,允许离合器C1和制动器B1同时被接合,并且能够实现双电动机模式(稍后描述)。

[0087] 接下来,将描述混合动力车辆1的控制模式。下面将参考操作接合图表和列线图来描述混合动力车辆1的控制模式的细节。

[0088] 图5是示出每一驱动模式以及在每一驱动模式下的变速单元(动力传递单元)40的离合器C1和制动器B1的受控状态的图表。

[0089] 控制器100使得混合动力车辆1行驶在电动机驱动模式(以下称为EV模式)或混合动力模式(以下称为HV模式)中。EV模式是使发动机10停止并且通过使用第一MG 20和第二MG 30中的至少一个的动力使混合动力车辆1行驶的控制模式。HV模式是通过使用发动机10的动力和第二MG 30的动力使混合动力车辆1行驶的控制模式。EV模式和HV模式中的每一个进一步被划分为一些控制模式。

[0090] 在图5中,C1、B1、CS、MG1和MG2分别表示离合器C1、制动器B1、离合器CS、第一MG 20和第二MG 30。C1、B1、CS列中的每一个中的圆圈标记(○)表示接合状态,叉标记(×)表示释放状态,三角形标记(△)表示在发动机制动期间离合器C1和制动器B1中的任一个被接合。MG1列和MG2列中的每一列的符号G表示MG1或MG2主要作为发电机运转。MG1列和MG2列中的每一列中的符号M表示MG1或MG2主要作为电动机运转。

[0091] 在EV模式中,控制器100响应于用户的要求转矩等选择性地在单电机模式与双电动机模式之间进行切换。在单电动机模式中,仅使用第二MG 30的动力使混合动力车辆1行驶。在双电机模式中,通过使用第一MG 20和第二MG 30二者的动力使混合动力车辆1行驶。例如,当驱动系统2的负载低时,使用单电动机模式,并且,当驱动系统2的负载变高时,驱动模式变为双电机模式。

[0092] 如图5的E1行所示,当混合动力车辆1在单电动机EV模式下被驱动(前进或倒退移动)时,控制器100通过释放离合器C1并释放制动器将变速单元40置于空档状态(没有动力传递的状态)。此时,控制器100主要使用第一MG 20将太阳轮S2的转速固定为零,并且使第二MG 30作为电动机而运转(参见图6(稍后描述))。作为通过使用第一MG 20将太阳轮S2的

转速固定为零的技术,可以以反馈方式控制第一MG 20的电流,使得第一MG 20的转速变为零,或如果可能,可以利用第一MG 20的齿槽转矩,而不向第一MG 20增加电流。当变速单元40被置于空档状态时,发动机10在制动期间不共转,因此损失减小了该量,并且能够恢复大的再生电力。

[0093] 如图5中的E2行所示,当混合动力车辆1在单电动机EV模式下制动并且需要发动机制动时,控制器100接合离合器C1和制动器B1中的任一个。例如,当仅利用再生制动而制动力不足时,发动机制动与再生制动一起使用。例如,当电池的SOC接近满充电状态时,再生电力不能充电,因此可以想到建立发动机制动状态。

[0094] 通过接合离合器C1和制动器B1中的任一个,建立了所谓的发动机制动状态。在发动机制动状态下,驱动轮90的旋转传递到发动机10,然后发动机10旋转。此时,控制器100使第一MG 20主要作为电动机而运转,并且使第二MG 30主要作为发电机而运转。

[0095] 另一方面,如图5中的E3行所示,当混合动力车辆1在双电动机EV模式下被驱动(前进或倒退移动)时,控制器100通过接合离合器C1并接合制动器B1来限制(锁定)变速单元40的齿圈R1的旋转。从而,差动单元50的联接到变速单元40的齿圈R1的行星架CA2的旋转也受到限制(被锁定),因此差动单元50的行星架CA2保持在停止状态(发动机转速Ne=0)。控制器100使第一MG 20和第二MG 30主要作为电动机而运转(参见图7(稍后描述))。

[0096] 在EV模式(单电动机模式或双电动机模式)中,发动机10停止,所以MOP 501也停止。因此,在EV模式中,通过使用由EOP 502产生的液压对离合器C1或制动器B1进行接合。

[0097] 在HV模式中,控制器100使第一MG 20作为发电机而运转,并且使第二MG 30作为电动机运转。在HV模式中,控制器100将控制模式设置为串并联模式和串联模式中的任一个。

[0098] 在串并联模式中,发动机10的一部分动力被用以驱动驱动轮90,并且发动机10的剩余部分的动力被用作用于在第一MG 20中发电的动力。第二MG 30通过使用由第一MG 20产生的电力来驱动驱动轮90。在串并联模式中,控制器100响应于车速来改变变速单元40的速比。

[0099] 如图5中的H2行所示,当使混合动力车辆1在中速或低速范围内前进移动时,控制器100通过接合离合器C1并释放制动器B1而建立低档位Lo(参见图8中的实线(稍后描述))。另一方面,如图5的H1行所示,当使混合动力车辆1在高速范围内前进移动时,控制器100通过释放离合器C1并接合制动器B1来建立高档位Hi(参见图8中的虚线(稍后描述))。不论是在建立了高档位还是在建立了低档位时,变速单元40和差动单元50整体作为无级变速器而运转。

[0100] 如图5中的H3行所示,当混合动力车辆1倒退时,控制器100接合离合器C1并释放制动器B1。当存在电池的SOC的余量时,控制器100使第二MG 30单独地反向旋转;而当不存在电池的SOC的余量的情况下,控制器100通过操作发动机10而使用第一MG 20来产生电力,并使第二MG 30沿相反方向旋转。

[0101] 在串联模式中,发动机10的全部动力被用作使用第一MG 20产生电力的动力。第二MG 30通过使用由第一MG 20产生的电力来驱动驱动轮90。在串联模式中,如图5中的H4行和H5行所示,当混合动力车辆1前进移动或者当混合动力车辆1倒退时,控制器100释放离合器C1和制动器B1二者,并接合离合器CS(参见图9(稍后描述))。

[0102] 在HV模式中,发动机10正在运转,因此MOP 501也在运转。因此,在HV模式中,离合

器C1、离合器CS或制动器B1主要通过使用由MOP 501产生的液压而被接合。

[0103] 在下文中,将参照列线图对图5中所示的每一操作模式中的旋转元件的状态进行描述。

[0104] 图6是单电动机EV模式下的列线图。图7是双电动机EV模式下的列线图。图8是串并联模式下的列线图。图9是串联模式下的列线图。

[0105] 在图6至图9中,S1、CA1和R1分别表示变速单元40的太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1,S2、CA2和R2分别表示差动单元50的太阳轮S2、行星架CA2和齿圈R2。

[0106] 将参照图6描述单电动机EV模式下的受控状态(图5中的E1行)。在单电动机EV模式中,控制器100释放变速单元40的离合器C1、制动器B1和离合器CS,停止发动机10,并使第二MG 30主要作为电动机而运转。因此,在单电动机EV模式中,混合动力车辆1通过使用第二MG 30的转矩(以下称为第二MG转矩Tm2)行驶。

[0107] 此时,控制器100对第一MG 20的转矩(以下称为第一MG转矩Tm1)进行反馈控制,使得太阳轮S2的转速变为零。因此,太阳轮S2不旋转。然而,由于变速单元40的离合器C1和制动器B1被释放,因此差动单元50的行星架CA2的旋转不受限制。因此,差动单元50的齿圈R2和行星架CA2与变速单元40的齿圈R1沿与第二MG 30相同的方向与第二MG 30的旋转联动地旋转(惯性滑动)。

[0108] 另一方面,由于发动机10停止,变速单元40的行星架CA1保持在停止状态。变速单元40的太阳轮S1沿着与齿圈R1的旋转方向相反的方向与齿圈R1的旋转联动地旋转(惯性滑动)。

[0109] 为了使单电动机EV模式中的车辆减速,除了使用第二MG 30进行再生制动之外,允许启动发动机制动。在这种情况下(图5中的E2行),通过接合离合器C1和制动器B1中的任一个,当从驱动轮90侧驱动行星架CA2时,发动机10也旋转,因此发动机制动被启动。

[0110] 接下来,将参照图7描述双电动机EV模式中的受控状态(图5中的E3行)。在双电动机EV模式中,控制器100接合离合器C1和制动器B1,释放离合器CS,并停止发动机10。因此,变速单元40的太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1中的每一个的旋转都被限制,使得转速变为零。

[0111] 由于变速单元40的齿圈R1的旋转被限制,因此差动单元50的行星架CA2的旋转也受到限制(锁定)。在这种状态下,控制器100使第一MG 20和第二MG 30主要作为电动机而运转。具体地说,通过将第二MG转矩Tm2设定为正转矩而使第二MG 30沿正方向旋转,并且通过将第一MG转矩Tm1设定为负转矩而使第一MG沿负方向旋转。

[0112] 当通过接合离合器C1限制行星架CA2的旋转时,第一MG转矩Tm1通过使用行星架CA2作为支撑点而传递到齿圈R2。传递到齿圈R2的第一MG转矩Tm1(以下称为第一MG传递转矩Tm1c)作用在正方向上,并传递到副轴70。因此,在双电动机EV模式中,混合动力车辆1通过使用第一MG传递转矩Tm1c和第二MG转矩Tm2而行驶。控制器100调整第一MG转矩Tm1和第二MG转矩Tm2之间的分配比,使得第一MG传递转矩Tm1c和第二MG转矩Tm2的和满足用户的要求转矩。

[0113] 将参照图8描述串并联HV模式(图5中的H1至H3行)的受控状态。图8示出了车辆正在以低档位Lo前进行驶的情况(参见图5中的H2行以及图8中的S1、CA1和R1的列线图所示的共用实线)以及车辆正在以高档位Hi前进行驶的情况(参见图5中的H1行,以及图8中的S1、

CA1和R1的列线图所示的共用虚线)。为了便于说明,假定当车辆在以低档位Lo前进行驶时或者当车辆在以高档位Hi前进行驶时,齿圈R1的转速相同。

[0114] 当在串并联HV模式中建立低档位Lo时,控制器100接合离合器C1,并释放制动器B1和离合器CS。因此,旋转元件(太阳轮S1、行星架CA1和齿圈R1)彼此一体地旋转。从而,变速单元40的齿圈R1也以与行星架CA1相同的转速旋转,并且发动机10的旋转以相同的转速从齿圈R1传递到差动单元50的行星架CA2。也就是说,发动机10的输入到变速单元40的行星架CA1的转矩(以下称为发动机转矩Te)从变速单元40的齿圈R1传递到差动单元50的行星架CA2。当低档位Lo被建立时,从齿圈R1传递的转矩(以下称为变速单元输出转矩Tr1)等于发动机转矩Te( $Te=Tr1$ )。

[0115] 发动机10的传递到差动单元50的行星架CA2的旋转通过使用太阳轮S2的转速(第一MG 20的转速)而被无级地改变,并且传递到差动单元50的齿圈R2。此时,控制器100基本上使第一MG 20作为发电机而运转以在负方向上施加第一MG转矩Tm1。因此,第一MG转矩Tm1用作将输入到行星架CA2的发动机转矩Te传递到齿圈R2的反作用力。

[0116] 传递到齿圈R2的发动机转矩Te(以下称为发动机传递转矩Tec)从副驱动齿轮51传递到副轴70,作为混合动力车辆1的驱动力。

[0117] 在串并联HV模式中,控制器100使第二MG 30主要作为电动机而运转。第二MG转矩Tm2从减速齿轮32传递到副轴70,并且作为混合动力车辆1的驱动力。也就是说,在串并联HV模式中,混合动力车辆1通过使用发动机传递转矩Tec和第二MG转矩Tm2而行驶。

[0118] 另一方面,当在串并联HV模式中建立高档位Hi时,控制器100接合制动器B1,并且释放离合器C1和离合器CS。由于制动器B1被接合,因此太阳轮S1的旋转被限制。从而,发动机10的输入到变速单元40的行星架CA1的旋转在速度上增大,并且从变速单元40的齿圈R1传递到差动单元50的行星架CA2。因此,当高档位Hi被建立时,变速单元输出转矩Tr1小于发动机转矩Te( $Te>Tr1$ )。

[0119] 将参照图9描述串联HV模式(图5中的H4行)中的受控状态。在串联HV模式中,控制器100释放离合器C1和制动器B1,并接合离合器CS。因此,当离合器CS被接合时,差动单元50的太阳轮S2以与变速单元40的行星架CA1相同的转速旋转,并且发动机10的旋转经由离合器CS直接传递到第一MG 20。从而,通过使用发动机10作为动力源,允许使用第一MG 20发电。

[0120] 另一方面,由于离合器C1和制动器B1都被释放,因此,变速单元40被置于空档状态,结果是,变速单元40的太阳轮S1和齿圈R1的每一个的旋转以及差动单元50的行星架CA2的旋转都未被限制。因此,第一MG 20的动力和发动机10的动力不会传递到副轴70。因此,在串联HV模式中,在通过使用发动机10作为动力源而使用第一MG 20来发电,混合动力车辆1通过使用第二MG转矩Tm2使用所发电力的部分或全部而行驶。

[0121] 接下来,将描述机械油泵(MOP)的操作。如上所述,在根据本实施例的混合动力车辆1中,MOP 501连接到差动单元50的行星架CA2,因此可以在发动机10停止的状态下使MOP 501运行。

[0122] 例如,在行驶在串联模式期间时当发动机10停止时,连接到发动机10的输出轴的变速单元40的行星架CA1的旋转停止,并且经由离合器CS联接到变速单元40的行星架CA1的差动单元50的太阳轮S2的旋转也停止。然而,当混合动力车辆1前进行驶时,差动单元50的

齿圈R2旋转,行星架CA2也随着齿圈R2的旋转而旋转。因此,在串联模式中,当混合动力车辆1以高于或等于预定值的车速前进行驶时,即使在发动机10停止的状态下,也允许MOP 501运转。

[0123] 由于MOP 501不连接到差动单元50的太阳轮S2,而是连接到差动单元50的行星架CA2,因此可以在串联模式中彼此独立地控制发动机10的转速和MOP 501的转速。

[0124] 在单电动机EV模式中,发动机10停止,并且变速单元40的行星架CA1的旋转也停止。然而,通过使用第一MG 20来旋转太阳轮S2,允许行星架CA2旋转,而不考虑齿圈R2的状态。也就是说,在单电动机EV模式中,当允许第一MG 20被驱动时,即使在混合动力车辆1停止且发动机10被停止时,也允许MOP 501运转。因此,通过降低单电动机EV模式中的EOP 502的操作频率,可以提高EOP 502的耐久性。

[0125] 在双电动机EV模式中,如图7所示,变速单元40的旋转被限制,并且差动单元50的行星架CA2也是固定的,因此MOP 501不能运转。所以,需要使EOP 502运转。

[0126] 如上所述,根据本实施例的混合动力车辆1能够通过控制设置在路径K1中的变速单元40和设置在路径K2中的离合器CS来选择串并联模式和串联模式中的一个。此外,在混合动力车辆1中,MOP 501连接到差动单元50的行星架CA2。因此,可以在发动机10停止的状态下使MOP 501运转。结果,可以通过降低EOP 502的运转频率来提高EOP 502的耐久性。

[0127] MOP 501连接至的差动单元50的行星架CA2在任何驱动模式中都不沿负方向旋转,因此不需要用于防止MOP 501反向旋转的装置,因此简化了MOP 501周围的构造。也就是说,当MOP 501连接到差动单元50的齿圈R2时,齿轮R2在车辆向后移动时沿负方向旋转,因此需要在MOP 501周围设置用于防止MOP 501反向旋转的反向旋转防止装置(单向离合器或类似装置)。当MOP 501也连接到差动单元50的太阳轮S2时,太阳轮S2可以沿负方向旋转,因此需要在MOP 501周围设置反向旋转防止装置。然而,MOP 501连接至的差动单元50的行星架CA2在任何模式中不沿负方向旋转,并且不需要上述反向旋转防止装置,因此可以简化(紧致化)MOP 501周围的构造。

[0128] 接下来,将对从串并联模式向串联模式切换的控制进行描述。图10是示出当从串并联模式向串联模式切换时的混合动力车辆1的状态的变化的时间图。如图10所示,将由控制器100执行的从串并联模式向串联模式切换的控制进行描述。

[0129] 通过使变速单元40从动力传递状态切换到空档状态(即,通过使离合器C1或制动器B1从接合状态切换到释放状态),并使离合器CS从释放状态切换到接合状态,实现用于从串并联模式向串联模式切换的控制。图10示出了在时间t1之前通过接合离合器C1将串并联模式设置在低档位Lo的情况。

[0130] 当在时间t1确定切换到串联模式时,控制器100在时间t2之后将第一MG 20的反作用转矩(负转矩)减小到零,并且开始降低C1压力以开始释放离合器C1。从而,在时间t3,发动机10的转速和第一MG 20的转速开始减小。

[0131] 在时间t4,控制器100开始用于使第一MG 20的转速与发动机10的转速同步的同步控制。具体地,控制器100通过将第一MG转矩Tm1从零变为正转矩来将第一MG 20的转速提高到离合器CS接合时的同步转速。

[0132] 在时间t5,控制器100开始增大CS压力以开始接合离合器CS。之后,在时间t7,当CS压力达到预定的接合压力并且完成离合器CS的接合时,控制器100通过再次将第一MG转矩

Tm1设定为负转矩而使第一MG 20发电,从而开始串联模式。

[0133] 在串并联模式中传递到齿圈R2的发动机传递转矩Tec在切换到串联模式之后不传递到齿圈R2(参见图8和图9)。考虑到这一点,控制器100在时间t3之后增大第二MG转矩Tm2。从而,通过从串并联模式向串联模式切换抑制了驱动力的减小。

[0134] 在图10所示的示例中,考虑到作为从串并联模式切换到串联模式的结果而使MOP 501的转速暂时减小的事实,从时间t3到时间t6控制器100使EOP 502运转以增大EOP 502的转速。

[0135] 图11是示出在第一MG 20的转速高于发动机10的转速的状态下当驱动模式从串并联模式向串联模式切换时旋转元件的状态的变化的示例的列线图。在图11中,交替长短划线表示在将要切换为串联模式之前(在离合器CS将要被接合之前)制动器B1已经被接合的情况下共用线。实线表示在切换到串联模式之后(离合器CS被接合之后)的共用线。

[0136] 如图11所示,当第一MG 20的转速高于在将要转换为串联模式之前的发动机10的转速时,由于离合器CS的接合,第一MG 20的转速朝向发动机10的转速减小。此时,由于差动单元50的齿圈R2的转速几乎不会由于混合动力车辆1的惯性力而改变,如图11所示,差动单元50的行星架CA2的转速随着第一MG 20的转速的减小而减小,因此由MOP 501产生的液压也减小。

[0137] 考虑到这种现象,当第一MG 20的转速高于发动机10的转速时,控制器100预测由于由从串并联模式向串联模式切换造成的MOP 501的旋转的暂时的减小所导致的液压的减小,并且预先提高EOP 502的转速。因此,MOP 501的液压减小量由EOP502的液压增大量补偿。

[0138] 另一方面,当在发动机10的转速高于第一MG 20的转速的状态下驱动模式从串并联模式向串联模式切换时,MOP 501的转速暂时地增大,因此控制器100降低EOP 502的转速。

[0139] 图12是表示在发动机10的转速高于第一MG 20的转速的状态下从串并联模式向串联模式切换时的旋转元件的状态变化的示例的列线图。在图12中,交替长短划线表示在将要切换到串联模式之前(在离合器CS将要被接合之前)制动器B1已经被接合的情况下共用线。实线表示刚刚在切换到串联模式之后(在离合器CS刚刚接合之后)的共用线。

[0140] 如图12所示,当发动机10的转速高于在将要切换到串联模式之前的第一MG 20的转速时,由于离合器CS的接合,第一MG 20的转速朝向发动机10的转速增大。此时,如图12所示,差动单元50的行星架CA2的转速随着第一MG 20的转速的增大而增大,因此由MOP 501产生的液压也增大。

[0141] 考虑到这种现象,当发动机10的转速高于第一MG 20的转速时,控制器100预测由于从串并联模式向串联模式切换造成的MOP 501的旋转的暂时的增大所引起的液压的增大,并且预先降低了EOP 502的转速。因此,MOP 501的液压增大量被EOP502的液压减小量所抵消。

[0142] 如上所述,在从串并联模式向串联模式切换时,控制器100基于发动机10的转速是否低于第一MG 20的转速来改变EOP 502的转速。因此,由于MOP 501的旋转在从串并联模式向串联模式切换时的短暂的变化引起的液压的增加或减小由EOP 502的液压补偿。因此,即使在从串并联模式向串联模式切换的过渡期间,也可以提供必要且足够的液压。

[0143] 接下来,将描述本实施例的替代实施例。在上述实施例中,示出了MOP 501连接到差动单元50的行星架CA2的情况。替代地,MOP 501可以连接到差动单元50的太阳轮S2或齿圈R2。也就是说,即使在变速单元40的行星架CA1由于发动机10的停止而停止时,差动单元50的太阳轮S2或齿圈R2以及行星架CA2也可以旋转。因此,当MOP 501也连接到差动单元50的太阳轮S2或齿圈R2时,可以在发动机10停止的状态下使MOP 501运转。

[0144] 图13是示出在MOP 501连接到差动单元50的齿圈R2的情况下在串并联模式中的连线图的视图。当MOP 501被连接到差动单元50的齿圈R2时,并且如图13所示当混合动力车辆1前进行驶时,差动单元50的齿圈R2沿正方向旋转,而不考虑发动机10的运转状态。因此,即使在发动机10停止的状态下也能够使MOP 501运转。

[0145] 当MOP 501连接到差动单元50的齿圈R2时,齿圈R2在车辆向后移动时沿负方向旋转,因此上述反向旋转防止装置仅需要设置在MOP 501周围。当MOP 501也连接到差动单元50的太阳轮S2时,太阳轮S2可以沿负方向旋转,因此上述反向旋转防止装置仅需要设置在MOP 501周围。

[0146] 当车辆以双电动机EV模式前进或向后移动时,差动单元50的太阳轮S2和齿圈R2旋转(参见图7)。因此,当MOP 501连接到差动单元50的太阳轮S2或齿圈R2时,即使在双电动机EV模式中也可以使MOP 501运转。

[0147] 上述实施例在所有方面都是说明性的而不是限制性的。本发明的范围由所附权利要求而不是上述描述限定。本发明的范围旨在包括所附权利要求及其等同的范围内的所有修改。

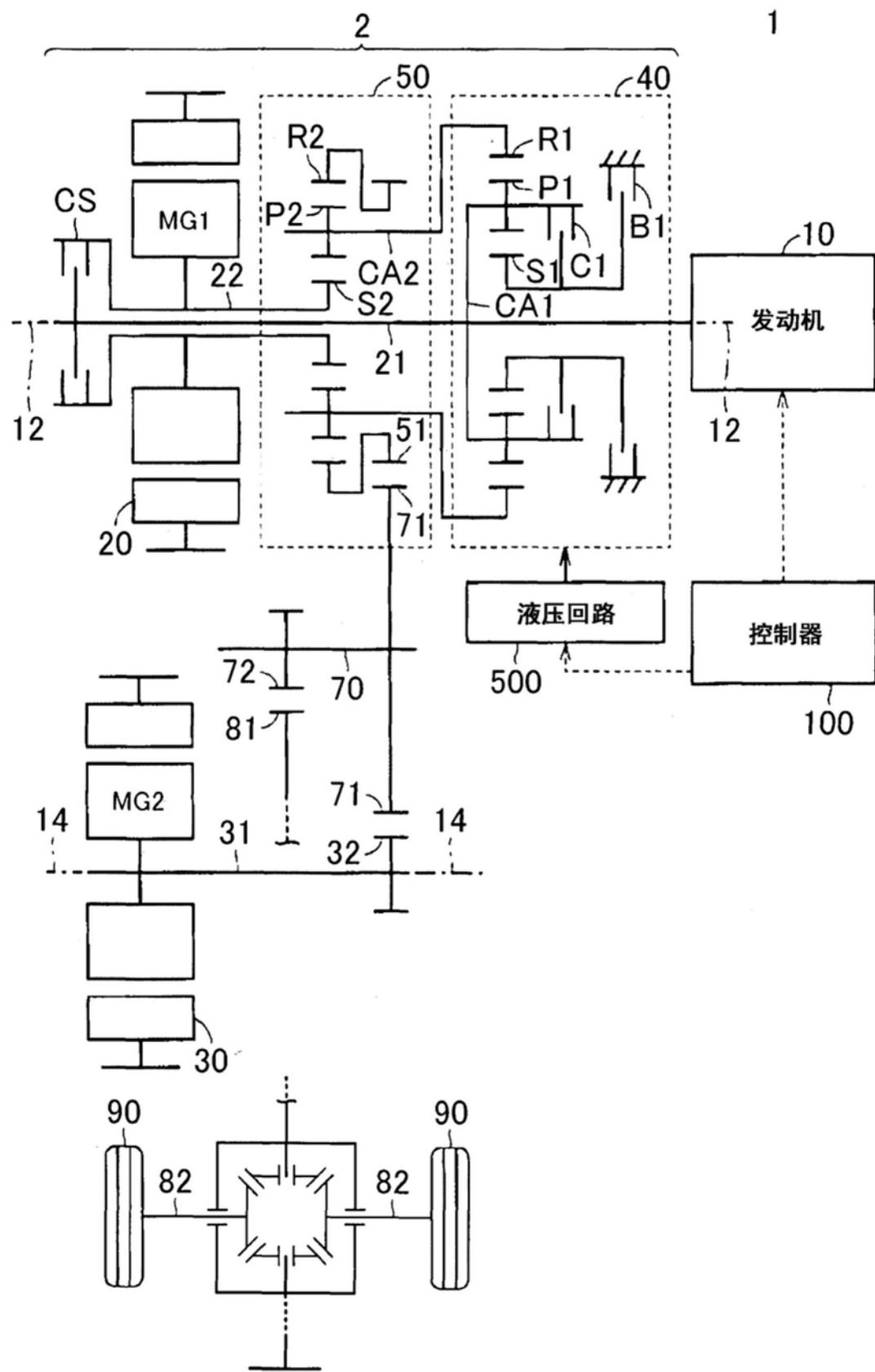


图1

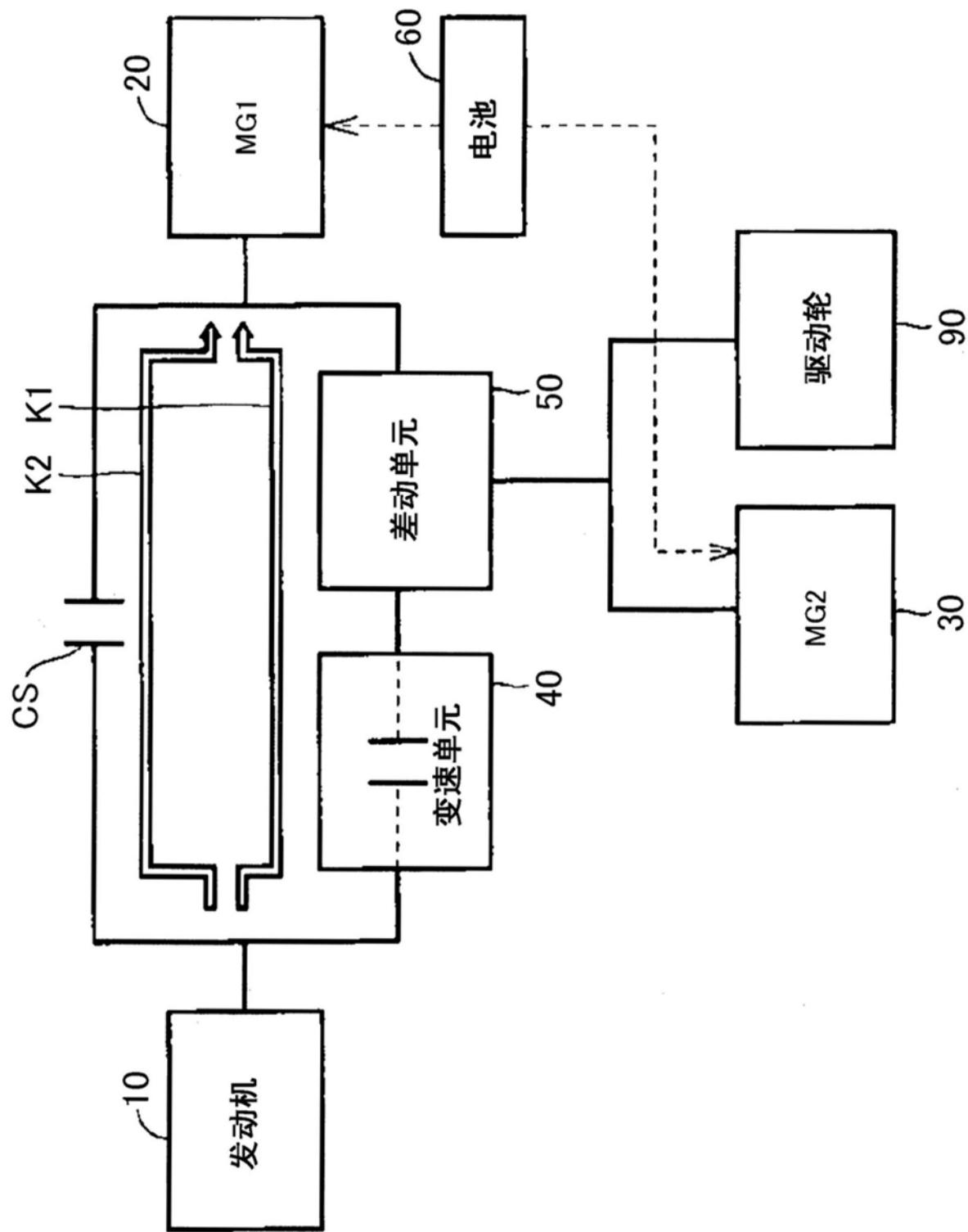


图2

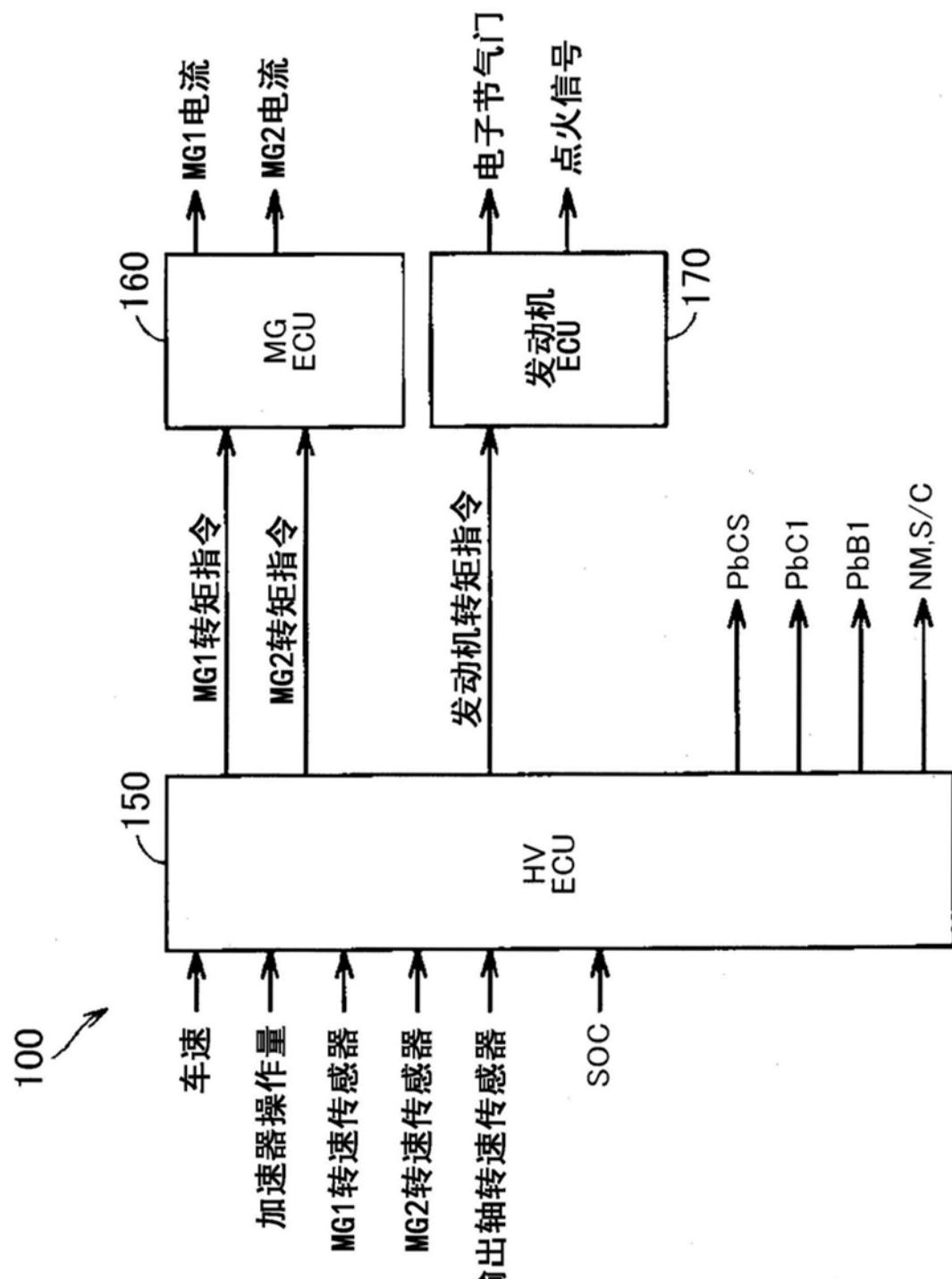


图3

500

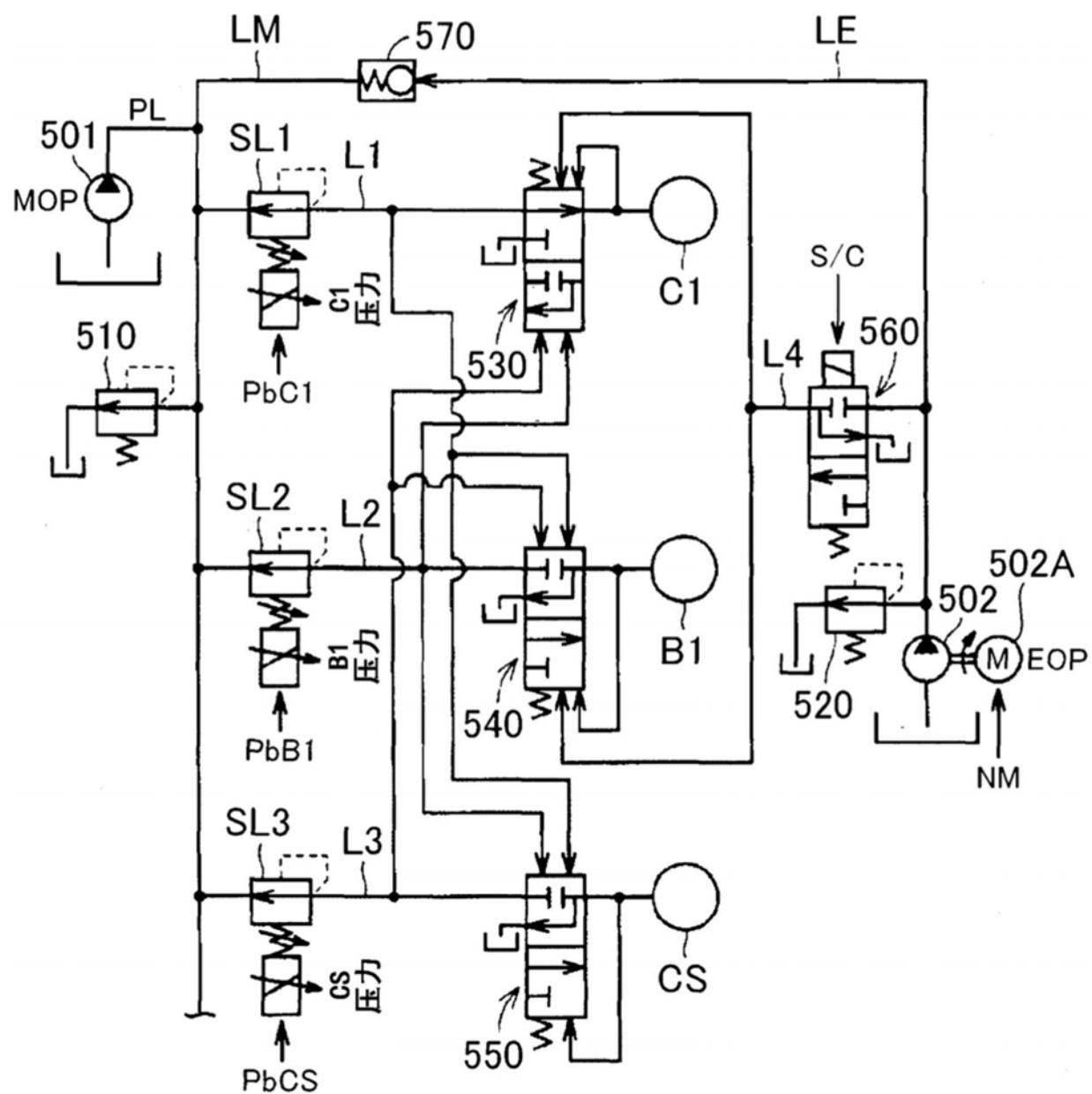


图4

行驶状态			C1	B1	CS	MG1	MG2
EV模式	前进/倒退	单电动机	在驱动期间	×	×		M
		双电动机	Ne=0	○	○	M	M
串并联模式	H1	前进	高档位	×	○	×	G
		倒退	低档位	○	×	×	G
HV模式	H2	前进	低档位	○	×	×	M
		倒退	高档位	×	×	○	G
串联模式	H3	前进				G	M
		倒退				M	G
	H4					G	M
						M	G
	H5					G	M
						M	G

X : 释放

○ : 接合      △ : 在使用发动机制动的同时组合中的任一个被接合

G : 主要作为发电机      M : 主要作为电动机；然而在再生期间作为发电机

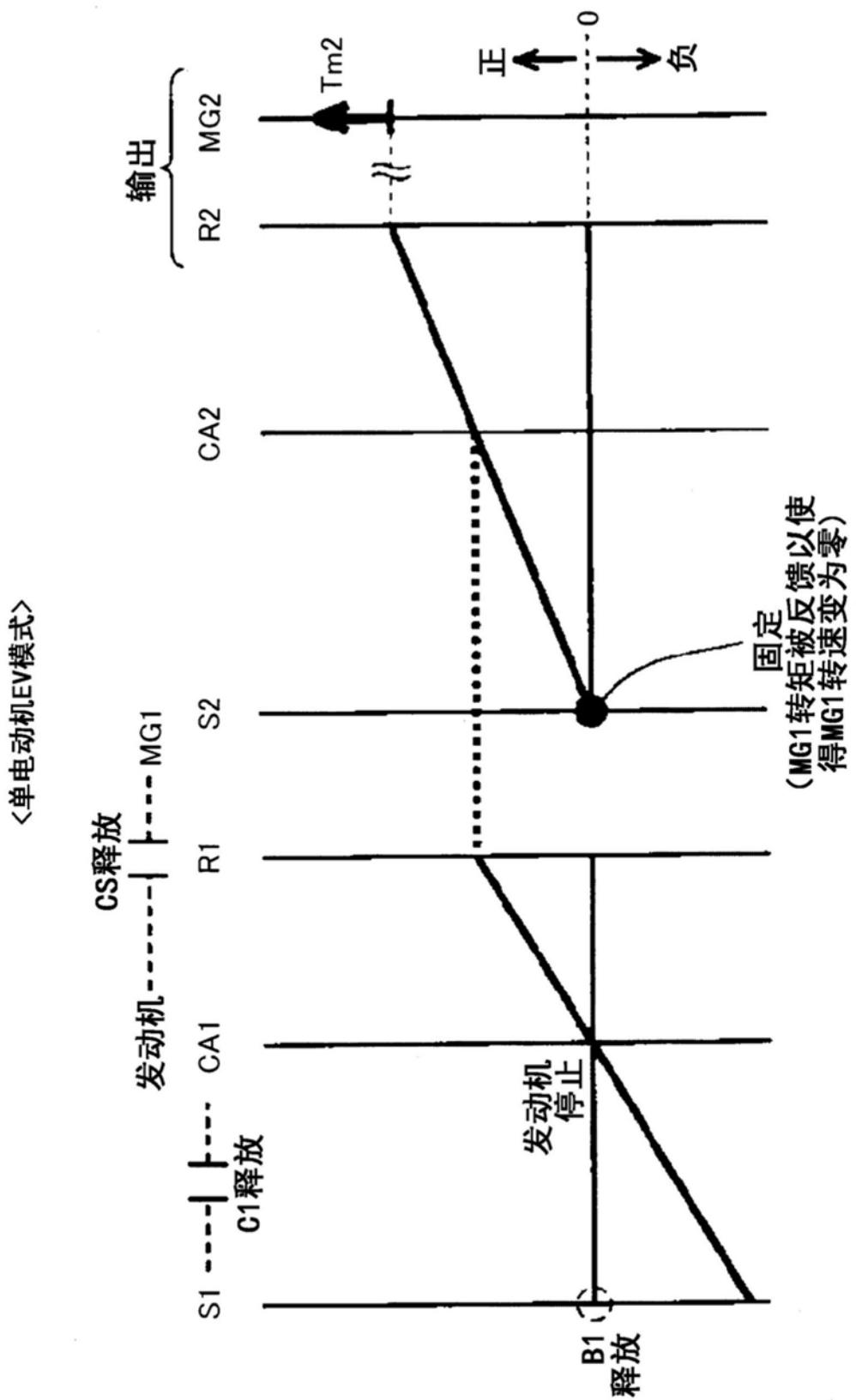


图6

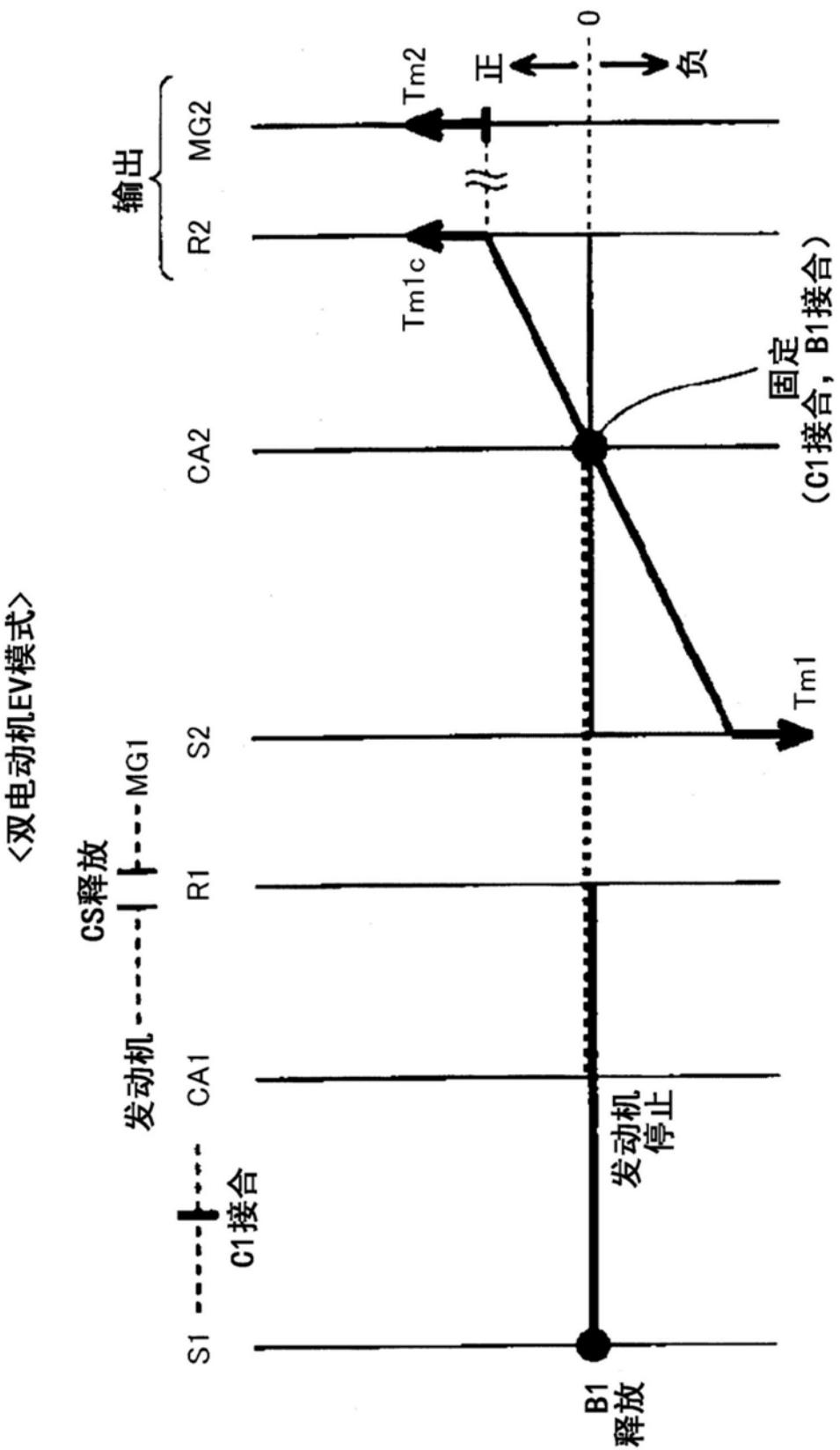


图7

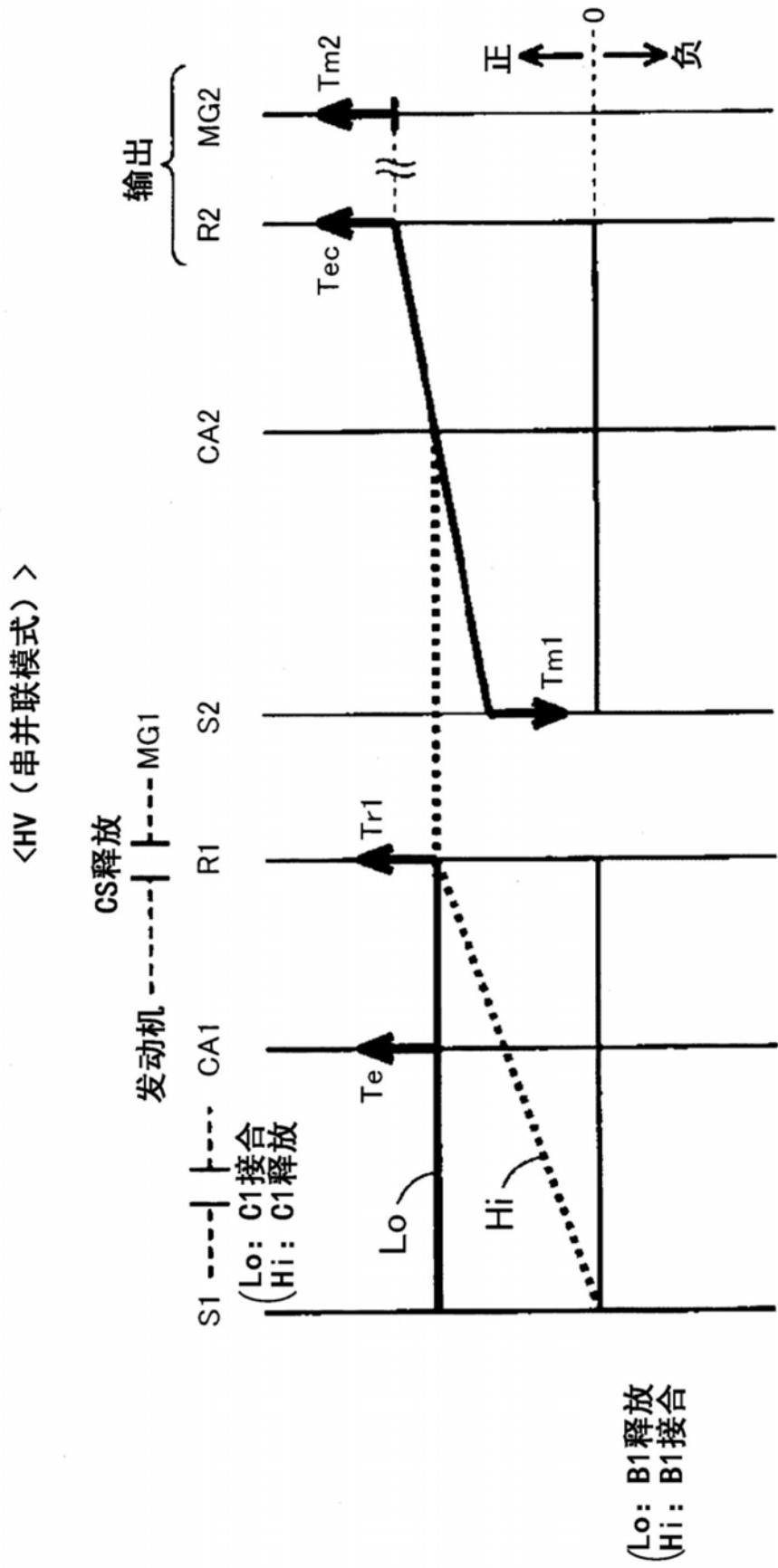


图8

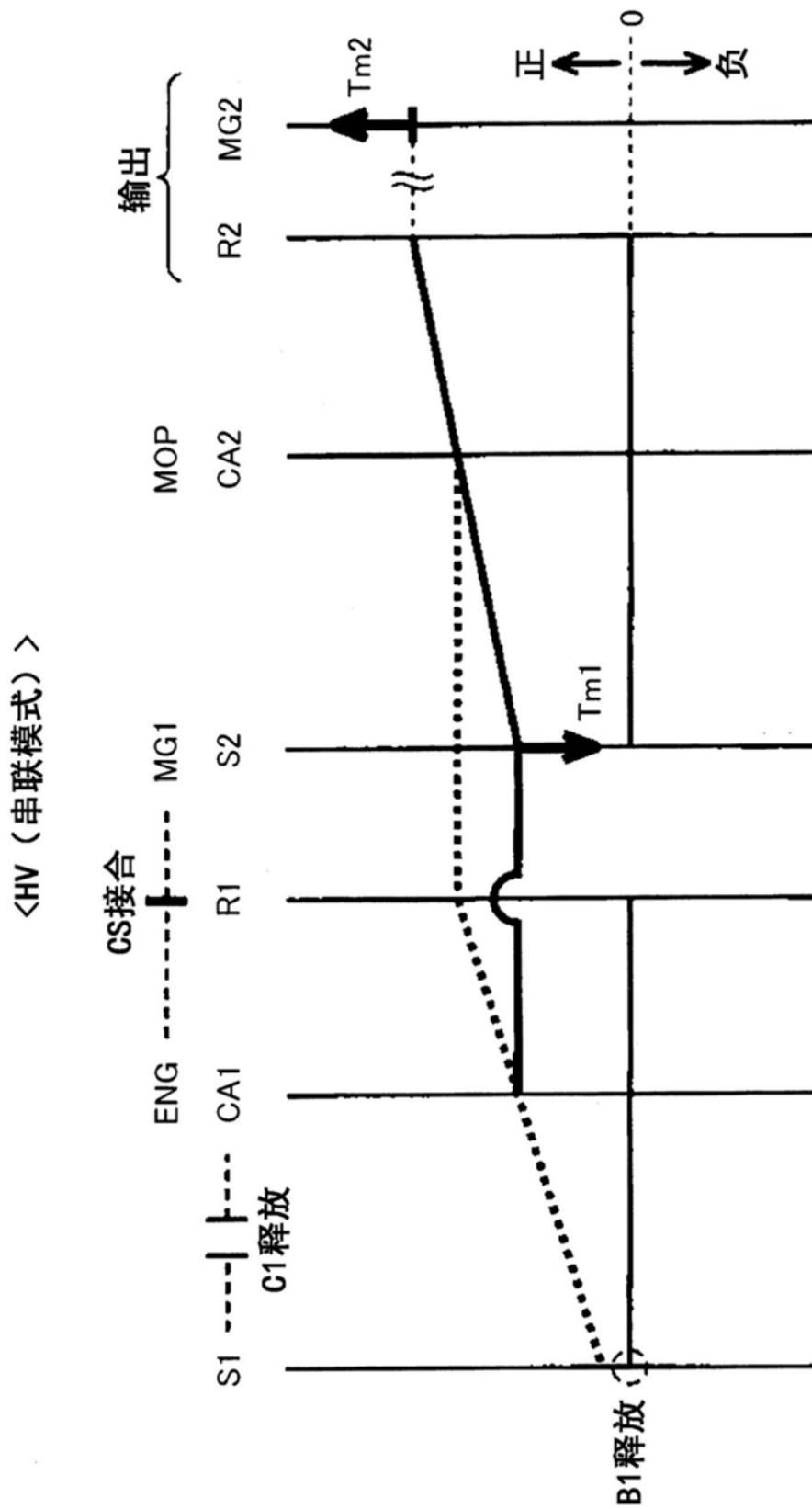


图9

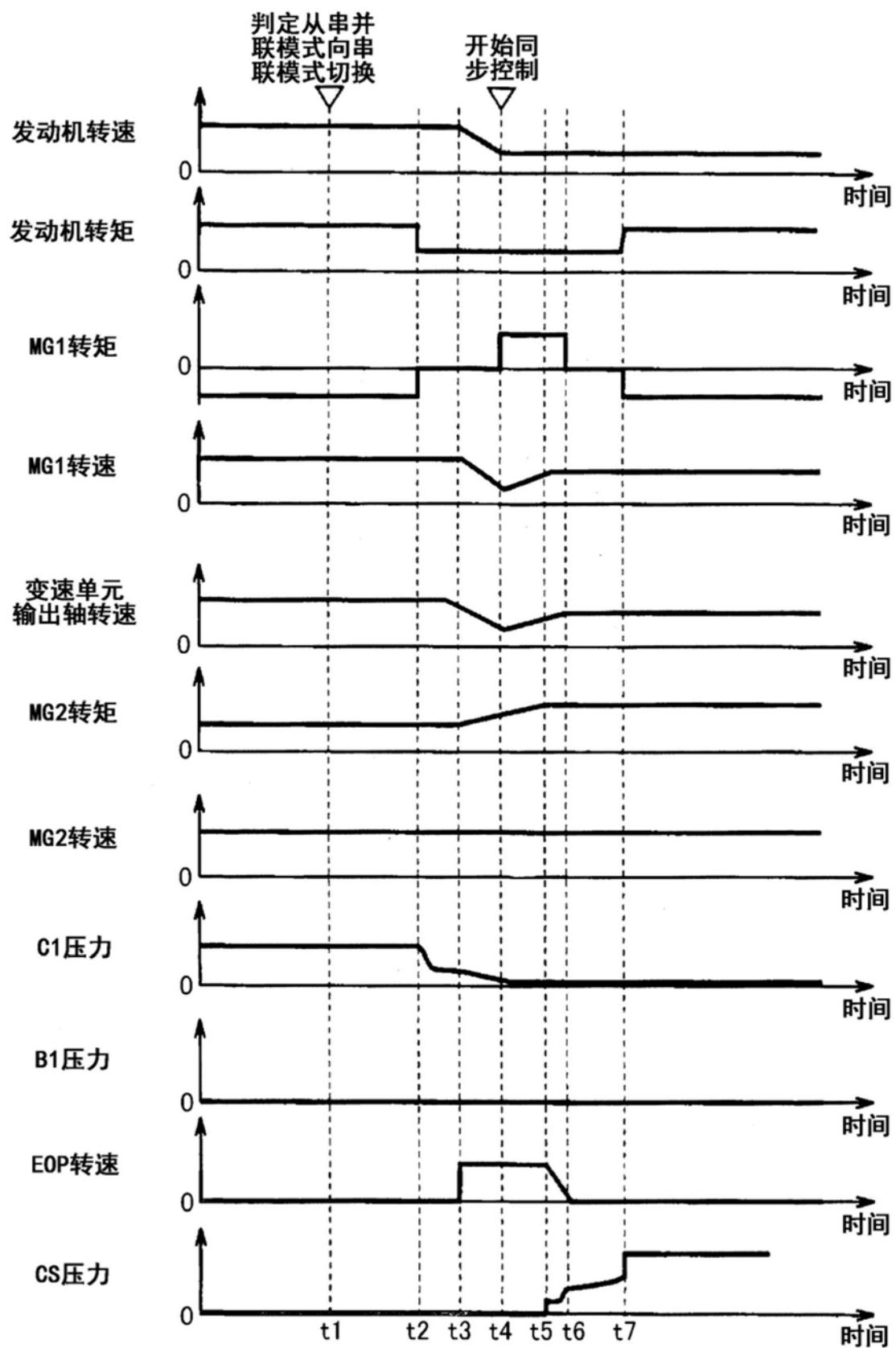


图10

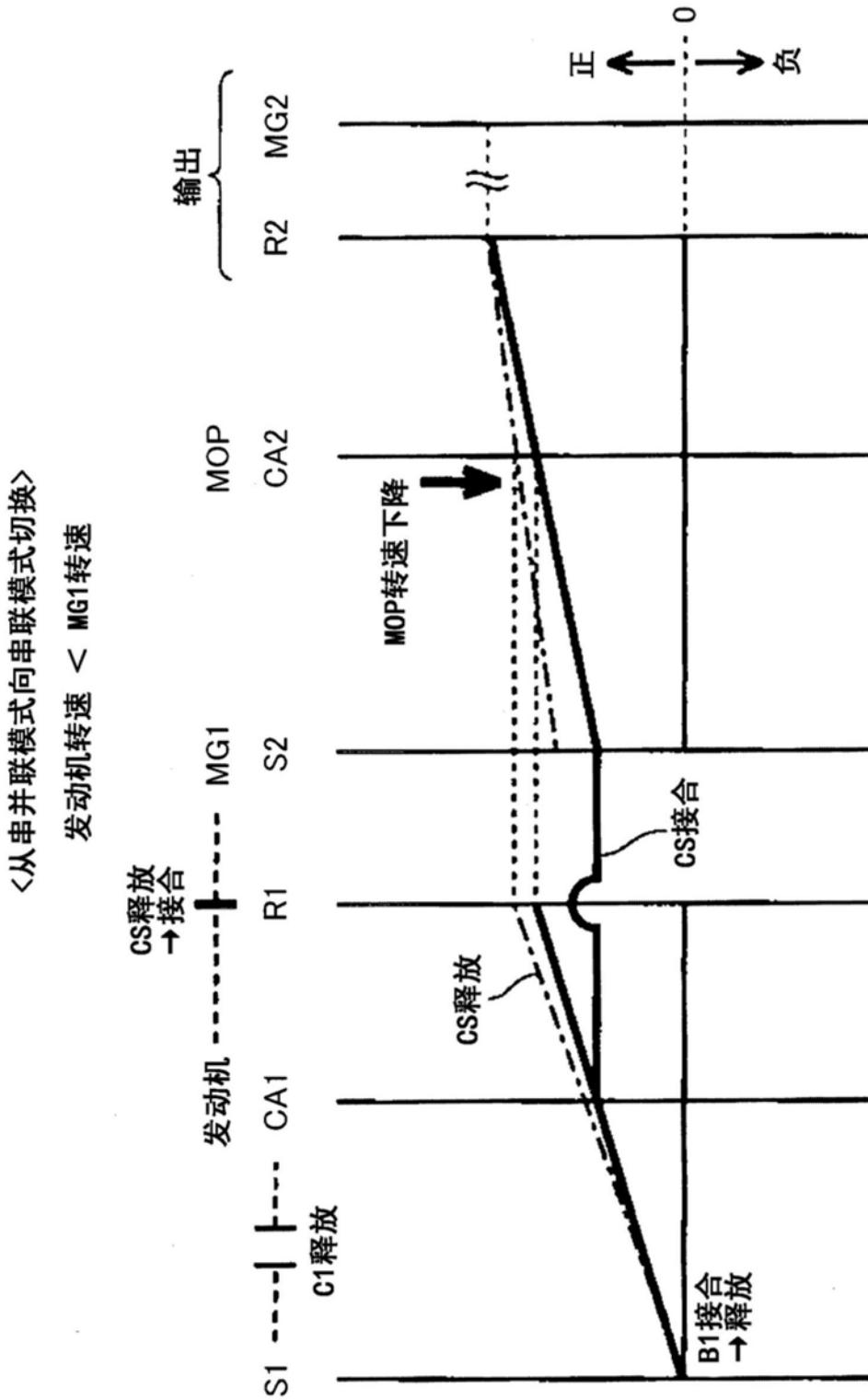


图11

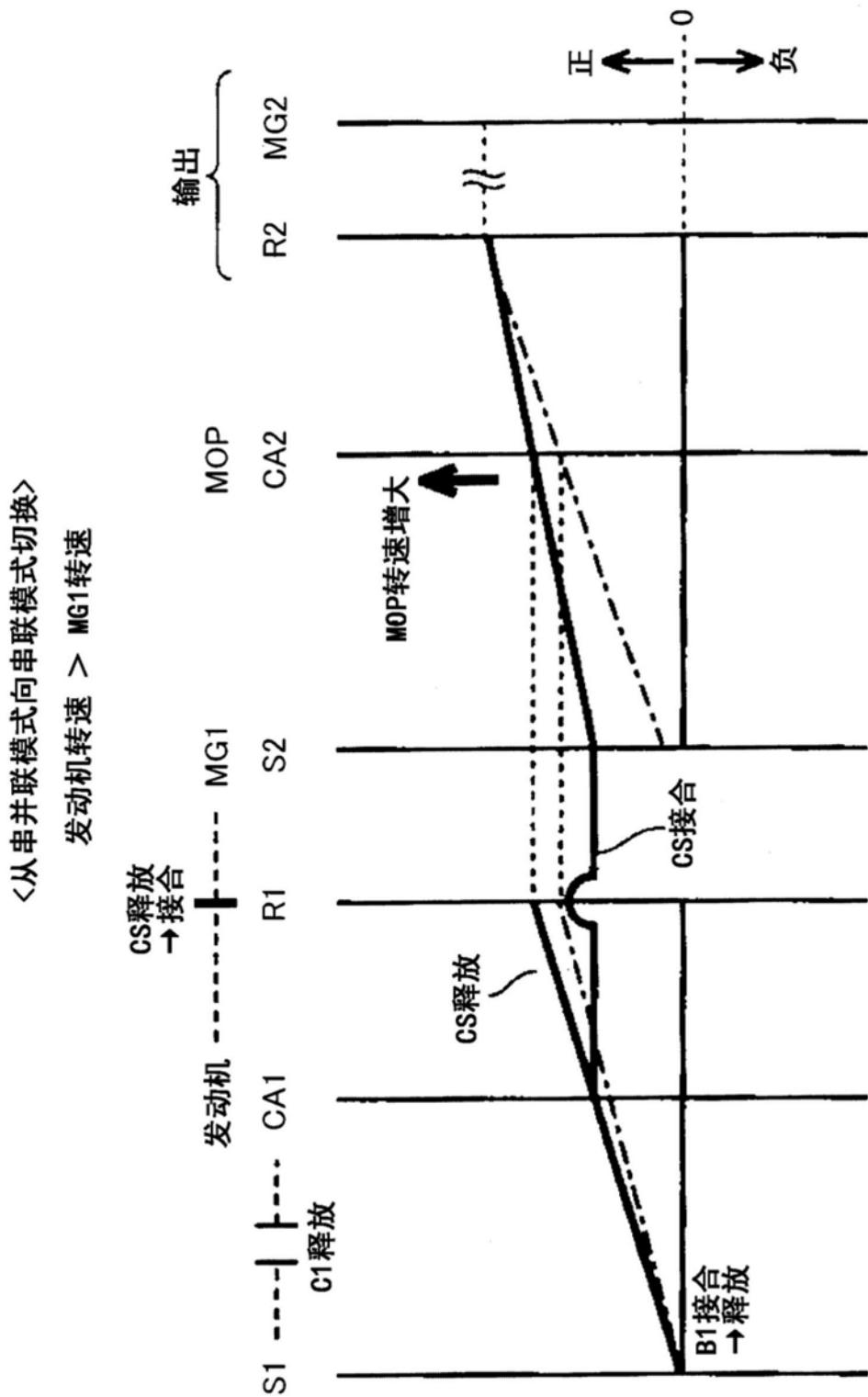


图12

