



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 112519759 B

(45) 授权公告日 2024. 08. 09

(21) 申请号 202010794542.6

(22) 申请日 2020.08.10

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 112519759 A

(43) 申请公布日 2021.03.19

(30) 优先权数据
2019-170909 2019.09.19 JP

(73) 专利权人 丰田自动车株式会社
地址 日本爱知县丰田市

(72) 发明人 田端淳 奥田弘一 松原亨
土田康隆

(74) 专利代理机构 北京品源专利代理有限公司
11332

专利代理师 吕琳 朴秀玉

(51) Int. Cl.

B60W 10/26 (2006.01)

B60W 20/13 (2016.01)

B60W 10/06 (2006.01)

B60W 10/08 (2006.01)

B60W 10/11 (2012.01)

B60W 10/101 (2012.01)

B60K 6/445 (2007.01)

B60K 6/543 (2007.01)

B60K 6/547 (2007.01)

(56) 对比文件

CN 103452683 A, 2013.12.18

CN 106661869 A, 2017.05.10

审查员 孙琪

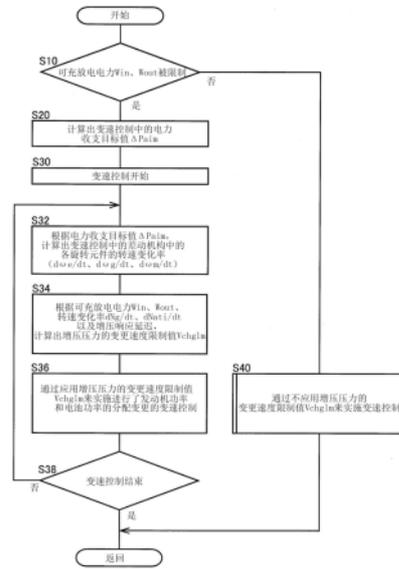
权利要求书1页 说明书26页 附图11页

(54) 发明名称

混合动力车辆的控制装置

(57) 摘要

本发明提供一种混合动力车辆的控制装置,其判定作为蓄电装置的电池的可充放电电力是否被限制。在判定为电池的可充放电电力被限制的情况下,计算出在作为机械式变速机构的有级变速部的变速控制中的电池的电力收支目标值。并且,在可充放电电力小的情况下,与可充放电电力大的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值,应用计算出的变更速度限制值来执行有级变速部的变速控制。



1. 一种混合动力车辆的控制装置,所述混合动力车辆具备:发动机,具有增压器;第一旋转机;差动机构,具有以能传递动力的方式连结所述发动机的第一旋转元件、以能传递动力的方式连结所述第一旋转机的第二旋转元件以及连结有能向驱动轮传递动力的传递构件的第三旋转元件;第二旋转机,以能传递动力的方式连结于所述传递构件;以及蓄电装置,向所述第一旋转机和所述第二旋转机传输电力,并且从所述第一旋转机和所述第二旋转机接收电力,所述混合动力车辆的控制装置的特征在于,具备:

驱动力控制部,以所述蓄电装置的充放电电力收支成为电力收支目标值的方式进行驱动力控制;以及

限制部,在所述驱动力控制中所述蓄电装置的充放电电力被限制的情况下,限制由所述增压器产生的增压压力的变更速度,在所述充放电电力的限制大的情况下,与所述充放电电力的限制小的情况相比,所述增压压力的变更速度受到更大的限制。

2. 根据权利要求1所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

所述限制部在所述第一旋转机的转速的变化率大的情况下,与所述第一旋转机的转速的变化率小的情况相比,所述增压压力的变更速度受到更大的限制。

3. 根据权利要求1或2所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

所述限制部在所述增压压力的响应延迟大的情况下,与所述增压压力的响应延迟小的情况相比,所述增压压力的变更速度受到更大的限制。

4. 根据权利要求1或2所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

还具备补偿部,所述补偿部通过所述第二旋转机的转矩来补偿输出至所述传递构件的转矩的偏差,该偏差是基于与所述增压压力的变更速度被限制相伴产生的、请求发动机转矩与实际发动机转矩的差产生的。

5. 根据权利要求1或2所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

所述驱动力控制是设于所述差动机构与所述驱动轮之间的机械式变速机构的变速控制。

6. 根据权利要求5所述的混合动力车辆的控制装置,其特征在于,

所述限制部在所述机械式变速机构中的AT输入轴的转速的变化率大的情况下,与所述机械式变速机构中的AT输入轴的转速的变化率小的情况相比,所述增压压力的变更速度受到更大的限制。

混合动力车辆的控制装置

技术领域

[0001] 本发明涉及具有增压器的发动机、第一旋转机以及第二旋转机分别连接于差动机构的混合动力车辆的控制装置。

背景技术

[0002] 已知一种混合动力车辆的控制装置,该混合动力车辆具备:发动机;第一旋转机;差动机构,具有以能传递动力的方式连结此发动机的第一旋转元件、以能传递动力的方式连结此第一旋转机的第二旋转元件以及连结有能向驱动轮传递动力的传递构件的第三旋转元件;第二旋转机,以能传递动力的方式连结于此传递构件;以及蓄电装置,对于此第一旋转机和此第二旋转机分别授受电力。例如,日本特开2014-144659中记载的混合动力车辆的控制装置就是如此。在日本特开2014-144659中,公开了在传递构件与驱动轮之间设有机械式变速机构,以此机械式变速机构的变速控制中的蓄电装置的充放电电力收支成为变速控制中的电力收支目标值的方式进行机械式变速机构的变速控制。

[0003] 再者,在具备具有增压器的发动机的混合动力车辆中,在变更发动机的增压压力的情况下,产生增压压力的响应延迟,发动机转矩波动,因此,存在难以取得蓄电装置的充放电电力收支的平衡(均衡)的问题。

发明内容

[0004] 本发明是以上述情况为背景而完成的,其目的在于提供一种易于取得蓄电装置的充放电电力收支的平衡并且能抑制充放电电力收支的平衡的恶化的混合动力车辆的控制装置。

[0005] 第一发明的主旨在于一种混合动力车辆的控制装置,所述混合动力车辆具备:发动机,具有增压器;第一旋转机;差动机构,具有以能传递动力的方式连结所述发动机的第一旋转元件、以能传递动力的方式连结所述第一旋转机的第二旋转元件以及连结有能向驱动轮传递动力的传递构件的第三旋转元件;第二旋转机,以能传递动力的方式连结于所述传递构件;以及蓄电装置,对于所述第一旋转机和所述第二旋转机分别授受电力,所述控制装置具备:(a)驱动力控制部,以所述蓄电装置的充放电电力收支成为电力收支目标值的方式进行驱动力控制;以及(b)限制部,在所述驱动力控制中所述蓄电装置的充放电电力被限制的情况下,限制由所述增压器产生的增压压力的变更速度,在所述充放电电力的限制大的情况下,与所述充放电电力的限制小的情况相比,增大所述增压压力的变更速度的限制。

[0006] 第二发明的主旨在于:在第一发明中,所述限制部在所述第一旋转机的转速的变化率大的情况下,与所述第一旋转机的转速的变化率小的情况相比,增大所述增压压力的变更速度的限制。

[0007] 第三发明的主旨在于:在第一发明或第二发明中,所述限制部在所述增压压力的响应延迟大的情况下,与所述增压压力的响应延迟小的情况相比,增大所述增压压力的变更速度的限制。

[0008] 第四发明的主旨在于：在第一发明至第三发明中的任一个发明中，还具备补偿部，所述补偿部通过所述第二旋转机的转矩来补偿输出至所述传递构件的转矩的偏差，该偏差是基于与所述增压压力的变更速度被限制相伴产生的、请求发动机转矩与实际发动机转矩的差产生的。

[0009] 第五发明的主旨在于：在第一发明至第四发明中的任一个发明中，所述驱动力控制是设于所述差动机构与所述驱动轮之间的机械式变速机构的变速控制。

[0010] 第六发明的主旨在于：在第五发明中，所述限制部在所述机械式变速机构中的AT输入轴的转速的变化率大的情况下，与所述机械式变速机构中的AT输入轴的转速的变化率小的情况相比，增大所述增压压力的变更速度的限制。

[0011] 根据第一发明的混合动力车辆的控制装置，具备(a)驱动力控制部，以所述蓄电装置的充放电电力收支成为电力收支目标值的方式进行驱动力控制；以及(b)限制部，在所述驱动力控制中所述蓄电装置的充放电电力被限制的情况下，限制由所述增压器产生的增压压力的变更速度，在所述充放电电力的限制大的情况下，与所述充放电电力的限制小的情况相比，增大所述增压压力的变更速度的限制。当产生增压压力的响应延迟时，实际发动机转矩的不均容易变大，难以取得蓄电装置的充放电电力收支的平衡，特别是在蓄电装置的充放电电力被限制的情况下，难以取得充放电电力收支的平衡。在充放电电力的限制大的情况下，与充放电电力的限制小的情况相比，增压压力的变更速度的限制被增大，实际发动机转矩的不均被减少。由此，易于取得充放电电力收支的平衡，充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0012] 根据第二发明的混合动力车辆的控制装置，在第一发明中，所述限制部在所述第一旋转机的转速的变化率大的情况下，与所述第一旋转机的转速的变化率小的情况相比，增大所述增压压力的变更速度的限制。在第一旋转机的转速的变化率大的情况下，与第一旋转机的转速的变化率小的情况相比，因增压压力的响应延迟而产生的实际发动机转矩的不均容易变大，难以取得蓄电装置的充放电电力收支的平衡。在第一旋转机的转速的变化率大的情况下，与第一旋转机的转速的变化率小的情况相比，增压压力的变更速度的限制被增大，从而实际发动机转矩的不均被减少。由此，易于取得充放电电力收支的平衡，充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0013] 根据第三发明的混合动力车辆的控制装置，在第一发明或第二发明中，所述限制部在所述增压压力的响应延迟大的情况下，与所述增压压力的响应延迟小的情况相比，增大所述增压压力的变更速度的限制。在增压压力的响应延迟大的情况下，与增压压力的响应延迟小的情况相比，实际发动机转矩的不均容易变大，难以取得蓄电装置的充放电电力收支的平衡。在增压压力的响应延迟大的情况下，与增压压力的响应延迟小的情况相比，增压压力的变更速度的限制被增大，实际发动机转矩的不均被减少。由此，易于取得充放电电力收支的平衡，充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0014] 根据第四发明的混合动力车辆的控制装置，在第一发明至第三发明中的任一个发明中，还具备补偿部，所述补偿部通过所述第二旋转机的转矩来补偿输出至所述传递构件的转矩的偏差，该偏差是基于与所述增压压力的变更速度被限制相伴产生的、请求发动机转矩与实际发动机转矩的差产生的。与增压压力的变更速度被限制相伴地在请求发动机转矩与实际发动机转矩之间产生差，在从差动机构输出至传递构件的转矩产生偏差，但该偏

差通过第二旋转机的转矩而得到补偿,由此能响应驾驶员的加速请求。

[0015] 根据第五发明的混合动力车辆的控制装置,在第一发明至第四发明中的任一个发明中,所述驱动力控制是设于所述差动机构与所述驱动轮之间的机械式变速机构的变速控制。在机械式变速机构的变速控制中,当产生增压压力的响应延迟时,实际发动机转矩的不均容易变大,难以取得蓄电装置的充放电电力收支的平衡。在机械式变速机构的变速控制中,在充放电电力的限制大的情况下,与充放电电力的限制小的情况相比,增压压力的变更速度的限制被增大,从而实际发动机转矩的不均被减少。由此,易于取得机械式变速机构的变速控制中的充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0016] 根据第六发明的混合动力车辆的控制装置,在第五发明中,所述限制部在所述机械式变速机构中的AT输入轴的转速的变化率大的情况下,与所述机械式变速机构中的AT输入轴的转速的变化率小的情况相比,增大所述增压压力的变更速度的限制。当为了迅速的变速而缩短变速时间时,机械式变速机构中的AT输入转速的变化率变大。在机械式变速机构中的AT输入转速的变化率大的情况下,与机械式变速机构中的AT输入转速的变化率小的情况相比,因增压压力的响应延迟而产生的实际发动机转矩的不均容易变大,难以取得蓄电装置的充放电电力收支的平衡。在机械式变速机构中的AT输入转速的变化率大的情况下,与机械式变速机构中的AT输入转速的变化率小的情况相比,增压压力的变更速度的限制被增大,从而实际发动机转矩的不均被减少。由此,易于取得机械式变速机构的变速控制中的充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

附图说明

[0017] 以下,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说明,其中,相同的附图标记表示相同的元件,其中:

[0018] 图1是搭载有本发明的实施例1的电子控制装置的车辆的概略构成图,并且是表示用于车辆中的各种控制的控制功能的主要部分的功能框图。

[0019] 图2是说明图1所示的发动机的概略构成的图。

[0020] 图3是在以发动机转速和发动机转矩为变量的二维坐标上表示最佳发动机动作点的一个例子的图。

[0021] 图4是表示用于EV行驶与HV行驶的切换控制的动力源切换映射图的一个例子的图。

[0022] 图5是说明图1所示的有级变速部的变速工作与用于该有级变速部的变速工作的接合装置的工作状态的组合的关系的接合工作表。

[0023] 图6是表示图1所示的无级变速部与有级变速部中的各旋转元件的转速的相对关系的共线图。

[0024] 图7是搭载于图1所示的车辆的电池的可充放电电力相对于电池温度的特性的一个例子。

[0025] 图8是说明增压压力的变更速度限制值与变速控制中的有级变速部的AT输入轴的转速变化率和可充放电电力的关系的图。

[0026] 图9是说明增压压力的变更速度限制值与变速控制中的第一旋转机的转速变化率和可充放电电力的关系的图。

[0027] 图10是说明增压压力的变更速度限制值与变速控制中的增压响应延迟和可充放电电力的关系的图。

[0028] 图11是说明电子控制装置的控制工作的主要部分的流程图的一个例子。

[0029] 图12是执行了图11所示的电子控制装置的控制工作的情况下的时间图的一个例子。

[0030] 图13是搭载有本发明的实施例2的电子控制装置的车辆的概略构成图,并且是表示用于车辆中的各种控制的控制功能的主要部分的功能框图。

[0031] 图14是说明各行驶模式与用于各行驶模式的离合器和制动器的工作状态的组合的关系的接合工作表。

[0032] 图15是说明电子控制装置的控制工作的主要部分的流程图的一个例子。

具体实施方式

[0033] 以下,参照附图对本发明的实施例进行详细说明。需要说明的是,在以下的实施例中,附图被适当简化或变形,各部分的尺寸比和形状等不一定被准确地描绘。

[0034] 图1是搭载有本发明的实施例1的电子控制装置100的混合动力车辆10的概略构成图,并且是表示用于混合动力车辆10中的各种控制的控制功能的主要部分的功能框图。混合动力车辆10(以下,记为“车辆10”)具备发动机12、第一旋转机MG1、第二旋转机MG2、动力传递装置14以及驱动轮16。

[0035] 图2是说明图1所示的发动机12的概略构成的图。发动机12是车辆10的行驶用驱动力源,是具有增压器18的汽油发动机、柴油发动机等公知的内燃机,即带有增压器18的发动机。在发动机12的进气系统设有进气管20,进气管20连接于装配在发动机主体12a的进气歧管22。在发动机12的排气系统设有排气管24,排气管24连接于装配在发动机主体12a的排气歧管26。增压器18是具有设于进气管20的压缩机18c和设于排气管24的涡轮18t的公知的排气涡轮式的增压器,即涡轮增压器(turbo charger)。涡轮18t通过排出气体即排气的流动而被旋转驱动。压缩机18c联结于涡轮18t。压缩机18c通过涡轮18t被旋转驱动,由此向发动机12的吸入空气即进气被压缩。

[0036] 在排气管24设有排气旁路28,该排气旁路28用于使排气从涡轮18t的上游侧绕过涡轮18t而向下游侧流动。在排气旁路28设有废气旁通阀30(以下,记为“WGV30”),该废气旁通阀30用于连续地控制从涡轮18t通过的排气与从排气旁路28通过的排气的比例。WGV30的阀开度通过由后述的电子控制装置100使未图示的致动器工作而被连续地调节。WGV30的阀开度越大,发动机12的排气越容易穿过排气旁路28而被排出。因此,在增压器18的增压作用起效的发动机12的增压状态下,WGV30的阀开度越大,由增压器18产生的增压压力 P_{chg} [Pa]越低。由增压器18产生的增压压力 P_{chg} 是进气的压力,是进气管20内的、压缩机18c的下游侧气压。需要说明的是,增压压力 P_{chg} 低的一侧例如是成为增压器18的增压作用完全未起效的发动机12的非增压状态下的进气的压力的一侧,换一个观点来看,是成为不具有增压器18的发动机中的进气的压力的一侧。

[0037] 在进气管20的入口设有空气滤清器32,在比空气滤清器32靠下游且比压缩机18c靠上游的进气管20设有对发动机12的吸入空气量进行测定的空气流量计34。在比压缩机18c靠下游的进气管20设有作为热交换器的中间冷却器36,该中间冷却器36在进气与外部

空气或者冷却水之间进行热交换来冷却被增压器18压缩后的进气。在比中间冷却器36靠下游且比进气歧管22靠上游的进气管20设有电子节气门38,该电子节气门38通过由后述的电子控制装置100使未图示的节气门致动器工作而被进行开闭控制。在中间冷却器36与电子节气门38之间的进气管20设有对压缩机18c的下游侧处的增压压力 P_{chg} 进行检测的增压压力传感器40和对作为进气的温度的进气温度 T_{inh} [°C]进行检测的进气温度传感器42。在电子节气门38的附近例如在节气门致动器设有对作为电子节气门38的开度的节气门开度 θ_{th} [%]进行检测的节气门开度传感器44。

[0038] 在进气管20设有空气再循环旁路46,该空气再循环旁路46用于使空气从压缩机18c的下游侧绕过压缩机18c向上游侧进行再循环。在空气再循环旁路46设有空气旁通阀48,该空气旁通阀48用于例如在电子节气门38的急速关闭时开阀,由此抑制喘振(surge)的产生,保护压缩机18c。

[0039] 在发动机12中,通过后述的电子控制装置100来控制包括电子节气门38、燃料喷射装置、点火装置、WGV30等的发动机控制装置50(参照图1),由此来控制从发动机12输出的发动机转矩 T_e [Nm]。

[0040] 回到图1,第一旋转机MG1和第二旋转机MG2是具有作为电动机(马达)的功能和作为发电机(generator)的功能的旋转电力机械,是所谓的电动发电机。第一旋转机MG1和第二旋转机MG2可以成为车辆10的行驶用驱动力源。第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别经由车辆10所具备的变换器52连接于车辆10所具备的电池54。在第一旋转机MG1和第二旋转机MG2,分别通过由后述的电子控制装置100来控制变换器52,由此来控制从第一旋转机MG1输出的MG1转矩 T_g [Nm]和从第二旋转机MG2输出的MG2转矩 T_m [Nm]。关于从旋转机输出的转矩,例如在正转的情况下,作为加速侧的正转矩是动力运行转矩,作为减速侧的负转矩是再生转矩。在从第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别输出的MG1转矩 T_g 和MG2转矩 T_m 是动力运行转矩的情况下,从第一旋转机MG1和第二旋转机MG2输出的动力是行驶用驱动力。电池54对于第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别授受电力。电池54是例如锂离子电池组、镍氢电池组等可充放电的二次电池。第一旋转机MG1和第二旋转机MG2设于作为装配在车身的非旋转构件的壳体56内。需要说明的是,电池54相当于本发明中的“蓄电装置”,MG2转矩 T_m 相当于本发明中的“第二旋转机的转矩”。

[0041] 动力传递装置14具备在作为装配于车身的非旋转构件的壳体56内串联配设于共同的轴心上的电动式的无级变速部58和机械式的有级变速部60等。无级变速部58直接地或经由未图示的阻尼器(damper)等间接地联结于发动机12。有级变速部60联结于无级变速部58的输出侧。此外,动力传递装置14具备联结于作为有级变速部60的输出旋转构件的输出轴74的差动齿轮68、联结于差动齿轮68的一对车轴78等。在动力传递装置14中,从发动机12、第二旋转机MG2输出的动力向有级变速部60传递。向有级变速部60传递的动力经由差动齿轮68等向驱动轮16传递。这样构成的动力传递装置14适合用于FR(前置发动机/后轮驱动)方式的车辆。无级变速部58、有级变速部60等被配置为相对于上述共同的轴心大致对称,在图1中省略该轴心的下半部分。上述共同的轴心是发动机12的曲轴、联结于该曲轴的输入轴72等的轴心。动力传递装置14中的无级变速部58、有级变速部60、差动齿轮68以及车轴78构成设于发动机12与驱动轮16之间的动力传递路径PT。有级变速部60构成中间传递构件76与驱动轮16之间的动力传递路径PT的一部分。

[0042] 无级变速部58具备作为动力分配机构的差动机构80,该差动机构80将发动机12的动力机械地分配给第一旋转机MG1和作为无级变速部58的输出旋转构件的中间传递构件76。第一旋转机MG1是被传递发动机12的动力的旋转机。第二旋转机MG2以能传递动力的方式连接于中间传递构件76。中间传递构件76经由有级变速部60联结于驱动轮16,因此,第二旋转机MG2以能传递动力的方式连接于动力传递路径PT,第二旋转机MG2是以能传递动力的方式连接于驱动轮16的旋转机。差动机构80是将发动机12的动力分配并传递给驱动轮16和第一旋转机MG1的差动机构。无级变速部58是通过控制以能传递动力的方式联结于差动机构80的第一旋转机MG1的运转状态来控制差动机构80的差动状态(即无级变速部58的差动状态)的电动式的无级变速器。第一旋转机MG1是能控制发动机转速 N_e [rpm]的旋转机。需要说明的是,发动机转速 N_e 是发动机12的转速。

[0043] 差动机构80是具备太阳轮S1、轮架CA1以及齿圈R1的公知的单小齿轮型的行星齿轮装置。

[0044] 有级变速部60是构成中间传递构件76与驱动轮16之间的动力传递路径PT的一部分的作为有级变速器的机械式变速机构,就是说,是构成差动机构80与驱动轮16之间的动力传递路径PT的一部分的自动变速器。中间传递构件76也作为有级变速部60的输入旋转构件发挥功能。有级变速部60是例如具备第一行星齿轮装置82A和第二行星齿轮装置82B这多个行星齿轮装置以及离合器C1、离合器C2、制动器B1、制动器B2和单向离合器F1这多个接合装置的、公知的行星齿轮式的自动变速器。以下,在不特殊加以区别的情况下,将离合器C1、离合器C2、制动器B1以及制动器B2仅记为接合装置CB。需要说明的是,中间传递构件76相当于本发明中的“AT输入轴”。以下,有时将中间传递构件76记为AT输入轴76。

[0045] 接合装置CB是由被液压致动器推压的多板式或单板式的离合器、制动器、被液压致动器拉紧的带式制动器等构成的液压式的摩擦接合装置。在该接合装置CB中,通过后述的电子控制装置100来控制车辆10所具备的液压控制回路84,由此,根据从液压控制回路84输出的被调压后的各液压,分别对接合、释放等状态即工作状态进行切换。

[0046] 第一行星齿轮装置82A是具备太阳轮S2、轮架CA2以及齿圈R2的公知的单小齿轮型的行星齿轮装置。第二行星齿轮装置82B是具备太阳轮S3、轮架CA3以及齿圈R3的公知的单小齿轮型的行星齿轮装置。

[0047] 差动机构80、第一行星齿轮装置82A、第二行星齿轮装置82B、接合装置CB、单向离合器F1、第一旋转机MG1以及第二旋转机MG2如图1所示那样连结。

[0048] 在差动机构80中,发动机12以能传递动力的方式联结于与第一旋转元件RE1对应的轮架CA1,第一旋转机MG1以能传递动力的方式联结于与第二旋转元件RE2对应的太阳轮S1,能向驱动轮16传递动力的中间传递构件76联结于与第三旋转元件RE3对应的齿圈R1。在差动机构80中,轮架CA1作为输入元件发挥功能,太阳轮S1作为反作用力元件发挥功能,齿圈R1作为输出元件发挥功能。需要说明的是,中间传递构件76相当于本发明中的“传递构件”。

[0049] 接合装置CB是液压式的摩擦接合装置。接合装置CB通过从车辆10所具备的液压控制回路84内的电磁阀SL1—SL4等分别输出的被调压后的各接合液压,使接合装置CB各自的作为转矩容量的接合转矩变化。由此,分别对接合装置CB的接合、释放等状态即工作状态进行切换。

[0050] 有级变速部60通过对多个接合装置CB的工作状态的组合进行切换来形成变速比 γ_{at} (=AT输入转速 N_{ati} [rpm]/AT输出转速 N_{ato} [rpm])不同的多个挡位中的任一个挡位。在本实施例中,将由有级变速部60形成的挡位称为AT挡位。AT输入转速 N_{ati} 是有级变速部60的输入转速,与中间传递构件76(AT输入轴76)的转速的值相同,并且与作为第二旋转机MG2的转速的MG2转速 N_m [rpm]的值相同。AT输出转速 N_{ato} 是作为有级变速部60的输出旋转构件的输出轴74的转速,也是将无级变速部58和有级变速部60合起来的整体的变速器即复合变速器62的输出转速 N_o [rpm]。

[0051] 图3是在以发动机转速 N_e 和发动机转矩 T_e 为变量的二维坐标上表示最佳发动机动作点 OP_{engf} 的一个例子的图。在图3中,最大效率线 L_{eng} 示出了发动机12正在运转的情况下的最佳发动机动作点 OP_{engf} 的集合。最佳发动机动作点 OP_{engf} 被预先确定为例如在实现请求发动机功率 P_{edem} [W]时,除了发动机12单体的燃料效率还将电池54的充放电效率等考虑在内的车辆10的总燃料效率成为最佳的发动机动作点 OP_{eng} 。就是说,最佳发动机动作点 OP_{engf} 处的发动机转速 N_e 是发动机12能最高效地输出请求发动机功率 P_{edem} 的最佳燃料效率转速 N_{eff} 。需要说明的是,根据基于由驾驶员实施的未图示的加速踏板的踩踏操作的加速器开度 θ_{acc} [%]、车速 V [km/h]等,求出请求驱动力 P_{wdem} [N],基于此请求驱动力 P_{wdem} 求出发动机12的请求发动机功率 P_{edem} 。根据此请求发动机功率 P_{edem} 和当前的发动机转速 N_e ,求出驾驶员所请求的请求发动机转矩 T_{edem} [Nm]。

[0052] 等发动机功率线 L_{pw1} 、 L_{pw2} 、 L_{pw3} 分别示出了请求发动机功率 P_{edem} 为发动机功率 P_{e1} 、 P_{e2} 、 P_{e3} 时的一个例子。点A是在最佳发动机动作点 OP_{engf} 上实现发动机功率 P_{e1} 时的发动机动作点 OP_{engA} ,点B是在最佳发动机动作点 OP_{engf} 上实现发动机功率 P_{e2} 时的发动机动作点 OP_{engB} ,点C是在最佳发动机动作点 OP_{engf} 上实现发动机功率 P_{e3} 时的发动机动作点 OP_{engC} 。点A、点B、点C分别也是由目标发动机转速 N_{etgt} [rpm]和目标发动机转矩 T_{etgt} [Nm]表示的发动机动作点 OP_{eng} 的目标值即目标发动机动作点 OP_{engtgt} 。就是说,目标发动机转速 N_{etgt} 是发动机转速 N_e 的目标值,目标发动机转矩 T_{etgt} 是发动机转矩 T_e 的目标值。发动机功率 P_e [W]是从发动机12输出的功率,是从发动机12输出的行驶用驱动力。

[0053] 在因加速器开度 θ_{acc} [%]的增加(例如,基于由驾驶员实施的加速踏板的踩踏增加操作的加速器开度 θ_{acc} 的增加)而目标发动机动作点 OP_{engtgt} 从点A向点C变化的情况下,使发动机动作点 OP_{eng} 沿着在最大效率线 L_{eng} 上经过的路径 a 变化。

[0054] 虽然在图3中未图示,但严密来说,在带有增压器18的发动机12中,对于燃料效率成为最大的最佳发动机动作点 OP_{engf} ,除了发动机转速 N_e 和发动机转矩 T_e 之外,增压压力 P_{chg} 也被预先存储为变量。在最佳发动机动作点 OP_{engf} 上实现请求发动机功率 P_{edem} 时的增压压力 P_{chg} 是目标增压压力 P_{chgtgt} [Pa]。

[0055] 图4是表示用于EV行驶和HV行驶的切换控制的动力源切换映射图的一个例子的图。在图4中,实线 L_{swp} 是用于切换EV行驶和HV行驶的EV行驶区域与HV行驶区域的边界线。车速 V 比较低且请求驱动转矩 T_{wdem} [Nm]比较小(即请求驱动力 P_{wdem} 比较小)的区域被预先确定为EV行驶区域。车速 V 比较高或请求驱动转矩 T_{wdem} 比较高(即请求驱动力 P_{wdem} 比较大)的区域被预先确定为HV行驶区域。需要说明的是,在后述的电池54的充电状态值SOC[%]低得小于规定的状态值的情况下或者在需要发动机12的预热的情况下,可以将图4中的EV行驶区域变更为HV行驶区域。该规定的状态值是用于对需要强制地起动发动机12来对

电池54进行充电的充电状态值SOC进行判断的、预先确定的阈值。

[0056] 第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别经由车辆10所具备的变换器52连接于车辆10所具备的电池54。在第一旋转机MG1和第二旋转机MG2,分别通过后述的电子控制装置100来控制变换器52,由此来控制MG1转矩 T_g 和MG2转矩 T_m 。

[0057] 图5是说明图1所示的有级变速部60的变速工作与用于该有级变速部60的变速工作的接合装置CB的工作状态的组合的关系的接合工作表。在有级变速部60中,作为多个AT挡位,形成AT1速挡位(图5中所示的“第一挡”)至AT4速挡位(图5中所示的“第四挡”)这4挡前进用的AT挡位。AT1速挡位的变速比 γ_{at} 最大,越是高档位侧的AT挡位,变速比 γ_{at} 越小。后退用的AT挡位(图5中所示的“后退挡”)例如通过离合器C1被接合且制动器B2被接合来形成。就是说,如后所述,在进行后退行驶时,例如形成AT1速挡位。在图5中,“○”表示接合状态,“△”表示在发动机制动时或有级变速器60的滑行降挡(coast downshift)时的接合状态,空栏表示释放。滑行降挡是例如因加速器关闭(加速器开度 θ_{acc} 为零或大致为零)的减速行驶中的车速 V 的下降而执行的降挡中的、维持加速器关闭的减速行驶状态地执行的降挡。

[0058] 在有级变速部60中,通过后述的电子控制装置100来切换例如根据由驾驶员进行操作而得到的加速器操作量即加速器开度 θ_{acc} 、车速 V 等而形成的AT挡位,即选择性地形成多个AT挡位。例如,在有级变速部60的变速控制中,通过接合装置CB中的任一个的接合切换来执行变速,即通过接合装置CB的接合与释放的切换来执行变速,执行所谓离合器到离合器(clutch to clutch)变速。

[0059] 车辆10还具备单向离合器F0(参照图1)。单向离合器F0是能将轮架CA1固定为无法旋转的锁定机构。即,单向离合器F0是能与与发动机12的曲轴连通的、与轮架CA1一体地旋转的输入轴72固定于壳体56的锁定机构。对于单向离合器F0而言,可相对旋转的两个构件中的一方的构件一体地连于输入轴72,另一方的构件一体地连于壳体56。单向离合器F0对于作为发动机12的运转时的旋转方向的正转方向进行空转,另一方面,对于与发动机12的运转时相反的旋转方向进行自动接合。因此,在单向离合器F0的空转时,发动机12被设为能与壳体56进行相对旋转的状态。另一方面,在单向离合器F0的接合时,发动机12被设为无法与壳体56进行相对旋转的状态。即,通过单向离合器F0的接合,发动机12被固定于壳体56。如此,单向离合器F0允许作为发动机12的运转时的旋转方向的轮架CA1的正转方向的旋转,并且阻止轮架CA1的反转方向的旋转。即,单向离合器F0是能允许发动机12的正转方向的旋转并且阻止反转方向的旋转的锁定机构。

[0060] 图6是表示图1所示的无级变速部58与有级变速部60中的各旋转元件的转速的相对关系的共线图。在图6中,与构成无级变速部58的差动机构80的三个旋转元件对应的三条纵线Y1、Y2、Y3从左侧起依次是:表示与第二旋转元件RE2对应的太阳轮S1的转速的g轴、表示与第一旋转元件RE1对应的轮架CA1的转速的e轴、表示与第三旋转元件RE3对应的齿圈R1的转速(即有级变速部60的输入转速)的m轴。有级变速部60的四条纵线Y4、Y5、Y6、Y7从左起依次是:表示与第四旋转元件RE4对应的太阳轮S3的转速的轴、表示与第五旋转元件RE5对应的相互连通的齿圈R2和轮架CA3的转速(即输出轴74的转速)的轴、表示与第六旋转元件RE6对应的相互连通的轮架CA2和齿圈R3的转速的轴、表示与第七旋转元件RE7对应的太阳轮S2的转速的轴。纵线Y1、Y2、Y3的相互的间隔根据差动机构80的齿轮比 p_1 (=太阳轮S1的

齿数/齿圈R1的齿数)来确定。纵线Y4、Y5、Y6、Y7的相互的间隔根据第一行星齿轮装置82A和第二行星齿轮装置82B各自的齿轮比 ρ_2 (=太阳轮S2的齿数/齿圈R2的齿数)、齿轮比 ρ_3 (=太阳轮S3的齿数/齿圈R3的齿数)来确定。

[0061] 如果使用图6的共线图来表现,则在无级变速部58的差动机构80中被配置为:发动机12(参照图6中所示的“ENG”)联结于第一旋转元件RE1,第一旋转机MG1(参照图6中所示的“MG1”)联结于第二旋转元件RE2,第二旋转机MG2(参照图6中所示的“MG2”)联结于与中间传递构件76一体旋转的第三旋转元件RE3,发动机12的旋转经由中间传递构件76向有级变速部60传递。在无级变速部58中,通过横穿纵线Y2的各直线L0e、L0m来表示太阳轮S1的转速与齿圈R1的转速的关系。

[0062] 在有级变速部60中,第四旋转元件RE4经由离合器C1选择性地联结于中间传递构件76,第五旋转元件RE5联结于输出轴74,第六旋转元件RE6经由离合器C2选择性地联结于中间传递构件76并且经由制动器B2选择性地联结于壳体56,第七旋转元件RE7经由制动器B1选择性地联结于壳体56。在有级变速部60中,根据接合装置CB的接合释放控制,通过横穿纵线Y5的各直线L1、L2、L3、L4来表示输出轴74中的“第一挡”、“第二挡”、“第三挡”、“第四挡”的各转速。

[0063] 图6中由实线表示的直线L0e以及直线L1、L2、L3、L4示出了至少以发动机12作为行驶驱动力源的HV行驶模式下的前进行驶中的各旋转元件的相对速度。在HV行驶模式下,发动机12被设为主要的行驶驱动力源,第一旋转机MG1和第二旋转机MG2根据需要被设为辅助的行驶驱动力源。在该HV行驶模式下,在差动机构80中,当相对于输入至轮架CA1的发动机转矩 T_e ,由第一旋转机MG1产生的负转矩即反作用力转矩以正转的形式被输入至太阳轮S1时,在齿圈R1出现以正转的形式成为正转矩的发动机直达转矩 T_d [Nm]($=T_e/(1+\rho_1) = -(1/\rho_1) \times T_g$)。并且,根据请求驱动力 P_{wdem} ,发动机直达转矩 T_d 与MG2转矩 T_m 的合计转矩作为车辆10的前进方向的驱动转矩 T_w ,经由形成有AT1速挡位至AT4速挡位中的任一AT挡位的有级变速部60向驱动轮16传递。此时,第一旋转机MG1作为以正转的形式产生负转矩的发电机发挥功能。由第一旋转机MG1产生的发电电力 W_g [W]被充电至电池54,或者被第二旋转机MG2消耗。第二旋转机MG2使用发电电力 W_g 的全部或一部分,或者除了发电电力 W_g 之外还使用来自电池54的电力来输出MG2转矩 T_m 。

[0064] 图6中由单点划线表示的直线L0m和图6中由实线表示的直线L1、L2、L3、L4示出了EV行驶模式下的前进行驶中的各旋转元件的相对速度,该EV行驶模式在发动机12停止运转的状态下将第一旋转机MG1和第二旋转机MG2中的至少一方的旋转机作为行驶驱动力源。作为EV行驶模式下的前进行驶,包括例如不将发动机12作为行驶驱动力源且仅将第二旋转机MG2作为行驶驱动力源的单独驱动EV行驶模式、以及不将发动机12作为行驶驱动力源且将第一旋转机MG1和第二旋转机MG2一起作为行驶驱动力源的双驱动EV行驶模式。

[0065] 在单独驱动EV行驶模式下,轮架CA1被设为零旋转,对齿圈R1输入以正转的形式成为正转矩的MG2转矩 T_m 。此时,联结于太阳轮S1的第一旋转机MG1被设为无负载状态,以反转的形式进行空转。在单独驱动EV行驶模式下,单向离合器F0被释放,输入轴72未固定于壳体56。

[0066] 在双驱动EV行驶模式下,当在轮架CA1被设为零旋转的状态下,对太阳轮S1输入以反转的形式成为负转矩的MG1转矩 T_g 时,单向离合器F0被自动接合,使得轮架CA1向反转方

向的旋转被阻止。在轮架CA1通过单向离合器F0的接合被固定为无法旋转的状态下,由MG1转矩 T_g 产生的反作用力转矩被输入至齿圈R1。除此之外,在双驱动EV行驶模式下,与单独驱动EV行驶模式同样,对齿圈R1输入MG2转矩 T_m 。

[0067] 在单独驱动EV行驶模式和双驱动EV行驶模式下的前进行驶中,发动机12不被驱动,发动机转速 N_e 被设为零,MG1转矩 T_g 和MG2转矩 T_m 中的至少一方的转矩作为车辆10的前进方向的驱动转矩 T_w ,经由形成有AT1速挡位至AT4速挡位中的任一AT挡位的有级变速部60向驱动轮16传递。在单独驱动EV行驶模式和双驱动EV行驶模式下的前进行驶中,MG1转矩 T_g 是反转且负转矩的动力运行转矩,MG2转矩 T_m 是正转且正转矩的动力运行转矩。

[0068] 在HV行驶模式下,在车辆10所请求的请求驱动力 P_{wdem} 发生了变化的情况下,设定用于获得实现此请求驱动力 P_{wdem} 的请求发动机功率 P_{edem} 的目标发动机动作用点 OP_{engtgt} 。

[0069] 在HV行驶模式下,当相对于因在有级变速部60形成有AT挡位而被驱动轮16的旋转约束的齿圈R1的转速,通过控制第一旋转机MG1的转速来使太阳轮S1的转速上升或下降时,轮架CA1的转速即发动机转速 N_e 上升或下降。因此,在HV行驶中,能使发动机12在高效的运转点工作。就是说,能通过形成有AT挡位的有级变速部60和作为无级变速器工作的无级变速部58,作为复合变速器62整体来构成无级变速器。

[0070] 回到图1,车辆10还具备作为控制器的电子控制装置100,该控制器包括与发动机12、第一旋转机MG1以及第二旋转机MG2等的控制相关的车辆10的控制装置。电子控制装置100被配置为包括例如具备CPU、RAM、ROM、输入输出接口等的所谓微型计算机,CPU利用RAM的暂时存储功能并且按照预先存储在ROM中的程序进行信号处理,由此执行车辆10的各种控制。电子控制装置100根据需要被配置为包括发动机控制用、旋转机控制用、液压控制用等的各计算机。需要说明的是,电子控制装置100相当于本发明中的“控制装置”。

[0071] 向电子控制装置100分别输入基于由车辆10所具备的各种传感器等(例如,增压压力传感器40、进气温度传感器42、节气门开度传感器44、发动机转速传感器88、输出转速传感器90、MG1转速传感器92A、MG2转速传感器92B、制动器操作量传感器94、加速器开度传感器96、电池传感器98等)得到的检测值的各种信号等(例如,增压压力 P_{chg} 、进气温度 T_{inh} 、节气门开度 θ_{th} 、发动机转速 N_e 、作为与车速 V 对应的输出轴74的转速的输出转速 N_o 、作为第一旋转机MG1的转速的MG1转速 N_g [rpm]、作为第二旋转机MG2的转速的MG2转速 N_m 、表示由驾驶员实施的制动操作的大小的制动器操作量 Brk [%]、作为表示驾驶员的加速操作的大小的加速器操作量的加速器开度 θ_{acc} 、电池54的电池温度 Thb [$^{\circ}C$]、电池充放电电流 I_{bat} [mA]、电池电压 V_{bat} [V]等)。

[0072] 从电子控制装置100向车辆10所具备的各装置(例如,发动机控制装置50、变换器52、液压控制回路84等)分别输出各种指令信号(例如,作为控制发动机12的指令信号的发动机控制指令信号 S_e 、作为分别控制第一旋转机MG1和第二旋转机MG2的指令信号的旋转机控制指令信号 S_{mg} 、作为控制接合装置CB的各个工作状态的指令信号的液压控制指令信号 S_p 等)。

[0073] 电子控制装置100例如基于电池充放电电流 I_{bat} 和电池电压 V_{bat} 等,计算出作为表示电池54的充电状态的值的充电状态值SOC。电子控制装置100例如基于电池温度 Thb 和电池54的充电状态值SOC,计算出对作为电池54的功率的电池功率 P_{bat} [W]的可使用范围进行规定的可充电电力 W_{in} [W]和可放电电力 W_{out} [W]。可充电电力 W_{in} 和可放电电力 W_{out} 是以

抑制电池54的劣化为目的而设定的。可充电电力Win是对向电池54的充电电力的限制进行规定的可输入电力,可放电电力Wout是对来自电池54的放电电力的限制进行规定的可输出电力。因此,从电池54的劣化的观点来看,向电池54的充电电力长期超过可充电电力Win,或者来自电池54的放电电力长期超过可放电电力Wout是不优选的。

[0074] 图7是搭载于图1所示的车辆10的电池54的可充放电电力Win、Wout相对于电池温度Thb的特性的一个例子。例如在电池温度Thb比常用区域低的低温区域(常用温度范围下限值Thbβ[°C]以下)中,电池温度Thb越低,可充电电力Win和可放电电力Wout被设为越小,在电池温度Thb比常用区域高的高温区域(常用温度范围上限值Thbα[°C]以上)中,电池温度Thb越高,可充电电力Win和可放电电力Wout被设为越小。例如在充电状态值SOC高的区域中,充电状态值SOC越高,可充电电力Win被设为越小。例如在充电状态值SOC低的区域中,充电状态值SOC越低,可放电电力Wout被设为越小。需要说明的是,可充放电电力Win、Wout是限制电池54的充放电电力的一个例子。与可充放电电力Win、Wout大的情况相比,可充放电电力Win、Wout小的情况意味着充放电电力的限制大。

[0075] 电子控制装置100在功能上具备判定部102、驱动力控制部104、限制部106、发动机控制部108、MG1控制部110、MG2控制部112以及液压控制部114。

[0076] 在此,变更速度Vchg[Pa/sec]是增压压力Pchg的单位时间的变更量即增压压力Pchg的变更速度。此外,变更速度限制值Vchglm[Pa/sec]是对增压压力的变更速度Vchg的限制值。即,变更速度限制值Vchglm是增压压力的变更速度Vchg的上限值。与变更速度限制值Vchglm大的情况相比,变更速度限制值Vchglm小的情况意味着增压压力的变更速度Vchg的限制大,增压压力Pchg比较平缓地变化。与变更速度限制值Vchglm小的情况相比,变更速度限制值Vchglm大的情况意味着增压压力的变更速度Vchg的限制小,增压压力Pchg比较快速地变化。

[0077] 当决定在有级变速部60执行变速控制,例如执行从AT2速挡位向AT3速挡位的变速控制时,判定部102判定电池54中的充放电电力是否被限制。例如,在可充电电力Win小于规定的第一电力值的情况下或者在可放电电力Wout小于规定的第二电力值的情况下,判定为充放电电力被限制。规定的第一电力值和规定的第二电力值作为判定值被预先通过实验或通过设计来设定,该判定值用于对由于增压压力Pchg的响应延迟所产生的实际发动机转矩Ter[Nm]的不均而难以取得充放电电力收支的平衡进行判定。需要说明的是,实际发动机转矩Ter是指实际从发动机12输出的发动机转矩Te。

[0078] 在由判定部102判定为电池54中的充放电电力被限制的情况下,驱动力控制部104例如使用算式(1)和图7所示的关系来计算出变速控制中的电力收支目标值ΔPaim[W]。

[0079] 驱动力控制部104例如根据图7所示的预先存储的关系,基于电池温度Thb来决定可充电电力Win和可放电电力Wout,并根据算式(1),基于可充电电力Win和可放电电力Wout计算出电力收支目标值ΔPaim。在算式(1)中,Amd[W]是对基本值[(Wout+Win)/2]进行校正的校正值,基于车辆10的行驶状态、电池54的充电状态值SOC等而设定。例如,当设为可充电电力Win(下限值)为-30,000[W]、可放电电力Wout(上限值)为30,000[W]时,如果校正值Amd为零,则电力收支目标值ΔPaim成为它们的中央值(平均值)即零值(±0[W])。然而,在存在对电池54的充电请求的情况下,校正值Amd被设定为预先设定的值,例如被设定为5,000[W],电力收支目标值ΔPaim被计算为5,000[W]。此外,在存在对电池54的放电请求的情

况下,校正值Amd被设定为预先设定的值,例如被设定为 $-5,000$ [W],电力收支目标值 Δ Paim被计算为 $-5,000$ [W]。

[0080] 一般而言,实际的变速控制中的充放电电力收支的波动具有充电侧(+侧)或放电侧(-侧)的波动幅度,该波动幅度具有向任意一方偏倚的特性。因此,根据在变速控制中特别是在惯性相中预测到的充放电电力收支的波动的偏倚来适当地决定校正值Amd。充放电电力收支的波动幅度的偏倚特性具有与实际被变速的AT挡位、车速V、加速器开度 θ_{acc} 、路面坡度关联的性质,因此根据预先通过实验求出并存储的关系,基于实际被变速的AT挡位、车速V、加速器开度 θ_{acc} 、路面坡度来决定校正值Amd。该关系被设为:充放电电力收支的波动幅度的偏倚越大,校正值Amd被设为越大,并且,此校正值Amd成为与偏倚侧相反的一侧的值。例如,如果偏倚是在充电侧(+侧),则校正值Amd被决定为放电侧(-侧)的值。需要说明的是,校正值Amd也可以是与基本值 $[(W_{out}+W_{in})/2]$ 相乘的1以下的系数。

[0081] 另一方面,在由判定部102判定为可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 未被限制的情况下,驱动力控制部104例如不使用算式(1)和图7所示的关系地计算出第一旋转机MG1和第二旋转机MG2的电力收支目标值 Δ Paim。

$$[0082] \quad \Delta Paim = [(W_{out}+W_{in})/2] + AmdPaim = [(W_{out}+W_{in})/2] + Amd \quad (1)$$

[0083] 当计算出电力收支目标值 Δ Paim时,驱动力控制部104开始变速控制。以下对变速控制中的电子控制装置100的控制功能进行说明。

[0084] 驱动力控制部104根据计算出的电力收支目标值 Δ Paim,依次计算出变速控制中的差动机构80的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ [rad/sec²] (是后述的转速变化率 $d\omega_g/dt$ [rad/sec²]、 $d\omega_e/dt$ [rad/sec²]、 $d\omega_m/dt$ [rad/sec²],在不特别进行区别的情况下仅记为“转速变化率 $d\omega/dt$ ”)的目标值。即,驱动力控制部104计算出作为太阳轮S1(第一旋转机MG1)的转速变化率 $d\omega_g/dt$ 、轮架CA1(发动机12)的转速变化率 $d\omega_e/dt$ 以及齿圈R1(第二旋转机MG2)的转速变化率 $d\omega_m/dt$ 各自的控制的瞄准值的各目标值。转速变化率 $d\omega_g/dt$ 、 $d\omega_e/dt$ 、 $d\omega_m/dt$ 是太阳轮S1的转速 ω_g [rad/sec]、轮架CA1的转速 ω_e [rad/sec]、齿圈R1的转速 ω_m [rad/sec]各自的单位时间的变化量即变化速度。需要说明的是,转速变化率 $d\omega_e/dt$ [rad/sec²]与发动机转速 N_e 的转速变化率 dN_e/dt [rpm/sec]乘以 $2\pi/60$ 得到的值相同,转速变化率 $d\omega_m/dt$ [rad/sec²]与AT输入转速 N_{ati} 的转速变化率 dN_{ati}/dt [rpm/sec]乘以 $2\pi/60$ 得到的值相同。

[0085] 具体而言,在同时进行发动机动作点的移动和有级变速部60的变速控制的情况下,在变速控制中的至少一定期间内进行控制,使得第一旋转元件RE1、第二旋转元件RE2以及第三旋转元件RE3的各转速变化率 $d\omega/dt$ 的相互间的比与当前时间点的从实际转速到目标转速的各差分(转速变化量)的相互间的比相等,或者与以此为基准计算出的值的比相等。即,驱动力控制部104以使各旋转元件RE1、RE2、RE3的差分比 $\Delta\omega_g:\Delta\omega_e:\Delta\omega_m$ 与转速变化率比 $d\omega_g/dt:d\omega_e/dt:d\omega_m/dt$ 相等的方式,计算出各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。即,以将第一旋转元件RE1、第二旋转元件RE2以及第三旋转元件RE3的各变速进展度(变化程度)设为相同的方式计算出各旋转元件RE1、RE2、RE3的各转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。

[0086] 更具体而言,在用以下算式(2)表示各旋转元件RE1、RE2、RE3的差分比的情况下,以各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率比满足以下算式(3)的方式进行控制。即,驱动

力控制部104以满足以下算式(4)的方式依次计算出各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。

$$[0087] \quad \Delta\omega_g : \Delta\omega_e : \Delta\omega_m = 1 : \alpha : \beta \cdots (2)$$

$$[0088] \quad \dot{\omega}_g : \dot{\omega}_e : \dot{\omega}_m = 1 : \alpha : \beta \cdots (3)$$

$$[0089] \quad \Delta\omega_g : \Delta\omega_e : \Delta\omega_m = \dot{\omega}_g : \dot{\omega}_e : \dot{\omega}_m \cdots (4)$$

[0090] 驱动力控制部104获取当前时间点的实际发动机转矩 T_{er} 。例如,根据预先存储的关系(发动机转矩映射图),基于实际的发动机转速 N_e 和未图示的电子节气门38的节气门开度 θ_{th} 等的值来计算出实际发动机转矩 T_{er} 。需要说明的是,也可以是,例如通过转矩传感器等对实际发动机转矩 T_{er} 进行检测的构成。

[0091] 驱动力控制部104获取有级变速部60所具备的接合装置CB例如制动器B1和离合器C2的当前时间点的各离合器转矩值 T_{b1} 、 T_{c2} 。例如,根据预先存储的关系(接合转矩特性),基于当前时间点的制动器B1和离合器C2的各液压指令值(液压控制回路84中的电磁阀SL1至SL4的输出压力指令值),计算出各离合器转矩值 T_{b1} 、 T_{c2} 。驱动力控制部104获取换算至 m 轴上的离合器转矩值 T_{cb} 来作为各离合器转矩值 T_{b1} 、 T_{c2} 的合计值。需要说明的是,也可以是,例如通过液压控制回路84所具备的液压传感器对分别供给至制动器B1和离合器C2的工作油的实际的液压进行检测的构成。

[0092] 除此之外,驱动力控制部104通过变速控制中的发动机功率 P_e 、有级变速部60所具备的接合装置CB的离合器功率(例如由制动器B1和离合器C2产生的驱动传递功率)、关于第一旋转机MG1和第二旋转机MG2的电力收支目标值 ΔP_{aim} 以及基于惯性功率的平衡计算,来进行基于算式(2)~算式(4)的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值的计算。

[0093] 驱动力控制部104依次计算出例如满足算式(4)并且满足以下算式(5)的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。在算式(5)的下段左边,第一项的 $T_e \cdot \omega_e$ 对应于发动机功率,第二项的 $T_{cb} \cdot \omega_m$ 对应于由接合装置CB产生的驱动传递功率(换言之,驱动系统所消耗的功率),第三项的 $I_g \cdot d\omega_g/dt \cdot \omega_g + I_e \cdot d\omega_e/dt \cdot \omega_e + I_m \cdot d\omega_m/dt \cdot \omega_m$ 对应于用于各旋转元件RE1、RE2、RE3的惯性的提升的功率。需要说明的是,上述离合器转矩值 T_{cb} 例如与有级变速部60的变速控制的接合装置CB的离合器转矩对应,是换算至 m 轴上的变速控制中(变速过渡中)的制动器B1的离合器转矩值 T_{b1} 与离合器C2的离合器转矩值 T_{c2} 的合计转矩。因此,由制动器B1和离合器C2产生的驱动传递功率是通过制动器B1和离合器C2的离合器转矩值 T_{cb} 在有级变速部60中向驱动轮16侧传递的离合器功率,是与有级变速部60向驱动轮16侧传递的输出功率即经由有级变速部60向驱动轮16侧传递的功率相当的有级变速部60中的驱动传递功率。算式(5)的下段右边是电力收支目标值 ΔP_{aim} ,因此,驱动力控制部104依次计算出用于获得此电力收支目标值 ΔP_{aim} 的第一旋转元件RE1、第二旋转元件RE2以及第三旋转元件RE3各自的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。

$$[0094] \quad \begin{aligned} & T_e \cdot \omega_e - T_{cb} \cdot \omega_m - I_g \cdot \omega_g \cdot \dot{\omega}_g - I_e \cdot \omega_e \cdot \dot{\omega}_e - I_m \cdot \omega_m \cdot \dot{\omega}_m \\ & = T_e \cdot \omega_e - T_{cb} \cdot \omega_m - (I_g \cdot \omega_g \cdot \dot{\omega}_g + I_e \cdot \omega_e \cdot \dot{\omega}_e + I_m \cdot \omega_m \cdot \dot{\omega}_m) = \Delta P_{aim} \cdots (5) \end{aligned}$$

[0095] 驱动力控制部104依次计算出实现所计算出的各旋转元件RE1、RE2、RE3各自的转

速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值的第一旋转机MG1和第二旋转机MG2的转矩。例如,针对计算出的第二旋转元件RE2(第一旋转机MG1)的转速变化率 $d\omega_g/dt$ 的目标值、第一旋转元件RE1(发动机12)的转速变化率 $d\omega_e/dt$ 的目标值、第三旋转元件RE3(第二旋转机MG2)的转速变化率 $d\omega_m/dt$ 的目标值、当前时间点的实际发动机转矩 T_{er} 以及当前时间点的离合器转矩值 T_{cb} (在m轴上的换算值),计算出满足以下算式(6)所示的运动方程式的MG1转矩 T_g 和MG2转矩 T_m 。

$$\left. \begin{aligned}
 & \dot{\omega}_e(t) = k_{eg} \cdot T_g(t) + k_{ee} \cdot T_e(t) + k_{em} \cdot T_m(t) + k_{eb} \cdot T_{cb} \\
 [0096] \quad & \dot{\omega}_g(t) = k_{gg} \cdot T_g(t) + k_{ge} \cdot T_e(t) + k_{gm} \cdot T_m(t) + k_{gb} \cdot T_{cb} \\
 & \dot{\omega}_m(t) = k_{mg} \cdot T_g(t) + k_{me} \cdot T_e(t) + k_{mm} \cdot T_m(t) + k_{mb} \cdot T_{cb}
 \end{aligned} \right\} (6)$$

[0097] 当计算出MG1转矩 T_g 和MG2转矩 T_m 时,驱动力控制部104控制发动机控制部108、MG1控制部110、MG2控制部112以及液压控制部114,由此以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 ΔP_{aim} 的方式进行变速控制。具体而言,发动机控制部108控制发动机12, MG1控制部110以实现依次计算出的MG1转矩 T_g 的方式控制第一旋转机MG1, MG2控制部112以实现依次计算出的MG2转矩 T_m 的方式控制第二旋转机MG2,并且液压控制部114控制有级变速部60所具备的接合装置CB的工作状态。其结果是,变速控制中的实际的充放电电力收支收敛于电力收支目标值 ΔP_{aim} 。如此,驱动力控制部104经由发动机控制部108、MG1控制部110、MG2控制部112以及液压控制部114,以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 ΔP_{aim} 的方式执行变速控制。

[0098] 驱动力控制部104判定变速控制是否结束。在判定为变速控制未结束的情况下,驱动力控制部104如上所述地以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 ΔP_{aim} 的方式,依次计算出差动机构80中的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值、第一旋转机MG1和第二旋转机MG2的转矩,继续执行变速控制。

[0099] 再者,当在具备增压器18的发动机12中产生了增压压力 P_{chg} 的响应延迟(增压压力 P_{chg} 的时间变化)时,实际发动机转矩 T_{er} 恐怕会随着时间的经过而产生不均。当实际发动机转矩 T_{er} 产生不均时,难以取得电池54的充放电电力收支的平衡,特别是在电池54的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 被限制的情况下,由于因增压压力 P_{chg} 的响应延迟而产生的实际发动机转矩 T_{er} 的不均,难以取得充放电电力收支的平衡。通过限制增压压力的变更速度 V_{chg} ,不易产生因增压压力 P_{chg} 的响应延迟而产生的实际发动机转矩 T_{er} 的不均,即使在电池54的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 被限制的情况下,也易于取得充放电电力收支的平衡。

[0100] 在由判定部102判定为可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 被限制的情况下,限制部106根据变速控制中的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 、第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt 、有级变速部60的AT输入轴76的转速变化率 dN_{ati}/dt 以及增压响应延迟,计算出对增压压力 P_{chg} 的变更速度限制值 V_{chglm} 。

[0101] 图8是说明对增压压力 P_{chg} 的变更速度限制值 V_{chglm} 与变速控制中的有级变速部60的AT输入轴76的转速变化率 dN_{ati}/dt (=转速变化率 $d\omega_m/dt \times 60/2\pi$)和可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的关系的图。变速控制中的有级变速部60的AT输入轴76的转速变化率 dN_{ati}/dt 是指AT输入转速 N_{ati} 的单位时间的变化量即变化速度。

[0102] 在可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 小的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 大的情况相比,

计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。即,在充放电电力的限制大的情况下,与充放电电力的限制小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大。这意味着,如果除了可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 以外的条件相同(例如,如果图8所示的变速控制中的转速变化率 dN_{ati}/dt 是相同的条件),则在可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 小的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 大的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} ,但这并不意味着,如果除了可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 以外的条件不同,在可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 小的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 大的情况相比,一定计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。

[0103] 在变速控制中的转速变化率 dN_{ati}/dt 大的情况下,与变速控制中的转速变化率 dN_{ati}/dt 小的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。即,在转速变化率 dN_{ati}/dt 大的情况下,与转速变化率 dN_{ati}/dt 小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大。这意味着,如果变速控制中的除了转速变化率 dN_{ati}/dt 以外的条件相同(例如,如果图8所示的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 是相同的条件),则在变速控制中的转速变化率 dN_{ati}/dt 大的情况下,与变速控制中的转速变化率 dN_{ati}/dt 小的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} ,但这并不意味着,如果变速控制中的除了转速变化率 dN_{ati}/dt 以外的条件不同,则在变速控制中的转速变化率 dN_{ati}/dt 大的情况下,与变速控制中的转速变化率 dN_{ati}/dt 小的情况相比,一定计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。

[0104] 图9是说明对增压压力 P_{chg} 的变更速度限制值 V_{chg1m} 与变速控制中的第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt [rpm/sec] (=转速变化率 $d\omega_g/dt \times 60/2\pi$)和可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的关系的图。变速控制中的第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt 是指MG1转速 N_g 的单位时间的变化量即变化速度。与上述的图8同样,在可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 小的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 大的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。

[0105] 在变速控制中的转速变化率 dN_g/dt 大的情况下,与变速控制中的转速变化率 dN_g/dt 小的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。即,在转速变化率 dN_g/dt 大的情况下,与转速变化率 dN_g/dt 小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大。这意味着,如果变速控制中的除了转速变化率 dN_g/dt 以外的条件相同(例如,如果图9所示的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 是相同的条件),则在变速控制中的转速变化率 dN_g/dt 大的情况下,与变速控制中的转速变化率 dN_g/dt 小的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} ,但这并不意味着,如果变速控制中的除了转速变化率 dN_g/dt 以外的条件不同,则在变速控制中的转速变化率 dN_g/dt 大的情况下,与变速控制中的转速变化率 dN_g/dt 小的情况相比,一定计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。

[0106] 图10是说明对增压压力 P_{chg} 的变更速度限制值 V_{chg1m} 与变速控制中的增压响应延迟和可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的关系的图。变速控制中的增压响应延迟是指变速控制中的增压压力 P_{chg} 的响应(直到包括所谓涡轮迟滞(turbo lag)的增压作用起效为止的时间上的反应)发生延迟。例如,在发动机转速 N_e 低的情况下,与发动机转速 N_e 高的情况相比,变速控制中的增压响应延迟大。此外,在进气温度 T_{inh} 高的情况下,与进气温度 T_{inh} 低的情况相比,变速控制中的增压响应延迟大。与上述的图8同样,在可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 小的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 大的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。

[0107] 在变速控制中的增压响应延迟大的情况(例如,发动机转速 N_e 低或进气温度 T_{inh}

高的情况)下,与变速控制中的增压响应延迟小的情况(例如,发动机转速 N_e 高或进气温度 T_{inh} 低的情况)相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。即,在变速控制中的增压响应延迟大的情况下,与变速控制中的增压响应延迟小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大。这意味着,如果变速控制中的除了增压响应延迟以外的条件相同(例如,如果图10所示的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 是相同的条件),则在变速控制中的增压响应延迟大的情况下,与变速控制中的增压响应延迟小的情况相比,计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} ,但这并不意味着,如果变速控制中的除了增压响应延迟以外的条件不同,则在变速控制中的增压响应延迟大的情况下,与变速控制中的增压响应延迟小的情况相比,一定计算出小的值来作为变更速度限制值 V_{chg1m} 。

[0108] 如图8至图10所说明的那样,限制部106根据变速控制中的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 、第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt 、转速变化率 dN_{ati}/dt 以及增压响应延迟(即,将这些作为变量),计算出对增压压力 P_{chg} 的变更速度限制值 V_{chg1m} 。限制部106会在变速控制中应用计算出的变更速度限制值 V_{chg1m} 。

[0109] 在变速控制中,在变更速度限制值 V_{chg1m} 被限制部106应用的情况下,在增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制为不超过此变更速度限制值 V_{chg1m} 的状态下控制发动机12。增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制例如通过WGV30的阀开度的调整来进行。此外,在增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制为不超过此变更速度限制值 V_{chg1m} 的情况下,MG2控制部112以通过第二旋转机MG2的MG2转矩 T_m 来补偿输出至中间传递构件76的转矩的偏差的方式进行控制,该偏差是基于与增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制相伴产生的、请求发动机转矩 T_{edem} [Nm]与实际发动机转矩 T_{er} 的差 ΔT_e 产生的。如此,MG2控制部112作为对输出至中间传递构件76的转矩的偏差进行补偿的补偿部发挥功能,该偏差是基于与增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制相伴产生的、请求发动机转矩 T_{edem} 与实际发动机转矩 T_{er} 的差 ΔT_e 产生的。需要说明的是,MG2控制部112相当于本发明的“补偿部”。

[0110] 图11是说明电子控制装置100的控制工作的主要部分的流程图的一个例子。图11在决定执行有级变速部60中的变速控制的情况下执行。

[0111] 首先,在与判定部102的功能对应的步骤S10中,判定可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 是否被限制。在步骤S10的判定为肯定的情况下,执行步骤S20。在步骤S10的判定为否定的情况下,执行步骤S40。

[0112] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S20中,计算出变速控制中的电力收支目标值 ΔP_{aim} 。然后,执行步骤S30。

[0113] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S30中,开始变速控制。然后,执行步骤S32。

[0114] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S32中,根据电力收支目标值 ΔP_{aim} ,计算出变速控制中的差动机构80的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。然后,执行步骤S34。

[0115] 在与限制部106的功能对应的步骤S34中,根据变速控制中的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 、转速变化率 dN_g/dt 、转速变化率 dN_{ati}/dt 以及增压响应延迟,计算出变更速度限制值 V_{chg1m} 。然后,执行步骤S36。

[0116] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S36中,分别控制发动机12、第一旋转机

MG1、第二旋转机MG2、有级变速部60,并执行有级变速部60中的变速控制。在该变速控制中,应用在步骤S34中计算出的变更速度限制值Vchg1m。即,在增压压力的变更速度Vchg被限制为不超过变更速度限制值Vchg1m的状态下控制发动机12。然后,执行步骤S38。

[0117] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S38中,判定变速控制是否结束。在步骤S38的判定为肯定的情况下返回。在步骤S38的判定为否定的情况下,再次执行步骤S32。

[0118] 通过重复执行步骤S32到步骤S38,将实际的差动机构80的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 控制为使电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 $\Delta Paim$ 的差动机构80的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。由此,以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 $\Delta Paim$ 的方式进行变速控制。

[0119] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S40中,执行变速控制。在步骤S40的变速控制中,不应用变更速度限制值Vchg1m。即,以增压压力的变更速度Vchg不受变更速度限制值Vchg1m的制约的方式控制发动机12。然后返回。

[0120] 图12是执行了图11所示的电子控制装置100的控制工作的情况下的时间图的一个例子。

[0121] 在图12中,横轴是时间 t [sec],纵轴从上开始依次是:点火正时延迟角量DTig[rad]、增压压力Pchg、实际发动机转矩Ter、发动机转速Ne、MG1转矩Tg、MG1转速Ng、MG2转矩Tm、离合器C2和制动器B1的变速控制液压Pc2[Pa]、Pb1[Pa]以及加速器开度 θ_{acc} 。用实线示出了增压压力的变更速度Vchg被变更速度限制值Vchg1m限制的情况下的时间图,为了比较,用虚线示出了增压压力的变更速度Vchg未被变更速度限制值Vchg1m限制的情况下的时间图。

[0122] 首先,对增压压力的变更速度Vchg被限制的情况下的时间图(实线)进行说明。

[0123] 在时刻 t_1 以前的期间内,车辆10以如下状态行驶:加速器开度 θ_{acc} 为开度值 θ_{acc1} (>0),点火正时延迟角量Dig为零,增压压力Pchg为压力值Pchg1(>0),实际发动机转矩Ter为转矩值Te1(>0),发动机转速Ne为转速值Ne1(>0),MG1转矩Tg为转矩值Tg1(<0),MG1转速Ng为转速值Ng1(>0),MG2转矩Tm为转矩值Tm1(>0),根据开度值 θ_{acc1} 和车速V在有级变速部60中形成AT2速挡位(“第二挡”)。

[0124] 从时刻 t_1 起到时刻 t_2 ($>t_1$)为止的期间内,例如通过由驾驶员实施的加速踏板的踩踏增加操作,加速器开度 θ_{acc} 从开度值 θ_{acc1} 增加至开度值 θ_{acc2} ($>\theta_{acc1}$)。通过加速器开度 θ_{acc} 的增加,实际发动机转矩Ter从转矩值Te1增加至转矩值Te2($>Te1$),发动机转速Ne从转速值Ne1增加至转速值Ne2($>Ne1$),增压压力Pchg也从压力值Pchg1增加至压力值Pchg2($>Pchg1$)。此外,MG1转矩Tg从转矩值Tg1减小至转矩值Tg2($<Tg1$)(作为反作用力转矩的负转矩增加),MG1转速Ng从转速值Ng1增加至转速值Ng2($>Ng1$),从而,第一旋转机MG1中的发电电力Wg增加。使用该增加的发电电力Wg对第二旋转机MG2进行旋转驱动,MG2转矩Tm从转矩值Tm1增加。通过实际发动机转矩Ter和MG2转矩Tm的增加,车速V增加,决定执行将在有级变速部60中形成的变速挡位从AT2速挡位向AT3速挡位切换的变速控制。

[0125] 在执行从AT2速挡位向AT3速挡位切换的变速控制之前,计算出变速控制中的电力收支目标值 $\Delta Paim$,并根据变速控制中的可充放电电力Win、Wout、转速变化率 dNg/dt 、转速变化率 $dNati/dt$ 以及增压响应延迟来计算出变更速度限制值Vchg1m。

[0126] 在时刻 t_3 ($>t_2$)开始变速控制,在时刻 t_5 ($>t_3$)变速控制结束。从时刻 t_3 起到时

刻 t_5 为止的期间为变速控制中的期间。

[0127] 在从时刻 t_3 起到时刻 t_4 ($t_5 > t_4 > t_3$) 为止的期间,对制动器B1的断接进行控制的变速控制液压 P_{b1} 从高(High)状态向低(Low)状态逐渐地变化。另一方面,在从时刻 t_4 起到时刻 t_5 为止的期间,对离合器C2的断接进行控制的变速控制液压 P_{c2} 从低状态向高状态逐渐地变化。如此,在从时刻 t_3 起到时刻 t_5 为止的变速控制中的期间,从AT2速挡位向AT3速挡位的切换通过在欠重叠状态(underlapped state)下执行制动器B1的释放工作和离合器C2的接合工作的所谓离合器到离合器变速来执行。

[0128] 在从时刻 t_4 起到时刻 t_5 为止的期间, MG1转矩 T_g 从转矩值 T_{g2} 向转矩值 T_{g3} 增加 ($0 > T_{g3} > T_{g2}$) (作为反作用力转矩的负转矩减小), MG1转速 N_g 从转速值 N_{g2} 向转速值 N_{g3} 增加。

[0129] 在从时刻 t_3 起到时刻 t_5 为止的变速控制中的期间,增压压力的变更速度 V_{chg} 以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 ΔP_{aim} 的方式被变更速度限制值 V_{chglm} 限制。在本时间图中,为了易于对发明进行理解,以变更速度限制值 V_{chglm} 被设为零,增压压力 P_{chg} 不变化,实际发动机转矩 T_{er} 也不变化的方式进行图示。

[0130] 在作为变速控制的结束时刻的时刻 t_5 以后,逐渐解除基于变更速度限制值 V_{chglm} 的限制。由此,在从时刻 t_5 起到时刻 t_6 ($> t_5$) 为止的期间,增压压力 P_{chg} 从压力值 P_{chg2} 平缓地增加至压力值 P_{chg3} ($> P_{chg2}$)。即,限制部106(参照图1)在变速控制结束后逐渐解除基于变更速度限制值 V_{chglm} 的限制。与增压压力 P_{chg} 的增加相应地,在从时刻 t_5 起到时刻 t_7 ($> t_6$) 为止的期间,实际发动机转矩 T_{er} 从转矩值 T_{e2} 增加至转矩值 T_{e3} ($> T_{e2}$)。需要说明的是,转矩值 T_{e3} 是驾驶员所请求的请求发动机转矩 T_{edem} 。

[0131] 在从时刻 t_5 起到时刻 t_7 为止的期间,执行使发动机12的点火正时延迟的点火延迟角控制,由此,实际发动机转矩 T_{er} 平缓地增加。与实际发动机转矩 T_{er} 的增加相应地, MG1转矩 T_g 从转矩值 T_{g3} 逐渐减少(作为反作用力转矩的负转矩增加)。即,发动机控制部108(参照图1)在变速控制结束后执行延迟角控制来进行转矩调整。

[0132] 此外,在从时刻 t_5 起到时刻 t_7 为止的期间,如单点划线所示,从第二旋转机MG2输出辅助转矩,以便补偿输出至中间传递构件76的转矩的偏差,该偏差是基于与增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制相伴产生的、请求发动机转矩 T_{edem} (转矩值 T_{e3})与实际发动机转矩 T_{er} 的差 ΔT_{er} 产生的。

[0133] 接着,对增压压力的变更速度 V_{chg} 未被变更速度限制值 V_{chglm} 限制的情况下的时间图(虚线)进行说明。需要说明的是,在增压压力的变更速度 V_{chg} 未被变更速度限制值 V_{chglm} 限制的情况下的时间图中,对于与上述的增压压力的变更速度 V_{chg} 被变更速度限制值 V_{chglm} 限制的情况相同的部分,适当省略其说明。

[0134] 在时刻 t_2 ,发动机转速 N_e 上升至转速值 N_{e2} ,因此,在时刻 t_2 以后增压压力 P_{chg} 也不被变更速度限制值 V_{chglm} 限制地上升至压力值 P_{chg3} 。如此,在增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制的情况下,增压压力 P_{chg} 在时刻 t_6 上升至压力值 P_{chg3} ,但在增压压力的变更速度 V_{chg} 未被限制的情况下,增压压力 P_{chg} 比时刻 t_6 提前地上升至压力值 P_{chg3} 。由此,实际发动机转矩 T_{er} 提前增加至请求发动机转矩 T_{edem} (转矩值 T_{e3})。

[0135] 搭载有本实施例的电子控制装置100的车辆10具备:发动机12,具有增压器18;第一旋转机MG1;差动机构80,具有以能传递动力的方式连结发动机12的第一旋转元件RE1、以

能传递动力的方式连结第一旋转机MG1的第二旋转元件RE2以及连结有能向驱动轮16传递动力的中间传递构件76的第三旋转元件RE3;第二旋转机MG2,以能传递动力的方式连结于中间传递构件76;以及电池54,对于第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别授受电力,在差动机构80与驱动轮16之间设有有级变速部60。

[0136] 根据本实施例,具备(a)驱动力控制部104,以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 $\Delta Paim$ 的方式进行变速控制;以及(b)限制部106,在变速控制中电池54的可充放电电力 Win 、 $Wout$ 被限制的情况下,限制由增压器18产生的增压压力的变更速度 $Vchg$,在可充放电电力 Win 、 $Wout$ 的限制大的情况下,与可充放电电力 Win 、 $Wout$ 的限制小的情况相比,增大增压压力的变更速度 $Vchg$ 的限制。当在有级变速部60的变速控制中产生增压压力 $Pchg$ 的响应延迟时,实际发动机转矩 Ter 的不均容易变大,难以取得电池54的充放电电力收支的平衡,特别是在电池54的可充放电电力 Win 、 $Wout$ 被限制的情况下,难以取得充放电电力收支的平衡。在有级变速部60的变速控制中,在可充放电电力 Win 、 $Wout$ 的限制大的情况下,与可充放电电力 Win 、 $Wout$ 的限制小的情况相比,增压压力的变更速度 $Vchg$ 的限制被增大,实际发动机转矩 Ter 的不均被减少。由此,易于取得有级变速部60的变速控制中的充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0137] 根据本实施例,限制部106在有级变速部60中的AT输入轴76的转速变化率 $dNati/dt$ 大的情况下,与有级变速部60中的AT输入轴76的转速变化率 $dNati/dt$ 小的情况相比,增大增压压力的变更速度 $Vchg$ 的限制。当为了迅速的变速而缩短变速时间时,有级变速部60中的AT输入轴76的转速变化率 $dNati/dt$,即作为相同的值的差动机构80的转速变化率 $d\omega m/dt$ 变大。在变速控制中有级变速部60中的AT输入轴76的转速变化率 $dNati/dt$ 大的情况(差动机构80的转速变化率 $d\omega m/dt$ 大的情况)下,与有级变速部60中的AT输入轴76的转速变化率 $dNati/dt$ 小的情况相比,因增压压力 $Pchg$ 的响应延迟而产生的实际发动机转矩 Ter 的不均容易变大,难以取得电池54的充放电电力收支的平衡。在有级变速部60中的AT输入轴76的转速变化率 $dNati/dt$ 大的情况下,与有级变速部60中的AT输入轴76的转速变化率 $dNati/dt$ 小的情况相比,增压压力的变更速度 $Vchg$ 的限制被增大,从而实际发动机转矩 Ter 的不均被减少。由此,易于取得有级变速部60的变速控制中的充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0138] 图13是搭载有本发明的实施例2的电子控制装置200的混合动力车辆210的概略构成图,并且是表示用于混合动力车辆210中的各种控制的控制功能的主要部分的功能框图。混合动力车辆210(以下,记为“车辆210”)具备发动机12、第一旋转机MG1、第二旋转机MG2、动力传递装置214以及驱动轮16。对于实施例2,对与上述的实施例1在功能上实质上共同的部分标注相同的附图标记,并适当省略其说明。

[0139] 在发动机12中,通过后述的电子控制装置200来控制车辆210所具备的发动机控制装置50,由此来控制发动机转矩 Te 。

[0140] 第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别经由车辆210所具备的变换器52连接于车辆210所具备的电池54。在第一旋转机MG1和第二旋转机MG2,分别通过后述的电子控制装置200来控制变换器52,由此来控制MG1转矩 Tg 和MG2转矩 Tm 。

[0141] 动力传递装置214在壳体256内具备有级变速部258、无级变速部260、从动齿轮262、从动轴264、末端传动齿轮(final gear)266、差动齿轮268、减速齿轮270等。有级变速

部258和无级变速部260与作为有级变速部258的输入旋转构件的输入轴272同轴心地配置。有级变速部258经由输入轴272等联结于发动机12。无级变速部260与有级变速部258串联地连结。从动齿轮262与作为无级变速部260的输出旋转构件的驱动齿轮274啮合。从动轴264将从动齿轮262和末端传动齿轮266分别固定设置为无法相对旋转。末端传动齿轮266的直径比从动齿轮262的直径小。差动齿轮268经由差速器齿圈268a与末端传动齿轮266啮合。减速齿轮270的直径比从动齿轮262的直径小,该减速齿轮270与从动齿轮262啮合。在减速齿轮270连结有第二旋转机MG2的转子轴276,该转子轴276与输入轴272分开地与此输入轴272平行地配置,第二旋转机MG2以能传递动力的方式连接于从动齿轮262。动力传递装置214具备联结于差动齿轮268的车轴78等。

[0142] 如此构成的动力传递装置214适合用于FF(前置发动机/前轮驱动)方式或RR(后置发动机/后轮驱动)方式的车辆。在动力传递装置214中,从发动机12、第一旋转机MG1以及第二旋转机MG2分别输出的动力向从动齿轮262传递。向从动齿轮262传递的动力依次经由末端传动齿轮266、差动齿轮268、车轴78等向驱动轮16传递。动力传递装置214中的有级变速部258、无级变速部260、从动齿轮262、从动轴264、末端传动齿轮266、差动齿轮268以及车轴78构成设于发动机12与驱动轮16之间的动力传递路径PT。如此,第二旋转机MG2经由减速齿轮270以能传递动力的方式连接于动力传递路径PT,第二旋转机MG2以能传递动力的方式连接于驱动轮16。

[0143] 有级变速部258具备第一行星齿轮机构280、离合器C1以及制动器B1。第一行星齿轮机构280是具备太阳轮S0、轮架CA0以及齿圈R0的公知的单小齿轮型的行星齿轮装置。无级变速部260具备第二行星齿轮机构282。第二行星齿轮机构282是具备太阳轮S1、轮架CA1以及齿圈R1的公知的单小齿轮型的行星齿轮装置。

[0144] 在离合器C1和制动器B1中,通过后述的电子控制装置200来控制车辆210所具备的液压控制回路284,由此,根据从液压控制回路284输出的被调压后的各液压,分别对接合、释放等状态即工作状态进行切换。

[0145] 第一行星齿轮机构280、第二行星齿轮机构282、离合器C1以及制动器B1如图13所示地连结。

[0146] 在离合器C1和制动器B1一起被释放的状态下,允许第一行星齿轮机构280的差动。在该状态下,在太阳轮S0无法取得发动机转矩 T_e 的反作用力转矩,因此,有级变速部258被设为无法进行机械性的传递动力的中立状态,即空挡状态。在离合器C1被接合且制动器B1被释放的状态下,第一行星齿轮机构280的各旋转元件成为一体地进行旋转。在该状态下,发动机12的旋转以等速从齿圈R0向轮架CA1传递。在离合器C1被释放且制动器B1被接合的状态下,第一行星齿轮机构280的太阳轮S0的旋转被阻止,齿圈R0的旋转比轮架CA0的旋转增速。在该状态下,发动机12的旋转被增速并从齿圈R0输出。

[0147] 如此,有级变速部258作为能在成为变速比为“1.0”的直接连结状态的低挡位与成为变速比例例如为“0.7”的超速驱动状态(overdrive state)的高挡位之间切换的二级有级变速器来发挥功能。在离合器C1和制动器B1一起被接合的状态下,第一行星齿轮机构280的各旋转元件的旋转被阻止。在该状态下,使作为有级变速部258的输出旋转构件的齿圈R0的旋转停止,由此使作为无级变速部260的输入旋转构件的轮架CA1的旋转停止。

[0148] 在第二行星齿轮机构282中,发动机12以能传递动力的方式联结于与第一旋转元

件RE1对应的轮架CA1,第一旋转机MG1以能传递动力的方式连结于与第二旋转元件RE2对应的太阳轮S1,能向驱动轮16传递动力的驱动齿轮274连结于与第三旋转元件RE3对应的齿圈R1。太阳轮S1与第一旋转机MG1的转子轴286一体地连结,该太阳轮S1是以能传递动力的方式连结第一旋转机MG1的旋转元件。齿圈R1与驱动齿轮274一体地连结,该齿圈R1是以能传递动力的方式连结于驱动轮16的旋转元件,并且作为无级变速部260的输出旋转构件发挥功能。需要说明的是,驱动齿轮274相当于本发明中的“传递构件”,第二行星齿轮机构282相当于本发明中的“差动机构”。

[0149] 第二行星齿轮机构282是将经由有级变速部258输入至轮架CA1的发动机12的动力机械性地分配给第一旋转机MG1和驱动齿轮274的动力分配机构。就是说,第二行星齿轮机构282是将发动机12的动力分配并传递给驱动轮16和第一旋转机MG1的差动机构。在第二行星齿轮机构282中,轮架CA1作为输入元件发挥功能,太阳轮S1作为反作用力元件发挥功能,齿圈R1作为输出元件发挥功能。无级变速部260是通过控制以能传递动力的方式连结于第二行星齿轮机构282的第一旋转机MG1的运转状态来控制第二行星齿轮机构282的差动状态(即无级变速部260的差动状态)的电动式变速机构例如电动式无级变速器。作为无级变速器的无级变速部260设于动力传递路径PT。第一旋转机MG1是被传递发动机12的动力的旋转机。有级变速部258为超速驱动,因此第一旋转机MG1的高转矩化被抑制。

[0150] 图14是说明各行驶模式与用于各行驶模式的离合器C1和制动器B1的工作状态的组合的关系的接合工作表。在图14中,“○”表示接合状态,“空栏”表示释放状态,“△”表示在将旋转停止状态的发动机12设为带动状态的并用发动机制动时,将离合器C1和制动器B1中的任意一方设为接合状态。此外,“G”表示使第一旋转机MG1主要作为发电机发挥功能,“M”表示使第一旋转机MG1和第二旋转机MG2各自在驱动时主要作为马达发挥功能,在再生控制时主要作为发电机发挥功能。车辆10能选择性地实现EV行驶模式和HV行驶模式来作为行驶模式。EV行驶模式具有单独驱动EV模式和双驱动EV模式这两种模式。

[0151] 单独驱动EV行驶模式是不将发动机12作为行驶用驱动力源且仅将第二旋转机MG2作为行驶用驱动力源的行驶模式。在离合器C1和制动器B1一起被释放的状态下实现单独驱动EV行驶模式。在单独驱动EV行驶模式下,离合器C1和制动器B1被释放,由此有级变速部258被设为空挡状态。当有级变速部258被设为空挡状态时,无级变速部260被设为在连结于齿圈R0的轮架CA1无法取得MG1转矩 T_g 的反作用力转矩的空挡状态。在该状态下,电子控制装置200从第二旋转机MG2输出行驶用的MG2转矩 T_m 。在单独驱动EV行驶模式下,也能使第二旋转机MG2相对于前进行驶时反转来进行后退行驶。

[0152] 在单独驱动EV行驶模式下,齿圈R0被轮架CA1带动,但有级变速部258处于空挡状态,因此,发动机12不被带动,而是以零旋转被设为停止状态。因此,在单独驱动EV行驶模式下的行驶中在第二旋转机MG2进行再生控制的情况下,能较大地取得再生电能。在单独驱动EV行驶模式下的行驶时,在电池54成为满充电状态而无法取得再生能量的情况下,可以想到并用发动机制动。在并用发动机制动的情况下,制动器B1或离合器C1被接合。当制动器B1或离合器C1被接合时,发动机12被设为带动状态,使发动机制动发挥作用。

[0153] 双驱动EV行驶模式是将第一旋转机MG1和第二旋转机MG2双方作为行驶用驱动力源的行驶模式。在离合器C1和制动器B1一起被接合的状态下实现双驱动EV行驶模式。在双驱动EV行驶模式下,通过接合离合器C1和制动器B1使第一行星齿轮机构280的各旋转元件

的旋转停止,发动机12以零旋转被设为停止状态,并且使连结于齿圈R0的轮架CA1的旋转停止。当使轮架CA1的旋转停止时,在轮架CA1能取得MG1转矩 T_g 的反作用力转矩,因此MG1转矩 T_g 能从齿圈R1被机械性地输出并向驱动轮16传递。在该状态下,电子控制装置200从第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别输出行驶用的MG1转矩 T_g 和MG2转矩 T_m 。在双驱动EV行驶模式下,也能将第一旋转机MG1和第二旋转机MG2一起设为相对于前进行驶时反转来进行后退行驶。

[0154] HV行驶模式是至少将发动机12作为行驶用驱动力源的行驶模式。在离合器C1被接合的状态且制动器B1被释放的状态下实现HV行驶模式的低挡状态。在HV行驶模式的低挡状态下,离合器C1被接合,由此第一行星齿轮机构280的旋转元件一体地旋转,有级变速部258被设为直接连结状态。因此,发动机12的旋转以等速从齿圈R0向轮架CA1传递。在制动器B1被接合的状态且离合器C1被释放的状态下实现HV行驶模式的高挡状态。在HV行驶模式的高挡状态下,制动器B1被接合,由此太阳轮S0的旋转停止,有级变速部258被设为超速驱动状态。因此,发动机12的旋转被增速并从齿圈R0向轮架CA1传递。在HV行驶模式下,电子控制装置200通过第一旋转机MG1处的发电来输出作为相对于发动机转矩 T_e 的反作用力转矩的MG1转矩 T_g ,并且通过由第一旋转机MG1产生的发电电力 W_g 来从第二旋转机MG2输出MG2转矩 T_m 。在HV行驶模式下,例如在HV行驶模式的低挡状态下,也能将第二旋转机MG2设为相对于前进行驶时反转来进行后退行驶。在HV行驶模式下,也能进一步附加使用了来自电池54的电力的MG2转矩 T_m 来进行行驶。在HV行驶模式下,例如在车速 V 比较高且请求驱动转矩 T_{wdem} 比较低的情况下,使HV行驶模式中的高挡状态成立。

[0155] 回到图13,车辆210具备作为控制器的电子控制装置200,该控制器包括与发动机12、第一旋转机MG1以及第二旋转机MG2等的控制相关的车辆210的控制装置。电子控制装置200是与上述实施例1所示的电子控制装置100大致相同的构成。向电子控制装置200输入与输入至电子控制装置100的信号相同的各种信号等(在本实施例中,通过输出转速传感器90检测出被驱动轮16的旋转约束的驱动齿轮274的转速作为输出转速 N_o [rpm]来进行输入)。从电子控制装置200输出与电子控制装置100所输出的指令信号相同的各种指令信号。电子控制装置200与电子控制装置100同样地具有与判定部102、驱动力控制部104、限制部106、发动机控制部108、MG1控制部110、MG2控制部112以及液压控制部114的各功能同等的功能。需要说明的是,电子控制装置200相当于本发明中的“控制装置”。

[0156] 电子控制装置200的控制工作与上述实施例1中的电子控制装置100大致相同,但不同点在于,在实施例1中是在“有级变速部60中的变速控制中”执行,而在本实施例中是在“车辆210中的加速控制中”执行。即,不同点在于,在上述实施例1中是“有级变速部60中的变速控制中”的电子控制装置100的控制工作,但在本实施例中替换为“车辆210中的加速控制中”的电子控制装置200的控制工作。此外,不同点在于,在本实施例中,不像实施例1那样在作为差动机构的第二行星齿轮机构282与驱动轮16之间设有机械式变速机构。由此,变更速度限制值 V_{chglm} 的计算根据加速控制中的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 、转速变化率 dN_g/dt 以及增压响应延迟来进行。因此,在本实施例中,以与实施例1不同的部分为中心进行说明,对于与实施例1共同的部分,适当省略其说明。

[0157] 图15是说明电子控制装置200的控制工作的主要部分的流程图的一个例子。图15在决定了在车辆210中执行加速控制的情况下被执行。

[0158] 首先,在与判定部102的功能对应的步骤S110中,判定可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 是否被限制。在步骤S110的判定为肯定的情况下,执行步骤S120。在步骤S110的判定为否定的情况下,执行步骤S140。

[0159] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S120中,计算出加速控制中的电力收支目标值 $\Delta Paim$ 。然后,执行步骤S130。

[0160] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S130中,开始加速控制。然后,执行步骤S132。

[0161] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S132中,根据电力收支目标值 $\Delta Paim$,计算出加速控制中的第二行星齿轮机构282的各旋转元件(表示与第一旋转元件RE1对应的轮架CA1的转速的e轴、表示与第二旋转元件RE2对应的太阳轮S1的转速的g轴以及表示与第三旋转元件RE3对应的齿圈R1的转速的m轴)的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。然后,执行步骤S134。

[0162] 在与限制部106的功能对应的步骤S134中,根据加速控制中的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 、转速变化率 dNg/dt 以及增压响应延迟,计算出变更速度限制值 $Vchg1m$ 。然后,执行步骤S136。

[0163] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S136中,分别控制发动机12、第一旋转机MG1、第二旋转机MG2,并执行车辆210中的加速控制。在该加速控制中,应用在步骤S134中计算出的变更速度限制值 $Vchg1m$ 。即,在增压压力的变更速度 $Vchg$ 被限制为不超过变更速度限制值 $Vchg1m$ 的状态下控制发动机12。然后,执行步骤S138。

[0164] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S138中,判定加速控制是否结束。在步骤S138的判定为肯定的情况下返回。在步骤S138的判定为否定的情况下,再次执行步骤S132。

[0165] 通过重复执行步骤S132到步骤S138,将实际的第二行星齿轮机构282的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 控制为使电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 $\Delta Paim$ 的第二行星齿轮机构282(差动机构)的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值。由此,以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 $\Delta Paim$ 的方式进行加速控制。

[0166] 在与驱动力控制部104的功能对应的步骤S140中,执行加速控制。在步骤S140中的加速控制中,不应用变更速度限制值 $Vchg1m$ 。即,以增压压力的变更速度 $Vchg$ 不受变更速度限制值 $Vchg1m$ 的制约的方式控制发动机12。然后返回。

[0167] 搭载有本实施例的电子控制装置200的车辆210具备:发动机12,具有增压器18;第一旋转机MG1;第二行星齿轮机构(差动机构)282,具有以能传递动力的方式连结发动机12的第一旋转元件RE1、以能传递动力的方式连结第一旋转机MG1的第二旋转元件RE2以及连结有能向驱动轮16传递动力的驱动齿轮274的第三旋转元件RE3;第二旋转机MG2,以能传递动力的方式连结于驱动齿轮274;以及电池54,对于第一旋转机MG1和第二旋转机MG2分别授受电力。

[0168] 根据本实施例,具备(a)驱动力控制部104,以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 $\Delta Paim$ 的方式进行加速控制;以及(b)限制部106,在加速控制中电池54的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 被限制的情况下,限制由增压器18产生的增压压力的变更速度 $Vchg$,在可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的限制大的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的限制小的情况相

比,增大增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制。当在加速控制中产生增压压力 P_{chg} 的响应延迟时,实际发动机转矩 T_{er} 的不均容易变大,难以取得电池54的充放电电力收支的平衡,特别是在电池54的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 被限制的情况下,难以取得充放电电力收支的平衡。在加速控制中,在可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的限制大的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的限制小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大,实际发动机转矩 T_{er} 的不均被减少。由此,易于取得加速控制中的充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0169] 根据本实施例,限制部106在作为第一旋转机MG1的转速的MG1转速 N_g 的转速变化率 dN_g/dt 大的情况下,与MG1转速 N_g 的转速变化率 dN_g/dt 小的情况相比,增大增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制。当为了迅速的加速而缩短加速时间时,第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt ,即作为相同的值的第二行星齿轮机构282的转速变化率 $d\omega_g/dt$ 变大。在加速控制中第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt 大的情况(第二行星齿轮机构282的转速变化率 $d\omega_g/dt$ 大的情况)下,与第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt 小的情况相比,因增压压力 P_{chg} 的响应延迟而产生的实际发动机转矩 T_{er} 的不均容易变大,难以取得电池54的充放电电力收支的平衡。在第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt 大的情况下,与第一旋转机MG1的转速变化率 dN_g/dt 小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大,从而实际发动机转矩 T_{er} 的不均被减少。由此,易于取得加速控制中的充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0170] 根据本实施例,限制部106在增压压力 P_{chg} 的响应延迟大的情况下,与增压压力 P_{chg} 的响应延迟小的情况相比,增大增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制。在增压压力 P_{chg} 的响应延迟大的情况下,与增压压力 P_{chg} 的响应延迟小的情况相比,实际发动机转矩 T_{er} 的不均容易变大,难以取得电池54的充放电电力收支的平衡。在增压压力 P_{chg} 的响应延迟大的情况下,与增压压力 P_{chg} 的响应延迟小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大,实际发动机转矩 T_{er} 的不均被减少。由此,易于取得加速控制中的充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0171] 根据本实施例,还具备补偿部(MG2控制部112),该补偿部通过MG2转矩 T_m 来补偿从作为差动机构的第二行星齿轮机构282输出至作为传递构件的驱动齿轮274的转矩的偏差,该偏差是基于与增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制相伴产生的、请求发动机转矩 T_{edem} 与实际发动机转矩 T_{er} 的差 $\Delta T_e (=T_{edem} - T_e)$ 产生的。与增压压力的变更速度 V_{chg} 被限制相伴地在请求发动机转矩 T_{edem} 与实际发动机转矩 T_{er} 之间产生差 ΔT_e ,在从作为差动机构的第二行星齿轮机构282输出至作为传递构件的驱动齿轮274的转矩产生偏差,但该偏差通过MG2转矩 T_m 而得到补偿,由此能响应驾驶员的加速请求。

[0172] 以上,基于附图对本发明的实施例进行了详细说明,但本发明也适用于其他方案。

[0173] 在上述的实施例1中,在将变速挡位从AT2速挡位向AT3速挡位切换的升挡的变速控制中执行了对增压压力的变更速度 V_{chg} 进行限制的控制,但并不限于此,例如也可以在降挡的变速控制中执行该控制。

[0174] 在上述的实施例2中,在加速控制中执行了对增压压力的变更速度 V_{chg} 进行限制的控制,但并不限于此,例如也可以在车辆210中的减速控制中执行该控制。实际的第二行星齿轮机构282的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 被控制为使电池54的充放

电电力收支成为电力收支目标值 ΔP_{aim} 的第二行星齿轮机构282(差动机构)的各旋转元件RE1、RE2、RE3的转速变化率 $d\omega/dt$ 的目标值,由此,以电池54的充放电电力收支成为电力收支目标值 ΔP_{aim} 的方式进行减速控制。此外,在上述的实施例1中,在变速控制中执行了对增压压力的变更速度 V_{chg} 进行限制的控制,但并不限于此,例如可以与实施例2同样地在加速控制中执行该控制,此外,也可以在减速控制中执行该控制。加速控制、减速控制以及变速控制是本发明中的驱动力控制部104所进行的“驱动力控制”的一种,“驱动力控制”是变更增压压力 P_{chg} 从而变更发动机转矩 T_e 的控制。例如,“驱动力控制”是基于加速器开度 θ_{acc} 的增减来变更增压压力 P_{chg} 从而变更发动机转矩 T_e 的控制。在这样的驱动力控制中可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的限制大的情况下,与可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 的限制小的情况相比,增压压力的变更速度 V_{chg} 的限制被增大,从而驱动力控制中的实际发动机转矩 T_{er} 的不均被减少,易于取得充放电电力收支的平衡,充放电电力收支的平衡的恶化被抑制。

[0175] 在上述的实施例1中,将变速控制中的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 、转速变化率 dN_g/dt 、转速变化率 dN_{ati}/dt 以及增压响应延迟这四者作为变量来计算出变更速度限制值 V_{chglm} ,在上述的实施例2中,将加速控制中的可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 、转速变化率 dN_g/dt 以及增压响应延迟这三者作为变量来计算出变更速度限制值 V_{chglm} ,但并不限于该方案。例如,将这四者或三者中的至少可充放电电力 W_{in} 、 W_{out} 作为变量来计算出变更速度限制值 V_{chglm} 即可。

[0176] 在上述的实施例1、2中,电力收支目标值 ΔP_{aim} 的基本值被设为 $[(W_{out}+W_{in})/2]$,但并不限于此。例如,电力收支目标值 ΔP_{aim} 的基本值也可以被设为零。由此,在变速控制的前后或加速控制的前后,电力向电池54的输入输出被抑制,因此能延长电池54的电池寿命。

[0177] 在上述的实施例1、2中,判定为充放电电力被限制的情况是可充电电力 W_{in} 小于规定的第一电力值的情况、可放电电力 W_{out} 小于规定的第二电力值的情况,但进行该判定的情况也可以是可充电电力 W_{in} 小于规定的第一电力值的情况和可放电电力 W_{out} 小于规定的第二电力值的情况中的至少一方成立的情况。此外,充放电电力是否被限制的判定可以基于例如如图7的关系,利用电池温度 Th_b 、充电状态值 SOC 来进行,也可以根据电池54的劣化的发展程度来进行。例如,根据预先通过实验确定的电池54的劣化度(劣化的发展程度)与电池充放电电流 I_{bat} 的电流值以及充放电次数的累积数据的关系来推定电池54的劣化度,在此推定出的劣化度为规定的劣化度以上的情况下,为了抑制电池54的劣化的发展而限制充电电力。在这样的情况下,判定为充放电电力被限制。需要说明的是,规定的劣化度是用于对需要抑制电池54的劣化的发展进行判定的预先设定的阈值。

[0178] 在上述的实施例1、2中,在变速控制或加速控制结束后执行延迟角控制来进行转矩调整,但并不限于此。例如,也可以在变速控制或加速控制结束后执行提前角控制来进行转矩调整。

[0179] 在上述的实施例1、2中,在前进行驶中执行了对增压压力的变更速度 V_{chg} 进行限制的控制,但本发明也可以在后进行驶中应用该控制。

[0180] 在上述的实施例1中,作为能将轮架CA1固定为无法旋转的锁定机构,举例示出了单向离合器F0,但并不限于该方案。该锁定机构例如也可以是将输入轴72与壳体56选择性地连结的、啮合式离合器、离合器或制动器等液压式摩擦接合装置、干式的接合装置、

电磁式摩擦接合装置、磁粉式离合器等接合装置。或者,车辆10不一定需要具备单向离合器F0。

[0181] 在上述的实施例2中,车辆210也可以是发动机12连结于无级变速部260而不具备有级变速部258的车辆。此外,无级变速部260也可以是能通过连结于第二行星齿轮机构282的旋转元件的离合器或制动器的控制来限制差动作用的机构。此外,第二行星齿轮机构282也可以是双小齿轮型的行星齿轮装置。此外,第二行星齿轮机构282也可以是通过多个行星齿轮装置相互连结而具有四个以上的旋转元件的差动机构。此外,第二行星齿轮机构282也可以是第一旋转机MG1和驱动齿轮274分别连结于被发动机12旋转驱动的小齿轮和与此小齿轮啮合的一对锥齿轮而成的差动齿轮装置。此外,第二行星齿轮机构282也可以是在两个以上的行星齿轮装置通过构成它们的一部分的旋转元件相互连结的构成中,发动机12、第一旋转机MG1、驱动轮16分别以能传递动力的方式连结于这些行星齿轮装置的旋转元件而成的机构。

[0182] 在上述的实施例1、2中,增压器18是公知的排气涡轮式的增压器,但并不限于该方案。例如,增压器18也可以是被发动机或电动机旋转驱动的机械泵式的增压器。此外,也可以并用地设置排气涡轮式的增压器和机械泵式的增压器来作为增压器。

[0183] 需要说明的是,上述的方案仅是本发明的实施例,本发明可以在不脱离其主旨的范围内,以基于本领域技术人员知识施加各种变更、改良的方式来实施。

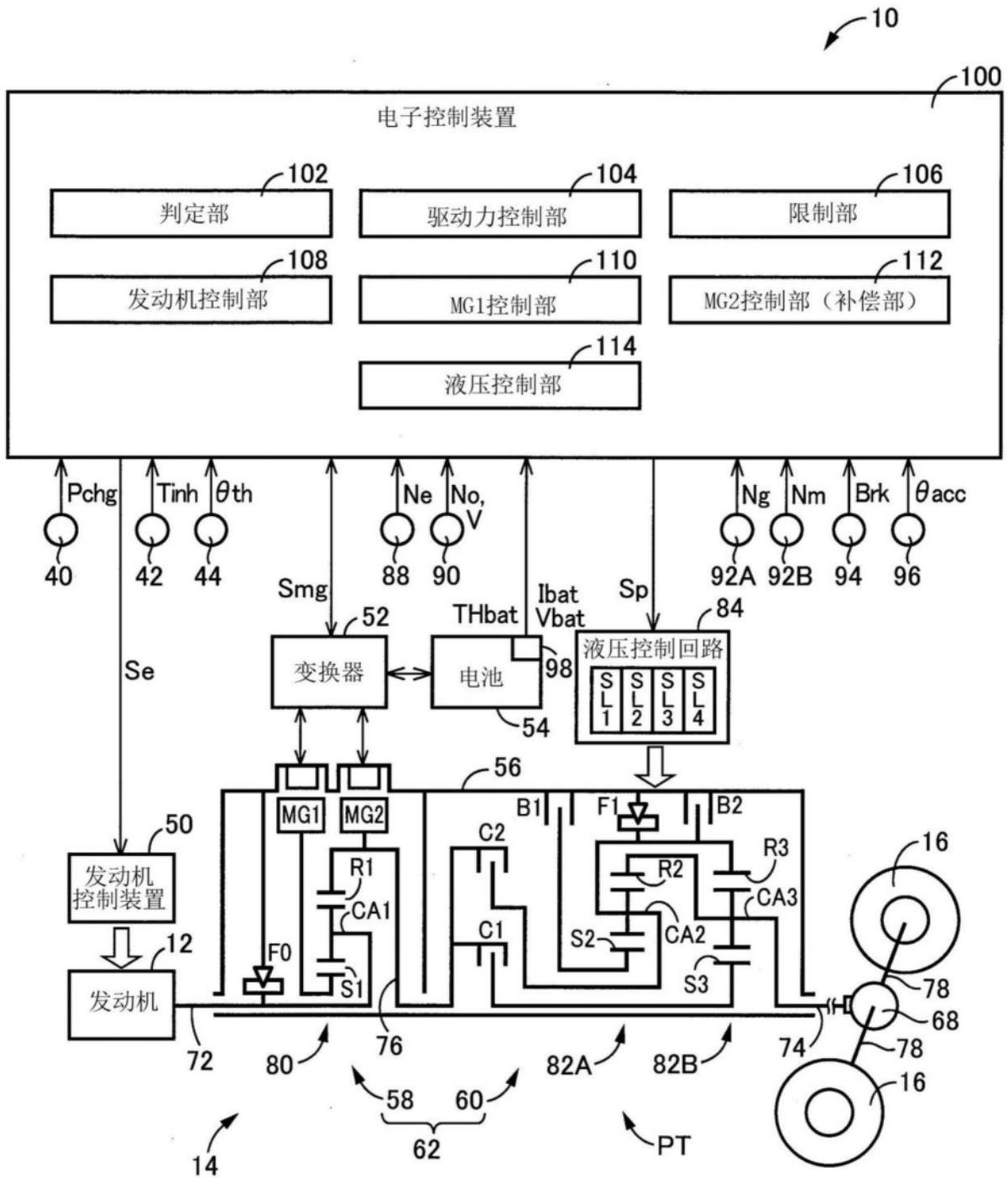


图1

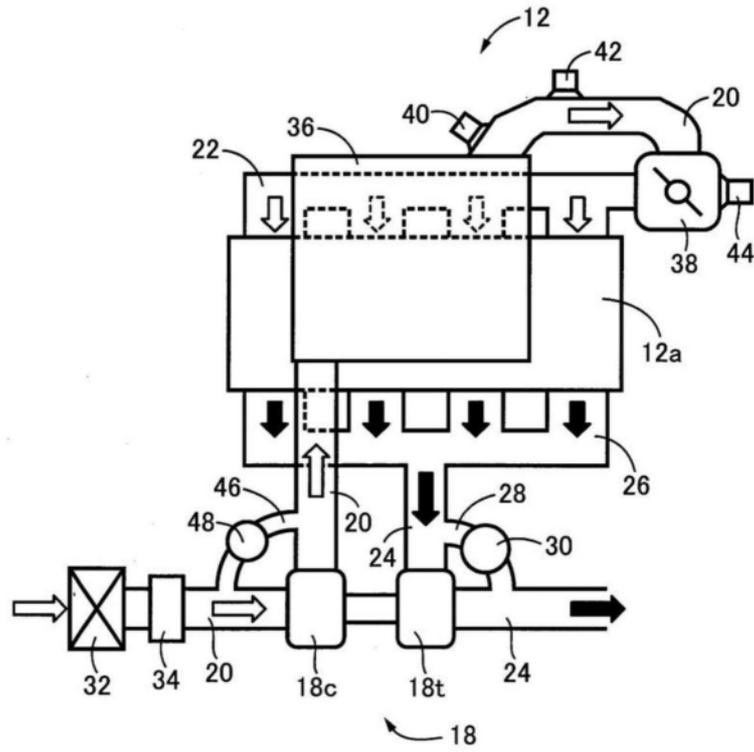


图2

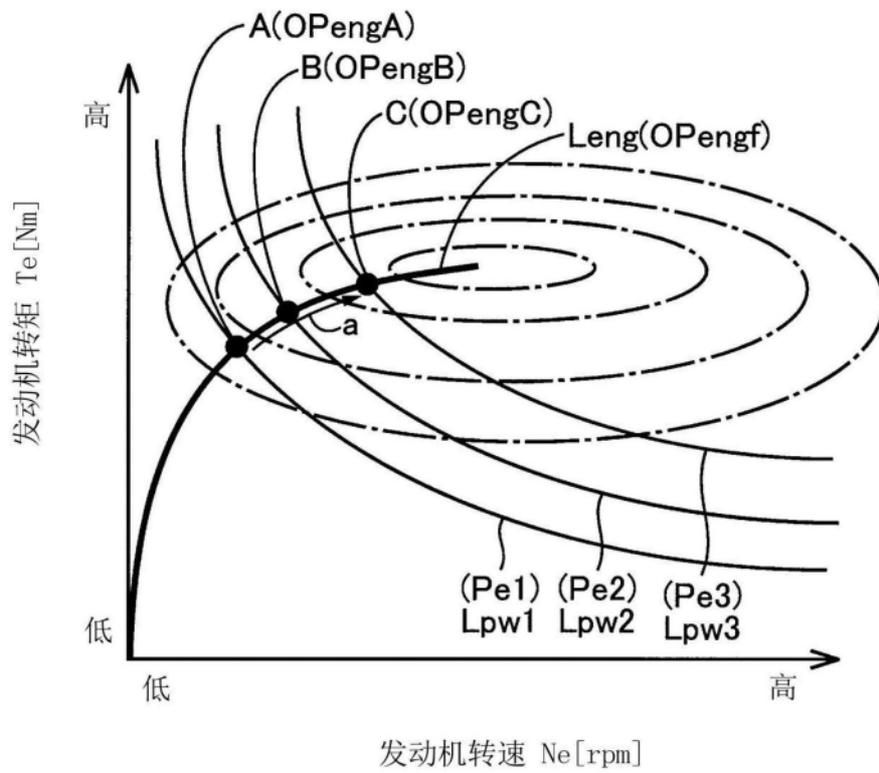


图3

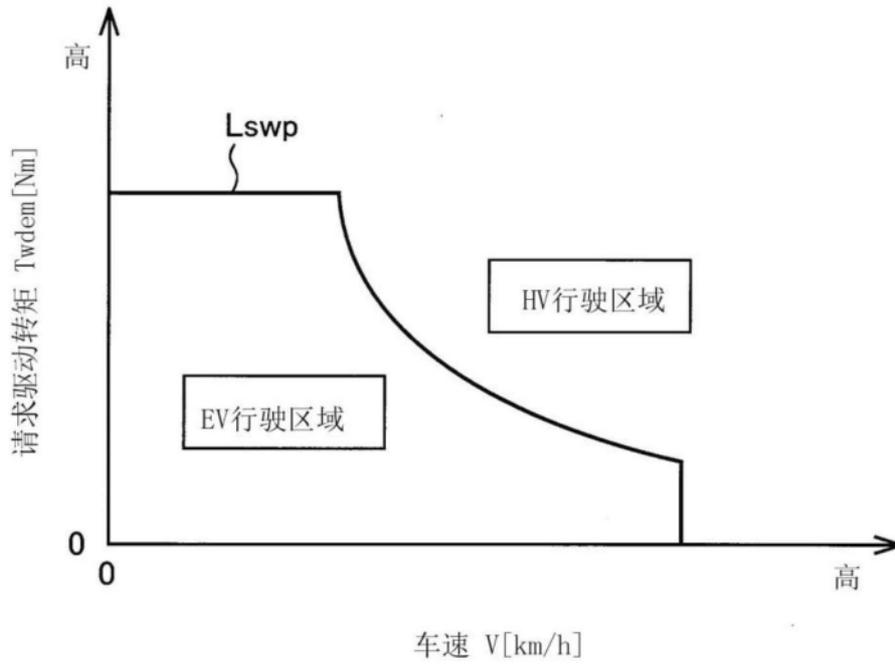


图4

AT挡位	C1	C2	B1	B2	F1
第一挡	○			△	○
第二挡	○		○		
第三挡	○	○			
第四挡		○	○		
后退挡	○			○	

图5

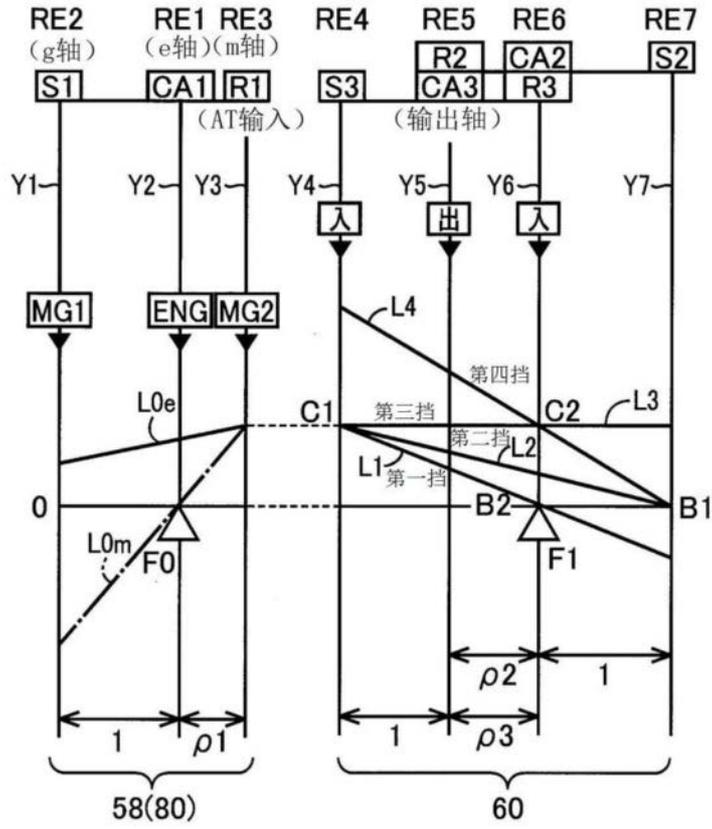


图6

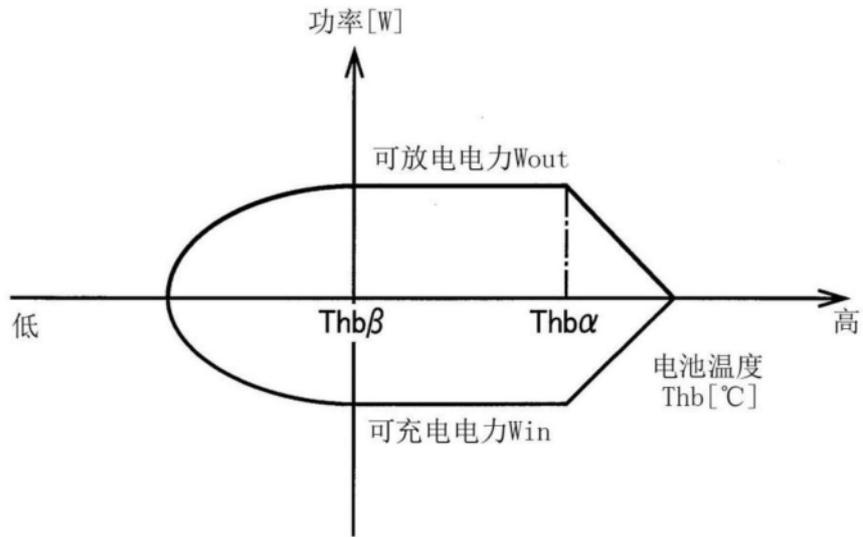


图7

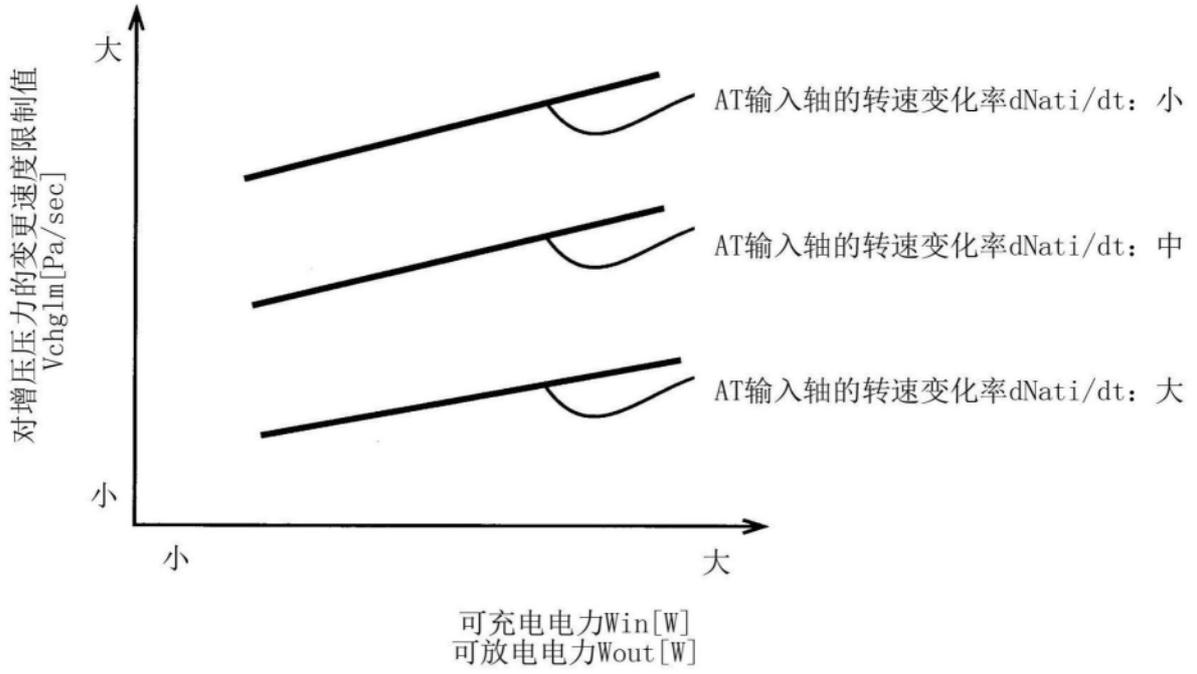


图8

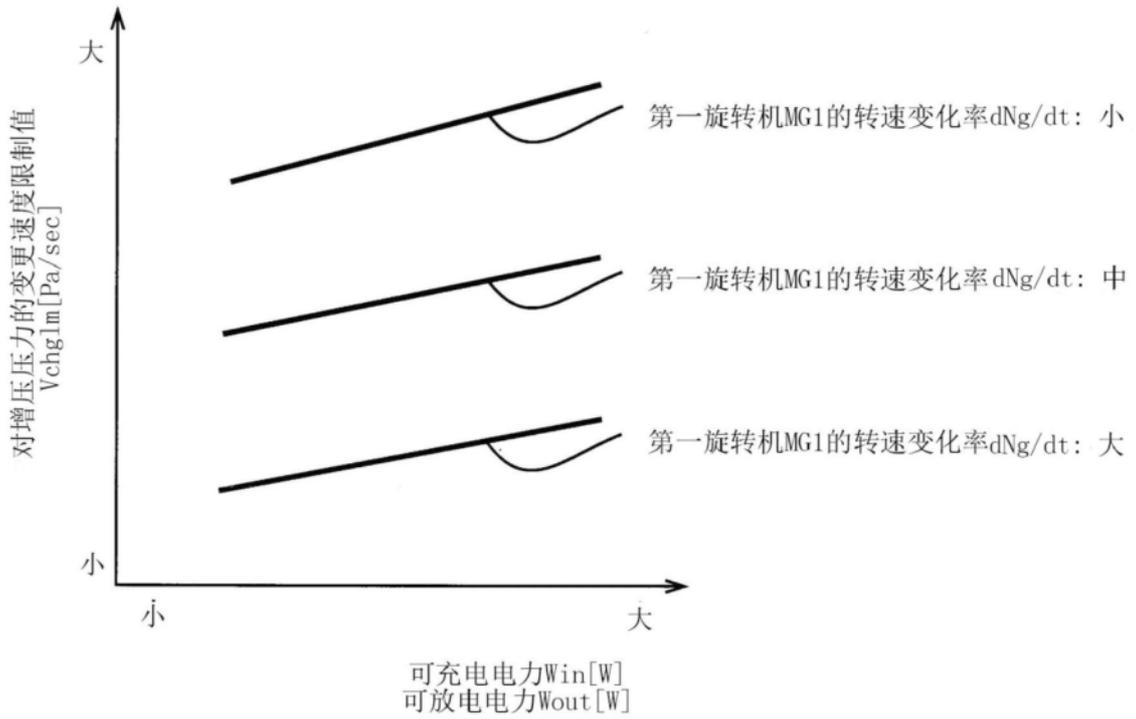


图9

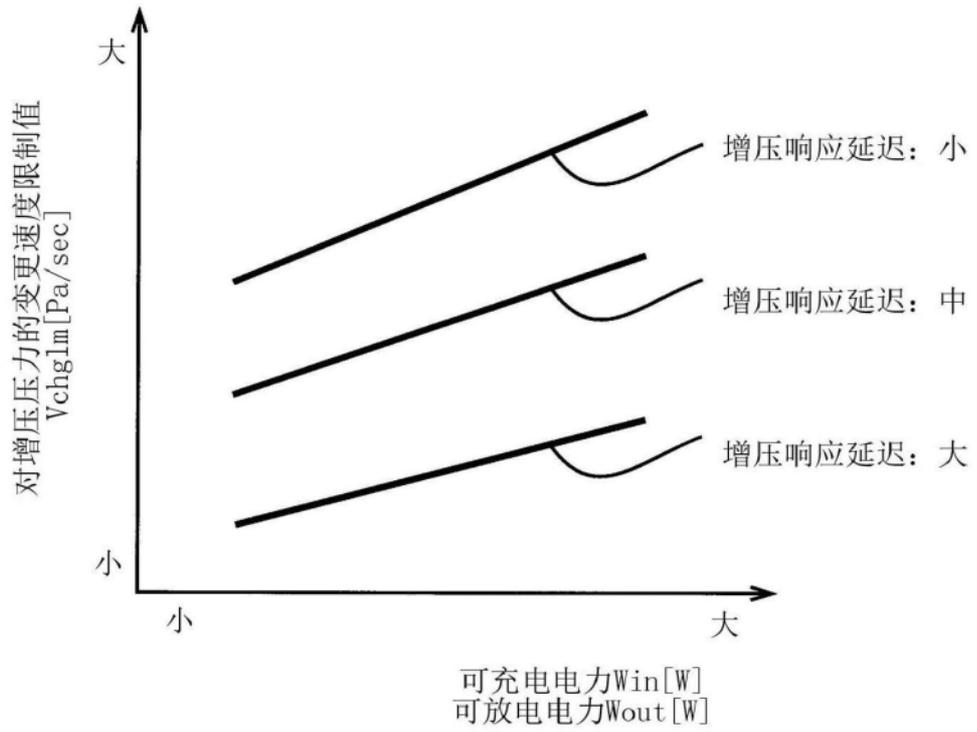


图10

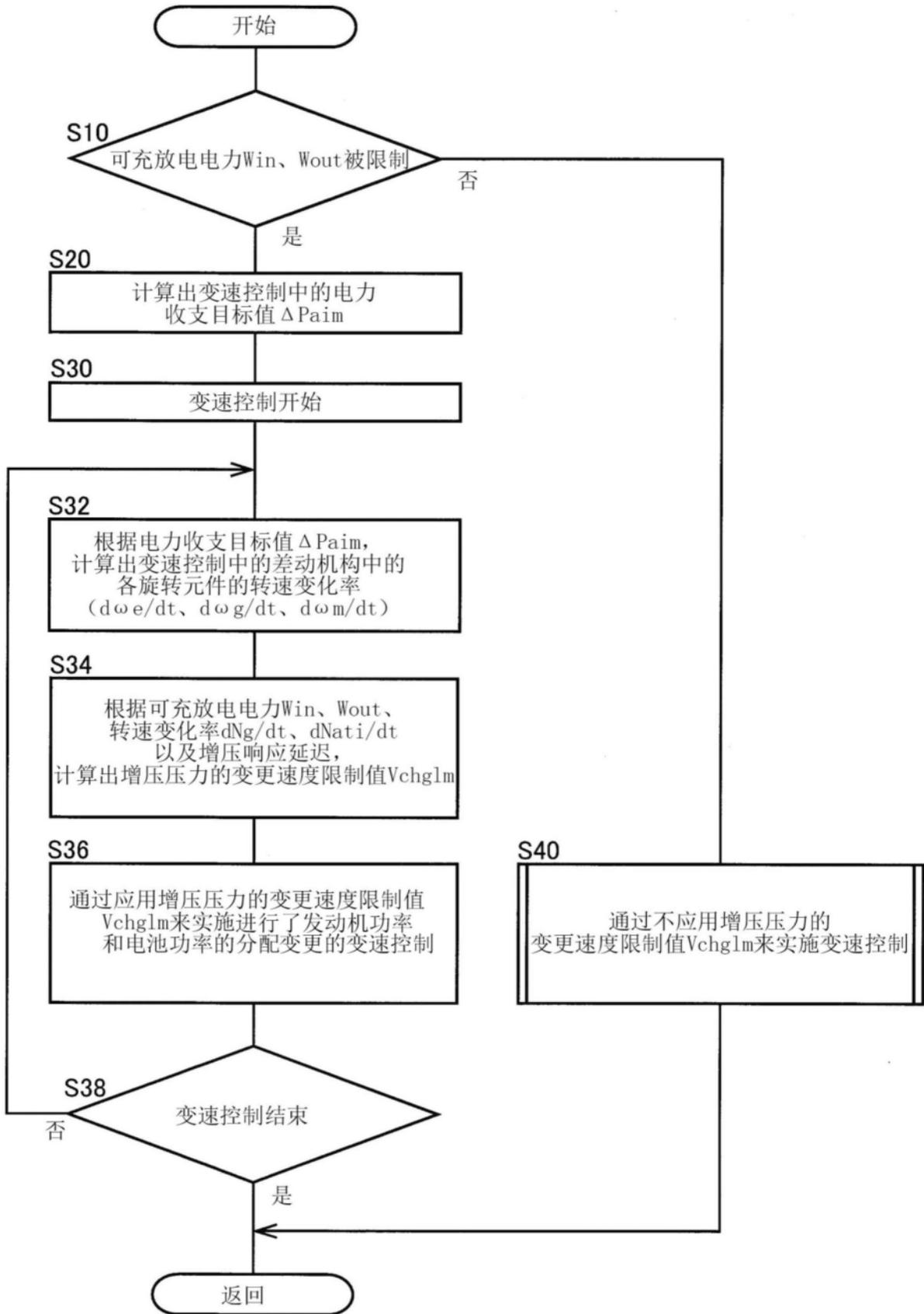


图11

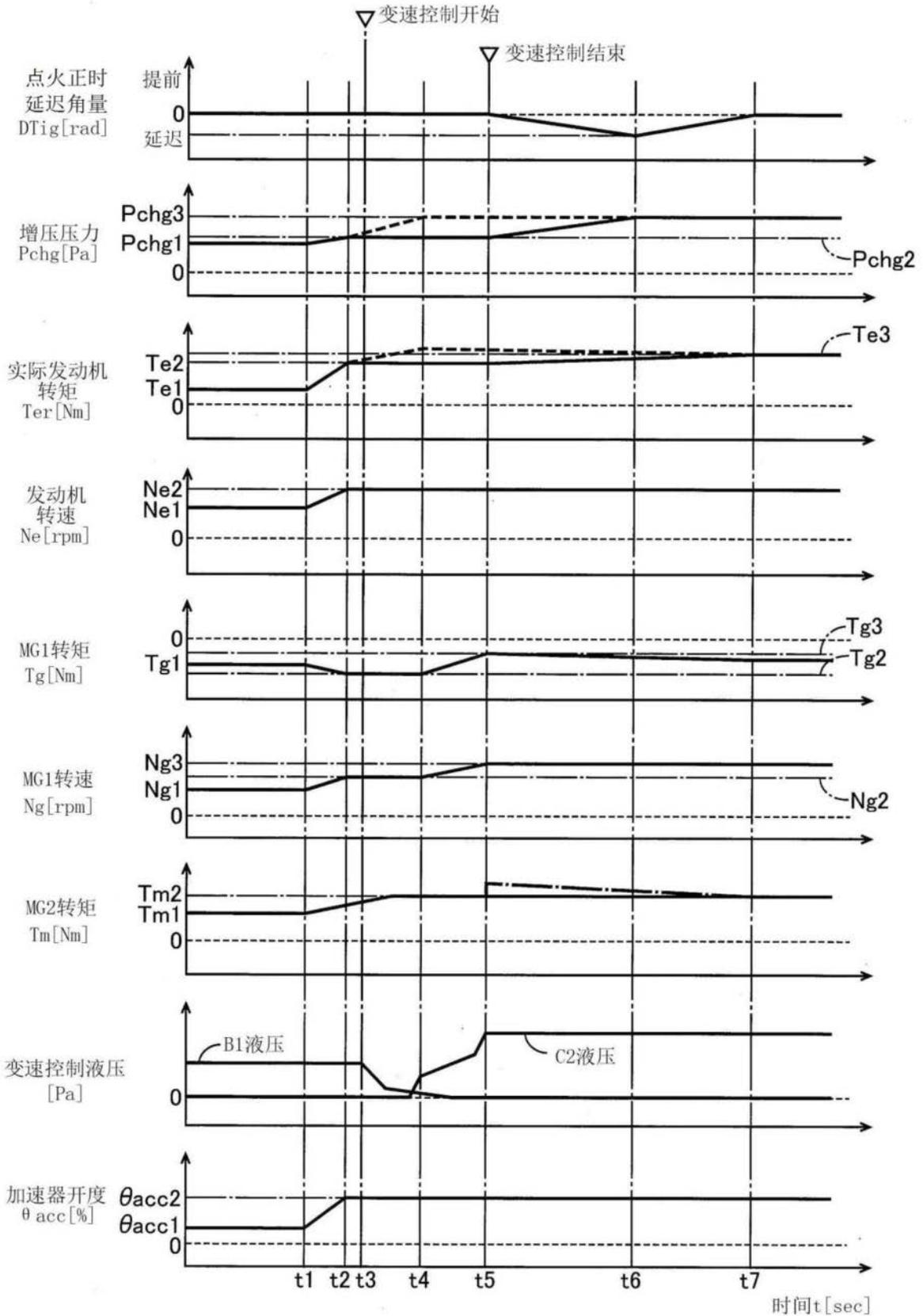


图12

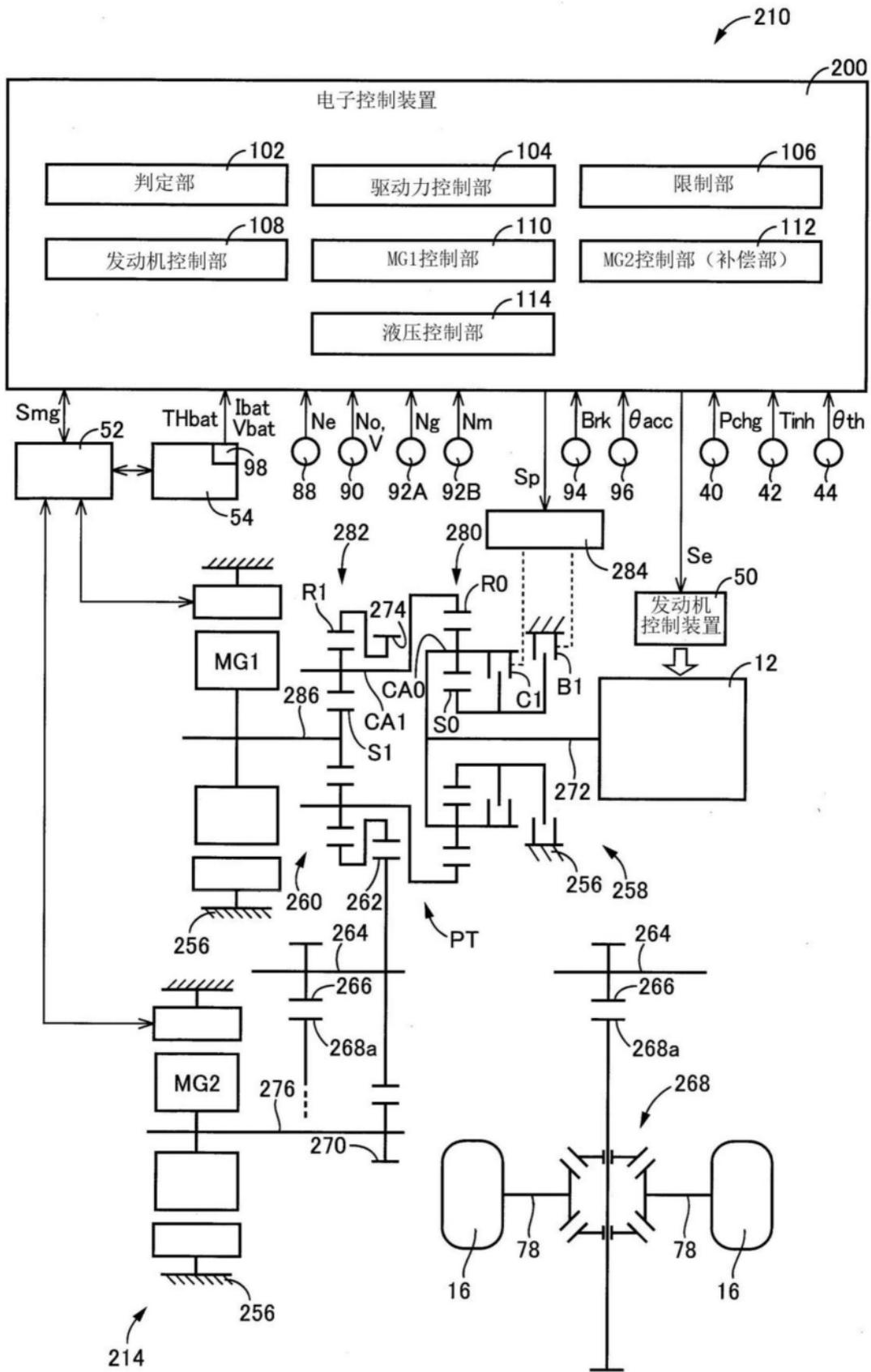


图13

行驶模式			C1	B1	MG1	MG2	
EV	前进/ 后退	单独驱动	驱动			G	M
			并用发动 机制动	△	△	G	M
		双驱动	○	○	M	M	
HV	前进	高挡		○	G	M	
		低挡	○		G	M	
	后退	低挡	○		G	M	

图14

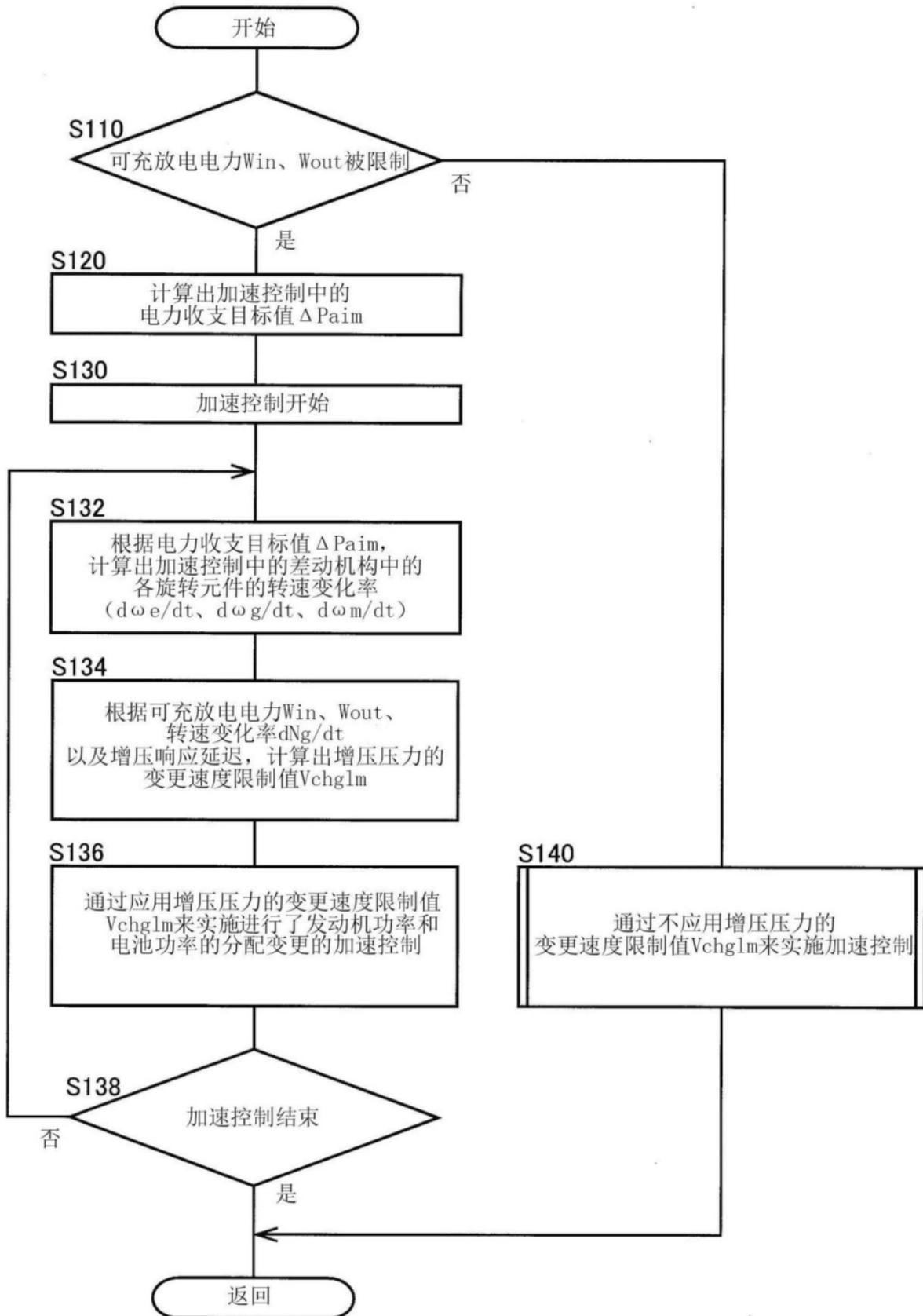


图15